

Міністерство освіти і науки України  
Державний заклад «Луганський національний університет  
імені Тараса Шевченка»

Ю.Г. Козуб

# ДЕТАЛІ МАШИН

Видання третє, перероблене і доповнене

*Підручник*

Старобільськ  
2018

УДК 621.81.001.6

ББК 34.44

К 47

**Рецензенти:**

**Васильєв Л.М.** – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу Інституту геотехнічної механіки НАН України.

**Дирда В.І.** – доктор технічних наук, професор Дніпровського державного аграрно-економічного університету.

К 47

**Козуб Ю.Г.**

Деталі машин: Підручник. – Старобільськ: – Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 294 с.

**ISBN**

Викладено сучасні методи проектування і розрахунку типових деталей загально-го і сільськогосподарського машинобудування. Розглянуто методи розрахунків механічних передач, з'єднань деталей, пружних елементів, валів та їх опор тощо.

Для студентів закладів вищої освіти, що навчаються за інженерно-технічними та інженерно-педагогічними спеціальностями, а також для науково-технічних працівників.

Іл. 196. Табл. 96. Бібліогр. 95.

*Рекомендовано до друку навчально-методичною радою  
Луганського національного університету імені Тараса Шевченка  
(протокол № 9 від 30 березня 2018р.)*

© Козуб Ю.Г.  
©ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка»

## ПЕРЕДМОВА

---

Створення нових машин і механізмів для сільськогосподарського виробництва, які б відповідали сучасним вимогам, передбачає підготовку висококваліфікованих інженерних кадрів машинобудівного профілю, здатних розв'язувати питання розрахунків, конструювання, виготовлення та експлуатації машин і механізмів високого технічного рівня.

Матеріал підручника відповідає загальним тенденціям викладання дисципліни «Деталі машин і основи конструювання», укладений згідно чинної Програми для сільськогосподарських вищих навчальних закладів із спеціальності «Механізація сільськогосподарства» і побудований на використанні сучасних методик розрахунків, принципів конструювання та діючих стандартів.

Підручник складається з 23 глав зміст яких охоплює питання конструювання деталей та вузлів загальномашинобудівного призначення, теоретичні основи і розрахунки існуючих передач приводів машин, роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, деталей, що обслуговують передачі тощо. Найбільш докладно розглянуті питання, які є предметом наукової діяльності авторів – конструювання та методи розрахунку гумових деталей як конструкційних елементів машин. Для більш глибокого розуміння та засвоєння теоретичних положень більшість глав має типові приклади розрахунків і необхідний довідковий матеріал для розв'язування певних практичних задач.

Вивчення курсу «Деталі машин і основи конструювання» завершується курсовим проектуванням. Підручник разом з іншими навчальними посібниками та довідниками може стати теоретичною базою для виконання курсового проекту.

Матеріал подано відповідно до сучасних науково-технічних досягнень, використовуючи методики розрахунку і проектування з позначеннями, прийнятими у чинних стандартах: Державні стандарти України (ДСТУ); Міждержавні стандарти (ГОСТ); Міжнародна система стандартів (ISO).

# 1 ВСТУП

---

Більшість робочих процесів у сільському господарстві, матеріальному виробництві, будівництві та транспорті пов'язана з використанням машин, механізмів та малих засобів механізації, складовими яких є деталі машин.

Дисципліна «Деталі машин і основи конструювання» охоплює вивчення і розрахунки окремих деталей та їх комплексів – вузлів або складальних одиниць, об'єднаних спільним призначенням [1-43].

Основними задачами курсу «Деталі машин і основи конструювання» є вивчення конструкцій, критеріїв працездатності деталей і вузлів машин, основ теорії сумісної роботи сполучених машин і методів їх розрахунку; узагальнення інженерного досвіду створення машинобудівних конструкцій; розробка наукових основ розрахунку та проектування надійних елементів і вузлів конструкцій; розвиток навиків конструювання та технічної творчості.

Курс базується на загальнонаукових і загальноінженерних дисциплінах: математиці, фізиці, матеріалознавстві, кресленні, теоретичній механіці, опорі матеріалів тощо.

Історія використання деталей машин починається з глибокої давнини. Відомо застосування лучкового зворотньо-обертового приводу для добування вогню; пружин, кривошипів і важелів у давньоримських алебардах, балістах і катапультах. Металеві цапфи, примітивні зубчасті колеса, гвинти, поліспасти були відомі ще до Архімеда.

Епоха Відродження позначилась винаходами Леонардо да Вінчі. Це зубчасті колеса з вісями, що перехрещуються, шарнірні ланцюги, підшипники кочення, канатні та пасові передачі, шарнірні муфти, вантажні гвинти тощо.

Усередині XVIII ст. Л. Ейлер запропонував евольвентне зубчасте зачеплення. Перші патенти на підшипники кочення були видані в Англії у 1872 та 1878 рр., проте їх централізоване виробництво почалось в Німеччині (1883 р.) і США (1889 р.).

Важливим внеском Росії у створення механічних конструкцій була розробка Бенардосом (1882 р.) та Слав'яновим (1888 р.) дугового електрозварювання. Значний вклад в розробку передач вніс Новіков, розробивши у 1954 р. зачеплення з круговим профілем.

Як самостійна наукова дисципліна курс «Деталі машин» сформувався близько 80-х років XIX сторіччя. У нашій країні перший курс під назвою «Деталі машин» написаний в 1881 році проф. В.Л. Кірпічовим (1843-1913). У подальшому цей курс дістав свій розвиток у працях проф. П.К. Худякова (1857-1936), О.І. Сидорова (1866-1931), М.О. Саверіна (1891-1952) та ін. З курсів, написаних іноземними вченими та перекладених на російську мову, відомі праці К. Баха та Ф. Ретшера. Із сучасних авторів курсів «Деталі машин» найбільш відомі: Д.Н. Решетов, М.Н. Іванов, П.Г. Гузенков, В.Н. Кудрявцев, Г.Б. Іосілевич, В.Т. Павлице та ін. Крім загальних курсів з деталей машин, написана значна кількість монографій і статей з окремих розділів курсу, наприклад, праці Г. Герца, М.Є. Жуковського, С.Д. Чаплигіна, Н.П. Петрова, Д.Н. Решетова, В.Н. Кудрявцева, М.Н. Іванова, П.Г. Гузенкова, В.І. Дирди та ін.

Курс «Деталі машин і основи конструювання» безперервно розвивається завдяки прогресу науки й техніки, появи нових матеріалів і технологій. Із широким вико-



ристанням ЕОМ зросли точність і значимість розрахунків, змінився характер проектування. Процес проектування доповнюється новим етапом, на якому для дослідження деталей і вузлів використовують математичні моделі оптимізації й економічне обґрунтування, які зробилися обов'язковими елементами будь-якого проектування.

### 1.1 Визначення об'єктів, що розглядаються в курсі «Деталі машин і основи конструювання»

Машини та механізми складаються з деталей і вузлів.

**Деталь** – це частка машини, що виготовляється без складальних операцій. Деталі можуть бути простими (гайка, шпонка тощо) або складними (колінчастий вал, корпус редуктора тощо).

Серед великої різноманітності деталей машин розрізняють такі, що застосовують майже в усіх машинах (болти, вали, муфти, зубчасті колеса тощо). Ці деталі називають деталями загального призначення і вивчають в курсі «Деталі машин і основи конструювання». Усі інші деталі (поршні, лопатки турбін, колінчасті вали тощо) відносять до деталей спеціального призначення і вивчають у спеціальних курсах. Деталі об'єднують у вузли.

**Вузол** являє собою складальну одиницю, що містить ряд деталей загального функціонального призначення (підшипники кочення, муфта, редуктор тощо). Складні вузли можуть містити в собі декілька простих вузлів (підвузлів): наприклад, редуктор містить підшипники, вали з насадженими на них зубчастими колесами тощо. Вузли, в свою чергу, об'єднують в механізми.

**Механізмом** називають систему фізичних тіл (вузлів, підвузлів), з'єднаних кінематичними парами і призначених для перетворення руху одного або декількох тіл на потрібний рух інших тіл.

За функціональним призначенням механізми машин поділяють на передатні, виконавчі, механізми керування, контролю та регулювання, подачі, транспортування, сортування тощо.

У структурному плані машина являє собою єдиний комплекс механізмів, що забезпечує виконання притаманних їй функцій.

**Машиною** називають механічний пристрій, що складається з декількох механізмів і призначений для перетворення енергії, матеріалів чи інформації з метою заміни або полегшення фізичної або розумової праці людини. Залежно від функціонального призначення машини поділяють на такі класи:

- машини-двигуни – енергетичні машини, призначені для перетворення енергії будь-якого виду на механічну (двигуни внутрішнього згоряння, електродвигуни тощо);
- технологічні машини, призначені для змінення розмірів, форми, властивостей чи стану предмета (метало-оброблювальні верстати, преси, машини харчової та хімічної промисловості тощо);
- транспортні машини, призначені для переміщення людей, вантажів, виробів (підйомні крани, конвеєри тощо);
- інформаційні машини.

**Машинним агрегатом** (рис. 1.1) називають сполучення машини-двигуна (МД), передатних механізмів (ПМ) і виконуючої робо-

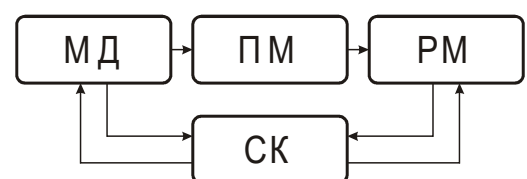


Рис 1.1. Принципова схема машинного агрегату

чої машини (РМ). Для узгодження роботи двигуна та виконуючого органу вводять систему керування (СК).

## 1.2 Види навантажень, що діють на деталі машин

У процесі роботи деталі машин знаходяться під дією зовнішніх (робочих) навантажень. Робочим називають навантаження (силу, момент), що сприймається деталлю чи вузлом під час експлуатації машини. У процесі експлуатації машин на їхні деталі та вузли частіше діють змінні навантаження, характер змінення яких може залежати від систематичних або випадкових факторів. Для машин, що виконують у виробничому процесі визначені технологічні функції, характер змінення навантаження для одного технологічного циклу залишається приблизно постійним. У деяких випадках, наприклад, для транспортних машин, навантаження залежать від ряду випадкових факторів (опору переміщення, що визначається рельєфом і станом шляху, дією сил інерції та вітру тощо).

**Статичними** називаються навантаження, значення, напрям і місце прикладання яких залишаються постійними чи змінюються повільно від нуля до свого кінцевого значення. До цього виду навантаження відносять власну силу ваги виробу, тиск газу чи рідини в трубах, силу затягнення болтів та ін.

**Динамічними** називаються навантаження, що характеризуються швидким зміненням у часі їх значень, напрямку чи місця прикладання. Такі навантаження на робочі деталі ковальського молота, на зубці зубчастих коліс тощо.

Через змінний характер робочих навантажень інколи в розрахунки вводять так звані **номінальні** навантаження, тобто ті, що вибирають з числа діючих у сталому режимі робочих навантажень. Найчастіше за номінальне приймають максимальне чи найтриваліше навантаження.

Змінні робочі навантаження звичайно задають у вигляді впорядкованих графіків (рис. 1.2). На цих графіках по осі ординат відкладають силу  $F$  чи момент  $T$ , а по осі абсцис – час  $t$ , число циклів навантажень  $n_u$  або безрозмірний параметр  $(t_i/t_\Sigma) \cdot 100$ .

**Еквівалентним** називається таке постійне навантаження, яким можна замінити фактично діюче змінне робоче навантаження, вважаючи, що у відношенні відповідних критеріїв надійності (наприклад, довговічності) вони еквівалентні.

Під **розрахунковим** розуміють умовне постійне навантаження, яке розраховане за робочим навантаженням з урахуванням характеру його змінності та взаємодії сполучених деталей і визначає їхні розміри та форму згідно з критерієм працездатності, що розглядається. У попередніх (спрощених) розрахунках часто за рахункове приймають номінальне навантаження.

Циклограми навантажень елементів машин одержують шляхом реєстрування за допомогою спеціальної апаратури, неперервного характеру зміни навантаження протягом визначеного періоду експлуатації машини. Наступна статистична обробка

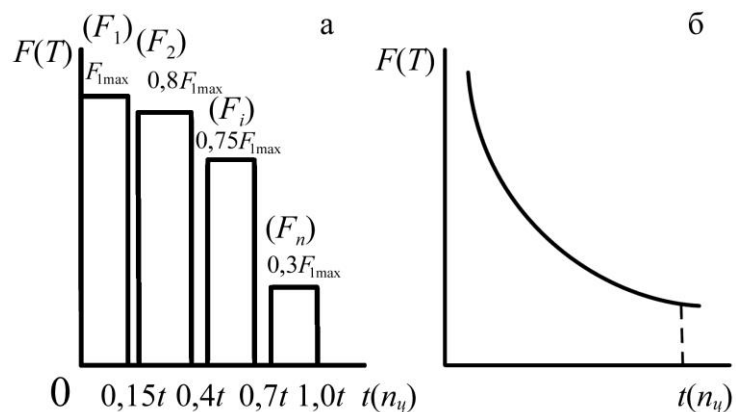


Рис. 1.2. Види навантажень: а – ступенева циклограма; б – криволінійна циклограма

зареєстрованих навантажень дає змогу побудувати циклограму навантаження конкретної деталі.

Здійснено вивчення навантажень [23, 36] у функції часу стосовно технологічних і транспортних машин (верстати, автомобілі, трактори, сільськогосподарська техніка, екскаватори, гірничі і підйомно-транспортні машини). Ці дослідження дали змогу накопичити інформацію про діючі навантаження і дістати типові режими навантаження машин.

На рис. 1.3 наведені графіки типових режимів навантаження машин, що побудовані в системі відносних координат  $F_i/F$  і  $n_{ui}/n_\Sigma$ .

До вказаних режимів відносять: П – постійний режим навантаження; В – важкий режим; СР – середній рівноймовірний режим; СН – середній нормальний режим; Л – легкий режим.

Для важкого режиму характерний високий рівень навантаження протягом значного періоду експлуатації машини, а для легкого режиму – низький рівень навантаження за цей же період.

Різні види сільськогосподарської техніки і підйомно-транспортного обладнання працюють у режимах навантаження від легкого до важкого. Гірничі машини експлуатуються при важкому (В) режимі; транспортні – при середньому рівноймовірному (СР), або середньому нормальному (СН); металообробні верстати – у легкому (Л) режимі.

Постійний режим (П) є найнапруженішим, бо машина протягом всього періоду її експлуатації знаходиться під дією постійного номінального навантаження.

### 1.3 Критерії працездатності машин

**Працездатність** – це стан машини, який оцінюють за міцністю, жорсткістю, зносостійкістю, вібраційною стійкістю тощо.

Головним критерієм працездатності для більшості деталей є міцність.

**Міцність** – це здатність деталі чинити опір руйнуванню, яка оцінюється за номінальними допустимими напруженнями, коефіцієнтами запасу міцності та ймовірністю безвідмовної роботи (статистичним запасом міцності).

**Жорсткість** – це здатність деталей зберігати форму та розміри під дією зовнішніх сил. У багатьох деталях машин напруження значно менші за граничні, наприклад у металорізальних верстатах вони складають лише кілька мегапаскалів, і розміри таких деталей визначаються саме умовами жорсткості.

Жорсткість деталей машин наближено визначають власною жорсткістю деталей, які розглядають як бруски, пластини чи оболонки з ідеалізованими опорами і контактною жорсткістю, або жорсткістю поверхневих шарів у місцях контакту.

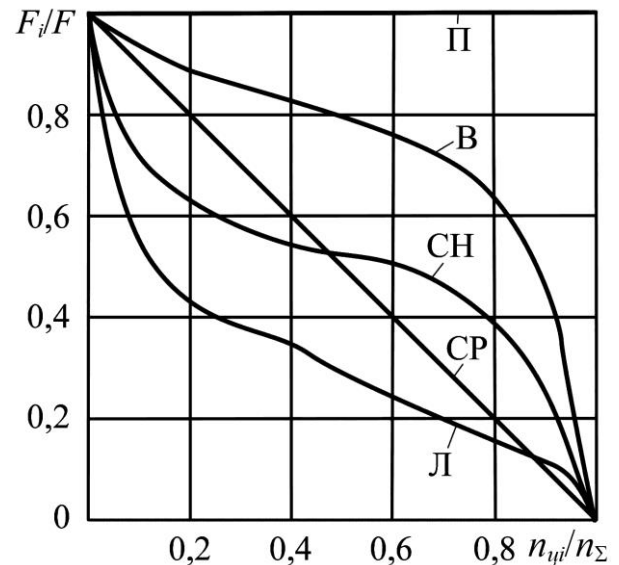


Рис. 1.3. Графіки питомих режимів навантаження машин

Розрахунок на жорсткість передбачає обмеження пружних переміщень деталей в межах, допустимих для конкретних умов роботи. Такими умовами можуть бути, наприклад, умови роботи сполучених деталей (зубчастих коліс, валів тощо).

Жорсткість оцінюють порівнянням розрахункових деформацій деталей (прогинів  $f$ , кутів повороту перерізів  $\theta$ , кутів закручування  $\varphi$  та ін.) з допустимими деформаціями

$$f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi]. \quad (1.1)$$

Для більшості деталей (валів, штоків, ходових гвинтів та ін.) основне значення має власна жорсткість, яка, наприклад, при розтягуванні стержня довжиною  $l$ , силою  $F$ , з площею поперечного перерізу  $A$  і модулем пружності матеріалу  $E$  описується законом Гука

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}; \quad (1.2)$$

$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{EA}{l}, \quad (1.3)$$

де  $C$  – жорсткість при розтягу стержня, Н/мм.

Норми жорсткості деталей встановлюють на основі практики експлуатації та розрахунків. Значення розрахунків на жорсткість зростає у зв'язку з широким запровадженням високоміцних сталей, в яких підвищуються характеристики міцності ( $\sigma_{\text{мц}}$  та  $\sigma_{-1}$ ), а модуль пружності  $E$  (характеристика жорсткості) залишається практично незмінним. У таких випадках виявляється, що розміри отримані з розрахунку на міцність не відповідають умовам жорсткості.

**Зносостійкість.** Зношування – процес поступового змінення розмірів деталей в результаті тертя. При цьому збільшуються зазори в зубчастих зчепленнях, підшипниках в циліндрах поршневих машин, напрямних тощо. Збільшення зазорів знижує якісні характеристики механізмів – потужність, ККД, надійність, міцність тощо. Деталі, що зношені понад норми, бракують і замінюють під час ремонту. Несвоєчасний ремонт веде до поломки машин, а в деяких випадках і до аварії. Встановлено, що за сучасного рівня техніки до 90 % машин виходять з ладу в результаті зношування і лише 10-15 % з інших причин.

Показники зносу: лінійний знос ( $U$ , мкм) – змінення розмірів деталі, виміряне по нормалі до поверхні; швидкість зношування  $V_{\text{зн}} = dU/dt$  (мкм/год), де  $t$  – час зношування; інтенсивність зношування  $I = dU/dS$ , де  $S$  – шлях тертя при зношуванні. Залежність швидкості зношування від контактного тиску  $P$  та швидкості ковзання  $V_k$  встановлена експериментально

$$V_{\text{зн}} = K V_k^m V_e^n, \quad (1.4)$$

де  $K$  – коефіцієнт зношування.

Лінійний знос відповідно

$$U = V_{\text{зн}} t = K P^m V_e^n t, \quad (1.5)$$

де  $m, n$  – показники ступеня зносу, причому  $n \approx 1$ ,  $m \approx 0,5 \div 3,0$ .

Якщо  $m \approx n \approx 1$ , швидкість зношування буде пропорційна деякій частці від потужності тертя.

**Вібростійкість** – опір виникненню в машинах шкідливих динамічних навантажень у вигляді вимушених коливань та автоколивань (самозбудні коливання), в яких

збурювальні сили спричиняються самими коливаннями, наприклад, фрикційні автоколивання, що викликаються силами тертя, різання та ін.

Вібрації викликають додаткові змінні напруження і ведуть до руйнування від втоми; знижують якість роботи машин. Наприклад, у металорізальних верстатах вони знижують точність обробки деталей й погіршують якість їх поверхонь. Особливо небезпечними є резонансні коливання. Шкідливий вплив вібрацій проявляється також і у підвищенні шумових характеристик механізмів.

**Теплостійкість** – здатність деталей не втрачати своїх експлуатаційних показників при підвищених температурах (телові та електричні машини, машини для гарячої обробки металів тощо).

Нагрівання деталей машин має шкідливі наслідки: зниження міцності матеріалу та появу повзучості, зниження захисної здатності мастильних плівок, а звідси й підвищення зношування деталей; змінення зазорів у з'єднаннях деталей, яке може призвести до заклинювання чи заїдання; зниження точності роботи машини тощо.

Щоб не допустити шкідливих наслідків перегріву на роботу машин, виконують теплові розрахунки і при необхідності вносять необхідні конструктивні зміни (наприклад, штучне охолодження, збільшення поверхні тепловіддачі за допомогою спеціальних ребер та ін).

#### **1.4 Машинобудівні матеріали та їх основні механічні характеристики**

Для виготовлення деталей машин застосовують сталі, чавуни, сплави кольорових металів, порошкові матеріали, пластмаси, гуму та багато інших матеріалів. Залежно від хімічного складу та технології виробництва якісні показники одного й того самого матеріалу значно різняться.

**Сталь** – сплав заліза з вуглецем та іншими елементами. Чим більше вуглецю у сталі, тим вища її твердість і статична міцність, але менша пластичність. Сталь має високі механічні властивості; є змога одержувати заготовки з поковок, відливок, прокату; вона добре піддається обробці на верстатах; деталі зі сталі можна зварювати й термічно обробляти.

Усі сталі розрізняють за марками. Сталі звичайної якості – марки від Ст 0 до Ст 6. Конструкційні якісні сталі розрізняють за вмістом вуглецю та марганцю, їхні позначення: сталь 40, 45, 30Г та ін. Літера Г після цифри в наведеному позначенні марки вказує на підвищений вміст марганцю.

Леговані конструкційні сталі поділяють на якісні та високоякісні. Залежно від вмісту основних легуючих елементів сталі бувають хромисті (20Х, 40Х), хромо-нікелеві (20 ХН, 12 ХНЗА) та ін. В марках цифри перед літерами вказують на вміст вуглецю в сотих частках відсотку, а цифри після літер – приблизний процентний вміст легуючих елементів. Високоякісні сталі в кінці позначення марки мають літеру А.

Легована сталь – матеріал, який дорого коштує, тому застосовується лише для відповідальних деталей.

**Чавун** являє собою залізовуглецевий сплав з вмістом вуглецю понад 2 % і наявністю незначної кількості інших елементів. За структурою розрізняють сірі та білі чавуни, за призначенням – антифрикційні, високоміцні та ін. Найбільшого поширення в машинобудуванні набув сірий чавун. Він має добрі ливарні властивості, добре обробляється різанням. Найбільш поширені марки СЧ 10, СЧ 15, СЧ 20, СЧ 25, СЧ 30, СЧ 35,

СЧ 40, СЧ 45. Літери СЧ означають сірий чавун, а цифри – границю міцності при розтягуванні.

**Сплави кольорових металів.** У машинобудуванні найчастіше використовують сплави міді, легкі сплави та бабіти.

**Бронзи** – сплави міді з оловом, свинцем, алюмінієм, залізом, кремнієм, марганцем та іншими металами (крім цинку). Позначення марки бронзи починають з літер Бр, за якими йдуть великі літери легуючих елементів та їхній склад у відсотках. Наприклад, Бр.О10-Ф1 – бронза, що містить 10 % олова та 1 % фосфору, решта – мідь. Бронзи мають добрі антифрикційні, антикорозійні, ливарні та механічні властивості. Через високу вартість і дефіцитність олов'яних бронз часто застосовують безолов'яні бронзи, наприклад Бр А9Ж4 (алюмінійово-залізна для вінців черв'ячних коліс, гайок ходових і вантажних гвинтів тощо).

**Латуні** – сплави міді з цинком. За хімічним складом латуні поділяють на прості та спеціальні, за технологічним призначенням – на ливарні та деформівні. Позначення латуней аналогічне позначенню бронз, де замість літер Бр ставлять літеру Л (наприклад, ЛЦ23А6ЖЗМц2, ЛЦ38Мц2О2). Латуні властиві високий опір корозії, достатня міцність і пластичність.

**Легкими** вважаються конструкційні сплави з густиною  $\rho \leq 4500 \text{ кг/м}^3$  на основі алюмінію, титану, магнію та присадок інших елементів. Завдяки високій питомій міцності (відношення границі міцності до густини матеріалу) їх застосовують у хімічній, харчовій та інших галузях машинобудування, де зниження маси особливо необхідне (наприклад, для корпусних та інших деталей літаючих апаратів і транспортних машин). Для виготовлення деталей загального призначення широко застосовують силуміни (АЛ2, АЛ3 та ін), що містять до 20 % кремнію і мають добрі ливарні властивості, та дюралюміни (марки Д16), що мають високу питому міцність. Ливарні магнієві сплави застосовують для виготовлення деталей литтям.

**Бабіти** – антифрикційні сплави на основі олова та свинцю, які використовують для виготовлення вкладишів підшипників ковзання. Кращими, але й найдорожчими є олов'яні бабіти марок Б89, Б83. Бабіти мають найнижчий коефіцієнт тертя по сталі та чавуну, а також низьку твердість. Інколи, для зниження вартості бабіти замінюють цинковими антифрикційними сплавами.

**Композиційні матеріали** на основі металевої матриці одержують просочуванням високоміцних волокон (бору, вуглецю, вольфраму, молібдену тощо) розплавленими металами (алюмінієм, кобальтом тощо).

Змінюючи компоненти та їх об'ємне сполучення, одержують матеріали з високими механічними характеристиками, жароміцністю та іншими властивостями. За незначної маси такі матеріали мають міцність і зносостійкість значно вищі, ніж сталі та високоякісні сплави.

**Порошкові сплави** одержують методом порошкової металургії, суть якої полягає в пресуванні та подальшому спіканні у прес-формах суміші металевих і неметалевих порошків. Одержані таким способом деталі не потребують обробки різанням. Ці матеріали мають високі фрикційні та антифрикційні властивості, високу твердість, міцність тощо. Порошкові матеріали успішно застосовують для фрикційних дисків і гальмівних колодок, втулок, шайб, роликів та інших деталей.

**Пластмаси** – це матеріали на основі синтетичних або природних високомолекулярних смол – полімерів. Перевагою пластмас є мала густина, висока питома міцність, хімічна стійкість, високі антикорозійні, антифрикційні та електроізоляційні властивості, простота виготовлення виробів при мінімальних відходах, добра оброблюваність різанням. До недоліків виробів з пластмас можна віднести низьку порівняно з металами міцність, твердість, жорсткість і теплопровідність; невисоку теплостійкість (60-250°C), що спричиняє їх повзучість.

Для підвищення механічних та інших властивостей сталі та деяких металевих сплавів широко застосовують термічну та хіміко-термічну обробку, а також механічне зміцнення. До основних видів термічної обробки відносять: відпал, нормалізацію, гартування, відпуск і поліпшення.

**Відпал і нормалізацію** застосовують, щоб уникнути внутрішніх напружень в деталях, одержаних відливкою або обробкою тиском, а також для поліпшення їхніх механічних властивостей і оброблюваності різанням.

**Гартування** застосовують для підвищення міцності, твердості та зносостійкості деталей машин. Гартування може бути об'ємним і поверхневим. При об'ємному гартуванні термічна обробка проводиться по всьому об'єму деталі або на значну глибину, при поверхневому – обробці піддають тільки поверхневий шар деталі на незначну глибину. Нагрівання деталі виконують струмами високої частоти (СВЧ).

Гартування надає сталі високої твердості, але одночасно підвищує її крихкість. Щоб запобігти останній, зняти внутрішні напруження, а також для підвищення в'язкості серцевини деталей застосовують відпуск.

**Поліпшення** складається з двох технологічних операцій – гартування та високо-температурного відпуску, і застосовується для підвищення міцності деталей при збереженні чи підвищенні їхньої в'язкості.

Маловуглецеві сталі із вмістом вуглецю до 0,25 % мають більшу в'язкість, але не сприймають гартування.

Для поліпшення механічних характеристик цих сталей їх піддають **хіміко-термічній обробці**.

У сучасному машинобудуванні найпоширенішими є цементація та азотування. Цементация полягає в насиченні поверхневого шару деталей вуглецем на глибину 0,2 мм. Після гартування поверхневий шар цементованих деталей набуває високої твердості, а серцевина залишається в'язкою. Азотування полягає у дифузійному насиченні поверхневих шарів деталі азотом. Найпоширенішими є газове та рідинне азотування у печах і ваннах. Останнім часом у промисловість впроваджується більш прогресивний та ефективний спосіб іонного азотування. При цьому відбувається прискорення процесу в 3-5 разів з одержанням шару більшої пружності та міцності.

**Механічне зміцнення** здійснюється пластичним деформуванням. Зміцнення робочих поверхонь деталей зі сталі, чавуну та кольорових сплавів виконують різними способами: дробоструминним, накаткою гладкими роликками чи кульками, чеканенням, ротаційно-ударним наклепом кульками тощо.

Механічне зміцнення підвищує границю витривалості деталей, що мають концентратори напружень.

Поверхневому пластичному зміцненню піддають осі, ресори, пружини тощо. Обкатування колінчастих валів з високоміцного чавуну забезпечує підвищення зміц-

нення в 1,8÷1,9 рази. Обкатка вагонних осей підвищує опір їх втомі приблизно в 2-2,2 рази.

Основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів використовують для виконання проектних розрахунків працездатності деталей машин, а також для призначення технології виготовлення деталей. Ці характеристики визначають лабораторними випробуваннями зразків матеріалів і наводять у відповідних довідниках [2].

До основних механічних характеристик машинобудівних матеріалів належать:

- границя міцності  $\sigma_b$ , МПа – напруження в зразку матеріалу при найбільшому навантаженні розтягу, якому передують руйнування зразка;
- границя текучості  $\sigma_T$ , МПа – найбільше напруження, при якому зразок деформується без значного збільшення навантаження розтягу;
- границя витривалості  $\sigma_R$ , МПа – найбільше напруження, при якому зразок витримує без руйнування задану кількість циклів зміни напруження, що вибирають за базу випробувань;
- відносне подовження  $\delta$ , % – відношення приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;
- модуль пружності для розтягу  $E$ , МПа, або зсуву  $G$ , МПа – відношення напруження до відповідної йому відносної деформації зразка в границях дії закону Гюка;
- коефіцієнт Пуассона  $\mu$  – відношення відносної поперечної деформації зразка до відносної його поздовжньої деформації (за абсолютним значенням);
- твердість (НВ – за Брінелем; HRA, HRC – за Роквеллом; HV – за Віккерсом) – умовна величина, виміряна відповідними приладами (твердомірами), яка характеризує опір заглиблюванню в поверхню матеріалу стандартного індентора (сталеві кульки, вершин алмазних конуса чи піраміди).

Деякі механічні характеристики машинобудівних матеріалів наведені в табл. 1.1 – табл. 1.4

Таблиця 1.1. Механічні характеристики деяких марок сталей

Сталь	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\delta$ , %	НВ	HRC
Вуглецева звичайної якості:					
Ст2	320-410	215	33	–	–
Ст3	360-460	235	27	–	–
Ст4	400-510	255	25	–	–
Ст5	490-630	285	20	–	–
Вуглецева якісна:					
30	490	294	21	175	–
35	529	314	20	203	–
40	568	321	19	183	–
45	598	363	16	193	–
50	627	373	14	203	–
55	647	382	13	212	–
Легована термооброблена:					
50Г	648	392	13	230-250	–
45Г2	686	402	11	270-300	–
40Х	980	786	10	210-230	–
40ХН	980	588	11	240-270	–
40ХС	1225	1080	12	–	40-45
35ХГСА	1616	1280	9	–	42-48



Таблиця 1.2. Механічні характеристики деяких марок чавуну

Чавуни	$\sigma_b$ , МПа		НВ
	при розтягу	при згині	
Сірий ливарний:			
СЧ 15	150	314	160-224
СЧ 18	180	354	167-224
СЧ 20	200	397	167-236
СЧ 25	250	450	176-245
СЧ 30	300	490	177-250
Високоміцний:			
ВЧ 35	350	—	140-170
ВЧ 40	400	—	140-202
ВЧ 45	450	—	140-225
ВЧ 50	500	—	153-245
ВЧ 60	600	—	192-227
Ковкий:			
КЧ 35-10	350	—	160
КЧ 45-7	450	—	203

Таблиця 1.3. Механічні характеристики деяких сплавів кольорових металів

Сплав	Марка сплаву	НВ	$\sigma_b$ , МПа
Алюмінієвий:			
деформівний	АД31	50	235
	АК6	98	411
	Д16	103	441
ливарний	АЛ2	49	147
	АЛ5	64	157
	АЛ8	59	285
	АЛ23	59	216
Латунь:			
деформівна	Л63	67	441
	Л70	64	343
	Л90	59	275
ливарна	ЛЦ16К4	98	294
	ЛЦ30А3	78	294
	ЛЦ40С	68	215
Бронза:			
деформівна	БрОФ7-0,2	83-93	372-442
	БрОФ6,5-0,15	54-68	295-372
	БрАЖ9-4	98-118	392-488
	БрА47	64-73	432-490
ливарна	БрО4Ц7С5	58	176
	БрО10Ф1	88	245
	БрО10С10	73	196
Титановий:			
деформівний	ВТ4	—	686
	ВТ5	—	935
	ВТ3-1	—	1130
ливарний	ВТ5Л	—	686
	ВТ9Л	—	935
	ВТ21Л	—	980

Таблиця 1.4. Механічні характеристики деяких пластмас

Пластмаси	Назва	НВ	$\sigma_b$ , МПа			$E \cdot 10^{-3}$ , МПа
			при згині	при розтягу	при стиску	
Шаруваті	Текстоліт	34	140-160	85-100	230-250	6-10
	Гетинакс	25-30	100-130	80-100	240-340	10-18
Композитні	Волокніт	25	50	30	20	8,5
	Скловолокніт	30	100	80	125-165	18
Термопластичні ненаповнені	Органічне скло (поліакрилат)	18	95	65	110	2,8
	Фторопласт-4	3-4	11-14	14-20	–	–
	Поліамід С (капрон)	10-12	90	60-65	70-80	–
	Поліамід 12-10	8-10	–	45-55	–	12-15
	Епоксидний полімер	–	150	56	130	–

**Рекомендації щодо вибору матеріалу деталі.** При виборі матеріалу враховують такі фактори: відповідність властивостей матеріалу головному критерію працездатності деталі (міцність, жорсткість, зносостійкість); масу та розміри деталей; корозійну стійкість; фрикційні властивості, електроізоляційні властивості тощо. Звичайно, важко підібрати такий матеріал, щоб одночасно відповідав переліченим вимогам. Частіше приймають компромісне рішення – вибирають матеріал, який частково відповідає всім вимогам. Але найбільш раціональне рішення одержують у разі виконання принципу «місцевої якості», суть, якого полягає в наступному.

Ступиця та диск зубчастого колеса, на які витрачається основна маса металу, зазнають порівняно невеликих напружень. Найбільш навантаженими елементами є зубці. Від них вимагається висока зносостійкість і опір контактній втоми робочих поверхонь, висока границя витривалості при згині. Перше отримують гартуванням робочого профілю зубців з нагрівом струмами високої частоти; друге – зміцненням поверхні в основі зуба зі створенням в цьому місці залишкових напружень стиску шляхом наклепу.

Таким чином, необхідний ефект досягається шляхом «місцевої» зміни в потрібному напрямі властивостей і стану матеріалу деталі.

Крупногабаритні зубчасті колеса ( $d > 600$  мм), черв'ячні колеса, колеса рухомого складу тощо мають збірну конструкцію – зубчастий вінець (обід) – з високоякісної сталі, а ступицю й диск – із сталі звичайної якості. Складеними з різних матеріалів можна виготовити шківні пасових передач, зірочки ланцюгових передач, водила планетарних передач, вкладиші та корпусні деталі підшипників ковзання тощо.

### 1.5 Основи розрахунку деталей машин на міцність

Поломки деталей можуть призводити не тільки до простою машин, але й до нещасних випадків.

Розрізняють статичні поломки та поломки від втоми. Перші виникають, коли величина робочих напружень перевищує межу статичної міцності матеріалу. Це пов'язано з випадковими перевантаженнями, не врахованими при розрахунках або із прихованими дефектами деталей (вирізи, тріщини тощо). Поломки від втоми викликані тривалою дією змінних напружень, величина яких перевищує характеристики міцності від втоми матеріалу. Міцність від втоми значно знижується при наявності концентраторів напружень, пов'язаних з конструктивною формою деталі (шпонкові пази,

галтелі, канавки, нарізка тощо) або з дефектами виробництва (подряпини, тріщини тощо).

Найпоширенішим методом оцінки міцності деталей машин є порівняння розрахункових напружень, що виникають у деталях при дії робочих навантажень, із допустимими напруженнями матеріалу деталей.

Тобто

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{або} \quad \tau \leq [\tau], \quad (1.7)$$

де  $\sigma, [\sigma]$  – відповідно розрахункове і допустиме нормальне напруження;

$\tau, [\tau]$  – те саме дотичне напруження.

Умови міцності з урахуванням виду деформації мають вигляд:  
при осьовому розтягу або стиску

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

при згині

$$\sigma = M/W_o \leq [\sigma]; \quad (1.9)$$

при крученні

$$\tau = T/W_p \leq [\tau]; \quad (1.10)$$

при зсуві або зрізі (для клепки або циліндричного штифта)

$$\tau_{\zeta} = F/A \leq [\tau]_{\zeta}; \quad (1.11)$$

при поверхневому зминанні

$$\sigma_{\zeta i} = F/A \leq [\sigma]_{\zeta i}, \quad (1.12)$$

де  $F$  – сила, Н;

$M$  – згинальний момент, Н·м;

$T$  – крутний момент, Н·м;

$A$  – площа перерізу (поверхні зминання), м<sup>2</sup>;

$W_o$  – осьовий момент опору перерізу, м<sup>3</sup>;

$W_p$  – полярний момент опору перерізу деталі, м<sup>3</sup>.

Для круглого перерізу діаметром  $d$

$$W_o = \pi d^3 / 32 \approx 0,1d^3; \quad W_p = \pi d^3 / 16 \approx 0,2d^3. \quad (1.13)$$

Для прямокутного перерізу із розмірами ( $b \times h$ ), де сторона з розміром  $h$  перпендикулярна до нейтральної осі (0-0) перерізу

$$W_o = bh^2 / 6. \quad (1.14)$$

При сумісній дії в перерізі деталі напружень згину, розтягу (стиску) і кручення на основі гіпотези найбільших дотичних напружень, еквівалентне напруження має вигляд

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma + \sigma_p)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.15)$$

Поряд із звичайними видами руйнування (поломками) деталей, відбувається руйнування їхньої поверхні. Це пов'язано з контактними напруженнями.

Контактні напруження виникають на поверхні сполучених деталей тоді, коли розміри площі дотику малі порівняно з розмірами деталей (стиснення катків фрикційних передач, зубців зубчастих передач тощо).

Якщо контактні напруження більші за допустимі, то на поверхні деталей (на зубцях зубчастих передач, кільцях підшипників кочення тощо) з'являються вм'ятини, борозни, тріщини або мілкі раковини.

Основоположником теорії контактних напружень є німецький фізик Густав Герц (1887-1975). Для випадку стиснення двох циліндрів довжиною  $\ell_k$  з паралельними вісями силою  $F_H$  і відповідним контактним тиском  $q_H = F_H / \ell_k$  умову контактної міцності записують у вигляді

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{\zeta\delta}}} \leq [\sigma]_H, \quad (1.16)$$

де  $z_M$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості контактуючих матеріалів;  
 $\rho_{\zeta\delta}$  – зведений радіус кривизни поверхонь деталей у зоні контакту.  
 Коефіцієнт

$$z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}, \quad (1.17)$$

де  $E_1$  і  $E_2$  – модулі пружності матеріалів деталей;  
 $\mu_1$  і  $\mu_2$  – відповідно коефіцієнти Пуассона.

Якщо деталі виготовлені з одного матеріалу ( $E_1 = E_2 = E$  і  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ) коефіцієнт  $z_M$  дорівнює

$$z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}. \quad (1.18)$$

Зведений радіус кривизни поверхонь деталей визначають за співвідношенням

$$\rho_{\zeta\delta} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}. \quad (1.19)$$

Знак «+» в попередній формулі приймають для зовнішнього контакту, а знак «-» – для їх внутрішнього контакту.

У поодинокому випадку контакту циліндра радіусом  $\rho_1$  з площиною ( $\rho_2 = \infty$ ),  $\rho_{\zeta\delta} = \rho_1$ .

У випадку контакту деталей у точці (дві кулі, куля і площина) при стисканні двох куль силою  $F_H$  умова контактної міцності має вигляд

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{F_H}{(2\rho_{\zeta\delta})^2}} \leq [\sigma]_H \quad (1.20)$$

Змінні контактні напруження викликають втому поверхневих шарів, що веде до викришування. Процес викришування від втоми називають *pitting*, від англ. *pit* – яма, заглиблення.

Неточний вибір запасу міцності може призвести до руйнування деталей або до підвищення маси конструкції та надмірного витрачання матеріалу. В умовах масового виробництва перевитрати матеріалу мають важливе значення.

Розрахунки на міцність при постійних напруженнях деталей з пластичних матеріалів виконують згідно з умовою відсутності загальних пластичних деформацій: при проектному розрахунку

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\delta}}{s}; \quad (1.21)$$

при перевірному розрахунку

$$s = \frac{\sigma_{\delta}}{\sigma} \leq [s], \quad (1.22)$$

де  $\sigma$  – напруження в перетині деталі;  
 $[\sigma]$  – допустиме напруження;  
 $\sigma_T$  – границя текучості;  
 $s, [s]$  – відповідно запас міцності та допустимий запас міцності.

Для крихких матеріалів у (1.21) та (1.22) замість  $\sigma_T$  слід підставити  $\sigma_{\delta}$  – границю міцності.

Залежності (1.21), (1.22) не враховують імовірної природи подій:  $\sigma$  – величина випадкова, що залежить від навантаження чи моменту;  $\sigma_T$  та  $\sigma_{\delta}$  – випадкові величини, які залежать від марки руди, плавки тощо;  $[s]$  – нормативний коефіцієнт запасу міцності, що найчастіше є величиною суб'єктивною; фактор часу (старіння матеріалів, корозія тощо).

Звичайно  $[s]$  визначають двома методами: табличним (нормативним) і диференціальним. Табличний метод застосовують для конструкцій, руйнування яких особливо небезпечне для життя людей (вантажопідйомні машини, парові котли тощо). Для цих конструкцій коефіцієнт запасу міцності та методи розрахунків регламентуються нормами Держтехнагляду.

Коефіцієнт запасу (загальний) у разі визначення диференціальним методом

$$[s] = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3, \quad (1.23)$$

де  $s_1$  – коефіцієнт, що враховує надійність матеріалу (однорідність механічних властивостей, наявність дефектів  $s_1 \approx 1,2 \div 2,5$ );  
 $s_2$  – коефіцієнт, що враховує точність розрахункових схем ( $s_2 \approx 1 \div 1,5$ );  
 $s_3$  – коефіцієнт, що враховує специфічні вимоги безпеки (ступінь відповідальності деталі),  $s_3 \approx 1 \div 1,5$ .

Загальний коефіцієнт запасу міцності розглядають в імовірнісному аспекті.

При сталому режимі змінних напружень забезпечують потрібний запас міцності відносно границі витривалості. Наприклад, при одновісному розтягненні – стиску чи згині запас міцності

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_R}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad (1.24)$$

те саме при крученні

$$s_{\tau} = \frac{\tau_R}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (1.25)$$

де  $\sigma_T, \tau_T$  – постійні складові напружень;  
 $\sigma_v, \tau_v$  – змінні складові напружень;  
 $\sigma_R, \tau_R$  – границя витривалості матеріалу при знакозмінному симетричному циклі;  
 $K_{\sigma}, K_{\tau}$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень;  
 $\varepsilon$  – масштабний фактор;  
 $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$  – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу.

При використанні наведених формул вважають, що дія змінних напружень переважає над дією постійних і несуча здатність обмежується втомою матеріалу, а не появою пластичних деформацій.

Однією з найбільш загальних умов конструювання машин є умова рівномірності. Адже немає необхідності конструювати окремі елементи машин з надлишковими запасами несучої здатності, які все одно не можуть бути реалізовані через вихід конструкції з ладу в результаті руйнування чи пошкодження інших елементів.

### 1.6 Стандартизація та взаємозамінність в машинобудуванні

Встановлення та застосування правил, норм, параметрів, технічних і якісних характеристик, яким повинні відповідати вироби, називається **стандартизацією**. Майже всі найпоширеніші деталі машин стандартизуються, тобто вони повинні відповідати певному державному стандарту. Стандартизація має важливе загальнодержавне значення для забезпечення випуску продукції потрібної якості. Стандартизовані болти, гвинти, гайки, шайби, шпонки, підшипники та інші деталі.

**Уніфікація** – раціональне скорочення різноманітних типів, видів і типорозмірів виробів однакового функціонального призначення.

Стандартизація та уніфікація дозволяють організувати масове виробництво деталей і складальних одиниць на спеціалізованих підприємствах, ведуть до зменшення трудомісткості та вартості виготовлення, підвищення якості та збільшення довговічності деталей, скорочують термін конструювання та освоєння нових машин, забезпечують взаємозамінність 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, але й складальні одиниці. Так, у різних редукторах можуть бути взаємозамінними зубчасті колеса, вали, підшипники, кришки підшипникових вузлів тощо. У різних машинах самі редуктори також можуть бути взаємозамінними.

Взаємозамінність дає змогу значно підвищити продуктивність збирання виробів та знизити їхню вартість. Крім того, вона веде до підвищення культури ремонту машин, а також до спрощення і прискорення ремонтних робіт, дає змогу забезпечити ремонтні підприємства запасними частинами. Виробництво взаємозамінних деталей, вузлів і виробів можливе лише за умови додержання стандартів на матеріали, напівфабрикати та готові вироби.

Використання стандартних деталей і вузлів машин (модульних блоків) дозволяє скоротити час на виготовлення машин, і полегшити процес їх проектування.

Застосування модульних блоків сприяє створенню систем автоматизованого проектування (САПР). Останні сприяють виконанню всіх видів робіт з проектування (розрахунків та конструювання) на ЕОМ з оптимізацією конструкцій по міцності, жорсткості, економічності тощо.

Розрахункові лінійні розміри деталей необхідно заокруглювати до нормальних. Нормальні лінійні розміри (ряди нормальних чисел) регламентовані ГОСТ 6636-69 і являють собою геометричну прогресію із знаменниками:  $R_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1,6$ ;  $R_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$  та ін.

**Допуски та посадки.** Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків і посадок. У нашій країні діє єдина система допусків і посадок СЕВ (ЄСДП СЕВ).

Поля допусків і рекомендовані посадки гладких з'єднань наводяться у стандартах СТ СЕВ 144-75 та СТ СЕВ 145-75, що базуються на міжнародній системі допусків і посадок ISO. У цих стандартах наведені формули та числові значення допусків, встановлені в 10 квалітетах (квалітет – це сукупність допусків, що відповідають однаково-му ступеню точності для всіх номінальних розмірів).

Найбільш поширені в машинобудуванні квалітети 5÷14. Квалітети 5, 6 застосовують для особливо точних деталей. Квалітети 7÷8 використовують для відповідальних деталей машин. Деталі, що працюють на середніх швидкостях, до точності яких не ставляться високі вимоги, виконують згідно квалітетів 9, 10. Для деталей низької точності застосовують квалітети 10÷14.

**Шорсткість поверхні.** Одним з основних факторів, що визначають експлуатаційні характеристики деталей машин, є шорсткість поверхні, що являє собою сукупність мікронерівностей поверхні у межах базової довжини  $\ell$ .

Згідно з ГОСТ 2789-73 основними параметрами для оцінки шорсткості поверхонь є  $R_a$  – середнє арифметичне відхилення профілю на базовій довжині  $\ell$ ;  $R_{\max}$  – найбільша висота нерівностей профілю;  $R_z$  – висота нерівностей профілю по десяти точках;  $S$  – середній крок нерівностей по вершинах. Номінальне числове значення параметра шорсткості на кресленнях вказують згідно з вимогами ГОСТ 2.309-73. Шорсткість поверхонь сполучених деталей впливає на вибір їх посадок, герметичність і собівартість виготовлення.

Тому в кожному конкретному випадку параметри та характеристики шорсткості слід вибирати відповідно до призначення цих деталей. Стан поверхні після обробки значно впливає на експлуатаційні властивості деталей. Виникаючі під час механічної обробки тріщини і задири з можливими залишковими напруженнями сприяють розвитку тріщин втоми та корозії, знижують контактну та об'ємну міцність деталей.

Із збільшенням параметрів шорсткості зменшується площа фактичного контакту, підвищуються місцеві тиснення, зростають інтенсивність зношування та небезпека появи задирів. Таким чином, зменшення параметрів шорсткості поверхні сприяє збільшенню зносостійкості, корозійної стійкості, міцності та довговічності деталей.

## 1.7 Основи оптимального та автоматизованого проектування (САПР)

**1.7.1. Принципи оптимізації конструкцій.** Як відомо, усі конструкції машин, в тому числі і сільськогосподарських, багатоваріантні. Конструювання передбачає визначення кращого (оптимального) варіанта, який задовольняє поставленій задачі.

Задачі визначення оптимального рішення поділяються на три типи.

**Перший тип** – вибір найефективнішого фізичного принципу дії об'єкта для визначення умов роботи.

**Другий тип** – вибір найкращого технічного рішення для прийнятого фізичного принципу дії об'єкта.

**Третій тип** – визначення оптимальних значень параметрів прийнятого технічного рішення.

Вказані задачі розв'язуються відомими методами оптимізації.

**Оптимальне рішення** – це такий варіант конструкції, який має більші переваги при зведених до мінімуму недоліках. Наприклад, комбайн має високу надійність та продуктивність при малій масі та малих витратах пального, оптимізація передбачає порівняння існуючих варіантів. Критерій порівняння існуючих варіантів називається **критерієм оптимізації**. При декількох критеріях оптимізації маємо багатокритеріальну задачу оптимального проектування.

Основний принцип оптимізації полягає у тому, що оцінка доцільності об'єкта визначається ефективністю його функціонування у більш складному виробі. Наприклад, гідропривод трансмісії сільськогосподарських машин необхідно оцінювати за його впливом на роботу всієї трансмісії і т.д.

**1.7.2. Загальна методика оптимального проектування.** Оптимізація конструкції об'єкта (деталі, вузла, механізму, машини) починається з формулювання задачі за наступним планом.

1. Визначення критерію оптимізації об'єкта –  $g$ . 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 ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ). При комбінуванні цих параметрів одержують варіанти об'єкта з довільним значенням критерію оптимізації  $g$ .

Взаємозв'язки параметрів оптимізації описуються системою із  $m$  рівнянь зв'язку (наприклад, рівнянь рівноваги, кінематичних співвідношень, умов міцності тощо). Якщо число рівнянь зв'язку дорівнює числу 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  $n$  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  $g = \varphi(x) \equiv (x_1, x_2, \dots, x_n)$ .

При розв'язанні задач оптимізації визначають значення  $x_{01}, x_{02}, \dots, x_{0n}$  параметрів оптимізації при яких виконуються прийняті обмеження, а цільова функція набуває екстремального значення ( $\varphi(x) \rightarrow \text{extremum}$ ).

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.

**1.7.3. Загальні відомості про автоматизоване проектування.** Із ускладненням технічних об'єктів збільшується кількість параметрів і, як наслідок, ускладнюється процес оптимізації конструкції. Це сприяло появі нових методів опрацювання і застосування технічної інформації що передбачають автоматизоване проектування. При цьому конструктор ставить задачу для ЕОМ, яка обробляє, систематизує інформацію і видає конструктору варіанти оптимізації з яких він вибирає остаточне рішення. Для



спілкування конструктора з ЕОМ створені системи автоматизованого проектування (САПР).

САПР мають блочну структуру, тобто складаються з підсистем що виконують окремі операції. До складу підсистем входять: математичне забезпечення (теорія, методи розрахунків, математичні моделі тощо); програмне забезпечення (пакети прикладних програм, операційні системи тощо); технічне забезпечення (засоби обчислювальної техніки, графопобудування тощо); інформаційне забезпечення (інструкції тощо).

У перспективі поєднання САПР з автоматизованим виробництвом дасть змогу перетворенню ідей конструктора на готові вироби.

## **1.8 Контрольні запитання**

1. Поясніть поняття: деталь, вузол, машина, машинний агрегат, механізм.
2. Поясніть поняття: статичне, динамічне, номінальне, еквівалентне та розрахункове навантаження.
3. Що таке циклограми навантажень і як їх одержують?
4. Охарактеризуйте типові режими навантажень машин.
5. Що таке працездатність машини?
6. Поясніть поняття міцності як головного критерію працездатності деталей.
7. Поясніть поняття жорсткості як критерію працездатності деталей.
8. Чому зносостійкість відносять до головних критеріїв працездатності деталей машин?
9. За якими залежностями можна визначити швидкість зношування і лінійний знос?
10. Поясніть поняття вібростійкості та теплостійкості як критеріїв працездатності деталей.
11. Конструкційні матеріали. Фактори, які враховують при доборі матеріалу.
12. Чим відрізняються сталі від чавунів, бронзи від латуней?
13. Що таке бабіти, в яких конструкціях їх використовують?
14. Види термічної та хіміко-термічної обробки.
15. Види механічного зміцнення деталей.
16. Що таке легкі сплави, композиційні матеріали, порошкові сплави; в яких конструкціях їх використовують?
17. Назвіть основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів.
18. У чому полягають рекомендації щодо вибору матеріалу деталей машин?
19. Види руйнування деталей машин.
20. Формула Герца для визначення контактних напружень. Поясніть значення величин, що входять до її складу.
21. Запишіть умови міцності при розтягу або стиску, згині, крученні, зсуві або зрізі, зминанні.
22. Як визначити допустимі напруження та коефіцієнт запасу міцності при проектному та перевірному розрахунках?
23. Поясніть поняття диференціального методу вибору коефіцієнта запасу міцності.
24. За якими залежностями визначають коефіцієнт запасу міцності при дії на деталі змінних навантажень?
25. Поясніть поняття: стандартизація та взаємозамінність, уніфікація.
26. Якими параметрами оцінюють шорсткість поверхонь деталей машин?

## 2 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

### 2.1 Призначення механічних передач та їх класифікація

Більшість сучасних машин і приладів мають схему: двигун – передача – робочий орган машини (рис. 2.1).

Передачею називають механізм, який перетворює параметри руху двигуна при передачі виконавчим органам машини.

У машинобудуванні широко застосовуються механічні, електричні, пневматичні і гідравлічні передачі. В курсі «Деталі машин»

розглядаються тільки механічні передачі загального призначення [23, 25, 30, 36, 37].

Всі механічні передачі можна класифікувати за наступними принципами:

а) за принципом дії передачі:

- які засновані на використанні сил тертя (фрикційні (рис. 2.2, д), пасові (рис. 2.2, ж));
- що базуються на зачепленні (зубчасті (рис. 2.2, а), черв'ячні (рис. 2.2, б), гвинтові (рис. 2.2, в), ланцюгові (рис. 2.2, г));

б) за характером зміни швидкості:

- зі зниженням частоти обертання (редуктори);
- з підвищенням частоти обертання (мультиплікатори);

в) за взаємним розташуванням у просторі розрізняють передачі з паралельними, перетинаючими і перехресними валами;

г) за характером руху валів:

- прості, у яких вали обертаються навколо своїх осей;
- планетарні, у яких осі і деталі, які на них розташовані, переміщуються у просторі на-

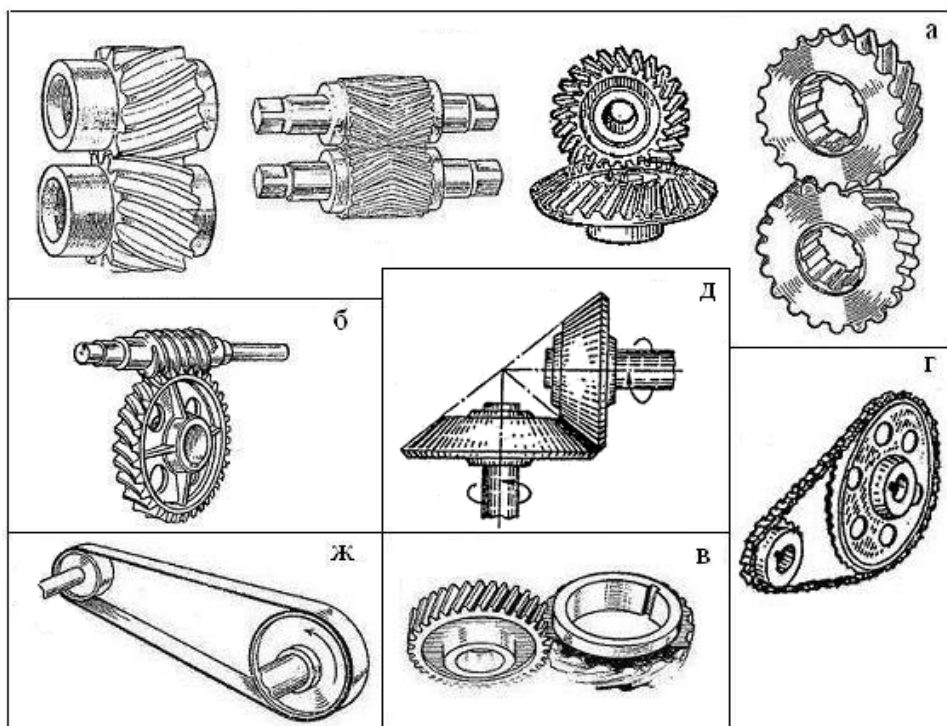
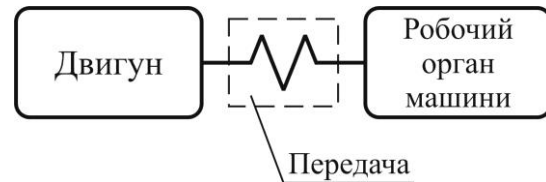


Рис. 2.2. Основні види механічних передач

вколо деяких нерухомих осей, як планети;

д) за числом окремих передач, що одночасно беруть участь в передачі, скомпонованих у вигляді одного вузла: на одноступінчасті і багатоступінчасті;

е) за конструктивним оформленням:

- відкриті, що не мають загального закритого корпусу;
- напівзакриті, які мають легкий захисний кожух;
- закриті, що знаходяться в загальному корпусі, вони застосовуються для найбільш навантажених передач;

ж) крім того передачі розрізняються за передатним відношенням:

- постійним;
- що змінюються ступенево (коробка передач в автомобілях, станках тощо);
- що змінюються плавно безступінчасто (варіатори), які застосовують в основному для малих потужностей (до 10 кВт).

## 2.2 Характеристики механічних передач

В усіх механічних передачах є дві основні ланки: вхідна (ведуча) та вихідна (ведена). Між ними в багатоступінчастих передачах розташовані проміжні ланки. Параметри передачі, що відносяться до ведучих ланок, позначають непарним індексом (1, 3, 5 і т.д.) а до ведених – парним (2, 4, 6 і т.д.).

Основними характеристиками передач є: **потужність**  $P_1$  на ведучій ланці і  $P_2$  – на веденій, Вт; **швидкохідність**, яка виражається частотами обертання  $n_1$  та  $n_2$ , хв<sup>-1</sup> або кутовими швидкостями  $\omega_1$  та  $\omega_2$ , рад/с. наявність вказаних характеристик необхідна і достатня для розрахунку будь-якої передачі.

Похідними характеристиками передач є: **коефіцієнт корисної дії (ККД)**

$$\eta = P_2/P_1 \text{ або } \eta = 1 - P_8/P_1, \quad (2.1)$$

де  $P_8$  – потужність, що втрачена в передачі;

**передаточне відношення**, яке визначається у напрямку потоку потужності

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

**Слід зауважити**, що згідно ГОСТ 16532-70 параметр  $u$  називають **передаточним числом**, відносять тільки до однієї пари зубчастих коліс і визначають як відношення більшої кількості зубців до меншої ( $u = z_2/z_1$ ) **незалежно** від того, як передається рух (від  $z_1$  до  $z_2$  або від  $z_2$  до  $z_1$ ). Тому передаточне число завжди більше або дорівнює одиниці. Передаточне відношення ( $i$ ) на відміну від передаточного числа може бути менше або більше одиниці, додатним або від'ємним.

Використання  $u$  замість  $i$  пов'язане тільки з прийнятою формою розрахункових залежностей для контактних напружень [11, 12, 22, 23 та ін.].

Передаточне число не слід використовувати для позначення передаточного відношення багатоступінчастих, планетарних, ланцюгових, пасових та інших передач. У подальшому приймаємо більш розповсюджене позначення передаточного відношення літерою  $u$ .

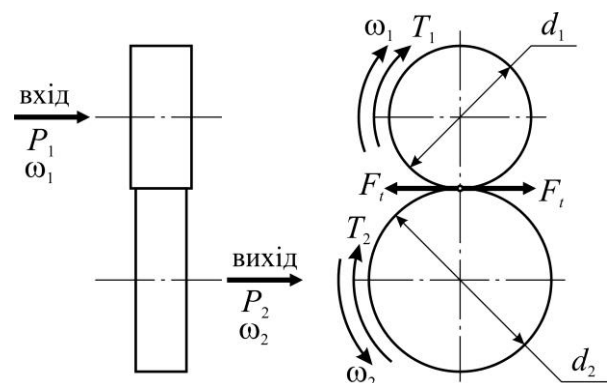


Рис. 2.3. Кінематична схема механічної передачі

В передачах, що знижують кутові швидкості (редуктори) –  $u > 1$ , що підвищують (прискорювачі або мультиплікатори) –  $u < 1$ .

Для багатоступінчастої передачі з кількістю ступенів  $k$  передаточне відношення дорівнює добутку

$$u = u_1 u_2 \dots u_k \quad (2.3)$$

і відповідно ККД багатоступінчастої передачі

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k \quad (2.4)$$

Потужність, що витрачається на рух ланки передачі, визначається:

$$\mathcal{D} = F_t \cdot V \text{ або } P = T \cdot \omega, \quad (2.5)$$

де  $F_t$ ,  $V$ ,  $T$  і  $\omega$  – відповідно колова сила, швидкість, крутний момент і кутова швидкість на вказаній ланці передачі.

Крутні моменти на валах передачі:

на ведучому валу

$$\dot{Q}_1 = P_1 / \omega_1; \quad (2.6)$$

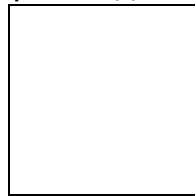
на веденому валу

$$\dot{Q}_2 = P_2 / \omega_2, \quad (2.7)$$

де  $P_1$ ,  $\omega_1$ ,  $P_2$ ,  $\omega_2$  – відповідно потужність та кутова швидкість на ведучому та веденому валах передачі.

Крутний момент  $T_1$  ведучого вала є моментом рушійних сил і його напрямок співпадає з напрямком обертання вала. Момент  $T_2$  веденого вала – момент сил опору, тому його напрямок протилежний напрямку обертання вала.

Співвідношення між крутними моментами на валах механічної передачі згідно (2.4) та (2.5) можна записати у вигляді



$$\text{або } T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta. \quad (2.8)$$

Таблиця 2.1. Орієнтовні значення основних параметрів механічних передач

Типи передач	Передаточне відношення	Потужність що передається, кВт	ККД
Зубчасті:			
циліндричні	До 6,3 (10*)	Необмежена	0,95÷0,98 (0,93*)
конічні	До 5	До 4000	0,92÷0,95 (0,88*)
планетарні	До 15	До 5000	0,95÷0,99
хвильові	60÷300	До 150	0,75÷0,92
черв'ячні	8÷80	До 60	0,70÷0,92
ланцюгові	до 8	До 120	0,92÷0,96
Пасові	До 6	До 50	0,94÷0,96
Фрикційні	До 7	До 20	0,85÷0,96

\* Значення належать до відкритих передач.

## 2.3 Приклад розрахунку привода

Привод стрічкового конвеєра (рис. 2.4) складається: 1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – закрыта зубчаста циліндрична передача; 4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий конвеєр.

Колова сила на ведучому барабані конвеєра  $F_t = 3,55 \text{ кН}$ , швидкість руху стрічки  $V = 1,24 \text{ м/с}$ . Діаметр ведучого барабана конвеєра  $D_6 = 400 \text{ мм}$ .

**Розв'язання.** 1. Потужність на барабані конвеєра визначають за формулою (2.5)

$$P_d = F_t \cdot V = 3,55 \cdot 10^3 \cdot 1,24 = 4,4 \text{ кВт.}$$

2. Загальний ККД привода конвеєра буде розраховано згідно (2.4)

$$\eta_{\zeta\alpha\alpha} = \eta_{i\alpha\alpha} \eta_{\zeta} \eta_{\epsilon} \eta_i^3 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,845,$$

де  $\eta_{\zeta}$  – ККД зубчастої передачі, за табл. 2.1

$$\eta_{\zeta} = 0,97;$$

$\eta_{\text{пас}}$  – ККД пасової передачі, за табл. 2.1

$$\eta_{\text{пас}} = 0,95;$$

$\eta_{\text{л}}$  – ККД ланцюгової передачі, за табл. 2.1  $\eta_{\text{л}} = 0,95;$

$\eta_{\text{п}}$  – ККД підшипника кочення, за табл. 2.1  $\eta_{\text{п}} = 0,99.$

3. Необхідна потужність електродвигуна розраховується за формулою

$$P_{\alpha\alpha} = P_d / \eta_{\zeta\alpha\alpha} = 4,4 / 0,845 = 5,2 \text{ кВт.}$$

4. По довіднику вибираємо електродвигун 4А 112 S6УЗ, у якого  $P'_{\alpha\alpha} = 5,5 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{дв}} = 1445 \text{ хв}^{-1}$ .

5. Кутова швидкість двигуна та барабана

$$\omega_{\alpha\alpha} = \pi \cdot n_{\alpha\alpha} / 30 = 3,14 \cdot 1445 / 30 = 151,24 \text{ рад/с};$$

$$\omega_d = 2V / D = 2 \cdot 1,24 / 0,4 = 6,2 \text{ рад/с.}$$

6. Загальне передаточне відношення привода за формулою (2.2)

$$u_{\zeta\alpha\alpha} = \omega_{\alpha\alpha} / \omega_d = 151,24 / 6,2 = 24,4.$$

7. Передаточне відношення пасової передачі та зубчастої передачі приймаємо згідно рекомендацій табл. 2.1:  $u_{\text{пас}} = 1,5$  та  $u_{\zeta} = 6,3$ .

8. Передаточне відношення ланцюгової передачі за формулою (2.3)

$$u_{\epsilon} = u_{\zeta\alpha\alpha} / (u_{i\alpha\alpha} \cdot u_{\zeta}) = 24,4 / (1,5 \cdot 6,3) = 2,582.$$

9. Кутова швидкість:

швидкохідного вала зубчастої передачі

$$\omega_1 = \omega_{\alpha\alpha} / u_{i\alpha\alpha} = 151,24 / 1,5 = 100,83 \text{ рад/с};$$

тихохідного вала зубчастої передачі

$$\omega_2 = \omega_1 / u_{\zeta} = 100,83 / 6,3 = 16 \text{ рад/с.}$$

10. Крутні моменти за формулою (2.7) та (2.8):

на валу двигуна

$$T_{\alpha\alpha} = P_{\alpha\alpha} \cdot 10^3 / \omega_{\alpha\alpha} = 5,2 \cdot 10^3 / 151,24 = 34,4 \text{ Н·м};$$

на швидкохідному валу зубчастої передачі

$$T_1 = T_{\alpha\alpha} \cdot u_{i\alpha\alpha} \cdot \eta_{i\alpha\alpha} \cdot \eta_i = 34,4 \cdot 1,5 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 76,6 \text{ Н·м};$$

на тихохідному валу зубчастої передачі

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\zeta} \cdot \eta_{\zeta} \cdot \eta_i = 76,6 \cdot 6,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 463,4 \text{ Н·м.}$$

## 2.4 Контрольні запитання

1. Що таке механічна передача? З якою метою застосовують механічні передачі?

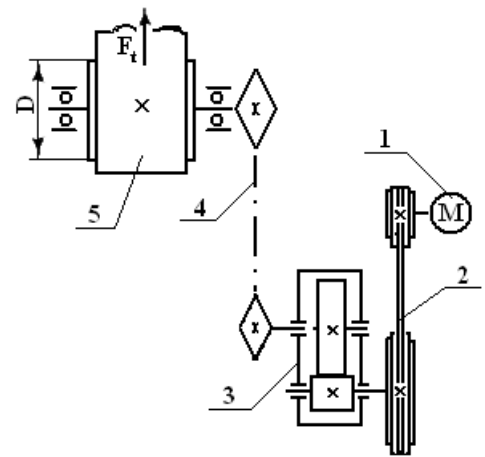


Рис. 2.4. Схема привода стрічкового конвеєра

2. Як класифікуються механічні передачі? Наведіть приклади передач кожної групи.
3. Як визначити передаточне відношення передач?
4. Що таке ККД механічної передачі і що він характеризує?
5. Як визначаються крутні моменти на валах механічної передачі?

### 3 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

#### 3.1 Загальні відомості

Зубчасті передачі – це механізм, який використовуючи зачеплення пари зубчастих коліс, передає або перетворює рух зі зміною швидкостей і моментів [23, 25, 30, 36, 37, 41].

**Класифікація зубчастих передач.** 1. По розташуванню осей валів:

- передачі з паралельними осями, які виконані з циліндричними колесами зовнішнього чи внутрішнього зачеплення (рис. 3.1, а-г);
- передачі з осями що перетинаються, здійснюються конічними колесами з прямими або з коловими зубцями (рис. 3.1, д-е);
- передачі з осями що перехрещуються, застосовують зубчато-гвинтові (рис. 3.1, ж), конічні гіпоїдні (рис. 3.1, е).

2. По розташуванню зубців на колесах:

- прямозубі (рис. 3.1, а,б,д);
- косозубі (рис. 3.1, в,г);
- кругові (рис. 3.1, е,ж).

3. По формі профілю зубців: евольвентні і кругові.

4. По перетворенню руху – обертального руху в поступальний і навпаки за допомогою циліндричного колеса і рейки. (рис. 3.1, з).

**Оцінка застосування зубчастих передач. Переваги:** висока навантажувальна здатність; малі габарити; висока довговічність і надійність ( $\approx 30000$  годин); високий ККД ( $0,97 \div 0,98$ ); постійність передатного числа через відсутність проковзування; широкий діапазон застосування: по швидкості до 150 м/с, по міцності до десятків тисяч кВт, по передатному числу до тисяч.

**Недоліки:** підвищені вимоги до високої точності виготовлення; шум при роботі на великих швидкостях; велика металоемність.

Зубчаста передача складається з двох коліс: менше – шестірня, більше – зубчасте колесо. Індекси параметрів і геометричних розмірів прийнято позначати: шестірні «1», колеса «2».

Зубчасті передачі можуть бути понижуючими, коли ведучим є шестірня, а

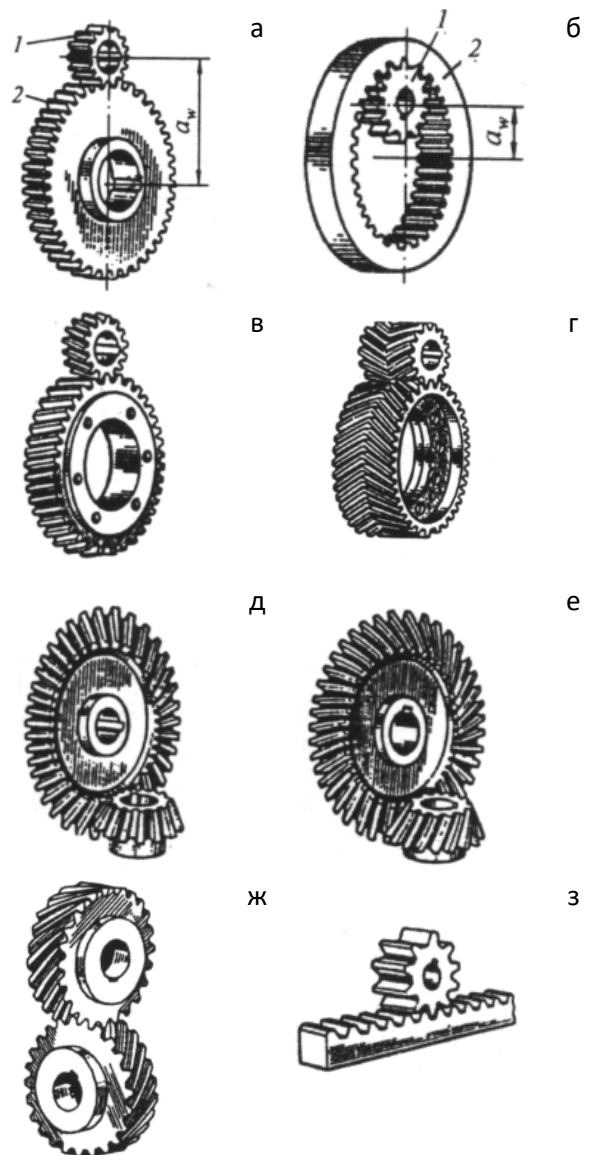


Рис. 3.1. Основні види зубчастих передач зачепленням

веденим – зубчасте колесо, такі передачі називають редуктором. Підвищуючі зубчасті передачі називають мультиплікаторами, в цьому разі ведучим буде зубчасте колесо, а веденим шестірня.

### Контрольні запитання

1. Чому зубчасті передачі найбільш поширені серед механічних передач?
2. Які недоліки зубчастих передач?
3. Класифікація зубчастих передач.

## 3.2 Циліндричні зубчасті передачі

### 3.2.1. Короткі відомості з геометрії і кінематики.

Профілі зубців коліс повинні задовольняти вимогам:

- постійність передатного числа;
- високий ККД.

Цим вимогам відповідають декілька профілів: евольвента, циклоїда, дуга кола. З них вигідно виділяється евольвентний профіль, який забезпечує високу міцність і довговічність зубців коліс, малі швидкості ковзання на поверхні зачеплених зубців, високий ККД, просту і дешеву технологію виготовлення [30, 37].

Евольвентні зачеплення мало чутливі до відхилень міжосьової відстані і дозволяють поліпшити параметри евольвентного зачеплення застосуванням корегування.

**Евольвента кола** – плоска крива змінної кривизни, яка окреслюється точкою А відрізка АС при його коченні без ковзання по колу діаметра  $d_b$  (рис. 3.2). Це коло називають основним. Довжина евольвенти ВА дорівнює довжині відрізка АС. У вихідному положенні точка А збігається з точкою В, а довжина відрізка АС дорівнює нулю. Відрізок АС являється радіусом кривизни евольвенти в точці А.

Основні параметри зубчастого зачеплення циліндричних прямозубих коліс, нарізаних без зсуву ріжучого інструменту (некориговані) (рис. 3.3):

$d_{a1}, d_{a2}$  – діаметри кола виступів зубців;

$d_{f1}, d_{f2}$  – діаметри кола западин зубців;

$d_1, d_2$  – діаметри дільного кола шестірні і колеса;

$d_{w1}, d_{w2}$  – діаметри початкового кола шестірні і колеса (для некоригованих передач  $d_{w1} = d_1, d_{w2} = d_2$ );

$d_{b1}, d_{b2}$  – діаметри основного кола шестірні і колеса (рис. 3.6);

$h = h_f + h_a$  – висота зубця,  $h_f = h_a^* \cdot m + c^* \cdot m$  – висота ніжки зубця;

$h_a = h_a^* \cdot m$  – висота головки зубця;

$h_a^*$  – коефіцієнт висоти головки зубця (звичайно  $h_a^* = 1$ );

$c^*$  – коефіцієнт радіального зазору (звичайно  $c^* = 0,25$ );

$\alpha_w$  – кут зачеплення;

$B_1B_2$  – лінія зачеплення (ділянка лінії, дотичної до основних кіл шестірні і колеса в точках  $N_1$  і  $N_2$ );

$P_b$  – основний крок по основному колу;

$c^* = c^* m$  – радіальний зазор між головкою і западиною зубців спряженого колеса;

$\Pi$  – полюс зачеплення;

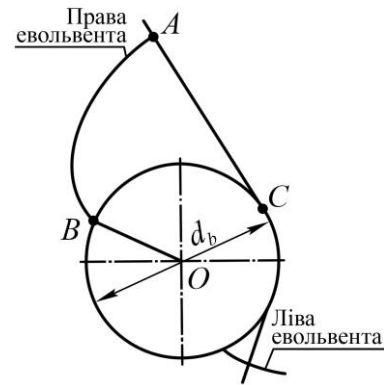


Рис. 3.2. Евольвента кола



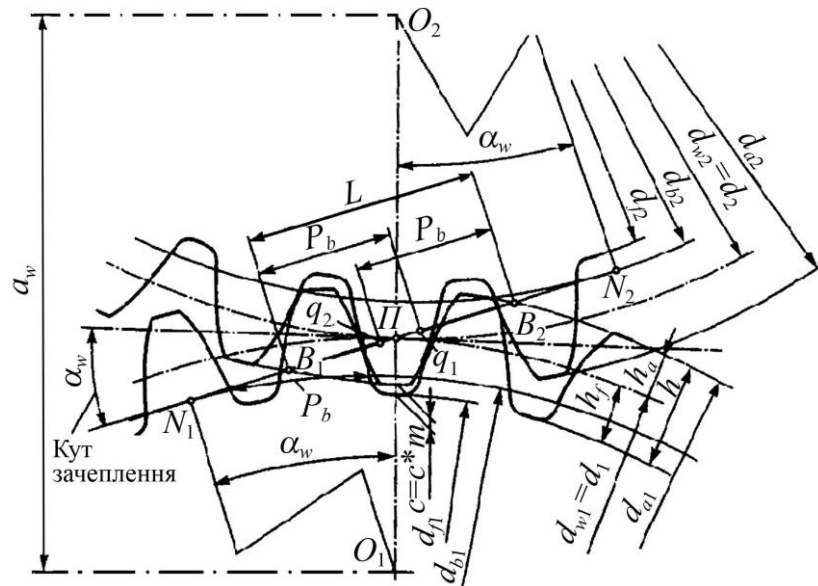


Рис. 3.3. Евольвентне некориговане зачеплення

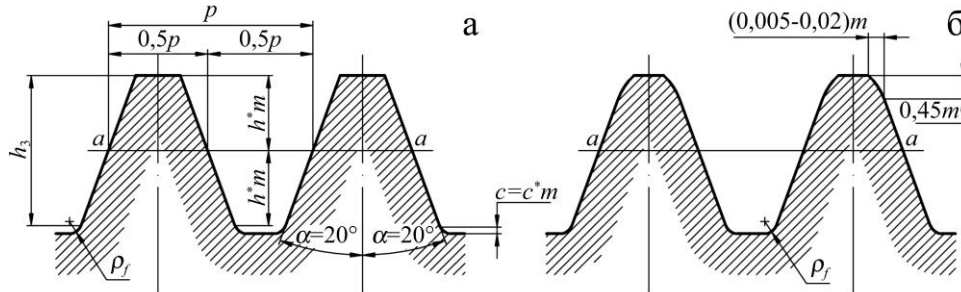


Рис. 3.4. Вихідний контур

$p$  – ділительний крок, який вимірюється на дузі ділительного кола зубчастого колеса.

Довжина ділительного кола:

$$\pi d = \delta \cdot z; \quad d = \frac{p}{\pi} \cdot z = m \cdot z, \quad (3.1)$$

де  $m = p/\pi$  – модуль зачеплення, модулі стандартизовані в діапазоні 0,05÷100 мм (ГОСТ 9563-80);

$a_w$  – міжосьова відстань зачеплення (рис. 3.1, а, б), тоді

$$a_w = (d_1 \pm d_2)/2; \quad u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1; \quad d_1 = 2a_w/(u \pm 1). \quad (3.2)$$

Знак мінус – внутрішнє зачеплення зубчастих коліс.

Нормаль до профілів зубців коліс в точці їх контакту повинна проходити через полюс зачеплення  $\Pi$ .

З прямокутних трикутників  $O_1N_1\Pi$  і  $O_2N_2\Pi$  виходить

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_w \quad d_{b2} = d_2 \cos \alpha_w. \quad (3.3)$$

Коли діаметр основного кола збільшується до нескінченності – кривизна евольвенти зменшується і колесо перетворюється у рейку з трапецеїдальним профілем. Така рейка називається вихідною, а контур рейки – вихідним контуром (рис. 3.4).

При зміні параметрів вихідного контура, можна отримати будь-яке евольвентне зубчасте колесо. З метою уніфікації прийнятий ГОСТ 13755-81, згідно якому: кут профілю –  $\alpha = 20^\circ$ ; коефіцієнт висоти –  $h_a^* = 1$ ; коефіцієнт радіального зазору –  $c^* = 0,25$ .

При роботі передачі, у зачепленні знаходяться одночасно одна або дві пари зубців. При двопарному зачепленні навантаження на зуб знижується вдвічі. Багатопарність визначається коефіцієнтом торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = L/p_a, \quad (3.4)$$

де  $L$  – довжина лінії зачеплення (рис. 3.5).

При обертанні прямозубих зубчастих коліс зубці торкаються по прямій лінії ширини зубця  $b$ . При цьому зачеплення коліс буде в формі прямокутника з сторонами  $L$  і  $b$  – поле зачеплення (рис. 3.5, а). При обертанні коліс лінія контакту зубців рухається з точки  $B_2$  до точки  $B_1$  за стрілкою (рис. 3.5, а). Якщо на ділянках  $B_2q_2$  і  $q_1B_1$  зачіпляється дві пари зубців коліс, то на ділянці  $q_1q_2$  зачіпляється одна пара зубців.

На рис. 3.5, б показано характер зміни сили  $F_n$ , що діє на зуб колеса.

Із зменшенням числа зубців зубчастого колеса збільшується кривизна евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців в їх основі та на вершині.

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

Коригування профілю зубця забезпечує:

- підвищення міцності зубця;
- зменшує знос;
- зменшує мінімально допустиме число зубців.

При нарізанні зубців початкова пряма С-С (рис. 3.6, а) нарізного інструмента (рейка) настроюється так, щоб вона котилася по ділильному колу колеса, яке нарізується. В залежності від положення рейкового інструмента відносно заготовки зубчастого колеса початковою прямою може бути ділильна пряма С-С або деяка пряма С'-С', паралельна С-С і віддалена від неї на  $\pm xm$ , де  $x$  – коефіцієнт зміщення вихідного контура (рис. 3.6, б). Додатним буде зміщення від центра колеса ( $+xm$ ), від'ємним – до центра ( $-xm$ ).

З урахуванням зміщення діаметр кола виступів зубців  $d_a$  і діаметр кола западин  $d_f$  дорівнюють

$$d_a = d + 2m(h_a^* + x); \quad d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x). \quad (3.5)$$

При цьому діаметри ділильного і основного кола залишаються без зміни.

Товщина зубця по ділильному колу завжди дорівнює ширині западини  $S = p/2 = \pi m/2$ . При  $x > 0$  товщина зубця по ділильному колу збільшується на величину  $2xmtg\alpha_w$  (рис. 3.6, б)

$$S = \pi \cdot m/2 + 2x \cdot m \cdot tg\alpha_w. \quad (3.6)$$

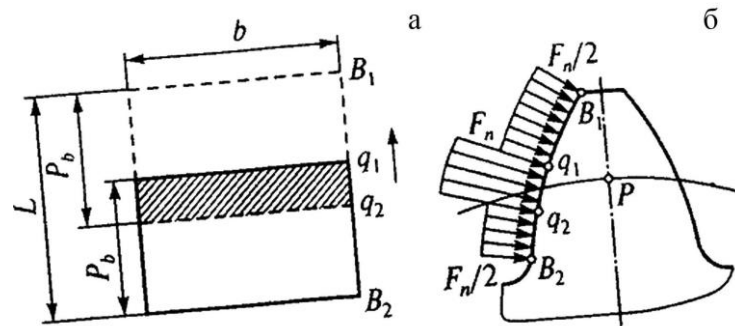


Рис. 3.5. До визначення коефіцієнта перекриття та розподілу навантаження по робочій поверхні зубця

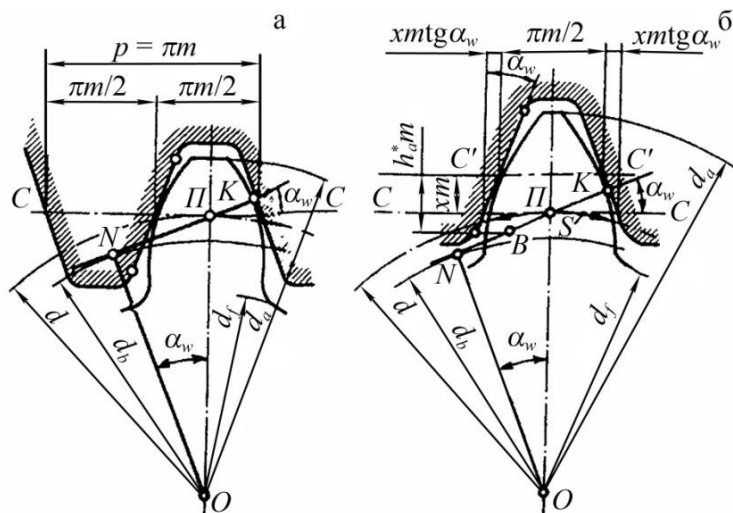
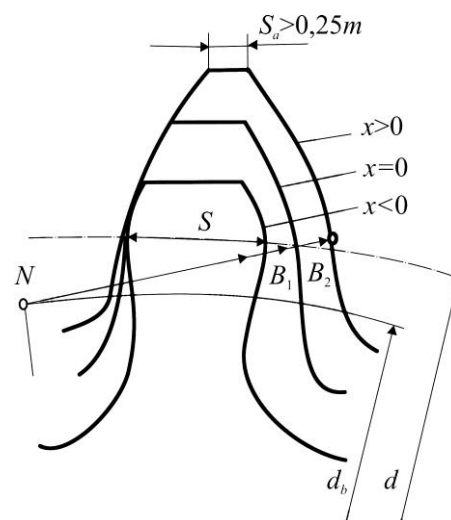


Рис. 3.6. Нарізання зубців без зміщення або зі зміщенням (+xm)

Рис. 3.7. Форма зубця колеса в залежності від зміщення  $x$  інструмента

Колеса з додатним зміщенням мають більшу товщину основи зубців і більші радіуси кривизни евольвент. Однак товщина  $S_a$  по вершинах зубців зменшується (рис. 3.7), що може привести до неприпустимих загострень вершин зубця ( $S_a < 0,25m$  – недопустимо).

При від'ємному зміщенні ( $x < 0$ ) і малому числі зубців можливе їх підрізання, тобто зрізання частини евольвенти поблизу основного кола (рис. 3.7).

Застосовують два види коригування зубчастих передач.

1. Передачі зі зміщенням  $x_1 = x_2$ ,  $x_1 + x_2 = 0$  (рівнозміщені) застосовують для вирівнювання напружень згину зубців.

2. Передачі зі зміщенням  $x_1 \neq 0$ ,  $x_2 \neq 0$ ,  $x_1 + x_2 \neq 0$  зубці шестірні і колеса з додатним зміщенням ( $x_1 > 0$ ,  $x_2 > 0$ ) застосовують для підвищення навантажувальної здатності.

Таблиця 3.1. Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів зміщення  $x$ 

Коефіцієнт зміщення		Передачі	
шестірні $x_1$	колеса $x_2$	прямозубі	косозубі та шевронні
0	0	$Z_1 \geq 21$	$Z_1 \geq Z_{\min} + 2^*$
0,3	-0,3	$14 \leq Z_1 \leq 20$ та $u \geq 3,5$	$Z_1 \geq Z_{\min} + 2^{**}$ , але не менше 10 та $u \geq 3,5$ . Рекомендації не поширюються на передачі, у яких твердість колеса $H_2 \leq 320HVB$ , а твердість шестірні $H_1 \leq H_2 + 70HVB$
0,5	0,5	$10 \leq Z_1 \leq 30^{***}$	

\* Обмеження по підрізанняю:

$\beta$	< 12	12÷17	17÷21	21÷24	24÷28	28÷30
$Z_{\min}$	17	16	15	14	13	12

\*\*\* Обмеження по підрізанняю:

$\beta$	< 10	10÷15	15÷20	20÷25	25÷30
$Z_{\min}$	12	11	10	9	8

\*\*\* Нижні граничні значення  $Z_1$ , визначені при  $\varepsilon_\alpha = 1,2$  в залежності від  $Z_2$ :

$Z_1$	16	18÷19	20÷21	22÷24	25÷28	29÷30
$Z_2$	16	14	13	12	11	10

**3.2.2. Особливості геометрії циліндричних косозубих і шевронних коліс.** У косозубому колесі лінія контакту зубців розташована під кутом нахилу  $\beta$ .

Косозубі зубчасті передачі у порівнянні з прямозубими мають:

- більшу навантажувальну здатність і плавність ходу;
- менший шум.

Однак нахил зубців призводить до виникнення осьової сили, яка додатково навантажує опори і вали.

Дільний кут нахилу зубця  $\beta$  визначається на дільному циліндрі. В торцевій площині коловий крок, модуль, діаметри дільного і основного кола визначаються за залежностями

$$\begin{aligned} \check{d}_t &= \check{d} / \cos \beta; \\ m_t &= m / \cos \beta; \\ d_t &= m_t \cdot z = mz / \cos \beta; \\ d_a &= d_t \cdot \cos \alpha_t. \end{aligned} \quad (3.7)$$

У торцевій площині зуб косозубого колеса, як і прямозубого, має евольвентний профіль, але з іншим модулем  $m_t$  і кут зачеплення на дільному колі

$$\alpha_t = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta). \quad (3.8)$$

При розрахунках зубця на міцність використовують перетин, нормальний до напрямку зубу (рис. 3.8). Профіль зубця косозубого колеса в перетині  $N-N$  відповідає профілю еквівалентного прямозубого колеса з радіусом, рівним радіусу кривизни еліпса по малій осі  $d_v/2$ . Більша піввісь еліпса  $a = d_t/2\cos\beta$ , мала –  $b = d_t/2$ , радіус кривизни  $d_v/2 = a^2/b = d_t/(2\cos^2\beta)$ .

Оскільки діаметр еквівалентного прямозубого колеса  $d_v = mz_v$ , то еквівалентне число зубців

$$z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{d_t}{m \cdot \cos^2 \beta} = \frac{m_t \cdot z}{m \cdot \cos^2 \beta} = \frac{m \cdot z}{m \cdot \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (3.9)$$

де  $z$  – число зубців косозубого колеса;  
 $m$  – модуль нормального перетину зубця;  
 $m_t$  – модуль в торцевому перетині колеса.

При розрахунку на міцність косозубі колеса заміняють еквівалентними прямозубими з числом зубців  $z_v$ .

Міжосьова відстань косозубої передачі

$$a_w = 0,5(d_{t2} \pm d_{t1}) = 0,5m(z_2 \pm z_1)/\cos \beta. \quad (3.10)$$

### 3.2.3. Основні параметри циліндричних косозубих зубчастих передач.

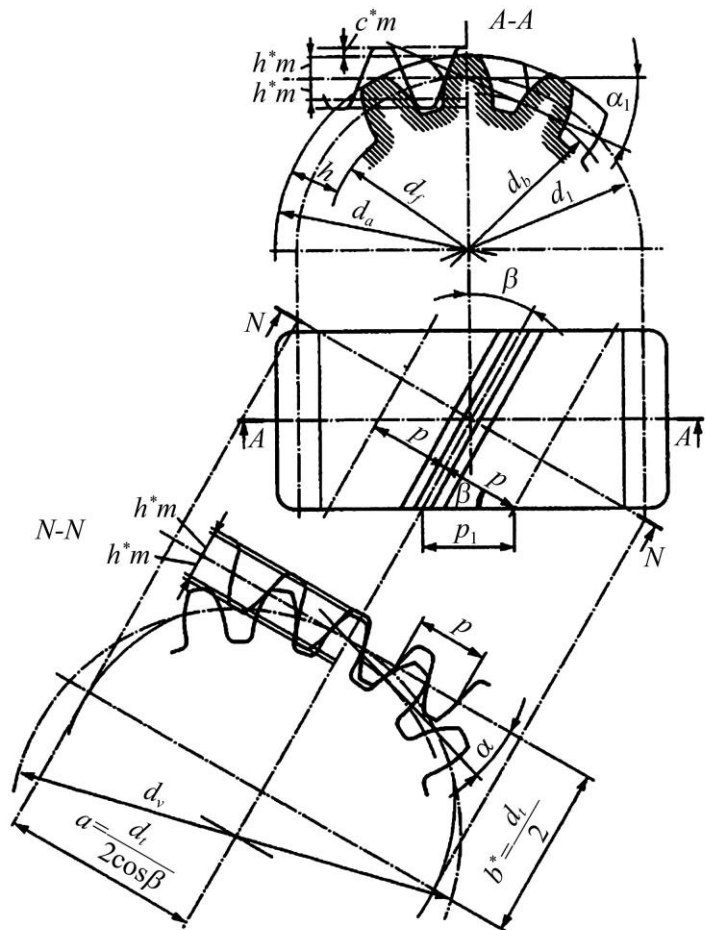


Рис. 3.8. Косозубе зубчасте колесо

Міжосьова відстань  $a_w$  стандартизована у діапазоні 40÷2500 мм.

Максимальне значення передаточного відношення приймають

$$u = z_2/z_1 = 5 \dots 8.$$

Число зубців шестірні рекомендується вибирати  $z_1 = 20 \div 24$  при  $H \leq 300$ ;  $z_1 = 17 \div 20$  при  $35 \leq HRC \leq 52$ ;  $z_1 = 11 \div 17$  при  $HRC \geq 52$ .

Число зубців колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ . Мінімальне число зубців шестірні при відсутності підрізання

$$z \geq 2(h_a^* - x) \cos \beta / \sin \alpha. \quad (3.11)$$

Для прямозубих коліс (без зміщення)  $z_{\min} = 17$ , нарізаних зі зміщенням  $z_{\min} = 10 \div 12$ , для косозубих –  $z_{\min} \approx 17 / \cos^3 \beta$ .

Модуль зачеплення в нормальному перетині зубця колеса при твердості  $H \leq 350$  HB приймають  $m = (0,01 \div 0,02) a_w$ , при твердості  $H \geq 45$  HRC –  $m = (0,016 \div 0,0315) a_w$ , потім округляють до стандартного значення.

Ширина зубчастих коліс визначається залежністю

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad (3.12)$$

де  $\psi_{ba}$  – коефіцієнт ширини зубчатого вінця, приймається з рекомендацій при  $H < 350$  HB –  $\psi_{ba} = 0,315 \div 0,5$ , для коліс з  $H > 350$  HB –  $\psi_{ba} = 0,2 \div 0,315$ , пересувні прямозубі колеса (коробки швидкостей) –  $\psi_{ba} = 0,1 \div 0,2$ , для шевронних передач  $\psi_{ba} = 0,63 \div 1,25$ .

Стандартні значення  $\psi_{ba}$  для серійних редукторів: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25.

Кут нахилу зубця косозубих коліс вибирають з умови, при якій осьовий коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon_\beta = b / \delta_\beta > 1 > 1, \quad (3.13)$$

де  $p_x$  – осьовий крок,  $p_x = \pi m / \sin \beta$ .

Тоді  $\beta_{\min} = \arcsin(\pi m / b)$ .

Кут нахилу для косозубих коліс складає  $\beta = 8 \div 20^\circ$ , для шевронних коліс  $\beta = 25 \div 45^\circ$  (опори валів не навантажені осьовими силами).

Косозубі колеса використовують для відповідальних передач при середніх і високих колових швидкостях. При цьому шестірні виконані з лівим напрямом зубця, колеса – з правим.

Прямозубі колеса використовують при низьких колових швидкостях, переважно в планетарних редукторах, в відкритих передачах, в коробках передач, де необхідно передбачити осьове переміщення зубчастих коліс.

**3.2.4. Виготовлення зубчастих коліс та їх точність.** Зубчасті колеса, як правило, виготовляють насадними. Якщо діаметр шестірні малий і мало відрізняється від вала, то шестірню виготовляють із валом як одну деталь, яка зветься вал-шестірня.

При діаметрі  $d \leq 200$  мм зубчасті колеса виготовляються із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок.

Колеса середніх діаметрів ( $d \leq 600$  мм) виготовляють із заготовок, які одержані куванням, штампуванням або литтям.

Великогабаритні ( $d > 600$  мм) зубчасті колеса виготовляють литтям або зварюванням. При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса.

Технологія виготовлення зубчастих коліс залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до їх конструкцій.

Частіше застосовують два методи нарізання зубців: копіювання та обкочування.

**Метод копіювання** (рис. 3.9, б, г) складається в копіюванні контуру робочої частини зуборізного інструменту – дискової або пальцевої фрези – при нарізанні зубців. Головним недоліком цього методу є низька продуктивність, мала точність та потреба у широкій номенклатурі і великій кількості зубонарізного інструменту.

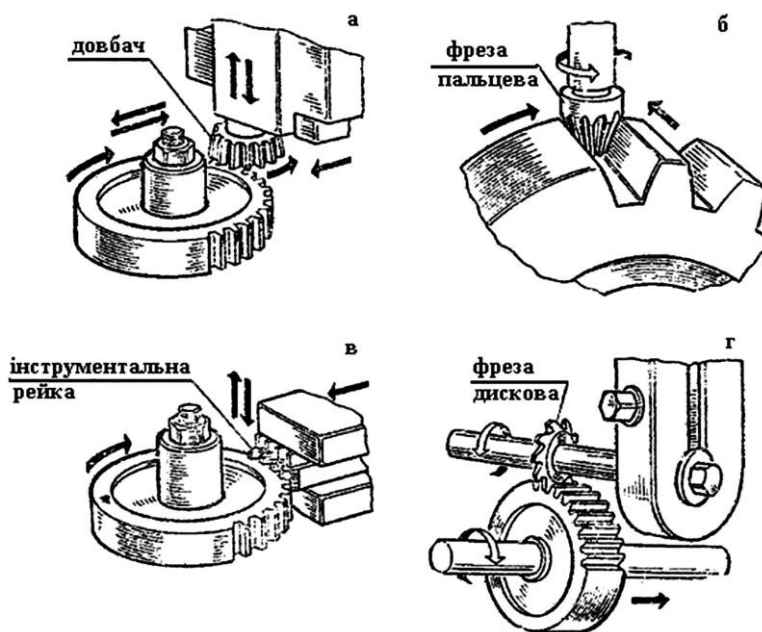


Рис. 3.9. Нарізання зубців

Основний, найбільш продуктивний та точний метод нарізування зубців – це **метод обкочування** (рис. 3.9, а, в). При цьому методі нарізується кілька зубців і профіль зубців утворюється у вигляді огибаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструмента (довбач або інструментальна рейка).

Після нарізання зубців та термообробки проводиться остаточна або фінішна обробка зубців – шліфування. Інколи для згладжування мікронерівностей на робочих поверхнях незагартованих зубців застосовують обкочування зубчастих коліс протягом деякого часу під навантаженням при зачепленні їх з еталонним колесом високої твердості.

Зниження точності виготовлення зубчастих коліс призводить до підвищення вібрації, шуму роботи передачі, до порушення постійності передачі обертання від шестірні до колеса, що викликає ріст динамічних навантажень.

Точність зубчастих коліс регламентується ГОСТом – від 1 до 12 (низька) ступенів точності.

В машинобудуванні сільськогосподарських машин використовуються наступні ступені точності (табл. 3.2):

- в швидкохідних передачах (при швидкості  $V > 10$  м/с) – 5, 6, 7;
- в тихохідних – 8, 9.

При цьому необхідно враховувати, що із зростанням точності зубчастих коліс суттєво зростає вартість їх виготовлення.

#### Основні показники точності зубчастих передач.

**1. Кінематична точність** – сумарна похибка кутів повороту зачеплення коліс за один оберт колеса і шестірні. Вона є основною для систем керування і у швидкохідних силових передачах.

Таблиця 3.2. Рекомендації щодо вибору ступеня точності зубчастих передач залежно від колової швидкості

Ступінь кінематичної точності	Прямозубі передачі		Косозубі передачі		Область застосування
	циліндричної	конічної	циліндричної	конічної	
5	$\geq 15$	$\geq 12$	$\geq 30$	$\geq 20$	Швидкохідні передачі, ділильні механізми
6	До 15	До 12	До 30	До 20	
7	До 10	До 8	До 15	До 10	Передачі загального призначення
8	До 6	До 4	До 10	До 7	
9	До 2	До 1,5	До 3	До 2	Тихохідні передачі сільськогосподарських машин

**2. Плавність роботи передачі** – повторювання коливання швидкості за період роботи кожного зубця. Це є визначальним показником для швидкохідних передач.

**3. Пляма контакту** зубців характеризує концентрацію навантаження на зубцях. Суттєво впливає на працездатність силових передач.

**4. Боковий зазор** між непрацюючими поверхнями сусідніх зубців визначається видом спряження (в загальному машинобудуванні рекомендується вид спряження В). Він запобігає заклинюванню і забезпечує вільне обертання коліс.

**3.2.5. Сили в зачепленні циліндричних передач.** При роботі зубчастих передач виникають сили, які визначають при максимальному статичному навантаженні зовнішніми навантаженнями. Динамічні навантаження, викликані похибками виготовлення і деформацією деталі, враховують відповідними коефіцієнтами

при визначенні розрахункових навантажень. В косозубому зачепленні діють наступні сили (рис. 3.10): колова  $F_t$ , радіальна  $F_r$  і осьова  $F_a$ , які відповідно визначають

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_1(d_{w1}); \quad (3.13)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w / \cos \beta; \quad (3.14)$$

$$F_a = F_t \tan \beta. \quad (3.15)$$

де  $T_1$  – крутний момент на валу шестірни;  
 $d_1(d_{w1})$  – діаметр ділильного (початкового) кола шестірни;  
Нормальна сила (рис. 3.10 б)

$$F_n = F'_t / \cos \alpha_w = F_t / (\cos \alpha_w \cdot \cos \beta), \quad (3.16)$$

де  $\alpha_w$  – кут зачеплення.

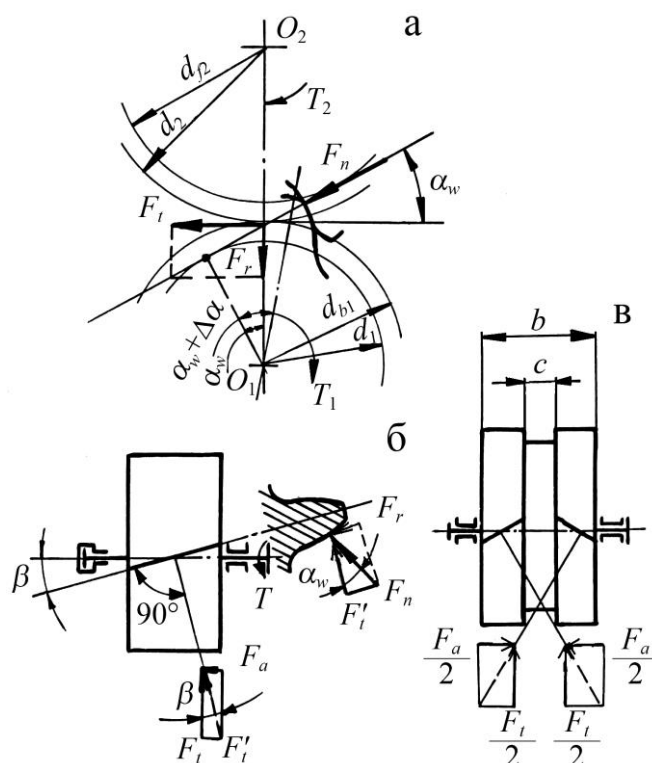


Рис. 3.10. Сили що діють в зачепленні циліндричної зубчастої передачі

Для евольвентних коліс  $\alpha_w = 20^\circ$ . У прямозубої передачі  $\beta = 0$ , осьова сила  $F_a = 0$ . У шевронній передачі (рис. 3.10, в) осьові сили урівноважуються на колесі і не передаються на підшипник.

**3.2.6. Види руйнування зубців. Критерії працездатності.** В зубчастих передачах від дії змінних сил виникають змінні напруження: контактне напруження  $\sigma_H$  і напруження згину  $\sigma_F$ .

Змінні напруження є причиною втомного руйнування зубців: поломка, викришування поверхневого шару, абразивний знос, заїдання.

**Втомне викришування зубців** (рис. 3.11, а) – найбільш розповсюджений вид руйнування для закритих передач. Втомні тріщини, які є причиною втомного викришування, звичайно зароджуються на поверхні в результаті концентрації напружень через мікронерівності. Для запобігання втомного викришування зубців параметри зубчастої передачі розраховують на контактну витривалість робочих поверхонь.

**Поломка зубців** є найбільш небезпечним видом руйнувань, який може призвести до виходу з ладу всієї передачі. Поломки пов'язані із втомою матеріалу, зі зносом і послабленням небезпечного перетину, є результатом великих перенавантажень ударного характеру.

Для запобігання поломок зубців розрахунок параметрів зубчастої передачі проводять на згин.

**Абразивний знос** (рис. 3.11, б) є основною причиною виходу з ладу відкритих передач. Це пов'язано з забрудненням поверхні зубців і послідовним абразивним стиранням.

**Заїдання зубців** (рис. 3.11, в) полягає в місцевому молекулярному зчепленні контактуючих поверхонь в умовах руйнування змащувальної плівки. Руйнування масляної плівки викликано зниженням в'язкості мастила через нагрів або підвищення контактного тиску.

Основними критеріями працездатності закритих передач є втомна контактна міцність робочих поверхонь зубців і міцність зубців при згині. ГОСТ 21354-87 передбачає наступні розрахунки.

1. Розрахунок на контактну міцність робочих поверхонь зубців:
  - а) розрахунок на опір втомі для запобігання викришування;
  - б) розрахунок для запобігання залишкових деформацій при дії короточасних максимальних навантажень.
2. Розрахунок зубців на міцність при згині:
  - а) розрахунок зубців на опір втомі при згині;
  - б) розрахунок зубців для запобігання залишкових деформацій або поломки при дії короточасних максимальних напружень.

**3.2.7. Матеріали і термообробка.** При виборі матеріалів зубчастих коліс необхідно забезпечити опір контактній втомі поверхневих шарів зубців, міцність зубців на згин, опір заїданню і зносу. Згідно з цих вимог, для зубчастих коліс рекомендована термічна обробка сталі (табл. 3.3).

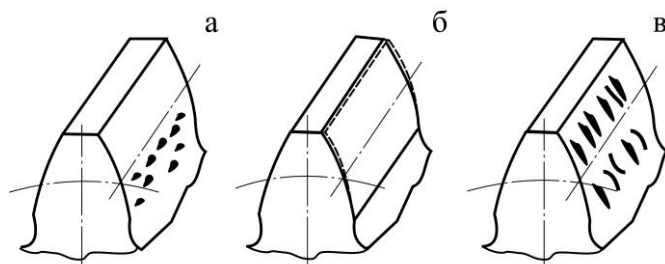


Рис. 3.11. Види руйнування зубців



Таблиця 3.3. Сталі, які рекомендуються для зубчастих коліс

Марка сталі	Розміри, мм		HB (серцевини)	HRC <sub>e</sub> HRC (поверхні)	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_t$ , МПа	Термічна обробка
	$D^*$	$S^*$					
35	будь-який	будь-який	163-192	–	550	270	нормалізація
45	будь-який	будь-який	179-207	–	600	320	– « –
45	125	80	235-262	–	780	540	поліпшення
45	80	50	269-302	–	890	650	– « –
40X	200	125	235-262	–	790	640	– « –
40X	125	80	269-302	–	900	750	– « –
40X	125	80	269-302	45-50	900	750	Поліпшення + гартування СВЧ
35ХМ	315	200	235-262	–	800	670	поліпшення
35ХМ	200	125	269-302	–	920	790	– « –
35ХМ	200	125	269-302	45-53	920	790	Поліпшення + гартування СВЧ
40ХН	315	200	235-262	–	800	630	поліпшення
40ХН	200	125	269-302	–	920	750	– « –
40ХН	200	1215	269-302	48-53	920	750	Поліпшення + гартування СВЧ
20ХНМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	поліпшення + цементация + гартування
18ХГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	теж
12ХН3А	200	125	300-400	56-63	1000	800	– « –
25ГМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	– « –
40ХНМА	125	80	269-302	50-56	980	780	Поліпшення + азотування
35Л	будь-який	будь-який	163-207	–	550	270	нормалізація
45Л	315	200	207-235	–	680	440	поліпшення

При твердості ( $H$ ) пари зубчастих коліс  $H \leq 350HB$  шестірня має міцність на  $20 \div 30$  одиниць HB більше, ніж колесо.

Термічну обробку заготовки (нормалізацію або поліпшення) виконують до нарізання зубців і використовують для прямозубих передач.

При твердості  $H > 350HB$  шестірня має твердість більшу на 100 одиниць, ніж колесо. Термічна обробка проводиться після зубонарізання з послідуною механічною обробкою поверхні зубців.

Для зубчастих коліс рекомендовані наступні основні види поверхневого термічного і хіміко-термічного зміцнення: поверхневе гартування струмами високої частоти (СВЧ), цементация і нітроцементация з гартуванням, азотування.

**Поверхневе гартування** викликає збільшення міцності поверхневого шару, при цьому серцевина зубця зберігається в'язкою, це важливо при ударному навантаженні. Матеріали для цього виду термообробки – середньовуглецеві леговані сталі 40X, 40ХН, 35ХМ. Твердість поверхні зубців досягає  $50 \div 55$  HRC.

**Цементация** – поверхневе насичення вуглецем сталей, які містять вуглецю менше 0,3 %, з подальшим гартуванням. Твердість поверхні зубця досягає  $H = 56 \div 63$  HRC, при цьому у зубця збільшується несуча здатність і міцність на згин. Матеріал – хромовані сталі 20X, 18ХГТ; хромонікелеві сталі 12ХН3А, 20ХНМ.

**Азотування** – насичення поверхневого шару азотом. Цей вид зміцнення забезпечує твердість  $58 \div 65$  HRC. Матеріали для азотування: молібденова сталь 38Х2МЮА, безалюмінієві сталі 40ХФА, 40ХНА, 40Х. Недолік азотованих зубчастих коліс – мала то-

вщина зміцненого шару ( $0,2 \div 0,5$  мм), яка не дозволяє використовувати їх при ударних навантаженнях і при роботі з інтенсивним зносом.

**Нітроцементация** – насичення поверхневих шарів вуглецем і азотом з подальшим гартуванням. Це забезпечує високу міцність, зносостійкість і опір заїданню.

**Поліпшення** – термообробка, при якій твердість  $H \leq 350$  НВ. Застосовують при відсутності жорстких вимог до габаритів передачі.

**Нормалізація** – термообробка застосовується для середньовуглецевих сталей 40, 45, 50. Зубчасті колеса встановлюють в механізмах з ручним приводом. Твердість і механічні властивості – невисокі.

**Стале литво** застосовують для виготовлення коліс великих діаметрів. Основні матеріали – ливарні середньо вуглецеві сталі 35Л, 50Л.

**Чавуни** – використовують для виготовлення тихохідних, в основному крупногабаритних і відкритих передачах. Використовують чавуни СЧ20, СЧ35, а також високоміцні магнієві чавуни з шаровидним графітом.

**Пластмаси** – використовують у слабонавантажених передачах для забезпечення безшумності, самозмащування або хімічної стійкості.

**3.2.8. Допустимі напруження.** Вихідні дані для визначення допустимих напружень отримують експериментально при випробуванні зразків-аналогів зубчастих коліс. Згідно навантажень, зафіксованих у випробуваннях, розраховують напруження зубців і будують криві втоми (рис. 3.12). Схилена ділянка кривої втоми описується степеневою функцією

$$\sigma_i^m N_i = C, \quad (3.17)$$

де  $m$  – експериментально визначений показник степеня рівняння кривої втоми;

$C$  – константа, яка залежить від якостей матеріалу;

$N$  – число циклів навантаження до руйнування зразка.

Напруження  $\sigma_{lim}$  – межа витривалості. При навантаженнях з напруженнями  $\sigma \leq \sigma_{lim}$  передача може працювати практично без обмеженого часу, при  $\sigma > \sigma_{lim}$  – обмежений час.

Для точок  $L$  і  $O$ , враховуючи рівняння (3.17), отримують залежність

$$\sigma_A^m N_E = \sigma_{lim}^m N_O \text{ або } \sigma_E = \sigma_{lim} \sqrt[m]{N_O / N_E}. \quad (3.18)$$

Ці залежності використовують для визначення контактних напружень  $[\sigma]_H$  і напружень згину  $[\sigma]_F$ . Поділивши рівняння (3.18) на коефіцієнт безпеки  $S_H$ , отримують допустиме контактне напруження для числа циклів  $N_E$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{i,lim}}{S_H} K_{HL} Z_R Z_V, \quad (3.19)$$

де  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності,  $K_{HL} = \sqrt[m]{N_{HO} / N_{HE}}$ ;

$Z_R$  – коефіцієнт урахування шорсткості поверхонь;

$Z_V$  – коефіцієнт урахування колової швидкості.

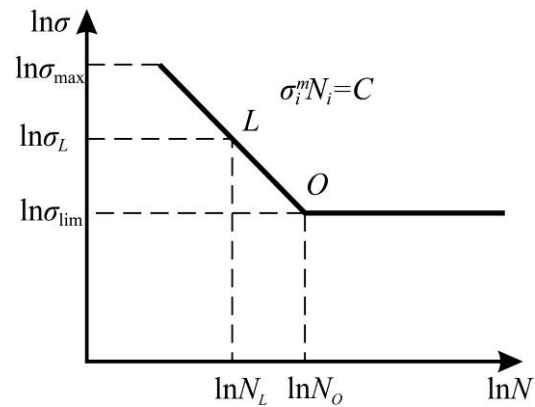


Рис. 3.12. Криві втоми

Межа контактної витривалості  $\sigma_{Hlim}$  відповідає точці перетину кривої втоми  $N_{HO}$ , залежить від середньої міцності поверхні зубця (табл. 3.4) і визначається за формулою  $N_{HO} = 30(HB)^{2,4}$ .

Таблиця 3.4. Межі контактної витривалості  $\sigma_{Hlim}$ 

Термічна або хіміко-термічна обробка	Твердість поверхні	Матеріал	$\sigma_{Hlim}$ , МПа
Поліпшення, нормалізація	$\leq 350 HB$	Вуглецеві і легировані сталі	$2H_{HB} + 70$
Об'ємне гартування	$30 \div 50 HRC$		$17H_{HRC} + 100$
Поверхнєве гартування	$40 \div 56 HRC$		$17H_{HRC} + 200$
Цементация, нітроцементация і гартування	$56 \div 65 HRC$	Леговані сталі	$23 H_{HRC}$
Азотування	$550 \div 750 HV$		1050
Без термічної обробки		Чавун	$2H_{HB}$

Коефіцієнт запасу міцності  $S_H = 1,1$  – для зубчастих коліс з однорідною структурою (поліпшення, нормалізація),  $S_H = 1,2$  – для коліс з поверхневим зміцненням. Коефіцієнт довговічності знаходиться в межах  $1 \leq N_Z \leq N_{Zmax}$ , а  $N_{Zmax} = 2,6$  – для матеріалу коліс з однорідною структурою (нормалізація, поліпшення),  $N_{Zmax} = 1,8$  – при поверхневому зміцненні.

Сумарне число циклів навантаження

$$N_{\Sigma} = 60n \cdot n_c \cdot L_h, \quad (3.20)$$

де  $n$  – частота обертання (шестірні або колеса);

$n_c$  – число зачеплень шестірні або колеса за один оберт;

$L_h$  – загальний час роботи передачі.

При роботі передачі зі змінним навантаженням еквівалентне число циклів визначається формулою

$$N_E = K_E \cdot N_{\Sigma}, \quad (3.21)$$

де  $K_E$  – коефіцієнт приведення, який залежить від режиму роботи передачі і термообробки.

При роботі передачі з заданим навантаженням  $T_i$  на протязі заданого часу  $t_i$  еквівалентне число циклів

$$N_E = 60n_c \cdot \Sigma (T_i/T_1)^m n_i t_i. \quad (3.22)$$

Коефіцієнт  $Z_R$  враховує вплив шорсткості спряжених поверхонь зубців

$Z_R = 1$  для  $R_a = 0,63 \div 1,25$  мкм (шліфування),

$Z_R = 0,95$  для  $R_a = 1,25 \div 2,5$  мкм (чистове фрезерування),

$Z_R = 0,9$  для  $R_a = 2,5 \div 10$  мкм (грубе фрезерування).

Коефіцієнт  $Z_V$  враховує вплив колової швидкості, для  $H \leq 350HB$   $Z_V = 0,85V^{0,1} \geq 1$ , для  $H > 350HB$   $Z_V = 0,925V^{0,05} \geq 1$ . Підвищення швидкості поліпшує утворення мастильного шару між зубцями і зменшує сили тертя.

Напруження розраховують для шестірні  $[\sigma]_{H1}$  і колеса  $[\sigma]_{H2}$ . Допустимі напруження для передачі приймають для прямозубих передач меншими з них:

для шестірні або колеса

$$[\sigma]_f = \min\{[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}\}; \quad (3.23)$$

для косозубих, шевронних і конічних передач з коловим зубом враховують допустимі напруження шестірні і колеса згідно формули

$$[\sigma]_f = 0,45([\sigma]_{f1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{f \min}, \quad (3.24)$$



при нульовому (пульсуючому циклі). Тому  $K_{FC} = 0,65$  – для поліпшення, нормалізації;  $K_{FC} = 0,75$  – для цементації, гартування СВЧ;  $K_{FC} = 0,9$  – для азотування.

Коефіцієнт  $K_{FZ}$  – урахуває спосіб отримання заготовки коліс. Відповідно: для ковки та штамповки  $K_{FZ} = 1$ , для прокату  $K_{FZ} = 0,9$ , для литва  $K_{FZ} = 0,8$ .

Максимальне допустиме напруження згину при одноразовому перенавантаженні визначають окремо для колеса і шестірні

$$[\sigma]_{F\max} = (\sigma_{Flim} \cdot K_{FL} \cdot K_t) / S_F, \quad (3.26)$$

де  $K_t$  – коефіцієнт, який урахуває підвищення граничних напружень при одноразовому ударі ( $K_t = 1,2$  при  $m = 9$ ;  $K_t = 1,3$  при  $m = 6$ ).

**3.2.9. Розрахункове навантаження.** При розрахунку на контактну міцність необхідно приймати навантаження, що діють у зоні, де виникає викришування поблизу полюсної лінії. Через неминучі неточності виготовлення, деформації зубчастих коліс, погрішності при складанні виникають додаткові навантаження. Вони враховуються коефіцієнтом навантаження: при розрахунку контактних напружень позначають  $K_H$ , при розрахунку напруження згину –  $K_F$ . Їх визначають згідно залежностей:

$$K_H = K_{HA} K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}; \quad K_F = K_{FA} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}, \quad (3.27)$$

де  $K_{HA}$ ,  $K_{FA}$  – коефіцієнти, що урахувують зовнішнє динамічне навантаження, і залежать від характеру роботи механізму;

$K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – коефіцієнти концентрації навантаження, що урахувують нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній;

$K_{HV}$ ,  $K_{FV}$  – коефіцієнти, що урахувують внутрішнє динамічне навантаження передачі;

$K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнти, що урахувують характер розподілу навантаження між зубцями (багатопарність) зачеплення.

Концентрація навантаження по довжині лінії контакту зубців виникає внаслідок похибок напрямку зубців при виготовленні, пружних деформацій зубців, валів і їх опор. На рис. 3.13 є приведена характеристика розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця, викликаного прогинами валів. В результаті зубчасті колеса повертаються на кут взаємного повороту –  $\gamma$ . При абсолютно жорстких зубцях шестірні і колеса мало б місце торкання в точках (рис. 3.13, г). Однак, в результаті пружних деформацій реальних зубців під навантаженням можливе їх торкання по лінії (рис. 3.13, д). При цьому розподілене навантаження по лінії контакту зубців буде нерівномірним.

Коефіцієнт концентрації навантаження визначається відношенням  $\sigma_{\max}/\sigma_{\text{ср}}$ . Він залежить від кута перекосу і ширини колеса  $b$  (або відношення  $\psi_{bd} = b/d_1$  для шестірні), а також від розташування коліс відносно опор.

При проектному розрахунку передачі коефіцієнти  $K_{H\beta}$  і  $K_{FA}$  визначають за графіками

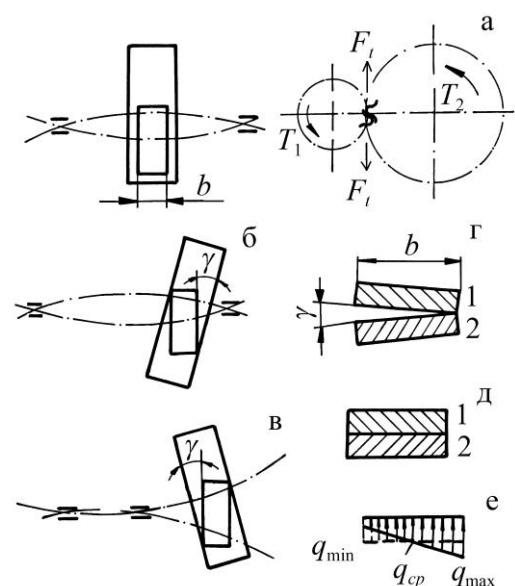


Рис. 3.13. Вплив деформації валів на розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця

(рис. 3.14) в залежності від відносної ширини шестірни  $\psi_{bd}$ , міцності матеріалу і розташування коліс відносно опор.

На величину коефіцієнта внутрішнього динамічного навантаження впливають помилки виготовлення зубців (ступінь точності), міцність поверхні зубців і колова швидкість. Для приблизних розрахунків значення  $K_{HV}$  і  $K_{FV}$  наведені у табл. 3.6.

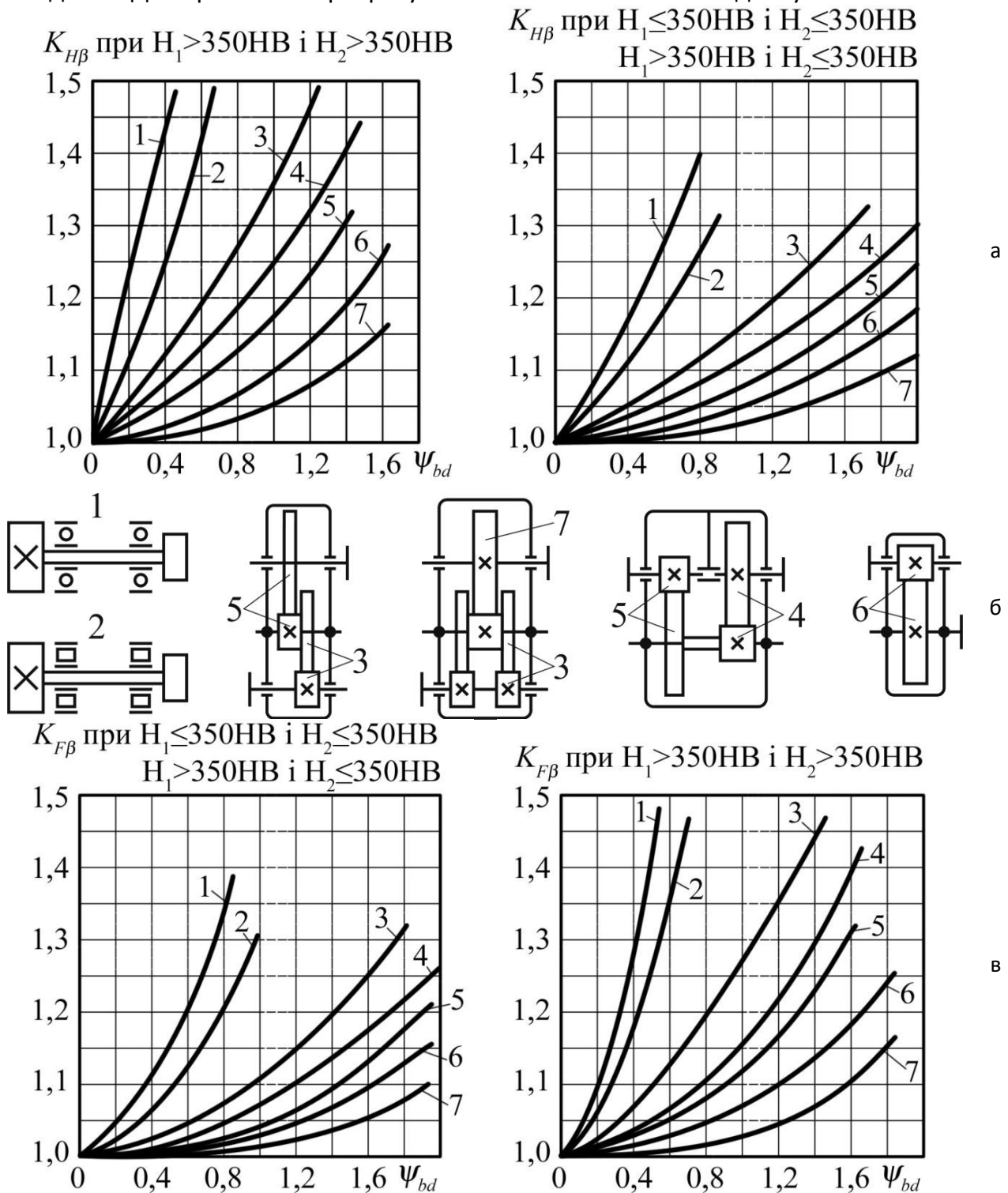


Рис. 3.14. Графіки для визначення коефіцієнтів  $K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$

Для зменшення динамічних навантажень необхідно підвищувати точність виготовлення коліс (зменшити похибки кроку); виконувати зубці фланкірованими (з модифікованим профілем головки зубця) для зниження удару при вході зубців в зачеплення; збільшувати коефіцієнт перекриття. Це досягається використанням спеціаль-

них зачеплень з вихідним контуром  $\alpha < 20^\circ$  і збільшеною висотою зубців. Використання косозубого зачеплення також збільшує загальний коефіцієнт перекриття. Коефіцієнт урахування розподілу навантаження між парами зубців залежить від сумарної податливості пари зачеплених зубців і їх схильності до припрацювання.

Таблиця 3.6. Коефіцієнти динамічного навантаження (чисельник – прямозубі, знаменник – косозубі передачі)

Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	Твердість поверхні зубців	$K_{HV}$					$K_{FV}$				
		$V, \text{ м/с}$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	$H_1$ або $H_2$ < 350HB	<u>1,02</u>	<u>1,12</u>	<u>1,25</u>	<u>1,37</u>	<u>1,50</u>	<u>1,02</u>	<u>1,12</u>	<u>1,25</u>	<u>1,37</u>	<u>1,50</u>
		1,01	1,05	1,10	1,15	1,20	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
	$H_1$ або $H_2$ < 350HB	<u>1,04</u>	<u>1,20</u>	<u>1,40</u>	<u>1,60</u>	<u>1,80</u>	<u>1,08</u>	<u>1,40</u>	<u>1,80</u>	-----	----
		1,02	1,08	1,16	1,24	1,32	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
8	$H_1$ або $H_2$ >350HB	<u>1,03</u>	<u>1,15</u>	<u>1,30</u>	<u>1,45</u>	<u>1,60</u>	<u>1,03</u>	<u>1,15</u>	<u>1,30</u>	<u>1,45</u>	<u>1,60</u>
		1,01	1,06	1,12	1,18	1,24	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
	$H_1$ або $H_2$ < 350HB	<u>1,05</u>	<u>1,24</u>	<u>1,48</u>	<u>1,72</u>	<u>1,96</u>	<u>1,10</u>	<u>1,48</u>	<u>1,96</u>	-----	-----
		1,02	1,10	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	$H_1$ або $H_2$ >350HB	<u>1,03</u>	<u>1,17</u>	<u>1,35</u>	<u>1,52</u>	<u>1,70</u>	<u>1,03</u>	<u>1,17</u>	<u>1,35</u>	<u>1,52</u>	<u>1,70</u>
		1,01	1,07	1,14	1,21	1,28	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	$H_1$ або $H_2$ < 350HB	<u>1,06</u>	<u>1,28</u>	<u>1,56</u>	<u>1,84</u>	-----	<u>1,11</u>	<u>1,56</u>	-----	-----	----
		1,02	1,11	1,22	1,34	1,45	1,04	1,22	1,45	1,67	----

Для прямозубих передач

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,$$

для косозубих і шевронних передач

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + k(n_{\text{зб}} - 5),$$

де  $n_{\text{зб}}$  – число, що відповідає ступеню точності;

$k = 0,06$  – для поліпшених сталей,  $k = 0,12$  – для загартованих коліс.

Питоме розрахункове навантаження можна подати у вигляді

$$q = \frac{F_n}{L_\Sigma} \cdot K, \quad (3.28)$$

де  $L_\Sigma$  – сумарна довжина лінії контакту.

Для косозубих і шевронних коліс

$$L_\Sigma = K_\varepsilon \frac{b}{\cos \beta} \varepsilon_\alpha = \frac{b}{Z_\varepsilon^2 \cos \beta}, \quad (3.29)$$

де  $Z_\varepsilon$  – коефіцієнт урахування сумарної довжини контактних ліній, для косозубих коліс,  $Z_\varepsilon = \sqrt{1/(K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha)} \approx 0,8$ ;

$K_\varepsilon$  – коефіцієнт середнього зменшення сумарної довжини контактних ліній, який залежить від коефіцієнту осьового  $\varepsilon_\beta$  та торцевого  $\varepsilon_\alpha$  перекриття,  $K_\varepsilon \approx 0,95$ ;  
 $\varepsilon_\alpha$  – коефіцієнт торцевого перекриття, який дорівнює відношенню кроку на основному колі зубчатого колеса до довжини  $L$  на лінії зачеплення (рис. 3.15).

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.30)$$

Для прямозубих коліс сумарна довжина контактних ліній  $K_1K_1$  (рис. 3.15) змінна. У зоні однопарного зачеплення вона дорівнює  $b$ , у зоні двопарного зачеплення –  $2b$ , тому в розрахунку приймають

$$L_\Sigma = b/Z_\varepsilon^2, \quad (3.31)$$

де  $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} \approx 0,9$  – коефіцієнт урахування сумарної довжини контактних ліній для прямозубих коліс.

**3.2.10. Розрахунок зубців циліндричних передач на контактну міцність.** Контактні напруження утворюються в місці зіткнення двох тіл у тих випадках, коли розміри площадки торкання малі у порівнянні з розмірами тіл (стиск двох шарів, двох циліндрів тощо).

Розрахунок міцності зубців по контактним напруженням складається з розрахунку на опір втомі і на запобігання руйнуванню робочих поверхонь зубців при максимальному навантаженні.

Установлено, що найбільші контактні напруження виникають поблизу полюса зачеплення. Для визначення контактних напружень використовується формула Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_1 \cdot E_2}{\rho_{\Sigma} \cdot \pi [E_1(1 - \mu_2^2) + E_2(1 - \mu_1^2)]}}, \quad (3.32)$$

де  $\rho_{\Sigma}$  – зведений радіус кривизни, що визначається з

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (3.33)$$

знак мінус для внутрішнього зачеплення;

$\rho_1, \rho_2$  – радіуси кривизни евольвенти зубців в точці контакту

$$\begin{aligned} \rho_1 &= d_1 \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}/2; \\ \rho_2 &= d_2 \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}/2, \end{aligned} \quad (3.34)$$

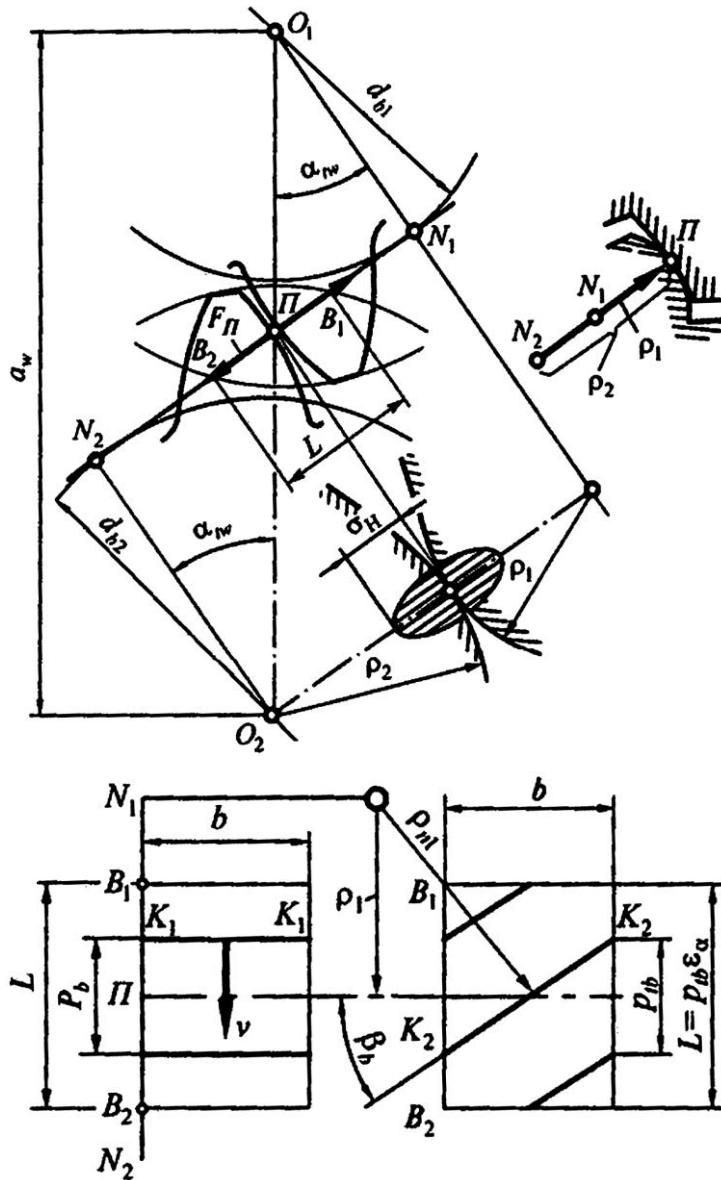


Рис. 3.15. Схема до розрахунку зубців на контактну міцність



$\alpha_{tw}$  – торцевий кут зачеплення корегованого колеса в перетині, нормальному до напрямку зубця.

Для передач, виготовлених без зміщення нарізного інструмента,  $\alpha_{tw} = \alpha = 20^\circ$ .

За умови  $d_2 = d_1 \cdot u$  і урахуванням (3.33), (3.34), одержують

$$\frac{1}{\rho_{\hat{\alpha}}} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot u \sin \alpha}. \quad (3.35)$$

Коефіцієнт урахування пружних якостей матеріалу зубців визначиться за формулою

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_1^2) + E_2 (1 - \mu_2^2)]}}, \quad (3.36)$$

де  $E_1, E_2$  – модулі пружності (для сталі  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа);

$\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона (для сталі  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ).

Таким чином, для сталевих коліс  $Z_M = 275$  МПа<sup>1/2</sup>.

При підстановці формул (3.16), (3.28), (3.35), (3.36) в формулу Герца (3.32) отримують

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot Z_\varepsilon^2}{\cos \alpha \cdot b} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha} \cdot Z_M^2}. \quad (3.37)$$

Коефіцієнт урахування форми спряжених поверхонь зубців буде

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}}. \quad (3.38)$$

Результатом виводу є отримання наближеного розрахунку контактних напружень для зубчастих передач

$$\sigma_f = Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{W_{Ht} (u \pm 1)}{d_1 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.39)$$

де  $W_{Ht}$  – розрахункова питома колова сила,

$$W_{Ht} = \frac{F_t \cdot K_H}{b}. \quad (3.40)$$

В косозубих і шевронних передачах радіус кривизни евольвенти в полюсі зачеплення в нормальній площині  $\rho_{n1} = \rho_1 / \cos^2 \beta$  (рис. 3.15).

По аналогії з прямозубою передачею

$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta}; \quad \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \beta}. \quad (3.41)$$

Тоді

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2(u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta}{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha}. \quad (3.42)$$

При підстановці (3.16), (3.28), (3.29), (3.41) в формулу (3.32) отримують **перевірний розрахунок** на контактну міцність косозубої і шевронної зубчастих передач. Структура формули залишиться такою ж, як і для прямозубої передачі (3.39), але коефіцієнт урахування форми спряжених поверхонь визначається

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}}. \quad (3.43)$$

При заміні в формулі (3.39)  $d_1 \approx d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1)$ ,  $T_1 \approx T_2 / u$ ,  $(Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H) = 431$  – для прямозубих коліс і  $(Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H) = 363$  при середньому значенні  $\beta = 16^\circ$ ,  $F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_1$  отримують вираз для **проектного розрахунку**

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (3.44)$$

де  $K_a = 495$  для прямозубих,  $K_a = 430$  – для косозубих передач і визначається за формулою

$$K_a = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} \cdot K_{HV}};$$

$\psi_{ba}$  – коефіцієнт відношення по міжосьовій відстані ( $\psi_{ba} = b/a_w$ ).

Коефіцієнт  $\psi_{ba}$  рекомендується приймати рівним:

- для зубчастих коліс з поліпшених сталей при несиметричному розташуванні відносно опор  $\psi_{ba} = 0,315 \div 0,4$ ;
- для зубчастих коліс з загартованих сталей  $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,315$ ;
- при симетричному розташуванні відносно опор  $\psi_{ba} = 0,4 \div 0,5$ .

Перевірка зубчастих коліс передачі при дії максимального одноразового навантаження здійснюється за умовою

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (3.45)$$

де  $[\sigma]_{H\max}$  – максимальне допустиме напруження;

$\sigma_{H\max}$  – максимальне напруження, що виникає під дією максимального навантаження.

$$[\sigma]_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{1\max} / T_1}, \quad (3.46)$$

де  $\sigma_{H1}$ ,  $T_1$  – напруження і крутний момент на шестірні при розрахунку на опір втомі робочих поверхонь зубців;

$T_{1\max}$  – максимальний крутний момент на шестірні.

При перевірному розрахунку на контактну міцність за формулами (3.39), (3.45) визначають фактичне контактне напруження і зіставляють його з допустимим.

З економічних міркувань недовантаження допускається не більше 15 % і з міркувань терміну служби перенавантаження допускається не більше 5 %.

**3.2.11. Розрахунок циліндричних передач на міцність при згині зубців.** При розрахунку зубців на згин робляться наступні припущення:

- зуб прямозубої передачі являє собою консольну балку навантажену з розподілом по лінії контакту зубців;
- силами тертя зневажають;
- розподіл навантаження замінюють рівнодієюною силою  $F_n$ .

Нормальна сила  $F_n$  розкладається на колову  $F_t$  і радіальну  $F_r$  сили.

Знаходимо напруження згину від дії цих сил

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot \ell}{W_x} - \frac{F_r}{A}, \quad (3.47)$$

де  $F_t \cdot \ell$  – згинаючий момент;

$\ell$  – плече сили;

$W_x = \frac{1}{6} b \cdot S^2$  – момент опору перетину ніжки

зубця при згині;

$A = b \cdot S$  – площа ніжки зубця.

За умови геометричної подібності зубців різних розмірів, значення  $\ell$  і  $S$  замінюються на безрозмірні величини згідно формул

$$\ell' = \frac{\ell}{m}; \quad S' = \frac{S}{m}, \quad (3.48)$$

де  $m$  – модуль.

За умови залежності  $F_r = F_t \cdot \tan \alpha$  (рис. 3.16) і введення коефіцієнтів концентрації навантаження при згині  $K_{F\beta}$  та динамічного навантаження при згині  $K_{FV}$ , формула (3.47) перетвориться

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{m \cdot b} \left[ \frac{6\ell'}{(S')^2} - \frac{\tan \alpha}{S'} \right]. \quad (3.49)$$

Безрозмірна величина, взята в квадратні дужки, називається коефіцієнтом форми зубця  $Y_F$ . Він залежить від числа зубців  $z$  і зміщення різального інструмента  $x$  при нарізанні зубців.

Тоді умова міцності на згин зубців прямокутних циліндричних передач буде

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{m \cdot b} \leq [\sigma]_F. \quad (3.50)$$

Коефіцієнт форми зубця  $Y_F$  визначається за табл. 3.7 з урахуванням еквівалентного числа зубців згідно формули

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (3.51)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зубців косозубого колеса.

Таблиця 3.7. Коефіцієнт  $Y_F$  форми зубців

$z$	Коефіцієнт зміщення інструмента $x$								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	3,68	3,46
16	–	–	–	–	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	–	–	–	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	–	–	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,66	3,58	3,54	3,49	3,44
63	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
160	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
$\infty$	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

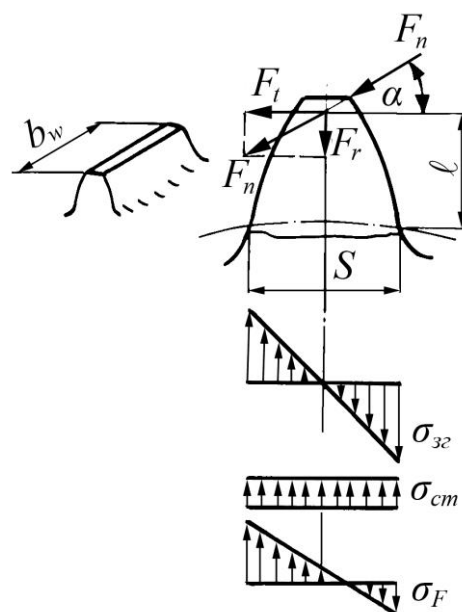


Рис. 3.16. Розрахункова схема зубців на згин

Для косозубих і шевронних передач в формулу (3.50) вводяться додаткові коефіцієнти, що враховують збільшення міцності зубців і збільшення коефіцієнта перекриття за рахунок нахилу зубців за формулою

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}}{m \cdot b} \leq [\sigma]_F, \quad (3.52)$$

де  $Y_\varepsilon$  – коефіцієнт, що урахує перекриття зубців

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}; \quad (3.53)$$

$Y_\beta$  – коефіцієнт урахування впливу нахилу зубця

$$Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ.$$

Міцність зубців при одноразовому перенавантаженні визначиться

$$\sigma_{F\max} \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (3.54)$$

де  $[\sigma]_{F\max}$  – максимальне допустиме напруження при згині.

Максимальне розрахункове напруження визначається формулою

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{1\max}}{T_1}, \quad (3.55)$$

де  $T_{1\max}$  – максимальний момент на шестірні.

**3.2.12. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.** Розрахувати косозубу циліндричну зубчасту передачу за такими даними: потужність на ведучому валу  $P_1 = 4,5$  кВт при його частоті обертання  $n_1 = 960$  хв<sup>-1</sup>; передаточне число передачі  $u = 4$ ; передача нереверсивна; режим навантаження середній нормальний; строк служби передачі  $L = 2000$  год.

**Розв'язання.** 1. Параметри навантаження зубчастої передачі.

Кутова швидкість ведучого вала

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 100,53 \text{ рад/с.}$$

Номінальний крутний момент на ведучому валу буде

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4,5 \cdot 10^3}{100,53} = 44,8 \text{ Н·м.}$$

Крутний момент на веденому валу

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 44,8 \cdot 4 \cdot 0,97 = 173,8 \text{ Н·м.}$$

Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{100,53}{4} = 25,13 \text{ рад/с.}$$

Сумарне число циклів навантаження зубців шестірні та колеса за строк служби передачі

$$N_{\Sigma 1} = 1800 \cdot \omega_1 \cdot \frac{L}{\pi} = 1800 \cdot 100,53 \cdot \frac{20000}{3,14} = 11,53 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma 2} = 1800 \cdot \omega_2 \cdot \frac{L}{\pi} = 1800 \cdot 25,13 \cdot \frac{20000}{3,14} = 2,88 \cdot 10^8.$$

2. Матеріали зубчастих коліс.

Для виготовлення шестірні та колеса вибираємо дешеву леговану сталь 40Х із термообробкою (табл. 3.3.): для колеса – поліпшення 230÷260НВ,  $\sigma_s = 850$  МПа,

$\sigma_T = 550$  МПа; для шестірні – азотування поверхні до твердості  $50 \div 59$  HRC,  $\sigma_B = 1000$  МПа,  $\sigma_T = 800$  МПа. При цьому забезпечується припрацювання зубців.

### 3. Допустимі напруження.

Еквівалентні числа циклів навантаження зубців шестірні та колеса для розрахунку на контактну міцність  $N_{HE}$  і для розрахунку на міцність при згині  $N_{FE}$  із коефіцієнтами приведення  $K_{HE} = 0,18$  і  $K_{FE} = 0,06$  (див. табл. 3.6 для середнього нормального режиму навантаження) будуть

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,18 \cdot 11,53 \cdot 10^8 = 9,224 \cdot 10^8;$$

$$N_{HE2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,18 \cdot 2,88 \cdot 10^8 = 2,304 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,06 \cdot 11,53 \cdot 10^8 = 0,692 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,06 \cdot 2,88 \cdot 10^8 = 0,173 \cdot 10^8.$$

Межі контактної витривалості зубців шестірні та колеса (див. табл. 3.4.) будуть такими:  $\sigma_{Hlim1} = 1050$  МПа;

$$\sigma_{Hlim2} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

Межі витривалості зубців при згині (див. табл. 3.5.):

$$\sigma_{Flim1} = 12H_{HRC}^{0,05} + 90 = 12 \cdot 28 + 90 = 426 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,75H_{HB} = 1,75 \cdot 240 = 420 \text{ МПа.}$$

Базу випробувань для матеріалу шестірні та колеса визначаємо за формулою:

$$N_{HO1} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 550^{2,4} = 1,13 \cdot 10^8;$$

$$N_{HO2} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 240^{2,4} = 0,155 \cdot 10^8;$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^8.$$

Якщо  $N_{HO1} < N_{HE1}$ ;  $N_{HO2} < N_{HE2}$ ;  $N_{FO1} < N_{FE1}$  і  $N_{FO2} < N_{FE2}$ , то коефіцієнти довговічності для зубців шестірні та колеса  $K_{HL} = 1$  та  $K_{FL} = 1$ .

Допустимі контактні напруження для зубців шестірні та колеса при коефіцієнтах  $Z_R = 1$  (шорсткість поверхонь зубців  $R_a = 1,25 \div 0,63$ ),  $Z_V = 1$  (тому що  $Z_V = 0,925V^{0,05} = 0,925 \cdot 4^{0,05} = 0,99$ ), коефіцієнтах запасу міцності  $S_{H1} = 1,2$  та  $S_{H2} = 1,1$  знаходимо за формулами (3.19)

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1050}{1,2} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 875 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{550}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 500 \text{ МПа.}$$

Для зубців косозубої передачі розрахункове допустиме контактне напруження за формулою (3.24) буде

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(875 + 500) = 619 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на згин при коефіцієнтах  $K_{FR} = 1$  (фрезерування зубців),  $K_{FC} = 1$  (неревверсивна передача),  $K_{FZ} = 1$  (згідно способу отримання заготовки коліс – штамповка) та коефіцієнті запасу  $S_F = 1,7$  (див. табл. 3.5.) визначаємо за формулами (3.25):

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Flim1} \cdot K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} / S_F = 426 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 251 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Flim2} \cdot K_{FL} \cdot K_{FR} \cdot K_{FZ} / S_F = 420 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 247 \text{ МПа.}$$

Для зубців шестірні та колеса граничне допустиме напруження на згин (див. формулу (3.26)) буде

$$[\sigma]_{F1\max} = \frac{\sigma_{Flim1} \cdot K_{FL} \cdot K_{t1}}{S_F} = \frac{426 \cdot 1 \cdot 1,2}{1,7} = 301 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2\max} = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot K_{FL} \cdot K_{t2}}{S_F} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,3}{1,7} = 321 \text{ МПа}.$$

#### 4. Проектний розрахунок передачі.

Для проектного розрахунку попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{ba} = 0,4$  і відповідно  $\psi_{bd} = 0,5$   $\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4(4+1) = 1$ .

За графіками на рис. 3.13 залежно від  $\psi_{bd}$  (симетричне розміщення зубчастих коліс відносно опор валів та твердість  $H < 350\text{HB}$ ) визначаємо коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців,  $K_{H\beta} = 1,05$ .

За формулою (3.44) міжосьова відстань буде розрахована

$$a_w = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}} = 430(4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{173,8 \cdot 1,05}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 619^2}} = 90,4 \text{ мм}.$$

Вибираємо з стандартного ряду фактичну міжосьову відстань  $a_w = 90 \text{ мм}$ .

Ширина зубчастих вінців

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 2 = 36 + 2 = 38 \text{ мм}.$$

Модуль зачеплення зубців в нормальному перетині приймаємо згідно рекомендації  $m = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) 90 = 0,9 \div 1,8 \text{ мм}$ .

Приймаємо стандартний модуль зубців  $m = 1,5 \text{ мм}$ .

Кут нахилу лінії зубців визначаємо за формулою (3.13)

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4 \cdot m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 1,5}{36} = 9,59^\circ.$$

З рекомендацій приймаємо  $\beta = 10^\circ$ .

Сумарне число зубців  $z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} \cos \beta = \frac{2 \cdot 90}{1,5} \cos 10^\circ = 118,2$ . Приймаємо  $z_\Sigma = 118$ .

Число зубців шестірні

$$z_1 = z_\Sigma / (u+1) = 118 / (4+1) = 23,6.$$

Приймаємо  $z_1 = 24 > z_{\min} = 17$ .

Число зубців колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 118 - 24 = 94.$$

Фактичне передаточне число

$$u = z_2 / z_1 = 94 / 24 = 3,92.$$

Фактичний кут нахилу зубців

$$\cos \beta = 0,5m(z_1 + z_2) / a_w = 0,5 \cdot 1,5(94 + 24) / 90 = 0,98333; \quad \beta = 10,48^\circ.$$

Ділильні діаметри шестірні та колеса

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 24 / 0,98333 = 36,61 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 94 / 0,98333 = 143,39 \text{ мм}.$$

Перевірка:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(36,61 + 143,39) = 90 \text{ мм.}$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = 0,5\omega_1 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 100,53 \cdot 36,61 \cdot 10^{-3} = 1,84 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття визначаємо за формулою (3.30)

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = [1,88 - 3,2(1/24 + 1/94)] 0,98333 = 1,68.$$

Колова сила у зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 44,8/(36,61 \cdot 10^{-3}) = 2447 \text{ Н.}$$

5. Перевірні розрахунки.

**Розрахунок зубців на контактну міцність.**

Для розрахунку попередньо визначимо такі коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  – коефіцієнт урахування механічних властивостей матеріалів зубчастих коліс;

$Z_H = \sqrt{\cos^2 \beta / (\cos \alpha \cdot \sin \alpha)} = \sqrt{0,98333^2 / (\cos 20^\circ \cdot \sin 20^\circ)} = 1,73$  – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/(K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha)} = \sqrt{1/(0,95 \cdot 1,68)} = 0,79$  – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + k(n_{\text{тб}} - 5) = 1 + 0,06(8 - 5) = 1,18$  – коефіцієнт урахування розподілу навантаження між зубцями,

де  $n_{\text{см}}$  – ступінь точності (приймаємо 8 ступінь);

$k$  – коефіцієнт урахування термообробки поверхонь зубців,  $k = 0,06$  – для поліпшення,  $k = 0,12$  – для гартування;

$K_{HV} = 1,03$  – коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл. 3.6.).

За формулою (3.40) питома розрахункова колова сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{Ht} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}}{b_2} = \frac{2447 \cdot 1,05 \cdot 1,18 \cdot 1,02}{36} = 85,9 \text{ Н/мм.}$$

За формулою (3.39) розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(u+1)}{u}} = 275 \cdot 1,73 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{85,9}{36,61} \cdot \frac{(4+1)}{4}} = 644 \text{ МПа.}$$

Зачеплення передачі перевантажено

$$\sigma_H = 644 \text{ МПа} > [\sigma]_H = 619 \text{ МПа},$$

але стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, бо лежить у допустимих межах, тому що

$$[(644 - 619)/644] 100\% = 3,9\% < 5\%.$$

Перевірка зубчастих коліс під час дії максимального навантаження виконується за формулою (3.45), при цьому

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{1\max}/T_1} = \sigma_H \sqrt{k \cdot T_1/T_1} = 644 \sqrt{1,8} = 864 \text{ МПа,}$$

де  $\dot{O}_{1\max} = k \cdot T_1$  – максимальний крутний момент при пуску електродвигуна і

$$k = T_{\max.\dot{O}\dot{O}}/\dot{O}_{i.\dot{O}\dot{O}} = 1,8.$$

Допустиме граничне контактне напруження

$$[\sigma]_{H\max} = 2,8\sigma_{\text{в2}} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа.}$$

Контактна міцність під час дії максимального навантаження також забезпечується, оскільки  $\sigma_{H\max} = 864 \text{ МПа} < [\sigma]_{H\max} = 1540 \text{ МПа}$ .

#### Розрахунок зубців на витривалість при згині.

Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Y_{F1} = 3,9$ ;  $Y_{F2} = 3,6$  – коефіцієнти форми зубців за табл. 3.7;

відповідно числа зубців шестірні

$$Z_{V1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 24 / 0,98333^3 = 25,24$$

та колеса

$$Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 94 / 0,98333^3 = 98,9,$$

де  $Y_\varepsilon = 1 / (k_\varepsilon \varepsilon_\alpha) = 1 / (0,95 \cdot 1,68) = 0,627$  – коефіцієнт перекриття зубців;

$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ = 1 - 10,48^\circ / 140^\circ = 0,93$  – коефіцієнт нахилу зубців;

$K_{F\beta} = 1,1$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців (див. рис. 3.14);

$K_{FV} = 1,02$  – коефіцієнт динамічного навантаження (за табл. 3.6).

Питома розрахункова колова сила

$$W_{Ft} = (F_t / b_2) K_{F\beta} \cdot K_{Fa} \cdot K_{FV} = (2447 / 36) \cdot 1,1 \cdot 1,18 \cdot 1,02 = 90 \text{ Н/мм}.$$

Розрахункове напруження згину у зубцях шестірні та колеса визначаємо за формулою (3.52)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_{Ft} / m = 3,9 \cdot 0,627 \cdot 0,93 \cdot 90 / 1,5 = 136 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_{Ft} / m = 3,6 \cdot 0,627 \cdot 0,93 \cdot 90 / 1,5 = 126 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину менші за відповідні допустимі:  $[\sigma]_{F1} = 251 \text{ МПа}$  та  $[\sigma]_{F2} = 247 \text{ МПа}$ .

#### Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням.

За формулою (3.55)

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} (T_{1\max} / T_1) = 136 \cdot 1,8 = 244,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} (T_{1\max} / T_1) = 126 \cdot 1,8 = 226,8 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згин при дії максимального навантаження також забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші за граничні допустимі:  $[\sigma]_{F1\max} = 301 \text{ МПа}$  та  $[\sigma]_{F2\max} = 321 \text{ МПа}$ .

#### 6. Розрахунок параметрів зубчастої передачі.

Розміри елементів зубців:

- висота головки зубця  $h_a = m = 1,5 \text{ мм}$ ;
- висота ніжки  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 1,5 = 1,875 \text{ мм}$ ;
- висота зубця  $h = 2,25m = 2,25 \cdot 1,5 = 3,375 \text{ мм}$ ;
- радіальний зазор  $c = 0,25m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ мм}$ ;
- кут профілю зубців  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Розміри вінців зубчастих коліс:

- ділильні діаметри  $d_1 = 36,61 \text{ мм}$  і  $d_2 = 143,39 \text{ мм}$ ;
- діаметри вершин зубців шестірні

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 36,61 + 2 \cdot 1,5 = 39,61 \text{ мм};$$



- діаметри вершин зубців колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 143,39 + 2 \cdot 1,5 = 146,39 \text{ мм};$$

- діаметри западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 36,61 - 2,5 \cdot 1,5 = 32,86 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 143,39 - 2,5 \cdot 1,5 = 139,64 \text{ мм};$$

- фактична міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) / \cos \beta = 0,5 \cdot 1,5(24 + 94) / 0,98333 = 90 \text{ мм}.$$

7. Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі. Колова сила  $F_t = 2447 \text{ Н}$  (обчислена вище).

Радіальну силу визначаємо за формулою (3.14)

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2447 \cdot 0,36397 / 0,98333 = 906 \text{ Н}.$$

Осьову силу дістаємо з формули (3.15):

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2447 \cdot 0,185 = 453 \text{ Н}.$$

### Контрольні запитання

1. Запишіть формули для визначення основних розмірів циліндричних прямо- та косозубих коліс.
2. З якою метою роблять заміну косозубих циліндричних коліс еквівалентними прямозубими?
3. Чому у зачепленні міняється довжина лінії контакту зубців?
4. Як визначаються сили у зачепленні косозубих коліс?
5. Від яких факторів залежить розрахункове навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач?
6. Запишіть основну розрахункову залежність та проаналізуйте вплив окремих параметрів на розрахункове контактне напруження.
7. В чому полягає розрахунок зубців на контактну міцність?
8. За якою залежністю ведеться розрахунок зубців на втому при згині?
9. Запишіть основну розрахункову формулу та проаналізуйте вплив окремих параметрів передачі на її розміри.
10. Як вибрати матеріал для зубчастих коліс та визначити допустимі напруження?

## 3.3 Конічні зубчасті передачі

**3.3.1. Короткі відомості.** Конічні зубчасті передачі передають крутний момент між валами, вісі яких перетинаються під кутом  $\Sigma$ . Частіше цей кут  $\Sigma = 90^\circ$  [23, 25, 30, 37].

Зачеплення двох конічних коліс можна уявити як кочення без ковзання конусів з кутами  $2\delta_1$  і  $2\delta_2$ . Конуси називають початковими, лінію торкання цих конусів називають полюсною лінією. Конічні передачі виготовляють без зміщення ( $x_1 = x_2 = 0$ ) або рівнозміщеними ( $x_2 = -x_1$ ), тому початкові конуси співпадають з ділильними.

Прямозубі конічні колеса використовують при колових швидкостях до 3 м/с, понад цього використовують передачі з коловими зубцями. Косозубі конічні колеса використовують рідко через складності точного виготовлення.

**3.3.2. Основні геометричні параметри.** Згідно рис. 3.17 та рис. 3.18

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}}{d_{e2}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (3.56)$$

Величина модуля змінюється по довжині зубця.

Прийнято за основний модуль брати коловий модуль на зовнішньому торці  $m_{te}$ , який зручно заміряти.

Зовнішні ділильні діаметри коліс

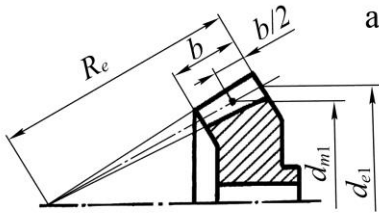


Рис. 3.17. Геометрія (а) і розподіл питомого навантаження (б) в конічних передачах

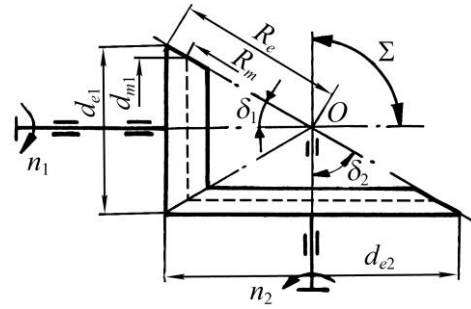


Рис. 3.18. Схема конічної зубчастої передачі

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_{te} \cdot z_2. \quad (3.57)$$

По теоремі Піфагора (рис. 3.18) можна записати: залежність зовнішньої конусної відстані  $R_e$  від зовнішніх ділительних діаметрів

$$R_e^2 = \left( \frac{d_{e1}}{2} \right)^2 + \left( \frac{d_{e2}}{2} \right)^2 \quad \text{або} \quad R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (3.58)$$

Середня конусна відстань (рис. 3.18)

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = R_e \left( 1 - \frac{0,5b}{R_e} \right) = R_e (1 - 0,5K_{be}), \quad (3.59)$$

де  $K_{be} = b/R_e$  – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, звичайно приймають  $K_{be} = 0,285$ .

З пропорції (рис. 3.18)

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{R_m}{R_e}$$

знаходимо середній ділительний діаметр

$$d_m = d_e \frac{R_m}{R_e} = d_e \left( \frac{R_e - 0,5b}{R_e} \right) = d_e (1 - 0,5K_{be}). \quad (3.60)$$

З формули (3.60) виходить

$$m_m = m_{te} (1 - 0,5K_{be}). \quad (3.61)$$

**3.3.3. Сили, які діють в конічній передачі.** Колова сила на середньому ділительному діаметрі шестірні (рис. 3.19)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}}. \quad (3.62)$$

Для шестірні прямозубої передачі:

- радіальна сила

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (3.63)$$

- осьова сила

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (3.64)$$

- нормальна сила

$$F_{n1} = F_{t1} / \cos \alpha. \quad (3.65)$$

Для шестірні з коловими зубцями радіальну і осьову сили визначають за залежностями

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1) / \cos \beta; \\ F_{a1} &= F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1) / \cos \beta, \end{aligned} \quad (3.66)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зубця косозубої або з коловим зубом конічної передачі (рис. 3.20).

**3.3.4. Розрахунок конічних зубчастих передач.** Він виконується згідно розрахунку циліндричної зубчастої передачі з еквівалентними зубчастими колесами  $d_{v1}$ ,  $d_{v2}$  в середньому перетині по довжині зубця (рис. 3.19)

$$\begin{aligned} d_{v1} &= d_{e1} (1 - 0,5K_{be}) / \cos \delta_1; \\ d_{v2} &= d_{e2} (1 - 0,5K_{bc}) / \cos \delta_2. \end{aligned} \quad (3.67)$$

З урахуванням (3.60) отримують

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}. \quad (3.68)$$

Зведений радіус кривизни

$$\frac{1}{\rho_{\zeta\delta}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left( \cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Згідно формули (3.56) та залежностей між тригонометричними функціями одержують

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

Тоді

$$\frac{1}{\rho_{\zeta\delta}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left( \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (3.69)$$

Питоме навантаження в середньому перетині згідно рис. 3.21 буде

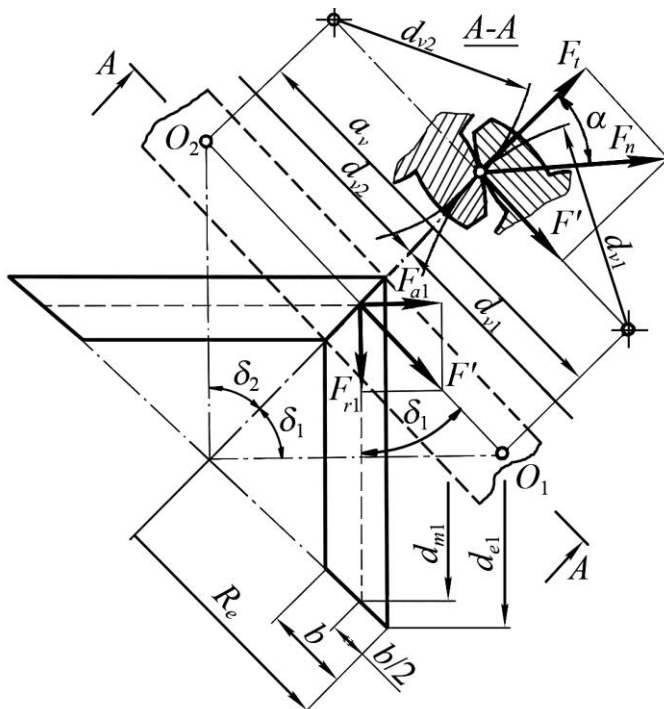


Рис. 3.19. Схема до розрахунку міцності і сил зачеплення конічних передач

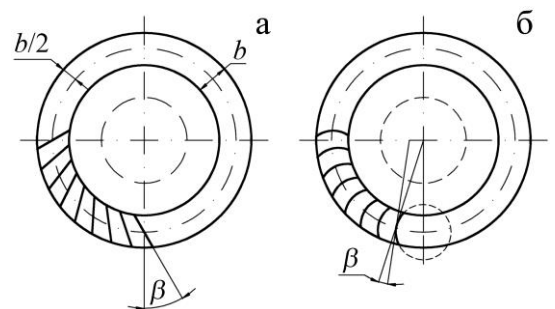


Рис. 3.20. Косозуба (а) та з коловим (б) зубом конічна передача

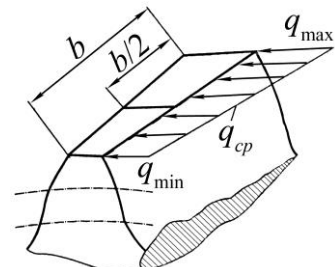


Рис. 3.21. Розподіл питомого навантаження в конічній передачі

$$q_{\text{ред}} = q_m = \frac{q_{\text{max}} + q_{\text{min}}}{2} = \frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot \cos \alpha \cdot V_H \cdot K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}, \quad (3.70)$$

де  $V_H = 0,85$  – експериментальний коефіцієнт урахування зниження навантажувальної здатності прямозубих конічних передач.

Підставляючи формули (3.69) і (3.70) в (3.32), отримуємо

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot 2\sqrt{u^2 + 1} \cdot E_{\text{сд}}}{b \cdot \cos \alpha \cdot K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot d_{m1} \cdot \sin \alpha \cdot u \cdot \pi(1 - \mu^2)}}.$$

По аналогії з циліндричними зубчастими передачами можна записати

$$\sigma_f = Z_M \cdot Z_f \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{V_H d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.71)$$

де  $Z_m = \sqrt{\frac{E_{\text{сд}}}{\pi(1 - \mu^2)}}$  – коефіцієнт урахування матеріалу спряжених зубчастих коліс,

для сталевих зубчастих коліс  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ ;

$Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$  – коефіцієнт урахування форми спряжених поверхонь в прямозубій конічній передачі, для косозубої і з коловим зубом  $Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha}$ ;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}}$  – коефіцієнт урахування сумарної довжини контактних ліній;

$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / b$  – питома колова сила.

Для передач з коловими зубцями  $V_H$  визначають за емпіричними формулами:

$V_H = 1,22 + 0,21u$  – при твердості  $H_1 < 350 \text{ HB}$ ,  $H_2 < 350 \text{ HB}$ ;

$V_H = 1,13 + 0,13u$  – якщо  $H_1 > 45 \text{ HRC}$ ,  $H_2 < 350 \text{ HB}$ ;

$V_H = 0,81 + 0,15u$  – при  $H_1 = H_2 > 45 \text{ HRC}$ .

При **проектному розрахунку** використовують формулу для визначення середнього діаметра

$$d_{m1} = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{V_H \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}}, \quad (3.72)$$

де  $\psi_{bd} = b/d_{m1} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$  – коефіцієнт ширини по середньому ділильному діаметру.

Перевірка зубців конічного колеса на міцність згину аналогічна перевірці циліндричної зубчастої передачі на згин зубця

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{W_{Ft}}{V_F \cdot m_m} \leq [\sigma]_F, \quad (3.73)$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубця, який залежить від еквівалентного числа зубців

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta \cdot \cos \delta};$$

$Y_\varepsilon$  – коефіцієнт урахування перекриття зубців,  $Y_\varepsilon = 1/(K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha)$ ;

$Y_\beta$  – коефіцієнт урахування нахилу зубців,  $Y_\beta = 1 - \beta/140$ ;

$W_{Ft}$  – питома колова сила,

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / b;$$

$V_F$  – коефіцієнт урахування зниження міцності конічної передачі у порівнянні з циліндричною,  $V_F = 0,85$  – для прямозубої конічної передачі, для передач з ковним зубцем:

$$V_F = 0,94 + 0,08u \text{ при } H_1 = H_2 < 350 \text{ HB};$$

$$V_F = 0,85 + 0,043u \text{ при } H_1 = H_2 > 45\text{HRC}, H_2 < 350\text{HB};$$

$$V_F = 0,65 + 0,11u \text{ при } H_1 = H_2 > 45\text{HRC}.$$

Якщо умови міцності (3.73) не виконуються, то приймають більш міцний матеріал для зубчастих коліс або збільшують розміри передачі.

### Контрольні запитання

1. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору несучої здатності.
2. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс та запишіть формули їх визначення.
3. З якою метою роблять заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею?
4. Визначте основні геометричні параметри конічної передачі.
5. Назвіть чотири основні розрахунки на міцність конічних зубчастих передач та проаналізуйте вплив деяких параметрів на розрахункові напруження.
6. Які сили діють в зачепленні конічної зубчастої передачі?

### 3.4 Циліндричні передачі з зачепленням Новикова

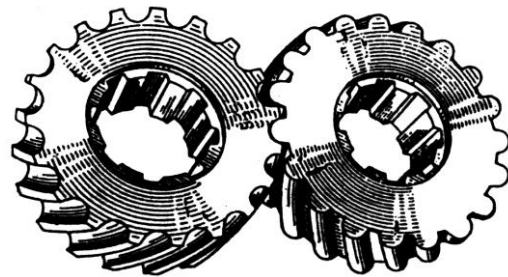
В зубчастій передачі Новикова профіль зубця являє собою циліндричну поверхню (рис. 3.22). Дана передача має ряд переваг [23, 29, 30, 36, 37]:

- початковий контакт зубців в точці переміщується уздовж зубця з постійною швидкістю, кут тиску також постійний;
- більший зведений радіус кривизни при дотику ковних поверхонь і збільшення швидкості кочення профілів уздовж зубця сприяє утворенню мастильного прошарку, що підвищує навантажену здатність в 1,3-1,5 рази у порівнянні з косозубою евольвентною циліндричною передачею.

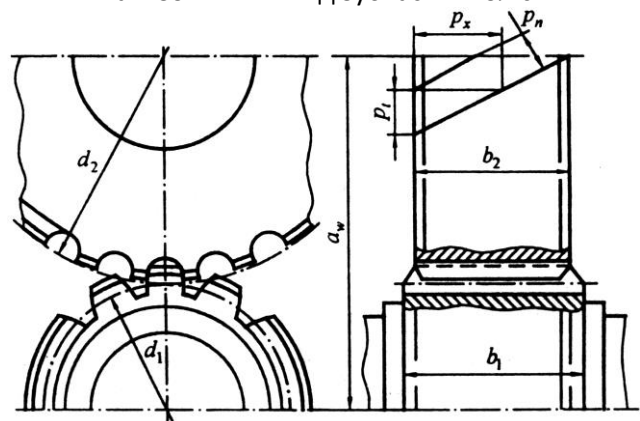
Недоліком передачі Новикова є велика чутливість до зміни міжосьової відстані, яка викликає зменшення площинки контакту. Тому виникає потреба більш жорстких допусків на виготовлення коліс, на міжосьову відстань та більш жорсткі вали і їх опори.

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. 3.22,б). Недолік – більш складна технологія виготовлення.



а – зовнішній вид зубчастих коліс



б – деякі геометричні параметри зачеплення

Рис. 3.22. Циліндрична передача з зачепленням Новикова

У передачах з двома лініями зачеплення профілі зубців коліс однакові. Під навантаженням одночасно виникають дві площадки контакту, але на різних зубцях.

Навантаження розподіляється між двома зубцями, що підвищує навантажувальну здатність (в  $1,5 \div 1,7$  рази у порівнянні з евольвентною передачею).

Розрахунок на міцність ведеться на контактну міцність за формулою Герца

$$\sigma_f = 3750 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot z_1^{1,5} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{\beta u} \cdot K_{HV}}{d_1^3 \cdot K_\varepsilon}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.74)$$

де  $T_1$  – крутний момент на шестірні;

$d_1$  і  $z_1$  – дільний діаметр і число зубців шестірні;

$K_\varepsilon$  – коефіцієнт урахування осьового перекриття ( $K_\varepsilon = 2, 4, 6$ );

$K_{\beta u}$  – коефіцієнт урахування кута нахилу  $\beta$  і передаточного відношення  $u$ ,

$$\hat{E}_{\beta u} = \left( \frac{u+1}{u \cdot \cos^3 \beta} \right)^{0,5} \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (3.75)$$

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт концентрації напруження, приблизно визначають, як у евольвентній передачі;

$K_{HV}$  – коефіцієнт урахування динамічного навантаження, який залежить від ступеня точності виготовлення і швидкості обертання передачі;

$[\sigma]_H$  – допустимі напруження на контактну міцність, визначають по формулі для евольвентної передачі.

При проектному розрахунку визначають діаметр дільного кола шестірні з формули (3.74), а послідовність значень  $z_1$  згідно рекомендованого ряду  $z_1 = 14 \div 22$ .

Перевірний розрахунок зубців на згин виконують за умовою

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_m \frac{W_{Ft} \cdot z_1^2}{d_1^2 \cdot K_\varepsilon \cdot K_p \cdot \cos^3 \beta} < [\sigma]_F, \quad (3.76)$$

де  $W_{Ft}$  – розрахункова питома колова сила,  $W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / b$ ;

$Y_m$  – коефіцієнт урахування впливу модуля зачеплення,  $Y_m = 0,68m^{0,2}$ ;

$K_p$  – коефіцієнт урахування впливу геометрії місць дотику профілів зубців, залежить від відношення радіусу кривизни  $\rho$  та модуля;

$Y_F$  – коефіцієнт форми зубця, який залежить від еквівалентного числа зубців

$$z_v = z / \cos^3 \beta;$$

$[\sigma]_F$  – допустиме напруження на згин зубців, вибирають по аналогії з евольвентними передачами.

### Контрольні запитання

1. Назвіть особливості контактування зубців у передачах із зачепленням Новикова.
2. Як розміщена лінія зачеплення зубців у передачі Новикова щодо площини зубчастих коліс?
3. Чому ширина вінців зубчастих коліс передачі Новикова повинна бути більшою від осьового кроку зубців?
4. Чим пояснюється вища несуча здатність передачі Новикова у порівнянні з евольвентною передачею?
5. Як визначаються основні геометричні параметри зубчастих коліс передачі Новикова?
6. Які види розрахунків на міцність треба проводити для зубців передачі Новикова?

### 3.5 Планетарні передачі

**3.5.1. Загальні відомості.** Планетарною передачею називається зубчато-важільний механізм із складним обертальним рухом зубчастих коліс, які мають рухо-му вісь обертання і обкочуються по так званим центральним колесам находячись у постійному внутрішньому або зовнішньому зачепленні [23, 32, 36].

Планетарна передача (рис. 3.23) містить:

- $z_a, z_b$  – центральні колеса із зовнішніми і внутрішніми зубцями;
- $z_g$  – сателіти, зубчасті колеса, які одноразово знаходяться в зачепленні з  $z_a, z_b$ ;
- $h$  – водило, на якому розташовані осі сателітів.

Принцип роботи планетарних передач: при закріпленому колесі  $z_b$  ( $\omega_b = 0$ ) обертання колеса  $z_a$  ( $\omega_a$ ) викликає обертання сателіта  $z_g$  відносно власної осі зі швидкістю  $\omega_g$ . Кочення сателіту по  $z_b$  переміщує його вісь і обертає водило зі швидкістю  $\omega_h$ .

Сателіт здійснює обертання відносно водила зі швидкістю  $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$  і сумісно з водилом (переносний рух).

**Основними ланками** планетарної передачі називають 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. При цьому можна підсумовувати рух двох ланок на одному або розкласти рух однієї ланки на дві складові.

Диференціальні передачі бувають: підсумовуючі, в яких здійснюється підсумування руху ланки  $z_a$  і ланки  $z_b$  на водилі  $h$  (рис. 3.23, в) і розкладаючі (рис. 3.23, г – диференціал заднього моста автомобіля), обертання водила  $h$  розкладається між колесами  $z_a$  і  $z_b$ .

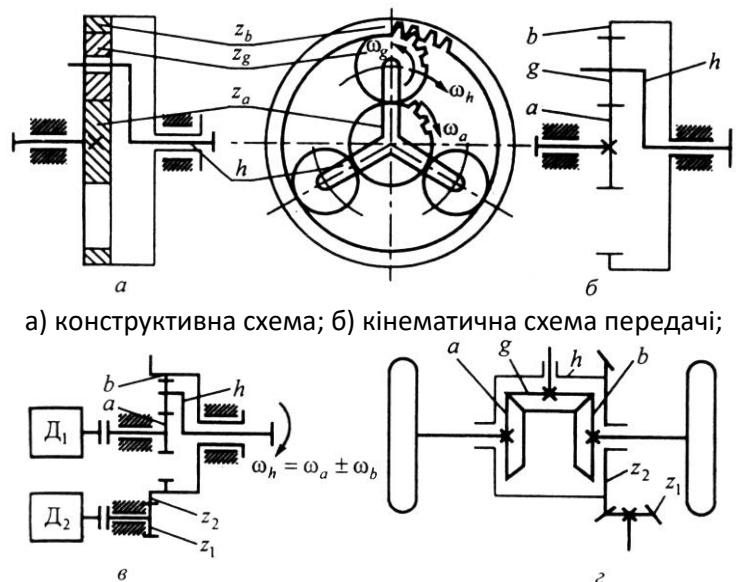
Планетарні передачі мають переваги у порівнянні зі звичайними:

- менші габарити та маса;
- більші передаточні відношення при малому числі коліс;
- можливість використання в системах автоматичного керування.

Однак є і недоліки:

- підвищена точність виготовлення;
- більша кількість підшипників кочення;
- із збільшенням передаточного відношення ККД зменшується.

**3.5.2. Кінематика планетарних передач.** Передаточне відношення позначають літерою з індексами –  $u_{ah}^b$ . Нижні індекси – напрямок передачі руху, верхні – нерухома ланка, відносно якої розглядається рух.



а) конструктивна схема; б) кінематична схема передачі;  
в) підсумовуюча диференціальна передача; г) розкладаюча швидкості обертання диференціальна передача;  
Рис. 3.23. Планетарні передачі

Кінематичний аналіз планетарних передач виконують за методом Вілліса [32, 37 тощо]. При цьому всій передачі **умовно** надається обертання з кутовою швидкістю водила  $\omega_h$ . Тобто водило умовно зупиняється, а інші ланки звільнюються. Одержаний механізм називається перетвореним, його ланки будуть мати кутові швидкості

$$\omega_a = \omega_a - \omega_h; \quad \omega_b = \omega_b - \omega_h; \quad \omega_h = \omega_h - \omega_h = 0,$$

а передаточне відношення визначається за формулою Вілліса

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h}. \quad (3.77)$$

Передаточне відношення  $u_{ah}^b$  має знак мінус для зовнішнього зачеплення (різний напрямку кутових швидкостей) і плюс – для внутрішнього (рис. 3.23, а)

$$u_{ah}^b = \left( -\frac{z_g}{z_a} \right) \left( \frac{z_b}{z_g} \right) = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (3.78)$$

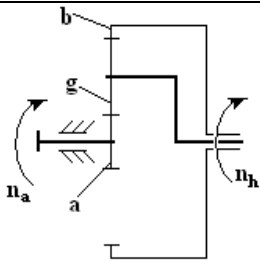
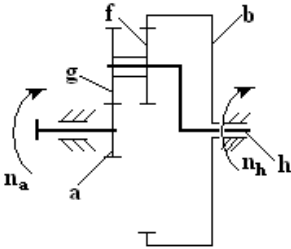
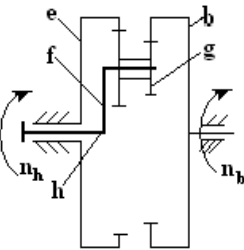
Якщо колесо  $b$  зупинено ( $\omega_b = 0$ ) або зупинено колесо  $a$  ( $\omega_a = 0$ ) тоді передаточне відношення буде

$$u_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - u_{ah}^h = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad \text{ї} \quad \omega_b = 0; \quad (3.79)$$

$$u_{bh}^a = \frac{\omega_b}{\omega_h} = 1 - \frac{1}{u_{ah}^h} = 1 + \frac{z_a}{z_b} \quad \text{ї} \quad \omega_a = 0.$$

Формули для визначення передаточних відношень для передач, виконаних за іншими схемами, наведені у табл. 3.8.

Таблиця 3.8. Передаточні відношення та ККД для різних схем планетарних передач

Схема передачі	Передаточні відношення	ККД зачеплення та підшипників сателітів
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}; u_{ah}^b = 3 \div 8.$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,98 \div 0,96.$
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b \cdot z_g}{z_a \cdot z_f}; u_{ah}^b = 8 \div 19$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,97 \div 0,95.$
	$u_{hb}^e = \frac{n_h}{n_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b}}; \frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b} \rightarrow 1;$ $u_{hb}^e \rightarrow \infty; u_{hb}^e = 30 \div 1000.$	$\eta_{hb}^e = \frac{1}{1 +  u_{hb}^e - 1  \cdot \psi_{be}^h};$ $\eta_{hb}^e = 0,85 \div 0,15.$



Частоту обертання основних ланок знаходять за формулами (3.77). При розрахунку на міцність зачеплень і підшипників сателітів частоту обертання визначають відносно водила, тобто  $n_g^h = n_g - n_h$ . Відносну частоту обертання сателіта  $n_g$  визначаємо з формул

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g}; \quad n_g - n_h = -\frac{z_a}{z_g}(n_a - n_h), \quad (3.80)$$

де  $n_a$  та  $n_h$  – відомі величини (перше задане, друге знаходимо згідно наведених у табл. 3.8 формул).

**3.5.3. Крутні моменти на основних ланках.** Будь-яку планетарну передачу можна уявити як конструкцію, що складається з трьох основних ланок.

При усталеному русі система зубчастих коліс знаходиться у рівновазі. Для неї можна написати два рівняння рівноваги

$$\begin{aligned} \dot{O}_a + \dot{O}_h + T_b &= 0; \\ T_a \omega_a + T_h \omega_h + T_b \omega_b &= 0, \end{aligned} \quad (3.81)$$

або при  $\omega_b = 0$  момент на водилі

$$T_h = -T_a \cdot u_{ah}^b \cdot \eta_{ah}^b,$$

де  $\eta_{ah}^b$  – ККД.

На ведучій ланці приймають момент зі знаком плюс, а на веденій – зі знаком мінус.

**3.5.4. ККД планетарних передач.** Втрати потужності складаються з утрат на тертя у зачепленнях і підшипниках сателіту –  $\eta_3$ , на розмішування мастила (гідравлічне) –  $\eta_2$ . При великих швидкостях водила враховують аеродинамічні утрати –  $\eta_a$

$$\eta = \eta_\zeta \cdot \eta_a \cdot \eta_2. \quad (3.82)$$

Утрати потужності на тертя в зачепленні і опорах сателітів залежать тільки від швидкості відносно водила. Наприклад, для схеми 1 (табл. 3.5)

$$\mathcal{D}_{\dot{O}_p} = T_{\dot{O}_p}(\omega_a - \omega_h) = T_a(\omega_a - \omega_h)\psi^h,$$

де  $P_{mp}$  – потужність тертя;

$\psi^h$  – коефіцієнт утрат;

$T_{mp} = T_a \psi^h$  – момент тертя.

Повна потужність, що підводиться, на ведучій ланці  $P_a = T_a \omega_a$ . Тоді за умови, що  $\eta = (\mathcal{D}_a - \mathcal{D}_{\dot{O}_p}) / \mathcal{D}_a = -(\mathcal{D}_{\dot{O}_p} / \mathcal{D}_a)$ , отримують

$$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi^h, \quad (3.83)$$

де  $\psi^h$  – коефіцієнт утрат для зверненого механізму

$$\psi^h = \psi_{aq}^h + \psi_{qb}^h + \psi_n^h;$$

$\psi_{aq}^h, \psi_{qb}^h$  – коефіцієнти утрат в зачепленнях;

$\psi_n^h$  – утрати в підшипниках сателітів

$$\psi_n^h = \sum_1^i \left| \frac{T_i(\omega_i - \omega_h)}{T_h \cdot \omega_h} \right|,$$

$T_i, \psi_i$  – момент тертя і кутова швидкість  $i$ -го сателіта;

$T_h, \psi_h$  – момент і кутова швидкість вихідної ланки (води́ла).

При проектному розрахунку можна приймати  $\psi_n^h = 0,005 \div 0,01$  (більше значення для схеми 3 в табл. 3.8).

**3.5.5. Сили в зачепленні.** Особливості визначення сил в зачепленні планетарної передачі пов'язані з розподілом навантаження між сателітами (рис. 3.24). У передачі з трьома сателітами момент  $T_a$  на центральному колесі урівноважується силами в зачепленнях сателітів

$$\dot{O}_a = 0,5d_{wa}(F_{ta} + F_{tb} + F_{tg}),$$

де  $d_{wa}$  – діаметр початкового кола центрального колеса;

$F_{ta}, F_{tb}, F_{tg}$  – сили в зачепленнях сателітів.

Значення колових та радіальних сил визначають з формул

$$F_{ta} = \frac{2000T_a \cdot k_w}{d_{wa} \cdot n_w}; \quad F_{tb} = \frac{2000T_b \cdot k_w}{d_{wb} \cdot n_w}; \quad F_{te} = \frac{2000T_e \cdot k_w}{d_{we} \cdot n_w}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_{th} \approx F_{ta} + F_{tb}, \quad (3.84)$$

де  $T_a, T_b, T_e$  – значення моментів на ланках а, в, е;

$F_{ta}, F_{tb}, F_{te}$  – колові сили;

$F_r$  – радіальна сила;

$d_w$  – діаметри початкових кіл коліс, які визначаються залежністю

$$d_w = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w},$$

$\alpha, \alpha_w$  – 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,

$k_w = 1,1 \div 2$ .

**3.5.6. Розрахунок планетарної передачі.** Розрахунок починається з вибору числа зубців коліс, при цьому необхідно, щоб зубчасті колеса задовольняли наступним вимогам складання: співвісності, симетричному розташуванню сателітів, сусідству.

Число зубців  $z_a$  рекомендують вибирати:  $z_a = 21 \div 24$  для коліс з  $H \leq 350HRC$ ;  $z_a = 18 \div 21$  для коліс з  $H = (35 \div 52)HRC$ ;  $z_a < 18$  для коліс  $H > 52HRC$ .

**Умова співвісності** пов'язана з рівновагою міжосьової відстані різних пар зачеплення коліс.

Для прямозубої планетарної передачі умова буде визначена формулою

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} = \frac{m(z_b - z_g)}{2}; \quad z_g = \frac{z_b - z_a}{2}. \quad (3.85)$$

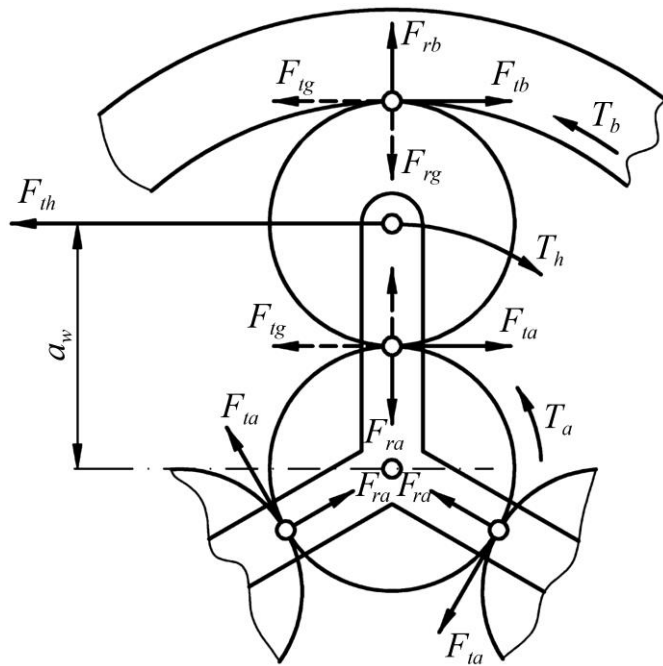


Рис. 3.24. Сили в зачепленні планетарної передачі

**Умова симетричного розташування сателітів.** Для виконання цієї умови необхідно, щоб число зубців центрального колеса було кратне числу 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 зачіпляли один одного. Це буде виконуватися за умови

$$\begin{aligned} 2a_{wag} \cdot \sin(\pi/n_w) &\geq (d_g)_a; \\ (z_a + z_q) \cdot \sin(\pi/n_w) &\geq z_q + 2. \end{aligned}$$

Розрахунок на міцність планетарних передач проводять за тими ж залежностями, що і для циліндричних зубчастих передач.

### **Контрольні запитання**

1. Чим відрізняється планетарна зубчаста передача від звичайної зубчастої?
2. У чому полягає різниця між планетарною та диференціальною передачами?
3. Переваги та недоліки планетарних передач.
4. Які обмеження у виборі числа зубців планетарної передачі? У чому їх суть?
5. Які сили діють в зачепленні зубчастих коліс планетарних передач? За якими залежностями вони визначаються?
6. Втрати та ККД в планетарних передачах.
7. Розрахунок планетарних передач на міцність.

### 3.6 Хвильові передачі

**3.6.1. Загальні відомості.** Хвильова механічна передача – це механізм, який перетворює параметри обертального руху. При цьому рух між ланками передається переміщенням хвилі деформації гнучкої ланки [7, 13, 14, 21, 36].

Кінематична схема хвильової передачі (рис. 3.25) містить

$z_1$  – гнучке колесо із зовнішніми зубцями;

$z_2$  – жорстке колесо із внутрішніми зубцями;

$h$  – генератор хвиль.

На рис. 3.25, а гнучке колесо кріпиться до валу. На рис. 3.25, б наведена схема 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 по довжині, ніж діаметр виступів зубців гнучкого колеса. При цьому дільний діаметр зубців гнучкого колеса  $d_1$  менше діаметра жорсткого колеса  $d_2$  на величину  $2\omega_0 = d_2 - d_1$ . Параметр  $\omega_0$  – називають **розміром деформування**.

Мета деформування – отримати більше число пар зубців зачеплення, при цьому збільшується навантажувальна здатність передачі. Для забезпечення багатопарного зачеплення вибирають кулачок визначеної форми (генератор хвиль), величину деформації  $\omega_0$  та геометрію профілю зубців.

Переваги хвильової передачі:

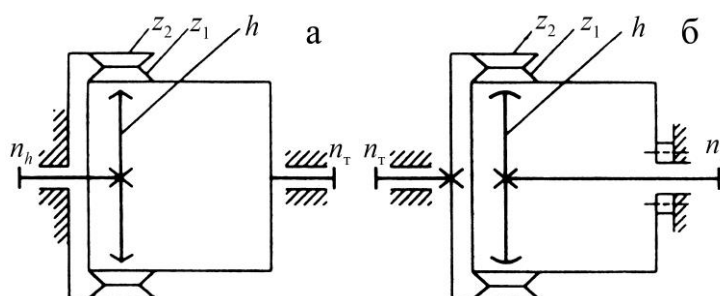


Рис. 3.25. Кінематичні схеми хвильових передач

- передача дозволяє отримувати великі передаточні відношення (від 70 до 300), при цьому ККД буде 85-80 %;
- менші маса та габарити передачі, ніж у зубчастих передачах.

Недоліки хвильової передачі:

- складне виготовлення коліс з дрібним модулем (0,15-2 мм);
- складна технологія виготовлення гнучкого тонкостінного колеса;
- обмежені частоти обертання генератора хвиль, бо виникає вібрація.

Межові значення частоти обертання  $n_h$  в залежності від  $d_1 = m \cdot z_1$  при рідинному змащенні будуть такими:

- при  $d_1 \leq 480$  мм,  $n_h = 550 + 4,82 \cdot 10^5 / d_1$ ;
- при  $d_1 > 480$  мм,  $n_h = 5,2 \cdot 10^5 / d_1$ .

При пластичному змащенні межову частоту обертання слід зменшувати в 4-5 разів.

Передаточне відношення хвильової передачі визначається формулою Вілліса

$$\frac{n_1 - n_h}{n_2 - n_h} = u_{1,2}^h = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.86)$$

де  $n_1, n_2, n_3$  – частоти обертання коліс гнучкого та жорсткого, генератора хвиль відповідно.

При нерухомому жорсткому колесі ( $n_2 = 0$ ) передаточне відношення хвильової передачі буде

$$u_{h,1}^{(2)} = \frac{n_h}{n_1} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}.$$

Знак мінус вказує на різний напрямок обертання ведучої та веденої ланки при закріпленому колесі  $z_2$ .

Розмір деформування  $\omega_0$  та передаточне відношення знаходяться в наступній 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.

Рациональні значення передаточних відношень знаходяться в межах  $70 \leq u \leq 320$ .

Числа зубців коліс вибираються з умови  $(z_2 - z_1) / n_w = k_z$ , де  $n_w$  – число хвиль (бувають дво- та трихвильові передачі);  $k_z = 1; 2$  коефіцієнт кратності.

Для двоххвильових передач  $n_w = 2$ ;  $k_z = 1$ ;  $z_1 = 2|u_{h,1}^{(2)}|$ ;  $z_2 = z_1 + 2$ .

Якщо збільшується  $k_z$ , тоді збільшується число зубців коліс, при цьому  $d_1 = m z_1 = \text{const}$  та  $\omega_0 = k_z m = \text{const}$ .

#### Критерії працездатності.

1. Втомне руйнування гнучкого колеса.
2. Руйнування підшипників кочення генератора хвиль.
3. Спрацьованість зубців.

**3.6.2. Розрахунок хвильової зубчастої передачі.** Попередньо визначають діаметр гнучкого колеса по критерію опору втомі [7, 21 тощо]

$$D_{\delta} = \frac{D_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot n_h^2 \cdot D_0}, \quad (3.87)$$

де  $D_0 = 105 \sqrt{\frac{T \cdot [s] \cdot k_{\sigma}}{0,16 u^{0,5} \cdot \sigma_{-1}}};$

$T$  – момент на тихохідній ланці передачі;

$n_h$  – частота обертання генератора хвиль;

$u$  – передаточне відношення;

$\sigma_{-1}$  – межа витривалості матеріалу;

$[s]$  – допустимий коефіцієнт безпеки,  $[s] = 1,6 \div 1,7$ .

Діаметр отвору гнучкого колеса по критерію динамічної вантажності підшипника визначається з формули

$$D_n = \left( \frac{T \cdot B \cdot k_t}{A \cdot k_L} \sqrt[3]{L_h \cdot n_h} \right)^p, \quad (3.88)$$

де  $B$  – коефіцієнт, який урахує тип підшипника,  $B = 0,125 \div 0,15$ ;

$L_h$  – ресурс роботи передачі;

$k_t$  – коефіцієнт урахування температурного режиму роботи;

$k_L$  – коефіцієнт імовірності безвідказної 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 –  $A = 0,021$ ,  $p = 0,417$ .

З визначених діаметрів  $D_n$  та  $D_y$  приймають більший діаметр та округлюють його до стандартних значень  $D$ .

Визначають модуль  $m = D/z_1$  та товщину обода зубчастого вінця  $h_1$

$$\frac{h_1}{D} = (65 + 2,5 \sqrt[3]{u^2}) 10^{-4} \approx (70 + 0,5u) 10^{-4}. \quad (3.89)$$

Товщину оболонки гнучкого колеса визначають із співвідношення  $h_0 = (0,7 \div 0,8)h_1$ , а довжину  $L_1 = (0,8 \div 0,6)D$  (рис. 3.26.).

Розміри генератора хвиль (рис. 3.27) визначають з урахуванням деформації  $\omega_0$ . Розрахункова радіальна деформація генератора хвиль буде дорівнювати

$$\omega_{\bar{a}} = \omega_0 + \delta_{\bar{a}} + \delta_{\bar{a}} + \delta_{\bar{n}},$$

де  $\delta_{\bar{a}}$  – імовірність відхилень,

$$\delta_{\bar{a}} = 0,005 \sqrt{D};$$

$\delta_{\bar{d}}$  – пружна деформація валу генератора та жорсткого колеса,

$$\delta_{\bar{a}} = 30 \frac{T \cdot k_1}{E \cdot D} \left( \frac{r_2}{h_2} \right)^3 \leq 0,03;$$

$k_1$  – коефіцієнт перевантаження,

$$k_1 = 1,8 \div 2,2;$$

$r_2/h_2$  – відношення середнього радіусу обода жорсткого колеса до товщини обода,

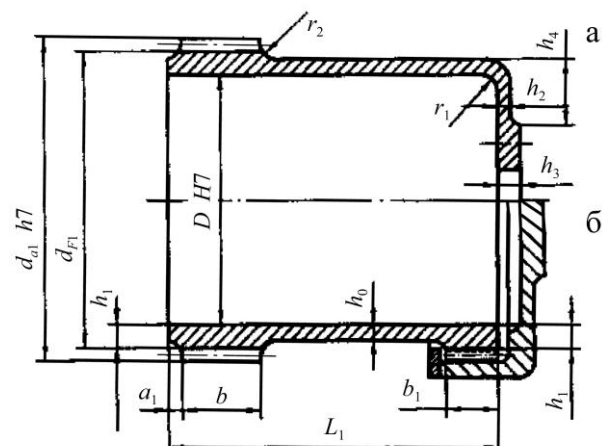


Рис. 3.26. Конструкції (а, б) гнучких коліс

$$r_2/h_2 = 3,8 - D/2000;$$

$\delta_c$  – спрацювання деталей при експлуатації,

$$\delta_{\bar{n}} = 0,7 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_h \cdot n_h \cdot D};$$

$L_h$  – ресурс роботи передачі.

**Кулачковий генератор хвиль** (рис. 3.27, а). Профіль кулачка визначає радіус-вектор кулачка

$$\rho = 0,5d_n + W_{\bar{a}} \cdot \omega_{\varphi},$$

де  $d_n$  – діаметр отвору гнучкого підшипника;

$\omega_{\varphi}$  – коефіцієнт форми кулачка, який змінюється в інтервалі  $0 < \varphi < \beta = 30^\circ$  по залежності [21]

$$\omega_{\varphi} = 7,4817(1,4069 \cos \varphi + 0,5 \varphi \cdot \sin \varphi - 4/\pi),$$

а в інтервалі  $\beta < \varphi < \pi/2$  –

$$\omega_{\varphi} = 7,4817 \left( 1,1278 \sin \varphi + 0,86803 \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right).$$

Далі за вибраними параметрами розраховують опір втомі елементів конструкції.

**Дисковий генератор хвиль** (рис. 3.27, б). Діаметр дисків визначають з формули

$$D_{\bar{a}} = D + 2W_{\bar{a}} - 2e_r - 2h_k + \Delta_k,$$

де  $e_r$  – ексцентриситет розташування дисків,  $e_r = 3,6\omega_0$ ;

$h_k$  – товщина підкладного кільця,  $h_k = (1,2 \div 1,3)h_1$ ;

$\Delta_k$  – сумарний допуск на товщину кільця.

Якщо бігова доріжка гнучкого колеса під диски азотована, то кільце можна не ставити, тоді  $h_k = 0$ ,  $\Delta_k = 0$ .

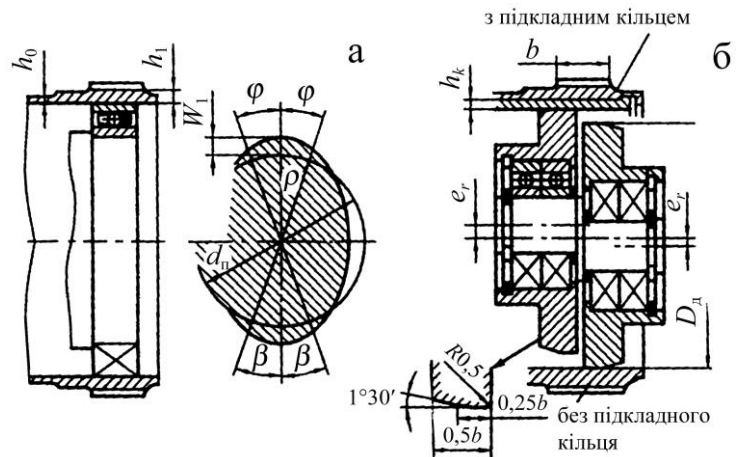


Рис. 3.27. Конструкції генераторів хвиль

### Контрольні запитання

1. Дайте схему хвильової зубчастої передачі та поясніть принцип її роботи?
2. Дайте приклади основних схем хвильових зубчастих передач.
3. Які переваги та недоліки хвильових зубчастих передач у порівнянні з іншими механічними передачами?
4. Запишіть співвідношення для визначення передатного числа хвильової зубчастої передачі для випадків, коли гнучке колесо з'єднане з веденим валом та корпусом.
5. Які види генераторів хвиль застосовують у хвильових передачах? Охарактеризуйте їхню будову.
6. За якою умовою визначають діаметр дільного кола веденого зубчастого колеса хвильової зубчастої передачі?

## 3.7 Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі

**3.7.1. Загальні відомості.** Гвинтові (рис. 3.28, а) та гіпоїдні (рис. 3.28, б) зубчасті передачі застосовують при необхідності передавати обертальний рух між валами, осі яких мимобіжні у просторі. При такому положенні осей валів виникає можливість передавати обертальний рух від одного ведучого вала кільком веденим [30, 36, 37, 39].

Головним недоліком передачі є значне ковзання у зачепленні зубців і тому їх підвищене спрацювання та здатність до заїдання.

Поверхні коліс у гвинтових та гіпоїдних зубчастих передачах утворюють окремими ділянками поверхонь гіперболоїдів обертання 1 і 2 (рис. 3.28), які дотикаються між собою.

**3.7.2. Гвинтова зубчаста передача.** Гвинтові зубчасті передачі (рис. 3.29) відрізняються низькою несучою здатністю, тому що дотикання зубців відбувається у точці з малими приведеними радіусами кривизни поверхонь. При цьому умови змащування зачеплення зубців при значних швидкостях ковзання погіршені. Щоб підвищити опір заїдданню 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:

$$d_1 = m_n \cdot \frac{z_1}{\cos \beta_1}; \quad d_2 = m_n \cdot \frac{z_2}{\cos \beta_2}; \quad (3.90)$$

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_n \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right), \quad (3.91)$$

де  $\beta_1$  та  $\beta_2$  кути нахилу зубців коліс (у реверсивних передачах  $\beta_1 = \beta_2$ ).

Ширину зубчастих коліс гвинтової передачі визначають за формулою

$$b_1 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_1; \quad b_2 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_2. \quad (3.92)$$

Передаточне відношення гвинтової передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad z_1 = \frac{d_1}{m_n} \cos \beta_1; \quad z_2 = \frac{d_2}{m_n} \cos \beta_2.$$

Якщо  $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ , тоді  $u = (d_2/d_1) \operatorname{tg} \beta_1$ . При  $d_2/d_1 = \text{const}$  виникає можливість змінювати передатне число  $u$  зміною  $\beta_1$ .

Швидкість ковзання зубців у зачепленні гвинтової передачі визначають за формулою

$$V_s = \frac{V_1}{\sin \beta_1} = 0,5\omega_1 \cdot \frac{d_1}{\sin \beta_1}. \quad (3.93)$$

Розрахунок на стійкість проти спрацювання та заїдання зубців гвинтової передачі ведуть за умовою обмеження питомого тиску

$$P = \frac{2T_1}{d_1^3 \cdot k_u \cdot k_s \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta_1} \leq [P], \quad (3.94)$$

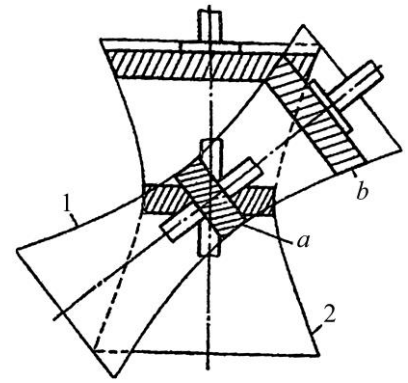


Рис. 3.28. Гвинтова та гіпоїдна зубчаста передача

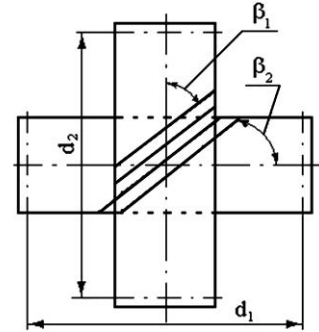
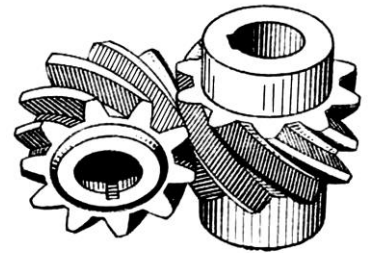


Рис. 3.29. Гвинтова зубчаста передача

де  $k_u$  – коефіцієнт передаточного відношення, який визначається

$$k_u = 4u^2 / (u + \operatorname{tg} \beta_1)^2;$$

$k_s$  – коефіцієнт швидкості ковзання,

$$k_s = (1 + 0,5V_s) / (1 + V_s);$$

$\alpha_n$  – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Допустимий тиск вибирається залежно від матеріалу зубчастих коліс:

- сталь – бронза

$$[P] = 0,035 \div 0,085 \text{ МПа};$$

- сталь – сталь

$$[P] = 0,04 \div 0,105 \text{ МПа};$$

- чавун – чавун або бронза  $[P] = 0,055 \div 0,140 \text{ МПа}$ .

Менші значення допустимого тиску беруть для пари гвинтових коліс після короточасного притирання, більші – для добре притертих гвинтових коліс.

**3.7.3. Гіпоїдна зубчаста передача.** Гіпоїдні передачі (рис. 3.30) мають суттєво більшу несучу здатність у порівнянні з гвинтовою, оскільки контакт зубців тут здійснюється не в точці, а по лінії. Швидкість ковзання у гіпоїдних передачах менша, ніж у гвинтових.

Заїдання зубців є головною причиною виходу з ладу передачі.

Розрахунок зубців на міцність у гіпоїдній передачі виконують аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з коловими зубцями.

Кут нахилу зубців шестірні в гіпоїдній передачі вибирають залежно від числа її зубців:  $\beta_1 = 50^\circ$  при  $z_1 = 6 \div 13$ ;  $\beta_1 = 45^\circ$  при  $z_1 = 14 \div 15$ ;  $\beta_1 = 40^\circ$  при  $z_1 = 16$ . Кут нахилу зубців колеса  $\beta_2 = 30 \div 35^\circ$ .

Передаточне відношення гіпоїдної передачі визначають за формулою

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1}. \quad (3.95)$$

Щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливості заїдання, необхідно провести розрахунок на стійкість проти спрацювання зубців.

### Контрольні запитання

1. У чому полягає принцип утворення зубчастих передач із мимобіжними осями валів?
2. У чому полягає принцип розрахунку гвинтової зубчастої передачі на стійкість проти спрацювання?
3. Чому гіпоїдна передача має суттєво вищу несучу здатність у порівнянні з гвинтовою?
4. Які причини виходу з ладу гіпоїдних передач?

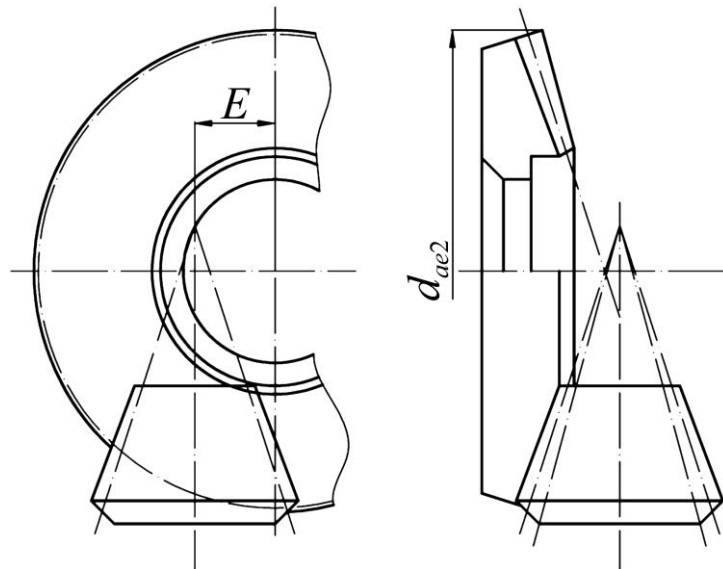


Рис. 3.30. Гіпоїдні передачі





- компактність, тобто малі габарити при великому передаточному відношенні;
- можливість здійснення великих передаточних відношень (для силових передач  $u = (8 \div 80)$ , для несилових –  $u = (10 \div 1000)$ );
- можливість виконання самогальмівної передачі (неможлива передача обертального руху від колеса до черв'яка).

Недоліки черв'ячних передач:

- низький ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70-0,85;
- необхідність використання для вінців черв'ячних коліс дефіцитних антифрикційних матеріалів (бронза);
- інтенсивне зношування та схильність до заїдання;
- низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами;
- значне виділення теплоти, що потребує спеціальних пристроїв для її відводу (оребріння корпусу, вентилятори обдуву, циркуляційні системи змащування тощо).

Черв'ячні передачі на зразок зубчастих можуть виконуватись зі зміщенням і без нього. В останньому випадку початкові діаметри черв'яка  $d_{w1}$  і колеса  $d_{w2}$  співпадають з ділільними діаметрами  $d_1$  і  $d_2$ .

Основні способи виготовлення черв'яків: нарізання різцем (метод копіювання) на токарно-гвинторізному верстаті – спосіб малопродуктивний, але точний; нарізання модульною фрезою на різьбофрезерному верстаті – спосіб найбільш продуктивний. Після нарізання і термообробки черв'яки шліфують і полірують для зменшення втрат на тертя.

Черв'ячні колеса нарізують черв'ячними фрезами (метод обкатки), які є точною копією черв'яка. Фрези мають різальні кромки, а їх зовнішній діаметр більше зовнішнього діаметра черв'яка  $d_{a1}$  на подвійну величину радіального проміжку в зачепленні.

Черв'ячні передачі класифікують за наступними ознаками.

1. За формою початкової поверхні черв'яка – циліндричні (рис. 4.2, а) чи глобоїдні (рис. 4.2, б); глобоїдні передачі мають підвищений ККД, надійніші і довговічніші.
2. За формою профілю витків черв'яка у торцевій площині – архімедові (позначають ZA), конволютні (ZN), евольвентні (ZI).
3. За формою профілю бічних поверхонь витків черв'яка в осьовому перерізі – з прямолінійним (рис. 4.2, в) та криволінійним (рис. 4.2, г) профілем.
4. Залежно від числа витків (заходів) нарізки черв'яка передачі бувають з однозаходним або багатозаходним черв'яком (для силових передач  $Z_1 = 1, 2, 4$ ).
5. Залежно від напрямку лінії витка черв'яка передачі можуть бути з правим і лівим напрямом витка.
6. За розміщенням черв'яка щодо колеса – з нижнім (рис. 4.1, а), верхнім (рис. 4.1, б) та бічним черв'яком.
7. За конструктивним оформленням – відкриті та закриті, що працюють у спеціальному корпусі.

## 4.2 Основні геометричні співвідношення

**4.2.1. Циліндричний черв'як.** Відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка (рис. 4.2, в), називається осьовим кроком витків і позначається  $P_x$ . Така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається ходом гвинтової лінії витка  $P_z$ . Якщо  $z_1 = 1$ , то  $P_z = P_x$ , а в інших випадках  $P_z = z_1 \cdot P_x$  (рис. 4.2, д).

Відношення  $P_x/\pi = m$  називається модулем. Для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Стандартні значення модулів вибирають з наступних рядів чисел:

- 1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм.
- 2-й ряд: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14 мм.

Щоб зменшити номенклатуру фрез для нарізки черв'яків і уніфікації різального інструмента введено поняття коефіцієнта діаметра черв'яка (кількість модулів у ділильному діаметрі черв'яка)

$$q = d_1 / m. \quad (4.1)$$

Значення  $q$  при  $z_1 = 1; 2; 4$  залежить від модуля  $m$  і згідно з ГОСТ 2144-76 складає

для $m = 1,6$ мм:	$q = 10; 12,5; 16; 20;$
для $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; (7); 8; 10; 12,5$ мм:	$q = 8; (10); 12,5; 16; 20;$
для $m = 16$ мм:	$q = 8; 10; 12,5; 16;$
для $m = 20$ мм:	$q = 8; 10.$

З урахуванням стандартного значення  $q$  ділильний діаметр черв'яка (рис. 4.2, в) дорівнює

$$d_1 = mq. \quad (4.2)$$

Тонкі черв'яки при роботі дуже прогинаються, що призводить до порушення правильності зачеплення. Щоб уникнути цього, треба згідно (4.2) зменшувати модуль та збільшувати коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$ .

Ділильний кут підйому  $\gamma$  витка черв'яка встановлюється шляхом розгортки витка на площину (рис. 4.2, д)

$$\operatorname{tg} \gamma = P_z / (\pi d_1) = z_1 \pi m / (\pi m q) = z_1 / q. \quad (4.3)$$

Розміри елементів витків черв'яка при модулі  $1 \leq m \leq 25$  мм визначаються параметрами початкового черв'яка згідно ГОСТ 19036-81, який передбачає:

- кут профілю витків  $\alpha = 20^\circ$ ;
- коефіцієнт висоти головки витка  $h_a^* = 1$ ;
- коефіцієнт радіального зазору  $C^* = 0,2$ ;
- коефіцієнт висоти ніжки витка  $h_f^* = h_a^* + C^* = 1,2$ ;
- коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої витка  $\rho_f^* = 0,3$ ;
- коефіцієнт розрахункової товщини витка  $S^* = 0,5\pi$ .

Згідно з цим параметри черв'яка (рис. 4.2, в) визначають за формулами:

- висота головки витка

$$h_{a1} = h_a^* m = m; \quad (4.4)$$

- висота ніжки витка

$$h_{f1} = h_f^* m = 1,2m; \quad (4.5)$$

- радіус кривизни перехідної кривої витка

$$\rho_f = \rho_f^* m = 0,3m; \quad (4.6)$$

- розрахункова товщина витка

$$S = S^* m = 0,5\pi m; \quad (4.7)$$

- діаметр вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (4.8)$$

- діаметр западин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (4.9)$$

- довжина нарізаної частини черв'яка  $b_1$  згідно з ГОСТ 19650-74

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \text{ при } z_1 = 1; 2; \quad (4.10)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \text{ при } z_1 = 4. \quad (4.11)$$

Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдене за (4.10) та (4.11)  $b_1$  збільшують на 25 мм при  $m < 10$  мм і на  $(35 \div 40)$  мм при  $m = (10 \div 16)$  мм.

**4.2.2. Черв'ячне колесо.** Для черв'ячного колеса розміри вінця та зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців колеса рівний модулю черв'яка в осьовому перерізі, а кут нахилу зубців колеса дорівнює ділильному куту підйому  $\gamma$  витків черв'яка. При нарізанні без зміщення розміри параметрів колеса з числом зубців  $z_2$  визначають за формулами (рис. 4.1, б):

- ділильний діаметр

$$d_2 = mz_2; \quad (4.12)$$

- діаметр вершин зубців

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

- діаметр западин

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m;$$

- найбільший діаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \quad (4.15)$$

- умовний кут обхвату черв'яка колесом

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} + 0,5m}; \quad (4.16)$$

- розміри  $b_2$  і  $d_{am1}$ , що відповідають куту обхвату  $2\delta \approx 100^\circ$  (силові передачі)

$z_1$	1	2	4	(4.17)
$d_{am1}$	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$	
$b_2$	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$	

**4.2.3. Коригування черв'ячної передачі.** Інколи черв'ячну передачу виготовляють із зміщенням (коригованою) з метою вписати її у задану або стандартну міжосьову відстань

$$a_w = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2). \quad (4.18)$$

Для виготовлення коліс зі зміщенням і без нього використовують той же самий інструмент – черв'ячні фрези. Тому черв'як, що є аналогом різального інструменту, завжди нарізають без зміщення.

При заданій міжосьовій відстані  $a_w$  коефіцієнт зміщення

$$x = (a_w - a)/m = a_w/m - 0,5(q + z_2). \quad (4.19)$$

Звідси міжосьова відстань передачі зі зміщенням

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x) \quad (4.20)$$

а діаметри вершин та западин колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x); \quad (4.21)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (4.22)$$

За умовою непідрізання зубців коефіцієнт зміщення приймають  $-1 < x < +1$ .

### 4.3 Кінематично-силові співвідношення

#### 4.3.1. Передаточне відношення

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.23)$$

ГОСТ 2144-76 встановлює такі значення передаточних відношень:

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

**4.3.2. Ковзання в зачепленні і ступені точності черв'ячних передач.** На відміну від зубчастої, в черв'ячній передачі колові швидкості  $V_1$  та  $V_2$  не збігаються між собою за модулем, а їх напрямки взаємно перпендикулярні

(рис. 4.1, а, рис. 4.3, а).

Тому у відносному русі початкові циліндри черв'ячної передачі не котяться один по одному, а ковзають, як у гвинтовій парі.

Колова швидкість точки А контакту витка черв'яка

$$V_1 = 0,5\omega_1 d_1. \quad (4.24)$$

Колова швидкість точки А контакту зубця колеса

$$V_2 = 0,5\omega_2 d_2. \quad (4.25)$$

Для черв'ячних передач притаманні велика швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса  $V_k$  (рис. 4.3, а) і несприятливий напрямок її відносно ліній контакту (рис. 4.3, б). Ця швидкість є відносною, напрямлена уздовж дотичної до витка черв'яка і визначається за формулою

$$V_e = V_1 / \cos \gamma. \quad (4.26)$$

Умовою відсутності заїдання і спрацювання є наявність рідинного тертя між витками черв'яка і зубцями колеса. Ця умова виконується при існуванні в зоні контакту клинового зазору в напрямку вектора швидкості ковзання. При ковзанні поверхонь уздовж лінії контакту мастильний шар не утворюється.

На рис. 4.3, б цифрами 1-3 позначені послідовні положення контактних ліній у процесі зачеплення і напрямки швидкості ковзання  $V_k$  в обраних точках. Зона, в якій напрямок  $V_k$  майже співпадає з напрямком контактних ліній, заштрихована. Тому при великих навантаженнях у цій зоні починається заїдання, яке розповсюджується на усю робочу поверхню зуба колеса.

Оскільки кут підйому витків черв'яка  $\gamma$  практично менший ніж  $30^\circ$ , у черв'ячній передачі колова швидкість колеса  $V_2$  значно менша від колової швидкості черв'яка  $V_1$ , а швидкість ковзання  $V_k$  у зачепленні більша ніж  $V_1$ .

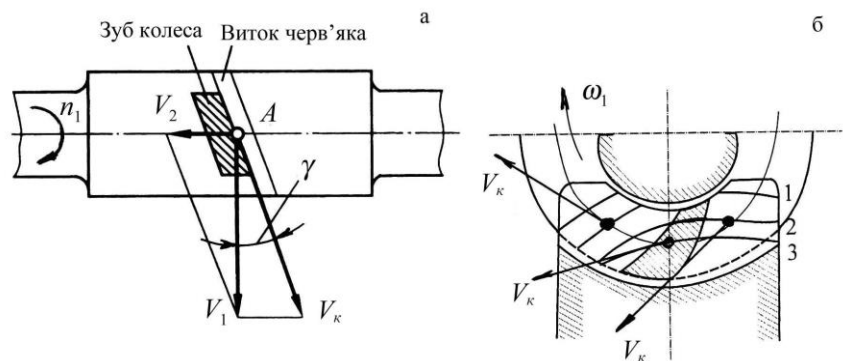


Рис. 4.3. Схема для визначення швидкості ковзання (а) і розташування контактних ліній і швидкостей ковзання на зуби колеса (б)

Значне ковзання у зачепленні передачі є причиною низького ККД, здатності до заїдання та підвищеного спрацювання зубців.

ГОСТ 3675-81 встановлює 12 ступенів точності черв'ячних передач. Ступені 3, 4, 5 і 6 застосовують для передач високої кінематичної точності, а ступені 6, 7, 8, 9 – для силових передач.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання  $V_k$ :

Швидкість ковзання, $V_k$ , м/с	$\geq 10$	$\geq 5$	$\geq 2$
Ступінь точності	7	8	9

**4.3.3. ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок.** Загальний ККД черв'ячної передачі визначається за залежністю

$$\eta = P_2 / P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (4.27)$$

де  $P_2, P_1$  – потужності на веденому і ведучому валах передачі відповідно;  
 $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – ККД, що відображають утрати потужності у зачепленні, підшипниках та на переміщуванні мастила у корпусі передачі відповідно.

Практично ККД черв'ячної передачі визначають за формулою, одержаною для гвинтової пари. За умови, що  $\eta_2 \cdot \eta_3 = (0,95 \div 0,96)$  маємо

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho'), \quad (4.28)$$

де  $\rho'$  – зведений кут тертя, значення, якого одержані експериментально в залежності від швидкості ковзання  $V_k$  [23, 36].

З формули (4.28) виходить, що зі збільшенням кута підйому лінії витка  $\gamma$  збільшується ККД передачі. За умови, що  $\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q$ , виводимо, що збільшення  $z_1$  і зменшення  $q$  в допустимих межах забезпечує підвищення ККД черв'ячної передачі.

Через значні утрати потужності за рахунок низького ККД відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила, яке втрачає свої властивості. Це може призвести до виходу передачі з ладу. Тому для черв'ячної передачі слід виконувати тепловий розрахунок, який передбачає забезпечення умови

$$t_i \leq [t], \quad (4.29)$$

де  $t_m$  – температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;  
 $[t]_m$  – допустима температура мастила, що становить  $(75 \div 85)^\circ\text{C}$ , а для спеціальних марок мастил –  $(100 \div 110)^\circ\text{C}$ .

Потужність, що втрачається в передачі,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1 (1 - \eta). \quad (4.30)$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею площі  $A$  корпусу передачі

$$\Phi = KA(t_i - t_a).$$

Усталений режим роботи передачі має тепловий баланс  $\Delta P = \Phi$  або

$$P_1 (1 - \eta) = KA(t_i - t_a),$$

звідки одержуємо температуру мастила

$$t_i = t_a + P_1 (1 - \eta) / (KA), \quad (4.31)$$

де  $P_1$  – потужність, що підводиться до передачі, Вт;  
 $K = (9 \div 17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  – коефіцієнт теплопередачі;  
 $A$  – площа охолоджувальної поверхні корпусу,  $\text{м}^2$ ;  
 $t_a$  – температура навколишнього середовища,  $^\circ\text{С}$ .

Щоб задовольнити умову (4.29) збільшують поверхню корпусу передачі (ребристі форми корпусів), застосовуються обдування корпусу вентилятором тощо.

**4.3.4. Сили в зачепленні** (рис. 4.4). Колова сила черв'яка  $F_{t1}$  дорівнює і протилежна осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = -F_{a2} = 2T_1/d_1. \quad (4.32)$$

Колова сила на колесі  $F_{t2}$  дорівнює і протилежна осьовій силі на черв'яку  $F_{a1}$ :

$$F_{t2} = -F_{a1} = 2T_2/d_2. \quad (4.33)$$

Радіальні сили

$$F_{r2} = -F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.34)$$

При визначенні моментів слід урахувувати значення ККД, визначеного за формулою (4.28):

$$T_1 = T_2 / u \eta. \quad (4.35)$$

#### 4.4 Матеріали черв'ячних передач. Критерії працездатності та розрахунків

Черв'яки здебільшого виготовляються із якісних вуглецевих (45, 50, 40Г2) та легированих (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.) сталей. Термообробка до твердості  $H_1 \geq (45 \div 55) \text{ НRC}$  і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків суттєво підвищують несучу здатність та довговічність передачі.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, іноді із латуні або чавуну.

Олов'яні бронзи БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами при швидкостях ковзання  $V_k > 5 \text{ м/с}$ , але вони дефіцитні і дорогі.

Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л та ін. мають дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до приробки. Вони вимагають високої твердості і чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при швидкостях ковзання  $V_k = (2 \div 5) \text{ м/с}$ .

Для малонавантажених і тихохідних передач ( $V_k < 2 \text{ м/с}$ ) використовують черв'ячні колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстолітів, поліаміду та ін.). Конструктивно черв'яки виготовляють разом із валом як одну деталь (рис. 4.2, в). З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 4.1, б): бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці з додатковим кріпленням гвинтами або болтами.

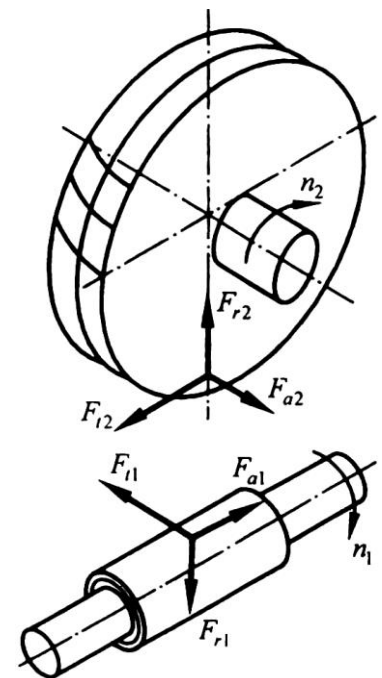


Рис. 4.4. Сили в зачепленні черв'ячної передачі

**Основні критерії працездатності і розрахунку.** Основні види руйнування найслабкішого елемента черв'ячних передач – зубців черв'ячного колеса – це спрацювання та заїдання, які в першу чергу залежать від величини контактних напружень.

Якщо матеріал зубців колеса «м'який» (олов'яні бронзи), то заїдання проявляється в так званому поступовому «намазуванні» бронзи на витки черв'яка. За таких умов передача може працювати ще тривалий час. Коли матеріал твердий (алюмінієво-залістисті бронзи, чавуни тощо), то заїдання переходить у задир поверхні і наступає руйнування зубців колеса.

Циклічна дія напружень згину може спричинити поломку зубців колеса.

Отже, для черв'ячних передач виконують такі розрахунки:

- розрахунок поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну втому та контактну міцність при дії максимального навантаження;
- розрахунок зубців колеса на втому та міцність при згині максимальним навантаженням.

Зазначимо, що розрахунок за контактними напруженнями є основним, а розрахунок за напруженнями згину виконуються при цьому як перевірний.

#### 4.5 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач

**4.5.1. Допустимі контактні напруження для коліс із олов'яних бронз.** Вони визначаються з умови зносостійкості і опору втомі робочих поверхонь зубців

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{HO} \cdot \tilde{N}_V \cdot K_{HL}, \quad (4.36)$$

де  $[\sigma]_{HO} = 0,9\sigma_B$  – допустиме контактне напруження при числі циклів напружень  $N_{HO} = 10^7$  [30, с. 359];

$\sigma_B$  – границя міцності бронзи на розтяг (табл. 4.1);

$C_V$  – коефіцієнт інтенсивності спрацювання зубців колеса, який залежить від швидкості ковзання:

$V_k, \text{ м/с}$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_V$	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Таблиця 4.1. Механічні характеристики матеріалів черв'ячних коліс

Матеріал колеса	Спосіб відливання*	Механічні характеристики, МПа	
		$\sigma_B$	$\sigma_T$
БрО10Н1Ф1	1	285	165
БрО10Ф1	2	275	200
	3	230	140
БрА9ЖЗЛ	1	530	245
	2	500	230
	3	425	195
БрА10Ж4Н4	1	700	460
	2	650	430
Ц23А6ЖЗМ	1	500	330
	2	450	295
СЧ15	3	$\sigma_{B32} = 315$	–
СЧ18	3	$\sigma_{B32} = 355$	–

\* 1 – відцентровий; 2 – у кокіл; 3 – у землю.

При виконанні **проектного розрахунку**, коли розміри передачі ще невідомі, орієнтовне значення швидкості ковзання  $V_k$  м/с, визначають за формулою



$$V_{\varepsilon} = (4\omega_1/10^3)^{1/3} \sqrt{T_2}, \quad (4.37)$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість черв'яка, рад/с;  
 $T_2$  – крутний момент на веденому валу передачі, Н·м;  
 $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N_{HE}}, \quad (4.38)$$

де  $N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} \cdot K_{HE}$  – число циклів навантаження зубців колеса (циклічна довговічність) за весь термін служби ( $t_{\Sigma}$ ) передачі при постійному режимі навантаження;  
 $K_{HE}$  – коефіцієнт приведення змінного контактного навантаження до постійного, еквівалентного по дії від втоми

$$K_{HE} = \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \cdot \frac{t_i}{t_{\max}} \cdot \frac{n_i}{n_{T\max}}.$$

Рекомендується  $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$ .

Допустимі контактні напруження для коліс із безолов'яних бронз і латуней визначають з умови опору заїданню:

$$[\sigma]_{H2} = (250 \div 300) - 25V_{\varepsilon} \quad (4.39)$$

Допустимі контактні напруження для коліс з чавунів визначають з умови опору заїданню

$$[\sigma]_{H2} = 175 - 35V_{\varepsilon}. \quad (4.40)$$

**4.5.2. Допустимі напруження згину.** При нереверсивній передачі для всіх бронз і латуней допустимі напруження згину визначають згідно

$$[\sigma]_{F2} = (0,25\sigma_{\delta} + 0,08\sigma_{\delta}) K_{FL}; \quad (4.41)$$

для чавунів

$$[\sigma]_{F2} = 0,12\sigma_{\delta\zeta\alpha} \cdot K_{FL}, \quad (4.42)$$

де  $\sigma_{\delta\zeta\alpha}$  – границя міцності чавуну при згині;  
 $K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_{FE}}, \quad (4.43)$$

де  $N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} \cdot K_{FE}$  – число циклів згинаючого навантаження зубців колеса (циклічна довговічність) за весь термін служби ( $t_{\Sigma}$ ) передачі при постійному режимі навантаження;  
 $K_{FE}$  – коефіцієнт приведення змінного згинаючого навантаження до потрібного, еквівалентного по дії від втоми

$$K_{FE} = \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \cdot \frac{n_i}{n_{T\max}};$$

$T_i, t_i, n_i$  – відповідно крутні моменти, довготривалість та частота обертання при режимі  $i$ ;

$T_{\max}$  – максимальний довготривалий момент.

При  $N_{FE} \geq 25 \cdot 10^7$ ,  $K_{FL} = 0,543$ ; при  $N_{FE} < 10^6$ ,  $K_{FL} = 1,0$ . Для реверсивних передач значення  $[\sigma]_{F2}$  перемножують на 0,8.

## 4.6 Розрахунок зубців колеса на витривалість і міцність

**4.6.1. Проектний розрахунок на контактну витривалість.** Цим розрахунком визначається міжосьова відстань

$$a_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left[ \frac{5400 \cdot q}{(z_2 \cdot [\sigma]_H)} \right]^2 \cdot T_2 \cdot K_H}, \quad (4.44)$$

де  $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$  – коефіцієнт навантаження, приймається  $K_H = (1,1 \div 1,15)$ .

**4.6.2. Перевірний розрахунок на контактну витривалість.** Для робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса з метою перевірки уточнених параметрів передачі визначають напруження

$$\sigma_H = \left[ \frac{5400}{(z_2/q)} \right] \sqrt{\left[ \frac{(z_2/q + 1)}{a_w} \right]^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H; \quad (4.45)$$

коефіцієнт концентрації навантаження

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^2 \cdot (1 - K_{i\alpha\alpha}), \quad (4.46)$$

де  $\theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 4.2);

$K_{H\alpha\alpha}$  – коефіцієнт урахування характеру навантаження: при незначних коливаннях  $K_{H\alpha\alpha} = 0,6 \div 1$ , при значних –  $K_{H\alpha\alpha} = 0,3 \div 0,6$ .

Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV}$  приймається за табл. 4.3.

Таблиця 4.2. Коефіцієнт деформації черв'яка

Число витків черв'яка, $z_1$	Коефіцієнт деформації $\theta$ при коефіцієнті діаметра $q$									
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20
1	57	72	89	108	129	147	179	194	225	248
2	45	57	71	86	105	117	149	163	190	197
4	38	47	58	70	84	94	120	131	152	157

Таблиця 4.3. Значення коефіцієнтів динамічного навантаження  $K_{HV}$

Ступінь точності передачі	Коефіцієнт $K_{HV}$ при швидкості ковзання $V_k$ , м/с			
	$\leq 1,5$	$1,5 \div 3,0$	$3,0 \div 7,5$	$7,5 \div 12$
6	–	–	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

Таблиця 4.4. Коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса  $Y_F$

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

**4.6.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині зубців черв'ячного колеса.** Для цього визначають

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_F \cdot F_{t2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / (b_2 \cdot m) \leq [\sigma]_{F2}, \quad (4.47)$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубців колеса, вибирається з табл. 4.4 в залежності від еквівалентного числа зубців  $z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ .

Для черв'ячної передачі приймають  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$  і  $K_{FV} = K_{HV}$ .

**4.6.4. Перевірний розрахунок на контакту міцність зубців колеса при дії максимального навантаження.** При цьому визначають максимальне контактне напруження

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max}/T_{\hat{H}}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (4.48)$$

де  $\sigma_{H\max}$  – розрахункове контактне напруження при дії максимального навантаження;

$[\sigma]_{H\max}$  – допустиме граничне контактне напруження: для олов'яних бронз –

$[\sigma]_{H\max} = 4\sigma_T$ , для безолов'яних бронз і латуней –  $[\sigma]_{H\max} = 2\sigma_T$ ;

$\sigma_T$  – границя текучості матеріалу колеса (табл. 4.1).

**4.6.5. Перевірний розрахунок на згин зубців колеса при дії максимального навантаження.** Такий розрахунок зводиться до визначення максимальних напружень згину

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \sqrt{T_{\max}/T_{\hat{F}}} \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (4.49)$$

де  $[\sigma]_{F\max}$  – допустиме граничне напруження згину (для всіх бронз  $[\sigma]_{F\max} = 0,8\sigma_T$ ).

#### 4.7 Перевірний розрахунок черв'яка на жорсткість

Умова достатньої жорсткості черв'яка

$$y = F \cdot \ell^3 / (48EI_0) \leq [y], \quad (4.50)$$

де  $y$  – розрахункова стріла прогину черв'яка;

$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$  – рівнодійна сила на черв'яку;

$\ell = (0,8 \div 1,0)d_2$  – орієнтовна відстань між опорами;

$E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності матеріалу черв'яка;

$I_0 = \pi d_{f1}^4 / 64$  – осьовий момент інерції небезпечного перерізу черв'яка;

$[y] = (0,001 \div 0,005)m$  – допустима стріла прогину нормальної роботи зачеплення.

Якщо при розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня, то потрібно збільшити коефіцієнт діаметру черв'яка  $q$  (див. формули (4.2)) або зменшити відстань  $\ell$  між опорами.

#### 4.8 Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Розрахувати закриту черв'ячну передачу з архімедовим черв'яком за такими вихідними даними:

- потужність на валу черв'яка  $P_1 = 5,3$  кВт;
- крутний момент на валу черв'ячного колеса  $T_2 = 2220$  Н·м;
- частота обертання вала колеса  $n_2 = 19,2$  об/хв;
- передаточне відношення  $u = 25$ ;
- режим навантаження постійний, незначні коливання навантаження;
- передача нереверсивна;
- термін служби передачі  $L_h = 20000$  годин;
- коефіцієнт перевантаження  $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 2,5$ .

##### 1. Вибір матеріалів.

Для виготовлення черв'яка приймається сталь 45, термообробка - гартування з відпусканням, твердістю  $(45 \div 55)$  HRC<sub>E</sub>, робочі поверхні витків шліфовані.

Для вибору матеріалу вінця колеса попередньо визначають швидкість ковзання

$$V_{\varepsilon} \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot u \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 19,2 \cdot 25 \cdot \sqrt[3]{2220} = 2,8 \text{ м/с}.$$

При цій швидкості приймається безолов'яна бронза БрА9ЖЗЛ, відливання в ко-  
кіль, границя міцності  $\sigma_b = 500$  МПа, границя текучості  $\sigma_T = 230$  МПа.

2. Допустимі напруження.

Допустимі контактні напруження для коліс із безолов'яних бронз

$$[\sigma]_{H2} = 300 - 25V_e = 300 - 25 \cdot 2,8 = 230 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину

$$[\sigma]_{F2} = (0,25\sigma_b + 0,08\sigma_d)K_{FL},$$

де  $K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності;

$N_{FE2}$  – еквівалентне число циклів зміни напружень згину, при постійному режи-  
мі навантаження

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 19,2 \cdot 20000 = 23,04 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{1 \cdot 10^6 / 23 \cdot 10^6} = 0,706; \quad [\sigma]_{F2} = (0,25 \cdot 230 + 0,08 \cdot 500) \cdot 0,706 = 68,8 \text{ МПа.}$$

3. Число витків черв'яка при  $u = 25$  приймається  $z_1 = 2$ .

Число зубців колеса  $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 25 = 50$ .

4. Коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q \geq 0,25z_2 = 0,25 \cdot 50 = 12,5.$$

Приймається  $q = 12,5$ .

5. Проектний розрахунок на контактну витривалість.

Розрахункове значення міжосьової відстані визначають згідно (4.44)

$$a'_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left[ \frac{5400 \cdot q}{z_2 [\sigma]_H} \right]^2} T_2 K_H = (50/12,5 + 1) \sqrt[3]{\left[ \frac{5400 \cdot 12,5}{50 \cdot 230} \right]^2} \cdot 2220 \cdot 1,1 = 219 \text{ мм.}$$

де  $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$  – коефіцієнт навантаження, попередньо приймається  $K_H = 1,1$ .

6. Модуль зачеплення

$$m' = 2a'_w / (z_2 + q) = 2 \cdot 219 / (50 + 12,5) = 7,01 \text{ мм.}$$

Округляється до стандартного значення  $m = 8,0$  мм.

Уточнена міжосьова відстань

$$a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \cdot 8(50 + 12,5) = 250 \text{ мм.}$$

7. Основні геометричні розміри.

Розміри черв'яка.

Дільний діаметр:  $d_1 = mq = 8 \cdot 12,5 = 100$  мм.

Діаметр вершин витків:  $d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 8 = 116$  мм.

Діаметр западин витків:  $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 100 - 2,4 \cdot 8 = 80,8$  мм.

Довжина нарізаної частини:  $b_1 = (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 8 = 91$  мм.

Приймається  $b_1 = 91 + 25 = 116$  мм.

Дільний кут підйому витка:  $\gamma = \arctg(z_1 / q) = \arctg(2/12,5) = 9,09^\circ = 9^\circ 5' 25''$ .

Розміри черв'ячного колеса.

Дільний діаметр:  $d_2 = m \cdot z_2 = 8 \cdot 50 = 400$  мм.

Діаметр вершин зубців:  $d_{a2} = d_2 + 2m = 400 + 2 \cdot 8 = 416$  мм.

Діаметр западин зубців:  $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 400 - 2,4 \cdot 8 = 380,8$  мм.

Найбільший діаметр колеса:  $d_{amax2} = d_{a2} + 1,5m = 416 + 1,5 \cdot 8 = 428$  мм.

Ширина вінця колеса:  $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 116 = 87$  мм.

8. Колові швидкості черв'яка і колеса

$$V_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / (60 \cdot 1000) = 3,14 \cdot 100 \cdot 19,2 \cdot 25 / (60 \cdot 1000) = 2,51 \text{ м/с};$$

$$V_2 = \pi d_2 \cdot n_2 / (60 \cdot 1000) = 3,14 \cdot 100 \cdot 19,2 \cdot 25 / (60 \cdot 1000) = 0,4 \text{ м/с}.$$

9. Фактична швидкість ковзання

$$V_g = V_1 / \cos \gamma = 2,51 / \cos 9,09^\circ = 2,54 \text{ м/с}.$$

За цією швидкістю встановлюється 8 ступінь точності передач.

10. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної пари

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = \operatorname{tg} 9,09^\circ / \operatorname{tg}(9,09^\circ + 1,67^\circ) = 0,84,$$

де  $\varphi$  – приведений кут тертя при  $V_k = 2,54 \text{ м/с}$ ;  $\varphi = 1^\circ 40' = 1,67^\circ$

11. Сили в зачепленні.

Колова сила на колесі і осьова на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2 = 2 \cdot 2220 \cdot 10^3 / 400 = 11100 \text{ Н}.$$

Радіальні сили на колесі і черв'яку

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 11100 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4040 \text{ Н}.$$

Осьова сила на колесі і колова на черв'яку

$$F_{a2} = F_{t1} = 2T_2 \cdot 10^3 / u \cdot \eta \cdot d_1 = 2 \cdot 2220 \cdot 10^3 / 25 \cdot 0,84 \cdot 100 = 2124 \text{ Н}.$$

12. Перевірний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = [5400 / (z_2 / q)] \cdot \sqrt{[(z_2 / q + 1) / a_w]^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H,$$

де  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження,

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^2 (1 - K_{f\beta}) = 1 + (50 / 117)^2 (1 - 0,8) = 1,04,$$

$\theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка,  $\theta = 117$ ;

$K_{Hav}$  – коефіцієнт урахування характеру навантаження, при незначних коливаннях навантаження  $K_{Hav} = 0,8$ ;

$K_{HV}$  – коефіцієнт динамічного навантаження, при 8-му ступені точності

$$V_k = 2,54 \text{ м/с} \quad K_{HV} = 1,2;$$

$$\sigma_H = [5400 / (50 / 12,5)] \cdot \sqrt{[(50 / 12,5 + 1) / 250]^3 \cdot 2220 \cdot 1,04 \cdot 1,2} = 201 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 230 \text{ МПа}.$$

Умова виконана.

13. Перевірний розрахунок на витривалість при згині

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / (b_2 \cdot m) \leq [\sigma]_{F2},$$

де  $Y_{F2}$  – коефіцієнт форми зубців, при еквівалентному числі зубців

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 50 / \cos^3 9,09^\circ = 52; \quad Y_{F2} = 1,43; \quad K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,04; \quad K_{FV} = K_{HV} = 1,2;$$

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot 1,43 \cdot 11100 \cdot 1,04 \cdot 1,2 / (87 \cdot 8) = 20 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 68,8 \text{ МПа}.$$

14. Перевірний розрахунок на контактну міцність

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_{i1}} = 201 \cdot \sqrt{2,5} = 318 \text{ МПа} < [\sigma]_{H\max} = 4\sigma_\delta = 4 \cdot 230 = 920 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана.

15. Перевірний розрахунок на міцність зубців колеса при згині

$$\sigma_{F\max} = \sigma_{F2} (T_{\max} / T_{i1}) = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ МПа} < [\sigma]_{F\max2} = 0,8\sigma_\delta = 0,8 \cdot 230 = 184 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана.

16. Перевірний розрахунок черв'яка на жорсткість

Умова

$$y = Fl^3 / (48EI_0) \leq [y],$$

де  $F$  – сила, що діє на черв'як,

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{2114^2 + 4040^2} = 4560 \text{ Н};$$

$$l = (0,8 \div 1,0) d_2 = (0,8 \div 1,0) \cdot 400 = 320 \div 400 \text{ мм},$$

приймається  $l = 400 \text{ мм}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;

$$I_0 = \pi d_{f1}^4 / 64 = 3,14 \cdot 80,8^4 / 64 = 2091198 \text{ мм}^4;$$

$$[y] = (0,001 \div 0,005) \cdot m = (0,001 \div 0,005) \cdot 8 = 0,008 \div 0,04 \text{ мм};$$

$$y = 4560 \cdot 400^3 / (48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 20,91198 \cdot 10^5) = 0,014 \text{ мм} < [y].$$

Умова виконана.

#### 17. Тепловий розрахунок

Розрахункова температура мастила

$$t_i = t_n + P_1 (1 - \eta) \cdot 10^3 / (K_T \cdot A) \leq [t]_i = 70^\circ\text{C} \div 90^\circ\text{C},$$

де  $t_n$  – температура навколишнього середовища,  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ;

$K_T$  – коефіцієнт теплопередачі,  $K_T = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$A$  – площа поверхні охолодження корпусу

$$A \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,252^2 = 1,25 \text{ м}^2;$$

$$t_i = 20 + 5,3(1 - 0,84) \cdot 10^3 / (15 \cdot 1,25) = 65^\circ\text{C} < [t]_i.$$

Умова виконана.

### 4.9 Контрольні запитання

1. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть їх основні переваги та недоліки у порівнянні з іншими передачами.
2. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони різняться між собою?
3. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їхнього визначення.
4. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
5. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?
6. Чому у черв'ячній передачі є ковзання витків черв'яка по зубцях колеса? Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення швидкості ковзання.
7. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі.
8. Які причини виходу з ладу черв'ячних передач? Які види розрахунків виконують для забезпечення працездатності черв'ячної передачі?
9. Які сили діють у зачепленні черв'ячної передачі. Запишіть формули для їх визначення.
10. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення ККД черв'ячної передачі у разі передавання обертального руху від черв'яка до колеса і навпаки.
11. Чому для черв'ячних передач передбачають тепловий розрахунок? У чому полягає суть цього розрахунку?
12. У чому полягає суть розрахунку черв'яка на жорсткість?
13. У чому полягає суть розрахунків зубців черв'ячного колеса на контактну втому, контактну міцність та за напруженнями згину?
14. Чим відрізняється глобоїдна черв'ячна передача від циліндричної? Чому вона має більшу несучу здатність?

## 5 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 5.1 Загальні відомості

Пасова передача (рис. 5.1) складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів і приводного паса 3 замкнутої форми, який охоплює шківви. Навантаження передається силою тертя, які виникають між шківвами і пасом. Основне призначення – передача механічної енергії від двигуна до виконуючого механізму, як правило, з пониженням частоти обертання.

Пасові передачі застосовуються в машинобудуванні уже давно і їх використовують в основному в тих випадках, коли вали розташовані на значній відстані [23, 30, 35-37].

Переваги:

- можливість передачі енергії на значні відстані;
- простота конструкції;
- низька вартість;
- відсутність системи змащування;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість працювати з великими швидкостями;
- захист механізмів від різких коливань навантаження і ударів;
- захист від перевантаження внаслідок проковзування паса по шківву.

Недоліки:

- великі габарити;
- низька довговічність при значних швидкостях передачі;
- необхідність захисту паса від попадання активних речовин (мастила, кислот тощо);
- старіння паса в період експлуатації передачі;
- передаточне відношення не є сталим.

### 5.2 Класифікація пасових передач

Сучасні конструкції пасових передач можна класифікувати за наступними ознаками: за формою поперечного перерізу паса; за принципом роботи; за розміщенням валів у просторі.

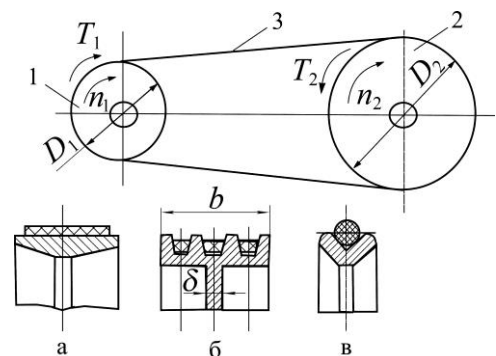
За формою поперечного перерізу паса розрізняють: плоскпасову, клинопасову, поліклинову, круглпасову, зубчасту передачі (рис. 5.1).

За принципом роботи розрізняють передачі тертям (найбільш поширені) і зчепленням (зубчасті пасові передачі) (рис. 5.1, рис. 5.10).

За розміщенням валів у просторі розрізняють: відкриті, багатшківні, із натяжним роликом, перехресні, напівперехресні (рис. 5.9).

### 5.3 Особливості застосування

В сучасному машинобудуванні найпоширенішими є клинопасові передачі. Плоско-



а – плоскпасова; б – поліклинова; в – круглпасова

Рис. 5.1. Схеми пасових передач

пасові передачі застосовуються рідко; плоскі паси з нових пластмасових матеріалів використовуються для швидкохідних механізмів. Круглопасові передачі використовуються для машин з незначними потужностями (прилади, побутові машини). Зубчасті передачі застосовуються в машинах і механізмах з великими швидкостями і при умові відсутності проковзування.

**Способи натягування пасових передач.** Однією з важливих умов стійкої роботи пасових передач є необхідність натягу паса. На практиці натяг виконується наступними засобами: пружним розтягом паса; спеціальним роликом; автоматичним пристроєм; переміщенням одного шківа відносно другого.

**Способи з'єднання пасів.** Клинові, зубчасті, поліклинові і швидкохідні плоскі паси виготовляють замкнутими. Плоскі паси, як правило, виготовляють у вигляді стрічок; їх кінці з'єднують за допомогою клею, зшивають або з'єднують металевими скобами; руйнування таких пасів проходить звичайно по контактному шву.

#### 5.4 Конструкції і матеріали пасів

Приводні паси повинні мати високу тягову здатність, значну міцність, особливо при динамічних навантаженнях; стійкість проти спрацювання та довговічність; значний коефіцієнт тертя; мінімальну жорсткість на згин; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низьку вартість. В сучасних конструкціях пасів міцність забезпечує прошарок зі спеціального матеріалу високої міцності, а коефіцієнт тертя забезпечується наявністю спеціальних накладок.

Плоскі паси (рис. 5.1, а) відрізняються значною гнучкістю внаслідок малого відношення товщини паса до його ширини. Бувають гумотканинні, бавовняні суцільнотканні, шкіряні, шерстяні та паси із спеціальних синтетичних матеріалів. Шкіряні і шерстяні паси використовуються обмежено через велику вартість. Гумотканинні паси виготовляються із кількох шарів прогумованої тканини і потім вулканізовані; бавовняні паси складаються із декількох шарів тканини (бельтінга), між якими розміщені гумові прошарки.

Найбільш перспективні паси виготовляють із нових синтетичних матеріалів; носійний прошарок виконується із поліаміду або поліефіру, фрикційний шар – із поліаміду або гуми. Такі паси виготовляють замкнутими і використовують при швидкостях 30 м/с і більше.

Клинові паси (рис. 5.1, б) мають, як правило, трапецієвидний переріз і завдяки клиновому ефекту відрізняються значним зчепленням зі шківами (втричі більше ніж плоскі паси). Завдяки великій висоті перерізу у них виникають значні напруження при згині паса на шківі. Ці напруження викликають утомне руйнування пасів.

Клинові паси виготовляють трьох типів: нормального перерізу, вузькі та широкі (для варіаторів). Найпоширенішими є вузькі паси, які звичайно використовують по декілька у одному комплекті (рис. 5.1, б); це дозволяє зменшити діаметральні розміри передачі (кількість пасів в комплекті може бути від двох до восьми в залежності від навантаження).

Клинові паси виготовляють кордтканинні (складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини і шару обгорткової прогумованої тканини) і кордшнурові (складаються з кількох шарів гумованої кордтканини і шару кордшнура).

Круглі паси (рис. 5.1, в) мають низьку тримкість і застосовують для передачі невеликих потужностей (прилади, побутова техніка). Вони виготовляються шкіряними,



гумотканинними, бавовняними, але найчастіше гумовими (з діаметром від 3 до 12 мм) або поліамідними.

Поліклинові паси (рис. 5.2) виконуються замкнутими з робочими ребрами на нижньому боці. Вони мають гнучкість плоских пасів і підвищене зчеплення зі шківом як у клинових пасів. Виготовляються кордтканинними (мають незначний модуль пружності і стійко працюють при ударних навантаженнях) і кордтканинними з поліефірним кордом 1 і гумовим шаром розтягування 2 (рис. 5.2).

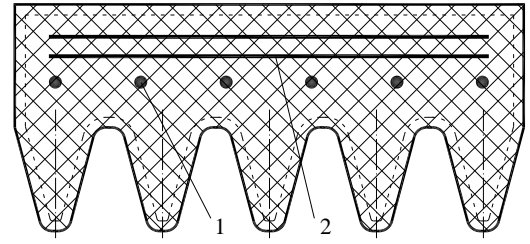


Рис. 5.2. Переріз поліклинового паса

### 5.5 Основи розрахунку пасових передач

Теоретичні основи розрахунку загальні для всіх типів пасових передач. Основними критеріями працездатності пасових передач є такі: **тягова здатність**, яка визначається силою тертя між пасом і шківом; **довговічність** паса, яка визначається за умови знаходження часу до руйнування паса від втоми.

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок по тяговій здатності. Довговічність паса урахується при визначенні основних параметрів передачі відповідно до рекомендацій інженерної практики.

**5.5.1. Геометрія і кінематика пасових передач.** Основними геометричними параметрами пасової передачі є довжина паса  $\ell$  (рис. 5.3), відстань між осями  $a$ , кути обхвату пасом ведучого  $\alpha_1$  і веденого  $\alpha_2$  шківів, кут  $\beta$  між дотичними до кіл  $D_1$  і  $D_2$ , ведуча  $S_1$  та  $S_2$  ведена вітки паса.

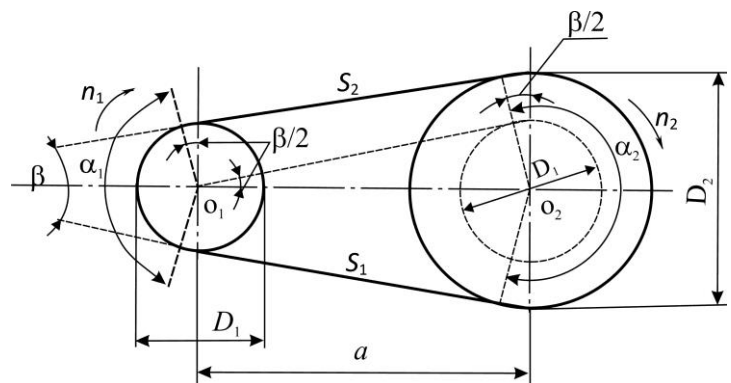


Рис. 5.3. Геометрія пасової передачі

Кут обхвату пасом ведучого шківів

$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta;$$

$$\sin(\beta/2) = (D_2 - D_1)/(2a).$$

На практиці  $\beta/2$  не перевищує  $15^\circ$ , тому можна прийняти значення синуса рівним аргументу

$$\beta \approx (D_2 - D_1)/a \text{ (в градусах)} \approx 57,3(D_2 - D_1)/a; \quad (5.1)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3(D_2 - D_1)/a. \quad (5.2)$$

Довжина паса

$$\ell \approx 2a + 0,5\pi(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2/4a. \quad (5.3)$$

Якщо довжина паса задана, то міжцентрова відстань

$$a = \frac{1}{8} \left( 2\ell - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2\ell - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \right). \quad (5.4)$$

**Кінематичні параметри.** Колові швидкості на шківів

$$V_1 = \pi D_1 n_1 / 60; \quad V_2 = \pi D_2 n_2 / 60, \quad (5.5)$$

де  $n_1$  і  $n_2$  – кількість обертів на шківів.

За умови пружного проковзування паси при  $V_2 < V_1$ , можна записати

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

де  $\varepsilon$  – відносне пружне ковзання, яке за умови неперервності руху паси дорівнює різниці відносного подовження ведучої  $\varepsilon_1$  і скорочення веденої  $\varepsilon_2$  віток паси.

Згідно з законом Гука вказані деформації паси виражаються через зусилля у вітках  $S_1$  та  $S_2$ , площину перерізу паси  $A$  та модуль пружності матеріалу паси  $E$ , тобто  $\varepsilon_1 = S_1/(EA)$ ,  $\varepsilon_2 = S_2/(EA)$ . Виходячи з цього відносне ковзання дорівнює  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (S_1 - S_2)/(EA)$ .

В цьому разі передаточне відношення

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 D_2}{V_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}. \quad (5.6)$$

На практиці  $\varepsilon = 0,01 \div 0,2$ , тому звичайно приймають

$$u \approx D_2/D_1. \quad (5.7)$$

**Визначення діаметра шківів.** Діаметр  $D_1$  меншого (ведучого) шківів клинопасової передачі узгоджують з державним стандартом ГОСТ20889 залежно від параметрів вибраного паси. Діаметр веденого шківів  $D_2$  для плоских і клинових пасів згідно (5.7) визначають за формулою

$$D_2 = D_1 \cdot u.$$

Остаточні розміри шківів узгоджують із стандартом.

**5.5.2. Теорія роботи пасової передачі. Силі чинники в пасі.** Попередній натяг паси забезпечує контактні тиски між пасом і шківом, тому його величина має важливе значення для стабільної роботи передачі.

На рис. 5.4 показано навантаження паси у двох випадках. У першому випадку (рис. 5.4, а) передача без навантаження ( $T_1 = 0$ ), а ведуча і ведена вітки навантажені тільки зусиллям попереднього натягу  $S_0$ . У другому випадку (рис. 5.4, б) після доклада робочого навантаження ( $T_1 > 0$ ) зусилля у вітках паси буде: на ведучій вітці зусилля збільшується і стає  $S_1$ , а на веденій зменшується і стає  $S_2$ . На рис. 5.4  $T_1$  – крутний момент на ведучому шківі.

За умовою рівноваги шківів маємо

$$T_1 = 0,5 D_1 (S_1 - S_2); \quad (5.8)$$

$$S_1 - S_2 = S_t,$$

де  $S_t = 2T_1/D_1$  – колова сила на шківі, або корисне навантаження паси.

Між величинами  $S_0$ ,  $S_1$  і  $S_2$  існують наступні залежності.

$$S_1 = S_0 + 0,5 S_t; \quad S_2 = S_0 - 0,5 S_t. \quad (5.9)$$

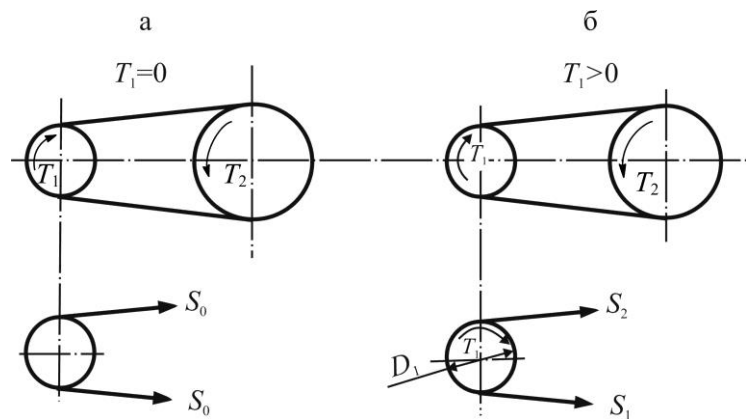


Рис. 5.4. Навантаження у витках паси

Співвідношення сил натягів  $S_1$  ведучої та  $S_2$  веденої віток (без урахування дії відцентрових сил) визначають за рівнянням Ейлера [30, 35, 37 тощо].

На рис. 5.5 показана схема навантаження відрізка паса, який знаходиться на шківі і обмежений центральним кутом  $d\varphi$ . Позначення наступні:  $S$  – значення натягу паса в перерізі, положення якого визначає кут  $\varphi$ ;  $dR$  – нормальна реакція шківя на елемент паса, обмежений кутом  $d\varphi$ ;  $fdR$  – елементарна сила тертя ( $f$  – коефіцієнт тертя між пасом та шківом);  $S + dS$  – натяг паса в перерізі з координатою  $\varphi + d\varphi$ .

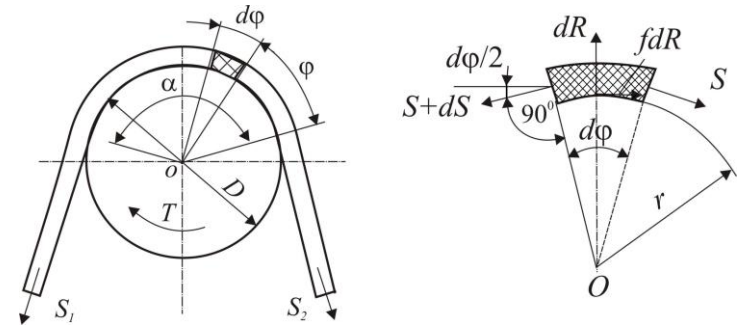


Рис. 5.5. До визначення співвідношення між зусиллями у вітках паса

За умовою рівноваги даного відрізка паса сума моментів буде

$$rS + rfdR - r(S + dS) = 0. \quad (5.10)$$

При  $fdR = dS$  сума проекцій буде

$$dR - S \sin(d\varphi/2) - (S + dS) \sin(d\varphi/2) = 0. \quad (5.11)$$

За умови  $dS \sin(d\varphi/2) = 0$  та  $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ , отримують

$$dR = S d\varphi. \quad (5.12)$$

Підстановка (5.12) у (5.11) дає

$$dS/S = fd\varphi, \quad (5.13)$$

після інтегрування якого

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^\alpha f d\varphi \quad (5.14)$$

отримують

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha}, \quad (5.15)$$

де  $e$  – основа натурального логарифма;

$\alpha$  – дуга обхвату пасом ведучого шківя.

Співвідношення (5.15) відоме як формула Ейлера.

Рівняння (5.9) та (5.15) дають сумісний розв'язок

$$\begin{cases} S_1 = S_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \\ S_2 = S_t / (e^{f\alpha} - 1); \\ S_0 = 0,5 S_t \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \end{cases} \quad (5.16)$$

Співвідношення (5.16) визначають зв'язок сил натягу віток передачі з навантаженням  $S$  і чинниками тертя  $f$  і  $\alpha$ . Вони також дозволяють знайти мінімально необхідний попередній натяг паса  $S_0$ , при якому можлива передача навантаження  $S_t$ .

Якщо

$$S_0 < 0,5 S_t \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right),$$

то маємо пробуксовку паса.

Формула (5.16) дозволяє зробити висновок, що збільшення чинників  $f$  і  $\alpha$  позитивно впливає на стійкість роботи пасової передачі. Таке положення використовується в конструкціях клинопасової передачі (за рахунок підвищення коефіцієнта тертя шляхом притискання паса в канавках шківа) і в передачах з роликом натягу (за рахунок збільшення кута обхвату шківа).

Рух паса на шківі обумовлює появу відцентрових сил, які додатково навантажують пас, ослаблюють притиск паса до шківа і негативно впливають на тягову здатність передачі.

Величина натягу паса від дії відцентрових сил буде

$$S_v = \rho A V^2,$$

де  $\rho$  – густина матеріалу паса;  
 $A$  – площа поперечного перерізу паса;  
 $V$  – швидкість паса.

Як показують розрахунки і багаторічна практика [30, 35, 37 тощо], вплив відцентрових сил на працездатність пасових передач позначається тільки при швидкостях  $V > 20$  м/с.

**Навантаження на вали та опори.** Сили натягу віток паса (за винятком  $S_v$ ) передаються на вали і опори (рис. 5.6). Рівнодійне навантаження на вал

$$S_r = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta} \approx 2S_0 \cos(\beta/2). \quad (5.17)$$

Зазвичай  $S_r$  в 2÷3 рази більше колової сили  $S_t$ ; це один із недоліків пасової передачі (в зубчастій передачі  $S_r \approx S_1$ ).

**Напруження в пасах.** Якщо вітки паса навантажені тільки зусиллям попереднього натягу  $S_0$ , то в поперечному перерізі площею  $A$  напруження буде  $\sigma_0 = S_0/A$ .

Найбільше напруження буде у перерізі ведучої вітки паса. Враховуючи формулу (5.9), напруження у поперечних перерізах ведучої та веденої віток можна подати у вигляді.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{S_0}{A} + \frac{0,5S_t}{A} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t; \\ \sigma_2 &= \frac{S_0}{A} - \frac{0,5S_t}{A} = \sigma_0 - 0,5\sigma_t, \end{aligned} \quad (5.18)$$

де  $\sigma_t = S_t/A$  – напруження у пасі від робочого навантаження (воно ще називається корисним напруженням у пасі).

Згідно з формулою (5.8) корисне напруження можна подати як

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2,$$

тобто як різницю напружень ведучої і веденої віток.

В тій частині паса, яка огинає шків, виникають напруження згину

$$\sigma_{\text{сг}} = E\delta/D, \quad (5.19)$$

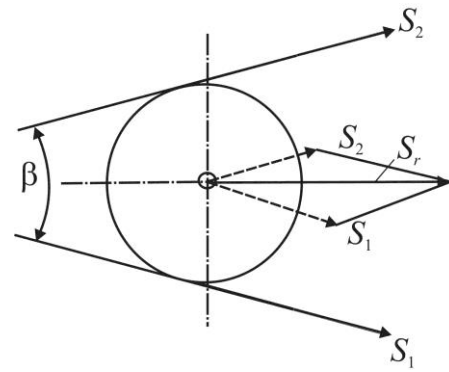


Рис. 5.6. До розрахунку навантаження на вал

де  $\delta$  – товщина паса;  
 $D$  – діаметр шківів.

З формули (5.19) видно, що основним чинником, який визначає напруження згину є відношення товщини паса до діаметра шківів; чим більше це відношення, тим більше напруження в перерізі паса.

На рис. 5.7 показана еюра розподілу напружень по довжині паса, з еюри видно, що максимальне напруження має місце у ведучій вітці в тому перерізі, який набігає на менший ведучий шків

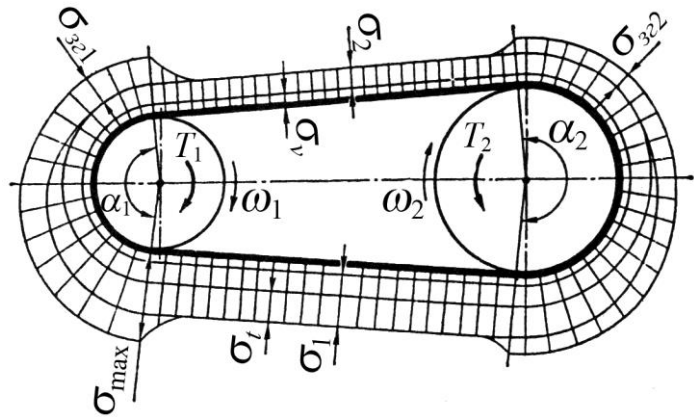


Рис. 5.7. Еюра розподілу напружень по довжині паса

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\zeta a}, \quad (5.20)$$

де  $\sigma_v$  – напруження від дії відцентрових сил.

Мінімальне напруження виникає у перерізах веденої вітки паса

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v.$$

**5.5.3. Тягова здатність передачі. Коефіцієнт тяги. Криві ковзання.** Тягову здатність передачі (міцність зчеплення паса зі шківом) звичайно оцінюють **коефіцієнтом тяги**, тобто відношенням корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі

$$\varphi = \frac{S_t}{S_1 + S_2} = \frac{S_t}{2S_0}; \quad \varphi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (5.21)$$

Коефіцієнт тяги  $\varphi$  дозволяє знайти ту частину попереднього натягу паса  $S_0$ , яка використовується для передачі навантаження  $S_t$ ; тобто він характеризує ступінь завантаженості передачі. Навантажувальну здатність можна підвищити використанням більш міцних пасів (капронові, поліефірні тощо) або збільшенням коефіцієнта тертя між пасом і шківом меншого діаметру.

Для збільшення високої тягової здатності пасових передач рекомендують великі кути обхвату ( $\alpha \geq 150^\circ$ ).

Відносно ковзання паса і ККД (коефіцієнт корисної дії  $\eta$ ) тісно пов'язані зі ступенем завантаженості передачі. На рис. 5.8 показана крива ковзання та залежність ККД від коефіцієнта тяги в координатах: відносно ковзання  $\varepsilon$  – коефіцієнт тяги  $\varphi$ .

На початковому відрізку кривої ковзання від 0 до

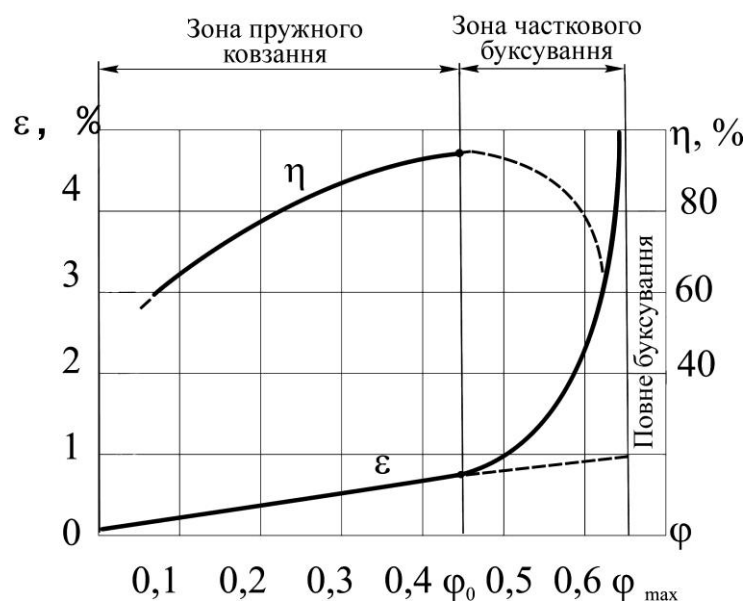


Рис. 5.8. Крива ковзання та залежність ККД від коефіцієнта тяги

$\varphi_0$  спостерігається зона пружного ковзання паса, що супроводжується ростом ККД. Подальше збільшення навантаження приводить до часткового буксування паса; на відрізку  $\varphi_0 - \varphi_{\max}$  спостерігається пружне ковзання і буксування паса; при  $\varphi_0 > \varphi_{\max}$  – повне буксування паса на шківах.

Робоче навантаження рекомендують вибирати на початковому відрізку кривої ковзання близьким до критичного значення коефіцієнта тяги  $\varphi_0$ ; в цьому випадку спостерігається також максимальне значення ККД пасової передачі.

При оптимальних умовах експлуатації для клинопасової передачі  $\eta = 0,92 \div 0,97$ ; для плоскопасової –  $\eta = 0,97 \div 0,98$ .

**Розрахунок пасових передач за корисним напруженням.** Із співвідношення (5.21) знаходять допустиме значення корисного напруження (коефіцієнт тяги  $\varphi$  знаходять по кривій ковзання (рис. 5.8)) у вигляді

$$[\sigma]_{t0} = 2\varphi_0\sigma_0/S', \quad (5.22)$$

де  $S'$  – запас тягової здатності по буксуванню,  $S' = 1,2 \div 1,4$ .

Співвідношення (5.22) загальне для всіх типів пасів; на практиці воно використовується звичайно для плоскопасових передач.

**Визначення довговічності паса.** Практика експлуатації пасових передач свідчить, що паси найчастіше виходять з ладу через втомне руйнування. Для всіх типів пасів справедливе відоме рівняння кривої втоми [30, 35, 37 тощо]

$$\sigma_{\max}^m N_E = C,$$

де  $\sigma_{\max}^m$  – максимальне напруження у пасі;  
 $m$  і  $C$  – постійні, які знаходяться експериментально;  
 $N_E$  – загальне число циклів до руйнування паса.

$$N_E = \frac{3600VzL_h}{v\ell},$$

де  $z$  – число шківів у передачі;  
 $V$  – швидкість руху паса;  
 $L_h$  – ресурс паса;  
 $v$  – коефіцієнт, що враховує різну міру впливу напружень згину в пасі на меншому та більшому шківах;  
 $\ell$  – довжина паса.

На довговічність паса, крім швидкості, довжини паса та напруження від попереднього навантаження, впливає також діаметр ведучого шківа. При зменшенні діаметра шківа напруження згину зростає, зростає температура від дисипації енергії і зменшується ресурс роботи. Тому на практиці, як правило, використовують шківи більших розмірів (шківи малого діаметра мають обмежене використання).

Для розрахунку довговічності пасів використовують експериментальну інформацію у вигляді кривих ковзання (рис. 5.8), для одержання яких потрібні довготривалі випробування. Тому такий розрахунок виконують не для всіх типів передач.

## 5.6 Плоскопасові передачі

До появи клинопасової передачі найпоширенішою була плоскопасова передача. Основні її переваги: проста конструкція; значна гнучкість паса; висока довговічність

особливо для нових типів пасів на основі синтетичних матеріалів. В практиці відома значна кількість плоскопасових передач. На рис. 5.9 показані найбільш типові схеми:

- відкрита передача (рис. 5.9, а), використовується при паралельному розміщенні валів;
- перехресна передача (рис. 5.9, б), в якій вітки паса перехрещуються;
- напівперехресна передача (рис. 5.9, в);
- кутова передача (рис. 5.9, г), в якій вісі валів пересікаються під деяким кутом;
- регульована передача (рис. 5.9, д) зі шківками різного діаметра;
- передача з натяжним роликком (рис. 5.9, є), яка використовується при малих міжцентрових відстанях.

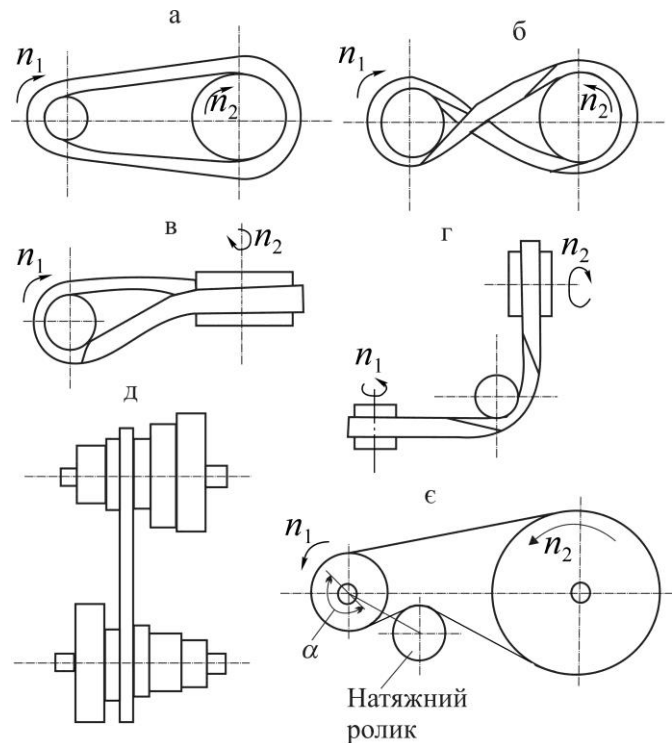


Рис. 5.9. Плоскопасові передачі

Плоскопасові передачі розраховують по тяговій здатності паса з використанням кривих ковзання. Допустима колова питома сила

$$[p] = \frac{p_0 C_1 C_2}{C_3},$$

де  $p_0$  – колова сила, яку передає одиниця ширини паса,  $p_0 = S_0/b$  ( $b$  – ширина паса);  $C_1, C_2, C_3$  – коефіцієнти, що враховують вплив обхвату на малому шківі, відцентрові сили, режим роботи.

### 5.7 Зубчасті пасові передачі

Зубчасті паси виконують замкнутої форми з виступами на внутрішній поверхні, які входять в зачеплення із зубцями на шківі (рис. 5.10). Переваги передачі: незначні габарити; передача без ковзання (синхронне обертання валів); незначні сили, які передаються на вали; забезпечує великі (до того ж постійні) передаточні відношення.

Паси виготовляють із армованого металокордом або склокордом неопрену, а також поліуретану.

Основний геометричний параметр передачі – модуль

$$m = t/\pi,$$

де  $t$  – крок зубців паса.

Рекомендують такі модулі пасів: 2, 3, 4, 5, 7, 10 мм.

Число зубців меншого шківка – від 10 до 26. Між пасом і шківом рекомендують проміжки: бічний  $f = (0,25 \div 0,4)m$  і радіальний  $e = (0,25 \div 0,35)m$ .

Основний критерій розрахунку передачі – втомна міцність зубців паса.

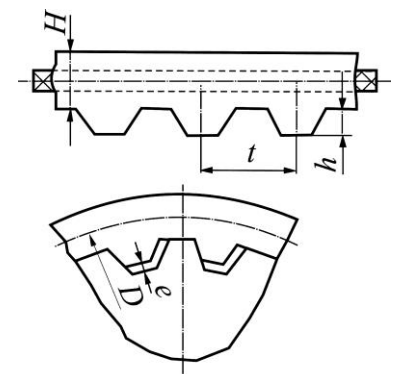


Рис. 5.10. Схема передачі із зубчастим пасом

## 5.8 Клинопасові передачі

Клинопасова передача – найпоширеніша передача в машинобудуванні і особливо в сільськогосподарських машинах і устаткуванні. На рис. 5.11, а показана розрахункова схема клинопасової передачі. Основні розміри ( $\varphi$ ,  $H$ ,  $t$ ,  $D_n$ ,  $D_p$ ,  $b$ ) стандартизовані (як і розміри клинового паса) і їх визначають з таблиць (дивись методику розрахунку).

Завдяки клиновому ефекту тягова здатність клинопасової передачі підвищується втричі. Елементарна сила тертя  $dS$  (рис. 5.11, б) буде

$$dS = dS_n f = dR f / \sin(\varphi/2),$$

де  $f / \sin(\varphi/2) = f'$  – називають приведеним коефіцієнтом тертя.

Для стандартних пасів ( $\varphi = 40^\circ$ )

$$f' = f / (\sin 20^\circ) \approx 3f.$$

При згині на шківі профіль паса деформується. Ширина паса в зоні розтягу зменшується, а в зоні стиску збільшується. При цьому кут профілю паса зменшується, а тиск  $p$  на його бокові сторони розподіляється нерівномірно (рис. 5.11, в); ресурс паса зменшується.

Форму канавки шківа виконують такою, щоб між її основою і пасом був зазор  $\Delta$  (рис. 5.11, а). При цьому робочими є бокові поверхні паса, а його верхня обкладка не повинна виступати за границі діаметра  $D_n$ . Якщо пас буде виступати за границі діаметра, то кінці канавок будуть руйнувати пас.

Клинопасові передачі рекомендують застосовувати при передаточних числах  $u < 7$ , малих міжосьових відстанях, не тільки при горизонтальному, але і при вертикальному розташуванні осей валів. Промисловість випускає клинові паси трьох типів: нормального, вузького і широкого перерізу. Паси нормального перерізу найбільш поширені в машинобудуванні, їх виготовляють семи різноманітних по розмірах профілів: О; А; Б; У ( $V$  до 25 м/с) і Г; Д; Е ( $V$  до 30 м/с). Кут профілю  $\varphi = 40^\circ$ . У порядку позначення перерізів тягова спроможність пасів зростає при однаковій кутовій швидкості обертання малого шківа.

Конструкція клинового паса (рис. 5.12) повинна мати достатню гнучкість і в той же час значну поздовжню і поперечну жорсткість. Позначення окремих елементів клинопасових передач:

$D_1$  – діаметр ведучого (малого) шківа;

$D_2$  – діаметр веденого шківа;

$\alpha_1$  – кут обхвату пасом ведучого шківа;

$\alpha_2$  – кут обхвату пасом веденого шківа;

$\beta$  – кут між вітками паса;

$a$  – міжосьова відстань;

$u$  – передаточне відношення;

$\varepsilon$  – коефіцієнт проковзування;

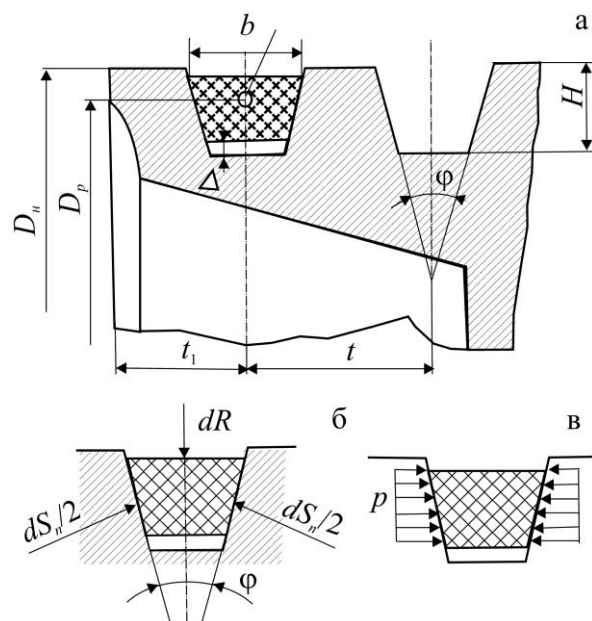


Рис. 5.11. Розрахункова схема пасової передачі



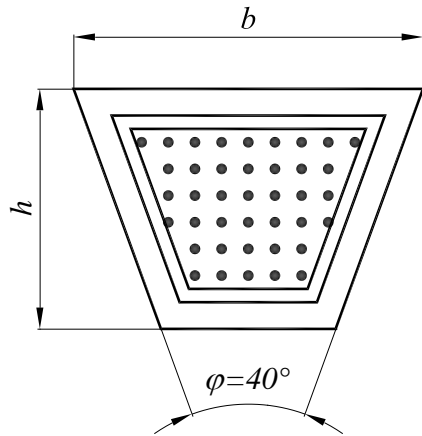


Рис. 5.12. До розрахунку клинопасової передачі

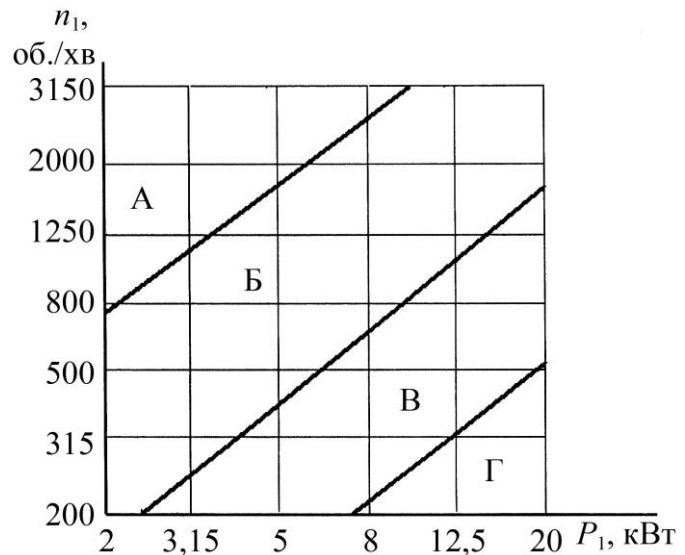


Рис. 5.13. Номограма для вибору клинових пасів

$S_t$  – колова сила;  
 $S_0$  – попереднє навантаження;  
 $S_1$  – сила на ведучій вітці;  
 $S_2$  – сила на веденій вітці;  
 $T$  – крутний момент;  
 $f$  – коефіцієнт тертя;  
 $V$  – швидкість паси;  
 $A$  – площа поперечного перерізу паси;  
 $b$  – ширина паси;  
 $h$  – висота перерізу паси;  
 $H$  – висота канавки шківа;  
 $Z$  – число шківів.

#### 5.8.1. Методика розрахунку клинопасової передачі.

1. Вибираємо переріз паси. Переріз паси вибирають за графіком рис. 5.13. При цьому клинові паси нормального перерізу О застосовують тільки для передач потужністю до 2 кВт.

2. Визначаємо мінімально допустимий діаметр ведучого шківа  $D_{1min}$  по табл. 5.2 у залежності від крутного моменту на валу двигуна  $T$  і обраного перерізу паси.

3. Задаємося розрахунковим діаметром ведучого шківа  $D_1$ . З метою підвищення терміну служби пасів рекомендується застосовувати ведучі шківи з діаметром  $D_1$  на 1÷2 порядки вище  $D_{1min}$  із стандартного ряду табл. 5.1.

4. Визначаємо діаметр веденого шківа  $D_2$ :

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon),$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт ковзання.

Отримане значення  $D_2$  округлюємо до найближчого стандартного значення.

5. Визначаємо фактичне передаточне відношення  $u_\phi$  і перевіряємо його відхилення  $\Delta u$  від заданого  $u$ :

$$u_\phi = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

6. Визначаємо попереднє значення міжосьової відстані:

$$a \geq 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h,$$

де  $h$  – висота перерізу клинового паса (табл. 5.5).

7. Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$\ell = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}.$$

Значення  $\ell$  округлюємо до найближчого стандартного значення за табл. 5.5.

8. Уточнюємо значення міжосьової відстані по стандартній довжині паса

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot \ell - \pi (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot \ell - \pi (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\}.$$

При монтажі передачі необхідно забезпечити можливість зменшення міжосьової відстані на  $0,01\ell$  для того, щоб полегшити натяг паса на шків; для збільшення натягу паса необхідно передбачити збільшення міжосьової відстані на  $0,025\ell$ .

9. Визначаємо кут обхвату пасом ведучого шківа:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1) / a.$$

Кут  $\alpha_1$  повинен бути  $>120^\circ$ .

10. Визначаємо швидкість паса  $V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [V]$ ,

де  $D_1$  і  $n_1$  – відповідно діаметр ведучого шківа і його частота обертання;

$[V]$  – допустима швидкість, для клинових пасів  $[V] = 25$  м/с.

11. Визначаємо частоту пробігів паса

$$U = \frac{V}{\ell} \leq [U],$$

де  $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$  – допустима частота пробігів.

Умова  $U < [U]$  виражає довговічність паса, і її дотримання гарантує термін служби –  $1000 \div 5000$  годин.

12. Визначаємо допустиму потужність, яка передається одним пасом

$$[P] = [P]_0 \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

де  $[P]_0$  – допустима приведена потужність, яка передається одним пасом, що вибирається по табл. 5.6;

$C_p$  – коефіцієнт динамічності навантаження і тривалості роботи, табл. 5.4;

$C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату  $\alpha_1$  на ведучому шківі, табл. 5.3;

$C_l$  – коефіцієнт впливу відношення розрахункової довжини паса  $\ell_p$  до базового значення  $\ell_0$ , табл. 5.7;

$C_z$  – коефіцієнт числа пасів у передачі, табл. 5.8.

13. Визначаємо кількість клинових пасів

$$z = P_{nom} / [P],$$

де  $P_{nom}$  – номінальна потужність двигуна.

При проектуванні передач рекомендується приймати число пасів  $z < 5$  через їхню неоднакову довжину і нерівномірність навантаження. Якщо кількість пасів за розрахунком перевищує допустиме число, тоді варто збільшити діаметр ведучого шківа або прийняти більший переріз паса.

14. Визначаємо сили:

- попереднього натягу одного клинового паса  $S_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{н}} \cdot C_1}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}$ ;
- колової сили  $S_t = P_{\text{ном}}/V$ ;
- натяг ведучої вітки одного клинового паса  $S_1 = S_0 + S_t/2z$ ;
- натяг веденої вітки одного клинового паса  $S_2 = S_0 - S_t/2z$ ;
- сили тиску на вал  $S_{\text{т}} = 2S_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2)$ .

15. Перевірний розрахунок. Перевіряємо міцність паса за максимальними напруженнями у перерізі ведучої вітки згідно формули

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{сг}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

де  $\sigma_1$  – напруження розтягу

$$\sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{S_t}{2z \cdot A};$$

$\sigma_{\text{сг}}$  – напруження згину

$$\sigma_{\text{сг}} = \frac{h}{D_1};$$

$E = 80 \div 100$  МПа – модуль повздовжньої пружності при згині для прогумованих пасів;

$h$  – висота поперечного перерізу паса, табл. 5.5;

$\sigma_v$  – напруження від відцентрових сил

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2;$$

$\rho$  – густина матеріалу клинового паса ( $1250 \div 1400$  кг/м<sup>3</sup>);

$[\sigma]_p = 10$  МПа – допустиме напруження розтягу для клинових пасів.

Якщо  $\sigma_{\text{max}} > [\sigma]_p$ , тоді варто збільшити діаметр  $D_1$  ведучого шківа або прийняти більший переріз паса і повторити розрахунок передачі.

**5.8.2. Приклад розрахунку.** Розрахувати передачу клиновим пасом, який встановлено в системі приводу від двигуна до стрічкового конвеєра: потужність, яка передається  $P_1 = 8$  кВт, частота обертання ведучого шківа  $n_1 = 1240$  хв.<sup>-1</sup>, передаточне відношення  $u = 3,5$ .

Розв'язання.

1. За графіком рис. 5.13 вибираємо переріз паса типу Б.

2. Визначаємо крутний момент на ведучому шківі

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega} = \frac{30P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 8000}{\pi \cdot 1240} = 61,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Визначаємо мінімально допустимий діаметр ведучого шківа  $D_{1\text{min}} = 125$  мм за табл. 5.1 у залежності від крутного моменту на валі двигуна  $T$  і обраного перерізу паса Б.

4. Відповідно до рекомендацій, задаємося розрахунковим діаметром ведучого шківа  $D_1 = 160$  мм (табл. 5.2).

5. Визначаємо діаметр веденого шківа  $D_2$

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,015) = 552 \text{ мм}.$$

Таблиця 5.1. Вибір перерізу пасів і мінімально допустимого діаметра ведучого шків

Позначення перерізу паса	Нормального перерізу			Вузького перерізу		
	О	А	Б	УО	УА	УБ
Крутний момент, Н·м	<30	15÷60	50÷150	<150	90÷400	300÷2000
$D_{1min}$ , мм	63	90	125	63	90	140

Таблиця 5.2. Стандартний ряд діаметра  $D$  шківів

Стандартний ряд діаметра $D$ шківів, мм:
40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280,
315, 355, 400, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

Отримане значення  $D_2$  округлюємо до найближчого стандартного значення. Діаметр веденого шківів  $D_2 = 560$  мм (табл. 5.2).

6. Визначаємо фактичне передаточне відношення  $u_\phi$  і перевіряємо його відхилення  $\Delta u$  від заданого  $u$

$$u_\phi = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{560}{160 \cdot (1 - 0,015)} = 3,55;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} = \frac{3,55 - 3,5}{3,5} = 1,4\% < 3\%.$$

7. Визначаємо попереднє значення міжосьової відстані

$$a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h = 0,55(160 + 560) + 10,5 = 406,5 \text{ мм}.$$

8. Визначаємо розрахункову довжину паса

$$\ell = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 406,5 + \frac{\pi}{2} (560 + 160) + \frac{(560 - 160)^2}{4 \cdot 406,5} = 2042 \text{ мм}.$$

Значення  $\ell$  округлюємо до найближчого стандартного значення за табл. 5.5 і табл. 5.6.

Приймаємо  $\ell = 2000$  мм.

9. Уточнюємо значення міжосьової відстані

$$a = 1/8 \left\{ 2\ell - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2\ell - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \right\} =$$

$$= 1/8 \left\{ 2 \cdot 2000 - \pi \cdot (560 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 2000 - \pi \cdot (560 + 160)]^2 - 8 \cdot (560 - 160)^2} \right\} = 383 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $a = 385$  мм.

10. Визначаємо кут обхвату пасом ведучого шківів

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{560 - 160}{385} = 121^\circ;$$

кут знаходиться у межах допустимого значення.

11. Визначаємо швидкість паса

$$V = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{n_1}{60} = \pi \cdot 0,160 \cdot \frac{1240}{60} = 10,4 \text{ м/с} < [V] = 25 \text{ м/с}.$$

12. Визначаємо частоту пробігів паса

$$U = V/\ell = 10,4/2 = 5,2 \text{ с}^{-1} < [U] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Умова  $U < [U]$  виражає довговічність паса.

13. Визначаємо допустиму потужність, яка передається одним пасом

$$[P] = [P]_0 C_p C_\alpha C_\ell C_z = 3,6 \cdot 0,9 \cdot 0,83 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 2,5 \text{ кВт},$$

де коефіцієнти вибираються за табл. 5.3, табл. 5.4, табл. 5.7, табл. 5.8 відповідно, а  $[P]_0$  – за табл. 5.6.

14. Визначаємо кількість клинових пасів:  $z = P_1/[P] = 8/2,5 \approx 3$ .

Приймаємо  $z = 3$ .

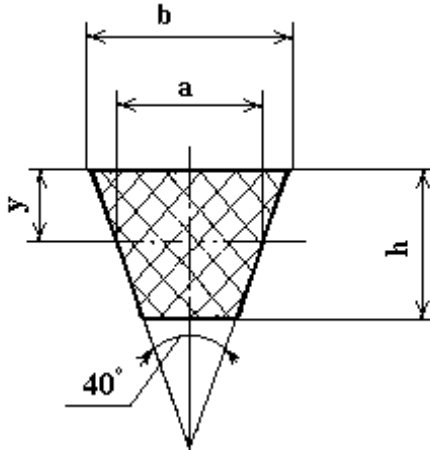
Таблиця 5.3. Коефіцієнт кута обхвату  $\alpha_1$  на ведучому шківі,  $C_\alpha$ .

Кут обхвату $\alpha_1$ , град		180	170	160	150	140	130	120
$C_\alpha$	Для плоских пасів	1	0,97	0,94	0,91	–	–	–
	Для клинових пасів	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблиця 5.4. Коефіцієнт динамічності навантаження і тривалості роботи,  $C_p$ .

Характер навантаження	Спокійне	З помірними коливаннями	зі значними коливаннями	ударне і різко нерівномірне
$C_p$	1	0,9	0,8	0,7

Таблиця 5.5. Основні параметри клинових пасів

						
Основні розміри, мм	Позначення перерізу паса					
	О	А	Б	В	Г	Д
$a$	8,5	11	14	19	27	32
$b$	10	13	17	22	32	38
$h$	6	8	10,5	13,5	19,0	23,5
$y$	2,1	2,8	4,0	4,1	6,9	8,2
Площа перерізу $A$ , мм <sup>2</sup>	47	81	138	231	472	692
Граничне значення $\ell$ , мм	400÷2500	560÷4000	800÷6300	1800÷10000	3150÷14500	4550÷18000
Маса 1 м довжини $q$ , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,30	0,60	0,90
<p>Примітка:</p> <p>1. <math>\ell</math> – розрахункова довжина паса на рівні нейтральної лінії.</p> <p>2. Стандартний ряд довжини паса: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.</p>						

Таблиця 5.6. Допустима приведена потужність, яка передається одним пасом,  $[P]_0$ .

Переріз паса (довжина $\ell$ , мм)	$D_1$ , мм	Переда- точне чи- сло $u$	Частота обертання $n_1$ , об/хв						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		$\geq 3$	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		$\geq 3$	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		$\geq 3$	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		$\geq 3$	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		$\geq 3$	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		$\geq 3$	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		$\geq 3$	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		$\geq 3$	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19
Б (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		$\geq 3$	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		$\geq 3$	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80
		$\geq 3$	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
	280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		$\geq 3$	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80
В (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97	—	—
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23	—	—
		$\geq 3$	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49	—	—
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47	—	—
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84	—	—
		$\geq 3$	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22	—	—
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10	—	—
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59	—	—
		$\geq 3$	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09	—	—
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	—	—	—
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	—	—	—
		$\geq 3$	9,34	15,72	17,35	18,91	—	—	—
Г (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	—	—	—
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	—	—	—
		$\geq 3$	13,04	21,04	22,86	24,16	—	—	—
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	—	—	—	—
		1,5	20,93	32,65	34,30	—	—	—	—
		$\geq 3$	21,59	33,68	35,38	—	—	—	—
	710	1,2	27,23	39,44	38,90	—	—	—	—
		1,5	28,12	40,73	40,17	—	—	—	—
		$\geq 3$	29,01	42,02	41,44	—	—	—	—
Д (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	—	—	—	—
		1,5	24,85	32,65	34,30	—	—	—	—
		$\geq 3$	25,64	33,68	35,38	—	—	—	—
	710	1,2	34,05	39,44	38,90	—	—	—	—
		1,5	35,17	40,73	40,17	—	—	—	—
		$\geq 3$	36,28	42,02	41,44	—	—	—	—

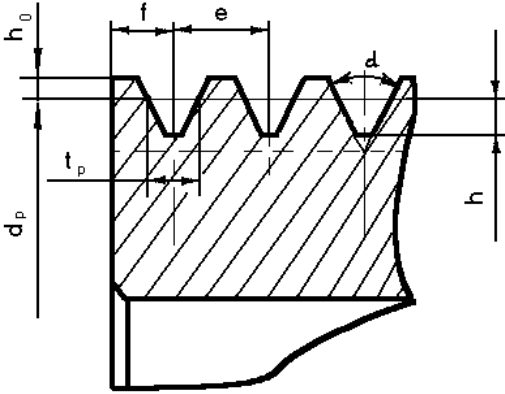
Таблиця 5.7. Коефіцієнт  $C_\ell$  впливу відношення розрахункової довжини паса  $\ell_p$  до базового  $\ell_0$ .

Довжина $\ell$ , мм	Позначення перерізу паса					
	О	А	Б	В	Г	Д
400	0,79	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–
1000	0,95	0,90	0,85	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–
1500	1,03	0,98	0,92	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–
4750	–	–	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	–	–	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	–	–	–	1,16	1,05	1,01
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05
10000	–	–	–	1,23	1,11	1,07

Таблиця 5.8. Коефіцієнт числа пасів у передачі,  $C_z$ .

Число пасів	2 – 3	4 – 6	більше 6
$C_z$	0,95	0,90	0,85

Таблиця 5.9. Розміри канавок шківів клинопасових передач (по ГОСТ 20889-80).

								
Пас		Розміри канавок				Кути профілю канавок		
Переріз	$t_p$ , мм	$h$ , мм	$h_0$ , мм	$f$ , мм	$e$ , мм	34°	36°	38°
						$D_p$ , мм		
О	8,5	7,0	2,5	8,0	12,0	63-71	80-100	112-160
А	11,0	8,7	3,3	10,0	15,0	90-112	125-160	180-400
Б	14,0	10,8	4,2	12,5	19,0	125-160	180-224	250-500
В	19,0	14,3	5,7	17,0	25,5	200-315	200-315	355-630
Г	27,0	19,9	8,1	24,0	37,0	–	315-450	500-900
Д	32,0	23,4	9,6	29,0	41,5	–	500-560	630-1120
УО	8,5	10,0	2,5	8,0	12,0	63-80	–	≥80
УА	11	13,0	3,0	10,0	15,0	90-118	–	≥118
УБ	14	17,0	4,0	12,5	19,0	140-190	–	≥190

15. Визначаємо сили:

- попереднього натягу одного клинового паса

$$S_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_1}{z \cdot V \cdot C_a \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 8 \cdot 0,97}{3 \cdot 10,4 \cdot 0,83 \cdot 0,9} = 283 \text{ Н};$$

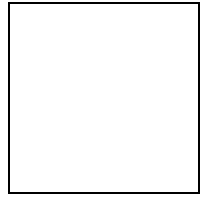
- колові

$$S_t = P_1 / V = 8000 / 10,4 = 769 \text{ Н};$$

- натягу ведучої вітки одного клинового паса

$$S_1 = S_0 + S_t / 2z = 283 + 769 / 2 \cdot 3 = 411 \text{ Н};$$

- натягу веденої вітки одного клинового паса



- тиску на вал

$$S_{on} = 2S_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 283 \cdot 3 \cdot \sin(121^\circ / 2) = 1471 \text{ Н}.$$

#### 16. Перевірний розрахунок.

Перевіряємо міцність одного клинового паса за максимальними напруженнями у перерізі ведучої вітки  $\sigma_{\max}$ :

- напруження розтягу

$$\sigma_1 = S_0 / A + S_t / (2z \cdot A) = 283 / 138 + 769 / (2 \cdot 3 \cdot 138) = 3 \text{ МПа};$$

- напруження згину

$$\sigma_{\sigma a} = E_u h / D_1 = 90 \cdot 10,5 / 160 = 6,1 \text{ МПа};$$

- напруження від відцентрових сил

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 = 1300 \cdot 10,4^2 \cdot 10^{-6} = 0,14 \text{ МПа};$$

- максимальне напруження у перерізі ведучої вітки

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\sigma a} + \sigma_v = 3 + 6,1 + 0,14 = 9,24 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 10 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

#### 17. Конструктивний розрахунок.

- Шків виконуємо з чавуна СЧ15.

- Ширина вінця шківів

$$B = (z - 1)e + 2f = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ мм}.$$

Товщина ободу:  $\delta = 8 \text{ мм}.$

Товщина диска  $a = (1,2 \div 1,3) \delta = (1,2 \div 1,3) 8 = 10 \text{ мм}.$

Канавки шківів клинопасових передач беруть згідно табл. 5.9.

### 5.9 Контрольні запитання

1. Наведіть переваги і недоліки пасових передач порівняно з іншими типами передач.
2. Переваги і недоліки окремих типів пасів.
3. Наведіть класифікацію пасових передач.
4. Які матеріали використовуються для виготовлення пасів?
5. Для чого роблять попередній натяг пасів?
6. Поясніть механізм пружного ковзання пасів.
7. Які напруження виникають у пасі при його роботі?
8. Поясніть побудову кривих ковзання.
9. Що таке тягова здатність паса?



10. Як визначити тиск пасів на вали?
11. Як розрахувати паси на довговічність?
12. Який порядок розрахунку пасів?

## 6 ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

### 6.1 Загальні відомості та класифікація

Фрикційною передачею називають таку, робота якої основана на використанні сил тертя  $F_s$ , що виникають в місті контакту двох тіл обертання (котків, роликів та ін.) під дією відповідної сили притискання  $F_n$ , напрямленої в циліндричних передачах по радіусу уздовж лінії центрів (рис. 6.1, а,б), а в конічних – уздовж вісей ведучого та веденого валів [23, 30, 35-37].

Умовою працездатності фрикційної передачі є переважання сил тертя між котками над коловою силою  $F_t$

$$F_s > F_t, \quad (6.1)$$

де  $F_s = F_n \cdot f$ ;

$F_n$  – сила притискання котків;

$f$  – коефіцієнт тертя, значення його залежать від контактуючих матеріалів та змащування котків, наведені в табл. 6.1.

Якщо сила притискання котків недостатня і не виконується умова (6.1), то між котками виникає проковзування – **буксування**, що порушує нормальну роботу передачі.

Таблиця 6.1. Допустимі контактні напруження  $[\sigma]_H$ , питомі навантаження  $[q]$  та коефіцієнти тертя для деяких фрикційних пар.

Матеріал котків	Умови роботи	Коефіцієнт тертя $f$	$[\sigma]_H$ , МПа	$[q]$ , Н/мм
Сталь-сталь	Із мастилом	0,05*	(2,5-3,0)HB	–
Чавун-чавун	-«-	0,05	$1,5\sigma_B^{**}$	–
Сталь-сталь	Без мастила	0,12-0,15	(1,2-1,5)HB	–
Текстоліт-сталь, чавун	-«-	0,20-0,25	50-100	50-80
Фібра-сталь, чавун	-«-	0,15-0,20	70	35-40
Шкіра-чавун	-«-	0,25-0,35	–	15-25
Гума-сталь, чавун	-«-	0,45-0,60	–	10-30

\* При швидкості  $V < 5$  м/с вказані значення при роботі з мастилом потрібно збільшувати в 1,3-2 рази

\*\* Для чавунних котків  $\sigma_B$  – границя міцності при згині

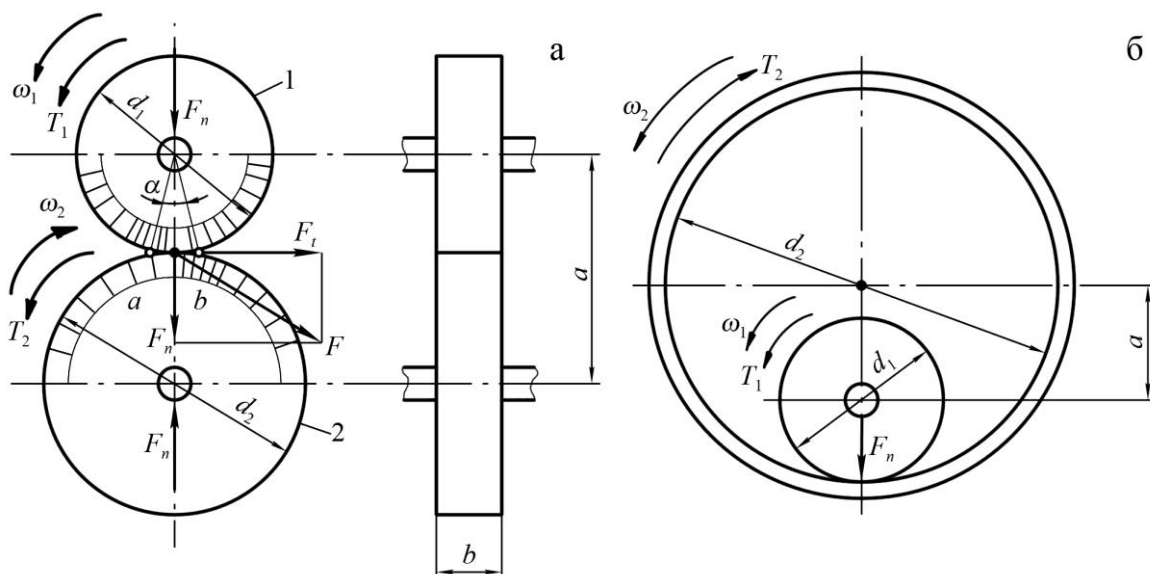


Рис. 6.1. Параметри та навантаження циліндричних фрикційних передач

**Застосування:** фрикційні передачі широко використовують для передавання обертового руху, а також для перетворення обертового руху в поступальний. Останнє застосовують у всіх наземних транспортних машинах (колесо-рейка, колесо-дорога), а також у металургії (прокатні стани, рольганги та ін.), де передача руху за допомогою тертя є основою технологічного процесу. Силіві фрикційні передачі за навантаженням, яке передається, поступаються іншим видам механічних передач. Крім того, вони не забезпечують постійного передаточного відношення через можливе буксування і тому не застосовуються у точних передаточних механізмах. Фрикційні передачі застосовують у ковальсько-пресовому обладнанні, верстатах, фрикційних лебідках, швидкохідних редукторах невеликої потужності (до 20 кВт) тощо.

Більш широко фрикційні передачі застосовують у несилових передаточних механізмах різних приладів, а також у **варіаторах** – механізмах для безступеневого регулювання кутової швидкості.

За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити велике передаточне відношення, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендується приймати  $u \leq 10$ . Щодо ККД передачі, то воно залежить від втрат на тертя в опорах та від ковзання. Втрати на тертя в опорах залежать від навантаження на вали, що, в свою чергу, визначається значенням сили притискання  $F_n$ . При постійній  $F_n$  втрати в опорах постійні, і відповідно ККД зменшується при роботі з неповним навантаженням. З огляду на складність розрахунків, значення ККД частіше оцінюють експериментально, і воно коливається в межах  $\eta = 0,90 \div 0,95$ .

Переваги фрикційних передач:

- простота та дешевизна виготовлення;
- плавність та безшумність роботи при високих швидкостях ( $V \geq 25$  м/с);
- запобігання руйнуванню деталей привода при перевантаженнях за рахунок буксування;
- змога плавного регулювання кутових швидкостей без зупинки передачі.

Недоліки фрикційних передач:

- несталість передаточного відношення через можливе проковзування котків;
- потреба застосування спеціальних натискних пристроїв;
- високі навантаження на вали та опори валів передачі через необхідність притискання котків один до одного;
- небезпека пошкодження котків при буксуванні.

**Класифікація.** Залежно від призначення фрикційні передачі поділяють на дві основні групи.

1. Нерегульовані, або з умовно постійним передаточним відношенням.
2. Передачі з мінливим передаточним відношенням – варіатори.

Вказані передачі класифікують згідно наведених на рис. 6.2 ознак.

В залежності від умов роботи фрикційні передачі поділяють на:

- відкриті (працюють без мастила);
- закриті (працюють у масляній ванні).

У відкритих передачах коефіцієнт тертя  $f$  вище, а сила притискання котків  $F_n$  менша. У закритих передачах масляна ванна забезпечує добре відведення тепла, робить ковзання більш безпечним і збільшує довговічність передачі.

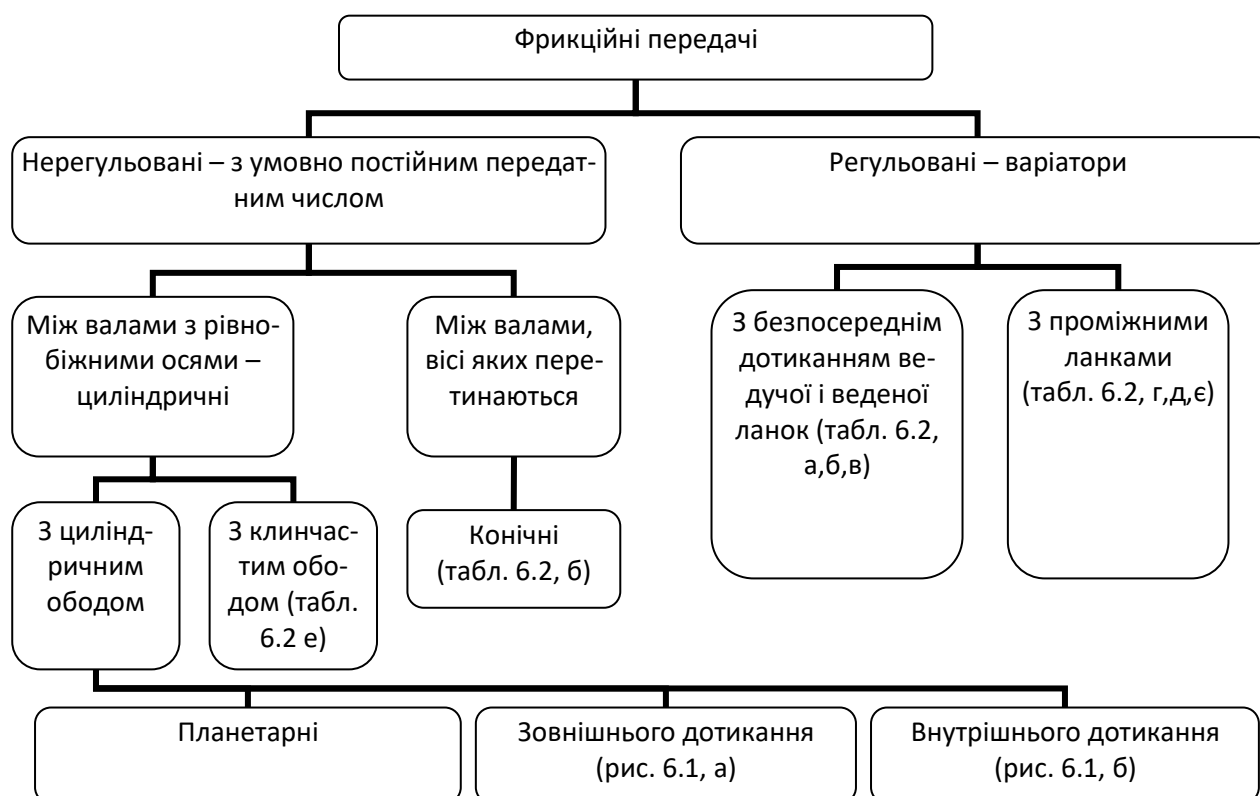


Рис. 6.2. Класифікація фрикційних передач

## 6.2 Основні фактори, що визначають якість фрикційної передачі

**Ковзання.** Ковзання є причиною спрацювання котків, зменшення ККД та несталості передаточного числа. Зв'язок між ковзовими швидкостями ведучого  $V_1$  та веденого  $V_2$  котків виражається як

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1; \quad d_2 n_2 = (1 - \varepsilon)d_1 n_1, \quad (6.2)$$

де  $\varepsilon = (V_1 - V_2)/V_1$  – коефіцієнт пружного ковзання (відносне ковзання).

Ковзання призводить до зменшення кутової швидкості веденого вала.

Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне ковзання та геометричне ковзання.

**Буксування** виникає під час перевантажень передач, коли порушується умова (6.1). При буксуванні ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричиняючи його місцеве спрацювання та вихід з ладу. Тому при проектуванні фрикційних передач необхідно передбачити достатній запас зчеплення котків і не допускати використання фрикційної передачі в якості запобіжного пристрою від перевантаження.

**Пружне ковзання** пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту (рис. 6.1, а). Під дією сили  $F_n$  притискання котків лінійний контакт перетворюється в контакт на площині, обмеженій точками  $a$  і  $b$ . У межах площинки контакту котків  $ab$  відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка 1 і пружне стискування поверхні веденого котка 2. Це спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.

Величина

$$\varepsilon = 1 - V_2/V_1 \quad (6.3)$$

називається **коефіцієнтом пружного ковзання**.

Для зменшення пружного ковзання слід застосовувати матеріали з великими модулями пружності  $E$ . Величина пружного ковзання є незначна, визначається дослідним шляхом і становить для фрикційних пар:

- для сталі та чавуну  $\varepsilon = (0,002 \div 0,05)$ ;
- для сталі та сталі  $\varepsilon = 0,002$ ;
- для текстоліту та сталі  $\varepsilon = 0,01$ ;
- для гуми та сталі  $\varepsilon = 0,03$ .

**Геометричне ковзання** виникає внаслідок нерівності швидкостей ведучого та веденого котків на площині контакту. Воно є вирішальним для фрикційних передач. Критерієм пошуку нових форм тіл кочення є намагання зменшити геометричне ковзання [30, 35, 37 тощо].

### 6.3 Матеріали, конструкція, натискні пристрої фрикційних передач

До матеріалів котків фрикційних передач ставляться такі вимоги:

- високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків;
- високий коефіцієнт тертя для зменшення потрібної сили притискання котків;
- висока контактна міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення потрібної довговічності передачі.

Найчастіше для виготовлення ведучого і веденого котків використовують такі поєднання матеріалів.

1. Загартована сталь – загартована сталь, що забезпечує найбільшу контактну міцність. Використовують сталі типу ШХ15 із термообробкою поверхні до твердості 50-55 HRC. Для тихохідних передач використовують леговані сталі 40Х, 40ХН та ін. із гартуванням та середнім відпуском.

2. Чавун – чавун (або сталь). Фрикційні передачі з металевими котками проектується для роботи із мастилом або без нього.

3. Текстоліт, фібра – сталь, чавун. Застосовують в середньо- та малонавантажених передачах.

4. Шкіра, деревина, гума – сталь, чавун. Використовують в малонавантажених передачах та кінематичних передачах приладів.

Конструкція котків фрикційних передач визначається матеріалами, з яких ці котки виготовлені.

Металеві котки виготовляють дискової форми, а котки малих діаметрів – суцільними разом із валом. Робочі поверхні металевих котків повинні мати малі параметри шорсткості ( $R_a = 0,63 \div 0,32$ ). Котки з неметалевих матеріалів завжди працюють без змащення і виготовляють збірними – на маточині з чавуну або сталі закріплюють диски або кільця із гуми, текстоліту, деревини, шкіри тощо.

**Натискні пристрої.** Притискання котків здійснюється двома способами:

- з постійною силою притискання (в передачах с постійним робочим навантаженням), яку визначають з максимального навантаження передачі. Воно створюється за допомогою попередньої деформації пружних елементів конструкції при складанні (наприклад, деформація податливих котків); встановленням спеціальних стиснутих пружин; використання власної ваги елементів системи; встановлення спеціального вантажу на важелі тощо;

- із змінною (регульованою) силою притискання, яка автоматично змінюється зі змінною навантаження [30, 35, 37 тощо].

#### 6.4 Види руйнування котків, критерії розрахунку, допустимі контактні напруження та тиски

Під час роботи фрикційних пар виникають наступні види руйнувань робочих поверхонь.

1. **Втомне викришування** зустрічається в закритих передачах, що працюють із змащенням. Циклічна дія контактних напружень сприяє розвитку мікротріщин на робочих поверхнях. Сили тертя зрушують метал, а мастило під високим тиском заповнює розкриті тріщини. При закритті тріщин тиск мастила різко зростає і частки металу відокремлюються, що призводить до утворення раковин. Багаторазове повторення цих процесів розширює утворені раковини. Підвищення твердості поверхонь котків забезпечують матеріали, що мають більш високі допустимі контактні напруження.

2. **Спрацювання** виникає в передачах, що працюють без мастила або при відсутності умов для утворення режиму рідинного тертя.

3. **Задир** поверхні пов'язаний з буксуванням або з перегрівом передачі при великих швидкостях і навантаженнях в умовах недостатнього змащування.

**Основними критеріями** працездатності фрикційних передач є: для передач з металевими котками, які працюють зі змащенням – втомне викришування, без змащення – нагрівання; для передач, у яких один із котків має неметалеву робочу поверхню – спрацювання.

Зменшити спрацювання робочих поверхонь котків можна обмеженням питомого навантаження  $q$  – навантаження віднесеного до одиниці довжини лінії контакту. Ця характеристика умовно називається **тиском** і має розмірність Н/мм.

Дослідним шляхом отримані допустимі контактні напруження, допустимі тиски та коефіцієнти тертя для певних матеріалів фрикційних пар, які наведені в табл. 6.1. Перелічені види руйнувань робочих поверхонь котків залежать від напружень у місці контакту. Тому міцність і довговічність фрикційних пар оцінюють за контактними напруженнями, розрахунок яких уперше виконав німецький учений-механік Г. Герц.

Розрахункові контактні напруження при початковому дотику по лінії (тіла кочення – циліндри, конуси, тори і ролики із твірною одного радіусу) визначають по формулі

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{\zeta\alpha} / (b \rho_{\zeta\alpha})} \leq [\sigma]_H, \quad (6.4)$$

при початковому дотику в точці (усі інші випадки)

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{F_n E_{\zeta\alpha}^2 / (\rho_{\zeta\alpha}^2)} \leq [\sigma]_H, \quad (6.5)$$

де  $F_n$  – сила притискання;

$E_{\zeta\alpha}$  – зведений модуль пружності;

$\rho_{\zeta\alpha}$  – зведений радіус кривизни поверхонь у зоні їх контакту;

$b$  – довжина лінії контакту;

$m$  – коефіцієнт, що залежить від форми тіл кочення.

Індекс  $H$  при  $\sigma$  позначається на честь Г. Герца першою літерою його прізвища німецькою мовою. Формули (6.4) та (6.5) зручні для перевірних розрахунків, якщо відомі розміри тіл кочення.

Для проектних розрахунків ці формули можна перетворити прийняв за шукане розміри котків.

Урахування терміну служби передачі і міцності роботи виконується аналогічно із зубчастими передачами.

### 6.5 Розрахунок циліндричних фрикційних передач

**Геометрія та кінематика передачі.** Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі (рис. 6.1, а,б) є діаметри котків  $d_1$  та  $d_2$ , міжосьова відстань  $a$  і ширина котків  $b$ . Зв'язок між осьовою відстанню та діаметром котків виражають залежністю

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2). \quad (6.6)$$

Тут і надалі знак «плюс» належить до передачі із зовнішнім дотиканням котків, а знак «мінус» – до передачі із внутрішнім дотиканням котків.

Ширину котків  $b$  вибирають залежно від міжосьової відстані, для чого беруть

$$b = \psi_a a, \quad (6.7)$$

де  $\psi_a = 0,20 \div 0,40$  – коефіцієнт ширини котків.

Більші значення  $\psi_a$  беруть для точно виготовлених і закритих передач, а менші – для менш точних відкритих передач.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , а також передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2. \quad (6.8)$$

Передаточне число  $u$  можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання. На основі формул (6.2) та (6.3) дістанемо

$$\begin{aligned} V_1(1-\varepsilon) &= V_2; \quad \omega_1 d_1(1-\varepsilon)/2 = \omega_2 d_2/2; \\ u &= \omega_1 / \omega_2 = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)]. \end{aligned} \quad (6.9)$$

Оскільки коефіцієнт пружного ковзання малий ( $\varepsilon \leq 0,03$ ), то у розрахунках силових фрикційних передач можна брати

$$u = d_2 / d_1. \quad (6.10)$$

Інші співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі, які будемо використовувати у розрахунках, такі

$$\begin{aligned} a &= 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5d_1(u \pm 1); \\ d_1 &= 2a/(u \pm 1); \quad d_2 = 2au/(u \pm 1). \end{aligned} \quad (6.11)$$

**Зусилля у циліндричній фрикційній передачі.** Щоб запобігти буксуванню котків при передаванні зовнішнього навантаження, у фрикційній передачі слід забезпечити вищевказану умову (6.1).

За умови, що  $F_s = F_n f$  і  $F_t = 2T_1/d_1$  та згідно коефіцієнту запасу зчеплення котків  $K$  маємо

$$F_n f = 2T_1 K / d_1, \quad (6.12)$$

де  $T_1$  – крутний момент на ведучому валу передачі.

Ця рівність дозволяє визначити необхідну силу притискання котків  $F_n$ , яка забезпечує відсутність їх проковзування

$$F_n = 2T_1 K / (d_1 f). \quad (6.13)$$

Коефіцієнт тертя ковзання  $f$  можна вибрати за таблицею 6.1 залежно від матеріалів котків та умов їхньої роботи. Коефіцієнт запасу зчеплення рекомендують брати:

$K = 1,3 \div 1,5$  – для силових фрикційних передач і  $K = 2,5 \div 3,0$  – для кінематичних фрикційних передач.

Сила, що передається на вали фрикційної передачі, дорівнює сумі сил притиску котків  $F_n$  та колової сили  $F_t$  (див. рис. 6.1, а)

$$F = \sqrt{F_n^2 + F_t^2}.$$

Сила  $F$  ураховується у розрахунок валів, а сила  $F_n$  – у розрахунок котків на міцність та розрахунок натискного пристрою передачі.

**Розрахунок котків на міцність.** Розрахунок металевих котків виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (6.14)$$

а неметалевих котків – за умови обмеження питомого навантаження у контакті для забезпечення стійкості проти прискореного спрацювання

$$q \leq [q]. \quad (6.15)$$

Згідно цих умов, можна дістати основні розрахункові залежності. За формулою Герца при лінійному дотиканні деталей максимальне контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q / (2\rho_{\Sigma})}. \quad (6.16)$$

Розрахункове питоме навантаження

$$q = F_n K_\beta / b = 2T_1 K K_\beta / (d_1 f b), \quad (6.17)$$

де  $K_\beta = 1,1 \div 1,3$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків.

Менші значення  $K_\beta$  беруть для точно виготовлених та змонтованих передач при відносно невеликій ширині котків (малому значенні  $\psi_a$ ).

Зведена кривизна робочих поверхонь котків

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \left( 1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{d_1} \frac{u \pm 1}{u}. \quad (6.18)$$

Запишемо остаточні умови міцності, що використовуються для перевірного розрахунку:

- для металевих котків

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\left[ F_n K_\beta / (b d_1) \right] (u \pm 1) / u} \leq [\sigma]_H; \quad (6.19)$$

- для неметалевих котків

$$q = F_n K_\beta / b \leq [q]. \quad (6.20)$$

Умови (6.19) та (6.20) використовують у перевірних розрахунках котків із відомими розмірами. При цьому коефіцієнт  $Z_M$ , що враховує властивості матеріалів котків, приймають:  $Z_M = (275 \text{ МПа})^{1/2}$  – для сталевих котків;  $Z_M = (210 \text{ МПа})^{1/2}$  для чавунних котків і  $Z_M = (235 \text{ МПа})^{1/2}$  – для поєднання чавун – сталь. При невиконанні умов (6.19) і (6.20) необхідно збільшити ширину котків  $b$ .

Формули для проектного розрахунку циліндричних фрикційних передач одержують з умов (6.19) і (6.20) підстановкою в них сили  $F_n$  із виразу (6.13) та заміною розмірів  $b$  і  $d_1$  через міжосьову відстань  $a$  за формулами (6.7) та (6.11). У результаті одержують формули для проектного розрахунку:

- передачі з металевими котками

$$a \geq K_M (u \pm 1)^3 \sqrt{T_1 K_\beta / (u \psi_a f [\sigma]_H^2)}; \quad (6.21)$$



- передачі з неметалевими котками

$$a \geq K_H \sqrt{T_1 K_\beta (u \pm 1) / (\psi_a f [q])}. \quad (6.22)$$

Тут  $K_M = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 K Z_M^2}$  – допоміжний коефіцієнт для металевих котків, що беруть рівним (при  $K = 1,3$ ):

$K_M = (370 \text{ МПа})^{1/3}$  – для сталевих котків;

$K_M = (300 \text{ МПа})^{1/3}$  – для чавунних котків;

$K_M = (330 \text{ МПа})^{1/3}$  – для поєднання чавун – сталь;

$K_H = \sqrt{10^3 K}$  – допоміжний коефіцієнт для неметалевих котків, який беруть рівним  $K_H = 36$  – для силових фрикційних передач ( $K = 1,3$ );

$K_H = 50$  – для кінематичних передач ( $K = 2,5$ ).

За вказаним значенням  $a$  знаходять діаметри котків  $d_1$  і  $d_2$  (6.11), ширину котків  $b$  (6.7), та потрібну силу притискання котків  $F_n$  (6.13). Остаточна перевірка міцності котків за прийнятими розмірами виконується за умовами (6.14) та (6.15).

Допустимі контактні напруження  $[\sigma]_H$  та допустимі питомі навантаження  $[q]$  вибирають з табл. 6.1.

## 6.6 Фрикційні варіатори

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечують плавне безступеневе регулювання швидкості обертання веденого вала при постійній швидкості обертання ведучого вала. Варіатори виготовляють для передавання невеликих потужностей (не більше 20-30 кВт), хоча відомі конструкції для потужностей 100 кВт і більше. Фрикційні варіатори мають застосування у приводах сільськогосподарських машин, метало- та деревообробних верстатів, пресів, конвеєрів, у машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, а також у приладобудуванні.

**Класифікація фрикційних варіаторів.** Умовно всі варіатори можна поділити на дві групи: варіатори з безпосереднім контактом ведучої та веденої ланки та варіатори з проміжними ланками (табл. 6.2).

**Діапазон регулювання варіаторів ( $D$ )** є їх основною регульовальною характеристикою і визначається як відношення максимальної кутової швидкості  $\omega_{2\max}$  веденого вала до його мінімальної кутової швидкості  $\omega_{2\min}$  при постійній швидкості  $\omega_1$  обертання ведучого вала

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min}. \quad (6.23)$$

Враховуючи, що  $\omega_{2\max} = \omega_1 / u_{\min}$  та  $\omega_{2\min} = \omega_1 / u_{\max}$ , діапазон регулювання варіатора можна виразити і через його максимальне та мінімальне передаточне відношення

$$D = u_{\max} / u_{\min}. \quad (6.24)$$

**Розрахунок фрикційних варіаторів** виконують за аналогією з фрикційними передачами. Якщо один із елементів варіатора (коток або проміжна ланка) виготовлені із неметалевих матеріалів, то для забезпечення стійкості проти спрацювання розрахунків виконують за умови обмеження тиску у контакті елементів варіатора.

Для прикладу розглянемо принцип розрахунку лобового варіатора (табл. 6.2 а).

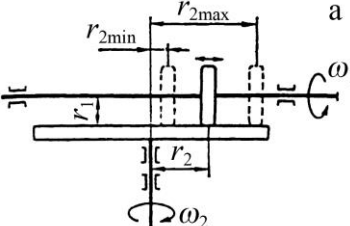
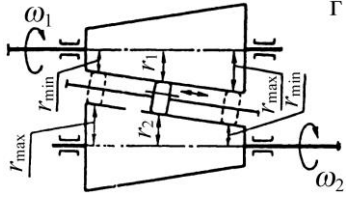
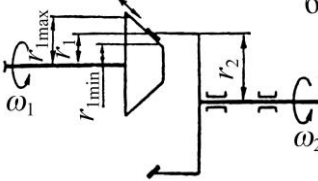
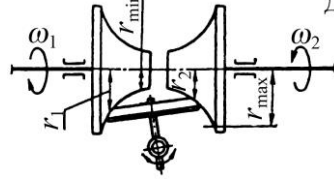
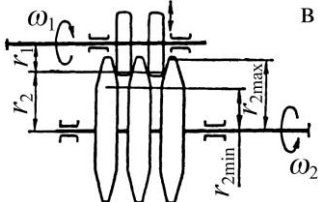
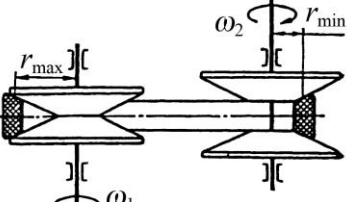
Якщо крутний момент  $T_1$  на ведучому валу постійний, то на веденому валу крутний момент  $T_2$  змінюється в межах  $T_{2\min} \dots T_{2\max}$

$$T_{2\min} = T_1 \eta u_{\min}; \quad T_{2\max} = T_1 \eta u_{\max}.$$

За умови відсутності проковзування потрібна сила притискання котка до диску

$$F_n = 2T_1K/(d_1f).$$

Таблиця 6.2. Класифікація і основні параметри фрикційних варіаторів

Варіатори з безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок	Варіатори з проміжними ланками
<p>Лобовий</p>  <p>а</p>	<p>Конусний із проміжним диском</p>  <p>Г</p>
<p>Конусний</p>  <p>б</p>	<p>Торовий</p>  <p>Д</p>
<p>Дисковий</p>  <p>В</p>	<p>Клинопасовий із розсувними конусами</p>  <p>Е</p>

Умова обмеження тиску у контактї котка та диска

$$q = F_n K_\beta / b = 2T_1 K K_\beta / (d_1 f b) \leq |q|. \quad (6.25)$$

Якщо співвідношення між шириною котка  $b$  та його діаметром  $d_1$  взяти  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,15 \dots 0,20$ , то з умови (6.25) можна визначити потрібний мінімально допустимий діаметр котка.

## 6.7 Приклад розрахунку фрикційної передачі

**Задача.** Розрахувати циліндричну фрикційну передачу (рис. 6.1, а) для привода стрічкового конвеєра за умови, що ведучий коток передає потужність  $P_1 = 2$  кВт при кутовій швидкості  $\omega_1 = 100$  рад/с, а потрібна швидкість обертання веденого котка  $\omega_2 = 34$  рад/с.

**Розв'язання.** Для виготовлення котків назначаємо матеріали: ведучий коток із текстоліту, а ведений зі сталі 40. При такому поєднанні матеріалів розрахунок передачі ведеться за умови стійкості ведучого котка проти прискореного спрацювання шляхом обмеження питомого навантаження у контактї котків.

Для поєднання матеріалів текстоліт – сталь згідно з табл. 6.1 маємо: коефіцієнт тертя  $f = 0,20$ ; допустиме питоме навантаження  $[q] = 50$  Н/мм.

Потрібне передаточне відношення передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 100 / 34 = 2,94.$$

Крутний момент на ведучому валу передачі

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 2 \cdot 10^3 / 100 = 20 \text{ Н} \cdot \text{с}.$$

Для визначення потрібної міжосьової відстані передачі беремо такі значення розрахункових коефіцієнтів: коефіцієнт ширини котків  $\psi_a = 0,3$ ; коефіцієнт запасу зчеплення  $K = 1,3$ ; коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків,  $K_\beta = 1,2$ ; допоміжний коефіцієнт  $K_H = 36$ .

Потрібна міжосьова відстань передачі буде

$$a \geq K_H \sqrt{T_1 K (u+1) / (f \psi_a [q])} = 36 \sqrt{20 \cdot 1,2 (2,94+1) / (0,2 \cdot 0,3 \cdot 50)} = 202,1 \text{ мм}.$$

За формулами (6.11) діаметри ведучого та веденого котків такі

$$d_1 = 2a / (u+1) = 2 \cdot 202,1 / (2,94+1) = 102,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_1 u = 102,6 \cdot 2,94 = 301,6 \text{ мм}.$$

Беремо  $d_1 = 102 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 302 \text{ мм}$ .

Тоді фактичне передаточне відношення  $u = d_2 / d_1 = 302 / 102 = 2,96$ .

Фактична міжосьова відстань

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(102 + 302) = 202 \text{ мм}.$$

Потрібна ширина котків

$$b = \psi_a a = 0,3 \cdot 202 = 60,6 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $b = 62 \text{ мм}$ .

За формулою (6.13) необхідна сила притискання котків

$$F_n = 2T_1 K / (d_1 f) = 2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 1,3 / (102 \cdot 0,2) = 2549 \text{ Н}.$$

Колова сила на котках

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 20 \cdot 10^3 / 102 = 392 \text{ Н}.$$

Сила, що передається на вали фрикційної передачі

$$F = \sqrt{F_n^2 + F_t^2} = \sqrt{2549^2 + 392^2} = 2579 \text{ Н}.$$

Остаточну перевірку стійкості котків проти прискореного спрацювання виконуємо за умовою (6.20)

$$q = F_n K_\beta / b = 2549 \cdot 1,2 / 62 = 49,3 \text{ Н/мм} < [q] = 50 \text{ Н/мм}.$$

Отже, отримані розміри котків можна приймати за остаточні.

## 6.9 Контрольні запитання

1. Розкажіть про принцип роботи фрикційної передачі та назвіть області їх застосування.
2. Яка умова працездатності фрикційної передачі?
3. Які основні переваги та недоліки фрикційних передач?
4. Які види ковзання розрізняють у фрикційних передачах?
5. В якому випадку виникає буксування котків у фрикційних передачах?
6. Поясніть сутність пружного ковзання. Що таке коефіцієнт пружного ковзання?
7. Назвіть основні групи матеріалів для виготовлення котків фрикційних передач.
8. Назвіть основні види руйнування металевих та неметалевих котків. Що є причиною цього руйнування?
9. Назвіть основні критерії розрахунку фрикційних передач.
10. Запишіть основні співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі.
11. Запишіть та проаналізуйте умову міцності металевих котків циліндричної передачі.
12. Наведіть приклади основних схем фрикційних варіаторів.

## 7 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 7.1 Загальні відомості

Ланцюгова передача – це механізм, який складається з ведучої 1 і веденої 2 зірочок, які охоплюються ланцюгом 3 (рис. 7.1). Ланцюг складається з шарнірно з'єднаних ланок (рис. 7.3), за рахунок яких забезпечується його гнучкість [10, 23, 30, 36, 37].

Ланцюгові передачі широко використовуються в сільськогосподарських та підйомно-транспортних машинах.

Переваги ланцюгових передач:

- можливість передачі крутного моменту на значну відстань (до 8 м);
- менші габарити (міжосьова відстань  $a$ ), ніж у пасових передачах;
- більші передаточні відношення ніж у пасових передачах;
- відсутність проковзування;
- високий ККД;
- принцип зачеплення не потребує попереднього натягу ланцюга, тому сили, що діють на вали, відносно малі.

Недоліки ланцюгових передач:

- підвищений знос шарнірів ланцюга;
- непостійність швидкості руху ланцюга, особливо при малій кількості зубців зірочок;
- значні динамічні навантаження;
- необхідність організації системи мащення;
- підвищений шум.

### 7.2 Типи ланцюгів

Ланцюги по призначенню поділяють на кілька типів.

1. Вантажні – для підйому вантажів;
2. Тягові – для переміщення вантажів в машинах безперервного транспорту (конвеєри, підйомники та ін.)
3. Приводні – для передачі і перетворення крутного моменту.

Основні типи ланцюгів наведені на рис. 7.2:

- вантажні – круглокільцеві (а); пластинчасті шарнірні (б);
- тягові – пластинчасті (в);
- приводні – роликові однорядні (г), роликові дворядні (д), роликові з зігнутими пластинами (е), втулкові (ж), зубчасті з внутрішніми направляючими пластинами (з), зубчасті з боковими направляючими пластинами (и), фасонкільцеві гакові (к), фасонкільцеві втулочно-штирьові (л).

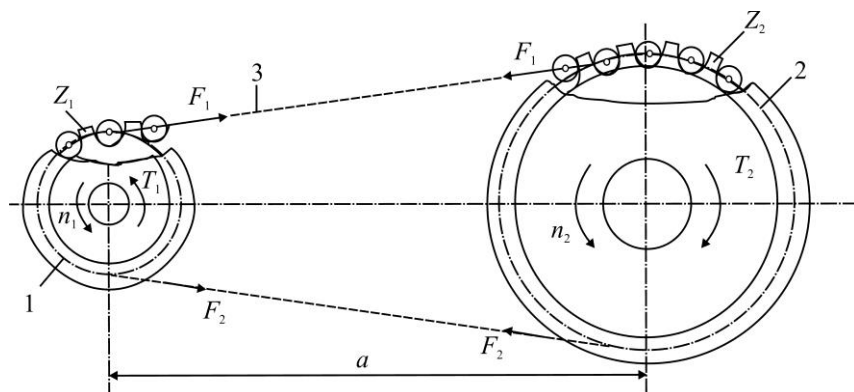


Рис. 7.1. Ланцюгова передача

Вантажні та тягові ланцюги відносяться до курсу «Підйомно-транспортні машини», а привідні ланцюги – до курсу «Деталі машин».

Найбільш широко застосовується роликовий ланцюг (рис. 7.3). Він складається з ланок внутрішніх і зовнішніх, які послідовно чергуються. Внутрішні ланки складаються з пластин 1 і запресованих в їх отвори гладких втулок 4, на яких вільно обертаються ролики 5, які входять у зачеплення з зубцями зірочки 6. Зовнішні ланки складаються з пластин 2 і запресованих в їх отвори валиків 3. Кінці валиків після складання розклепують. Втулка на валику і ролик на втулці можуть вільно обертатися.

Зачеплення ланцюга з зубцем зірочки проходить через ролик 5. Застосування втулки дозволяє розподілити навантаження по всій довжині валика і цим зменшити знос шарнірів. Перекочування ролика по зубу частково замінює тертя ковзання тертям кочення, що знижує знос зубців. Крім цього, ролик вирівнює зосереджений тиск зуба на втулку і цим зменшує її знос. Роликові ланцюги застосовують при колових швидкостях до 20 м/с. Поряд з однорядними виготовляють багаторядні ланцюги, з кількістю рядів від двох до восьми. Навантажувальна здатність ланцюгів прямо пропорційна числу рядів, що дозволяє в передачах з багаторядними ланцюгами зменшити габарити передачі і динамічні навантаження.

При більших динамічних і ударних навантаженнях застосовують роликові ланцюги з зігнутими пластинами (рис. 7.2, е), які працюють на згин і тому мають підвищену податливість.

Втулкові ланцюги (рис. 7.2, ж) за конструкцією аналогічні роликовим, але в них нема ролика 5. Через це знос ланцюга і зірочки збільшується, при цьому знижується маса ланцюгу і його вартість.

Зубчасті ланцюги складаються з набору пластин з двома зубоподібними виступами, які дозволяють передавати більші крутні моменти. Вони працюють плавно з меншим шумом. Їх рекомендують застосовувати при високих швидкостях, до 35 м/с.

У позначенні приводних ланцюгів вказують число рядів (якщо воно більш одного), тип, крок і руйнівну силу.

Приклад позначення згідно з ГОСТ 13568-75 – 2ПР-25,4-114000 – дворядний при-

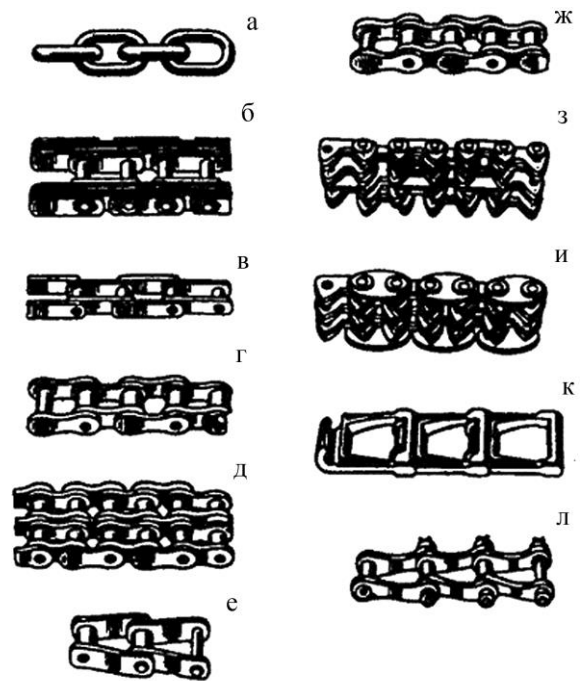


Рис. 7.2. Основні типи ланцюгів

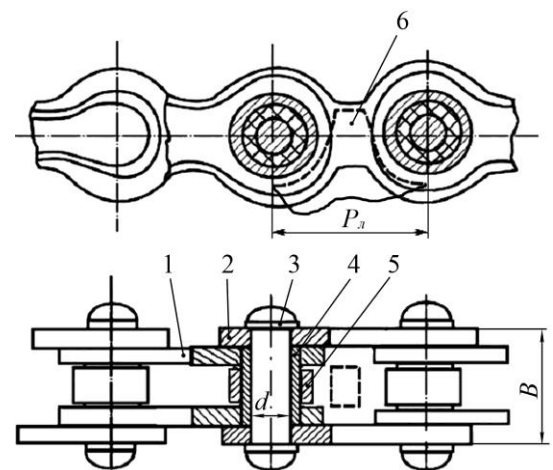


Рис. 7.3. Роликовий ланцюг

відний роликовий ланцюг з кроком  $p_l = 25,4$  мм і руйнівною силою  $F_p = 114000$  Н.

### 7.3 Критерії працездатності ланцюгових передач

Вихід з ладу ланцюгових передач викликають наступні причини.

1. Знос шарнірів, який призводить до подовження ланцюга, бо збільшує крок ланцюга.
2. Втомне руйнування пластин, яке властиве для закритих швидкохідних навантажених передач при доброму мащенні.
3. Прокручування валиків і втулок у пластинах в місцях запресовування через низьку якість виготовлення.
4. Втомне викришування і руйнування роликів.
5. Недопустиме провисання ланцюга, характерне для передач з нерегульованою міжосьовою відстанню при відсутності натяжних пристроїв.
6. Знос зубців зірочок.

### 7.4 Матеріали ланцюгів

Пластины ланцюгів виготовляють зі сталей: 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, з термообробкою – об'ємним загартуванням, твердість 40÷50 HRC.

Основна вимога до деталей шарнірів (валиків і втулок) – зносостійкість робочих поверхонь. Матеріал їх виготовлення – цементовані сталі 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ. Після цементації проводять загартування до твердості поверхні 56÷65 HRC.

Твердість поверхні роликів повинна бути не нижче 43,5 HRC.

### 7.5 Основні параметри ланцюгових передач

Частота обертання зірочок і швидкість ланцюга обмежуються силою удару в зачепленні, зносом шарнірів і шумом передачі.

Середня швидкість ланцюга визначається залежністю

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot \check{\sigma}_e}{60 \cdot 1000}, \quad (7.1)$$

де  $z_1$  – число зубців ведучої зірочки;  
 $n_1$  – частота обертання ведучої зірочки;  
 $p_l$  – крок ланцюга.

Передаточне відношення ланцюгової передачі буде

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1, \quad (7.2)$$

де  $z_2$  – число зубців веденої зірочки;  
 $n_2$  – частота її обертання.

Передаточне відношення обмежується габаритами веденої зірочки і невеликим кутом охоплення ланцюгом ведучої зірочки, тому  $u \leq 4$ .

Число зубців зірочок обмежується зносом шарнірів, динамічними навантаженнями і шумом передачі. Чим менше число зубців зірочки, тим більше знос, бо кут повороту ланки при набіганні ланцюга на зірочку і збіганні з неї дорівнює  $360^\circ/z$ .

Мінімальне число зубців ведучої зірочки визначають за формулою

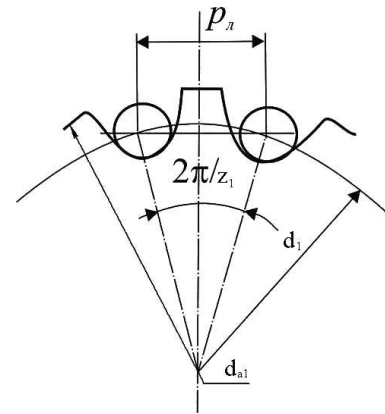


Рис. 7.4. Параметри ведучої зірочки

$$z_{1\min} = 29 - 2u. \quad (7.3)$$

Число зубців веденої зірочки

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (7.4)$$

При спрацюванні ланцюга збільшується його крок. При цьому гранично допустиме збільшення кроку ланцюга тим менше, чим більше число зубців зірочки. Тому максимальне число зубців більшої зірочки

$$z_{2\max} = 120. \quad (7.5)$$

Переважно приймають непарне число зубців зірочки (особливо ведучої), що сприяє рівномірному зносу шарнірів ланцюга і зубців зірочки. Згідно рис. 7.4 маємо

$$\frac{\delta_{\epsilon}}{2} = \frac{d_1}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi/z_1}{2}\right).$$

Тоді ділильні діаметри ведучої і веденої зірочок

$$d_1 = \delta_{\epsilon} / \sin(180^\circ/z_1), \quad d_2 = \delta_{\epsilon} / \sin(180^\circ/z_2). \quad (7.6)$$

Оптимальна міжосьова відстань визначається як

$$a = (30 \div 50) p_{\epsilon}. \quad (7.7)$$

Якщо  $a < 30p_{\epsilon}$ , то відбувається швидкий знос шарнірів ланцюга. При  $a > 50p_{\epsilon}$  майже невеликий знос кожного шарніру викликає значне подовження ланцюга, що веде до порушення її зацеплення з зубцями зірочок. На практиці міжосьова відстань обмежена величиною

$$a_{\max} = 80p_{\epsilon}. \quad (7.8)$$

Довжина ланцюга визначається формулою

$$L = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{\delta_{\epsilon}} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{\delta_{\epsilon}}{a}, \quad (7.9)$$

яка виводиться аналогічно формулі для довжини пасу. Отримане значення  $L$  округлюють до ближчого більшого числа. Парне число ланок ланцюга дозволяє запобігти застосуванню перехідних ланок при з'єднанні кінців ланцюга.

Міжосьову відстань (без урахування провисання ланцюга) визначають з формули (7.9)

$$a = \frac{p_{\epsilon}}{4} \left[ L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right]. \quad (7.10)$$

Передача працює краще при невеликому провисанні холостої вітки ланцюга. Для цього міжосьову відстань зменшують на  $(0,002 \div 0,004)a$ .

## 7.6 Розрахунок ланцюгових передач

Основним критерієм працездатності ланцюгових передач є знос шарнірів ланцюга. Тиск в шарнірах не повинен перевищувати допустимий тиск в даних умовах експлуатації

$$\sigma = K_{\epsilon} F_t / (Bd) \leq [P], \quad (7.11)$$

де  $K_{\epsilon}$  – коефіцієнт експлуатації;

$F_t$  – колова сила;

$d$  і  $B$  – діаметр валика і ширина ланцюга, яка дорівнює довжині втулки (рис. 7.3);

$[P]$  – допустимий тиск для середніх експлуатаційних умов, при яких  $K_{\epsilon} = 1$ .

Коефіцієнт експлуатації визначається так

$$K_e = K_a \cdot K_\alpha \cdot K_f \cdot K_{\alpha\alpha} \cdot K_i \cdot K_{ci} \cdot K_d. \quad (7.12)$$

Коефіцієнт  $K_d$  враховує динамічність навантаження: при спокійному навантаженні  $K_d = 1$ ; при навантаженні з поштовхами –  $(1,2 \div 1,5)$ ; при сильних ударах –  $1,8$ .

Коефіцієнт  $K_\alpha$  враховує вплив міжосьової відстані: при  $a = (30 \div 50)p_n$  коефіцієнт  $K_\alpha = 1$ , в інших випадках  $K_\alpha = \sqrt[3]{L_0/L}$ , де  $L_0$  – довжина ланцюга при  $a = 40p_n$ ;  $L$  – довжина ланцюга, що розраховується.

Коефіцієнт  $K_H$  враховує вплив нахилу лінії центрів зірочок передачі до горизонту. Чим більше нахил передачі, тим менше допустимий сумарний знос ланцюга; при куті нахилу  $\beta \leq 45^\circ$  коефіцієнт  $K_H = 1$ , при  $\beta > 45^\circ$  коефіцієнт  $\hat{E}_i = 0,15\sqrt{\beta}$ .

Коефіцієнт  $K_{peg}$  враховує вплив регулювання ланцюга: для передач з регулюванням положення вісі однієї з зірочок  $K_{peg} = 1$ ; для передач з нерегульованим положенням зірочок  $K_{peg} = 1,25$ ; з відтягненими зірочками або натискними роликами  $K_{peg} = 1,1$ .

Коефіцієнт  $K_M$  враховує вплив характеру мащення: при безперервному мащенні в масляній ванні або від насосу  $K_M = 0,8$ ; при крапельному або внутрішньшарнірному мащенні  $K_M = 1$ ; при нерегулярному мащенні  $K_M = 1,5$ .

Коефіцієнт  $K_{zm}$  враховує вплив режиму роботи передачі  $i$ , визначається залежністю  $\hat{E}_{ci} = \sqrt[3]{N_{zi}}$ , де  $N_{zm}$  – число змін роботи ланцюгової передачі на добу.

Коефіцієнт  $K_T$  враховує вплив температури навколишнього середовища: при  $-25^\circ\text{C} \leq t \leq 150^\circ\text{C}$  приймають  $K_T = 1$ ; при екстремальних умовах  $K_T > 1$ .

Якщо за розрахунком значення  $K_e > 3$ , то можливості передачі використовуються недостатньо і треба прийняти заходи для поліпшення умов роботи.

Стандарти на ланцюги виконані так, що зі збільшенням кроку ланцюга збільшується його статична міцність. На підставі формули (7.11):

$$F_t = [P]Bd = [P]_0 Bd / K_e,$$

де  $[P]_0$  – допустимий тиск в шарнірах роликів ланцюгів згідно табл. 7.1.

За умови, що потужність, яка передається ланцюговою передачею,  $P = F_t \cdot V$  та враховуючи формулу (7.1), отримаємо

$$D_1 = [D]_0 \hat{A} \cdot d \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \hat{\sigma}_e / (K_\alpha \cdot 60).$$

Введемо коефіцієнти:

$\hat{E}_z = z_{01}/z_1$  – коефіцієнт числа зубців;

$\hat{E}_n = n_{01}/n_1$  – коефіцієнт частоти обертання.

Тоді  $P_1 = [P]_0 \cdot \hat{A} \cdot d \cdot z_{01} \cdot n_{01} \cdot p_e / (K_\alpha \cdot K_z \cdot K_n \cdot 60)$ , або розрахункова потужність

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n = [P]_0 \cdot B \cdot d \cdot z_{01} \cdot n_{01} \cdot p_e / 60. \quad (7.13)$$

Для практичних розрахунків за формулою (7.13) складена табл. 7.2 допустимих значень розрахункової потужності  $[P]_p$  в залежності від кроку ланцюга.

При визначенні  $[P]_p$  використані значення  $[P]_0$  (табл. 7.1),  $z_{01} = 25$  – число зубців еталонної зірочки,  $n_{01}$  – частота обертання еталонної зірочки (табл. 7.1).

Розрахунок зводиться до визначення розрахункової потужності для проектованої передачі за умови

$$D_\delta = D_1 \cdot K_\alpha \cdot K_z \cdot K_n \leq [P]_p \quad (7.14)$$



і згідно табл. 7.2 призначають ланцюг. Якщо однорядний ланцюг недостатній або має занадто великий крок, то використовують багаторядний ланцюг. При цьому

$$P'_p = \Delta_{\delta} / K_{\delta y \delta} \leq [\Delta]_{\delta}, \quad (7.15)$$

де  $K_{\text{ряд}}$  – коефіцієнт числа рядів, ураховуючий нерівномірність розподілу навантаження, згідно табл. 7.3

Таблиця 7.1. Допустимий тиск в шарнірах роликів ланцюгів

Крок ланцюга, мм	Допустимий тиск в шарнірах роликів ланцюгів $[P]_0$ , МПа при частоті обертання малої зірочки $n_{01}$ , хв <sup>-1</sup>							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Таблиця 7.2. Параметри приводних роликів ланцюгів

Приводні роликові ланцюги, тип ПР за ГОСТ 13568-75	Крок $p_n$ , мм	Діаметр валика $d$ , мм	Ширина ланцюга $B$ , мм	$[P]_p$ , кВт, при частоті обертання малої зірочки $n_{01}$ , хв <sup>-1</sup> і $z_{01} = 25$								
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600	
ПР-12-900-2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20	
ПР-12,7-18000-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95	
ПР-12,7-18000-2*	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55	
ПР-15,875-23000-1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65	
ПР-15,875-23000-2*	15,875	5,08	13,28	0,75	2,7	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7	
ПР-19,05-32000*	19,05	5,96	17,75	1,41	4,8	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3	
ПР-25,4-56700*	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8	
ПР-31,75-88500*	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	–	
ПР-38,1-127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	–	
ПР-44,45-172400*	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	–	–	–	
ПР-50,8-226800*	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	–	–	–	

\* Такі ланцюги виготовляються також дворядні і трирядні

Таблиця 7.3. Значення коефіцієнта числа рядів ланцюга  $K_{\text{ряд}}$ 

Число рядів	1	2	3	4
Коефіцієнт, $K_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

## 7.7 Сили, що діють у вітках ланцюгової передачі

У ведучій вітці ланцюга діє сила  $F_1$  (рис. 7.1), яка складається з колової сили  $F_t$  і сили натягу веденої вітки  $F_2$

$$F_1 = F_t + F_2. \quad (7.16)$$

Сила натягу веденої вітки

$$F_2 = F_0 + F_v, \quad (7.17)$$

де  $F_0$  – натяг ланцюга від сили тяжіння;

$F_v$  – натяг вітки від відцентрових сил.

Для ланцюгової передачі значення  $F_0$  визначається

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot g \cdot q, \quad (7.18)$$

де  $a$  – міжосьова відстань, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$q$  – погонна маса ланцюга (за каталогом), кг/м;

$K_f$  – коефіцієнт провисання: при горизонтальному розташуванні  $K_f = 6$ , під кутом 40° до горизонту  $K_f = 3$ , при вертикальному розташуванні ланцюга  $K_f = 1$ .

Натяг ланцюга від відцентрових сил визначають по аналогії з пасовою передачею

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (7.19)$$

де  $V$  – швидкість руху ланцюга, м/с.

Якщо вітки ланцюгової передачі паралельні, тоді сила, що діє на вал

$$F_{\hat{a}} = F_1 + F_2. \quad (7.20)$$

У загальному випадку, коли вітки ланцюга не паралельні, вказану силу визначають так

$$F_{\hat{a}} = K_{\hat{a}} \cdot F_t, \quad (7.21)$$

де  $K_{\hat{a}}$  – коефіцієнт, що ураховує масу ланцюга: для горизонтальної передачі  $K_{\hat{a}} = 1,15$ , для вертикальної  $K_{\hat{a}} = 1,05$ .

### 7.8 Особливості швидкості руху ланцюга

При роботі ланцюгової передачі рух ланцюга визначається рухом шарніра ланки, який входить останнім у зачеплення з ведучою зірочкою (рис. 7.5). В даний момент шарнір А знаходиться в зачепленні, а шарнір В наближається до зачеплення з зубом С. Швидкість шарніра А дорівнює коловій швидкості зірочки  $V$  в точці, яка співпадає з центром шарніра. Цю швидкість можна розкласти на складові:  $V_2$  – спрямована уздовж вітки ланцюга;  $V_1$  – перпендикулярна ланцюгу.

В залежності від положення ведучого шарніра складові швидкості змінюються згідно виразів

$$V_2 = V \cdot \cos \theta; \quad V_1 = V \cdot \sin \theta. \quad (7.22)$$

Величина кута  $\theta$  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. 7.6 подано графік зміни швидкостей  $V_2$  і  $V_1$  від часу  $t$ , період дорівнює  $\varphi/\omega$ .

Миттєва кутова швидкість ведучої зірочки буде

$$\omega_1 = V \cdot \cos \theta / (500d_1), \quad (7.23)$$

а веденої

$$\omega_2 = V / (500d_2 \cdot \cos \beta), \quad (7.24)$$

де  $\beta$  – кут повороту шарніра на веденій зірочці,  $0 < \beta < \pi/z_2$ .

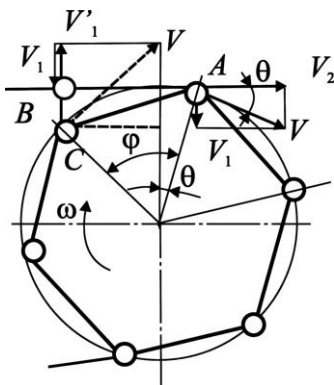


Рис. 7.5. Схема швидкості шарніра ланцюга і зірочки

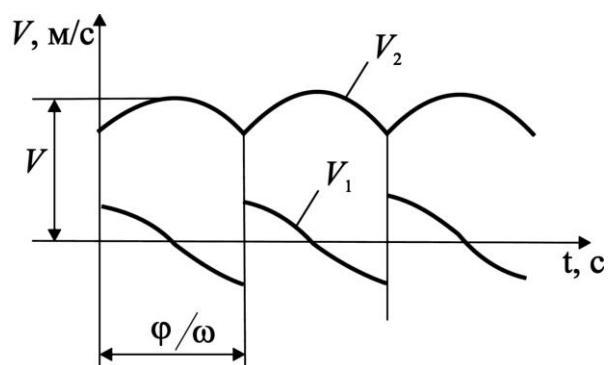


Рис. 7.6. Графік зміни швидкостей шарніра ланцюга

Тоді миттєве передаточне відношення ланцюгової передачі буде

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos \theta}. \quad (7.25)$$

Із залежності (7.25) виходить, що:

- передаточне відношення (миттєве) не постійне;
- рівномірність руху тим вище, чим більше число зубців зірочки, оскільки  $\cos \theta$  і  $\cos \beta$  прямує до 1, 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.

### 7.9 Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Розрахувати ланцюгову передачу у приводі конвеєра. Потужність на ведучій зірочці  $P_1 = 2,8$  кВт, передаточне відношення ланцюгової передачі  $u = 3$ , частота обертання ведучої зірочки  $n_1 = 150$  хв<sup>-1</sup>, розташування лінії центрів передачі під кутом 30° до горизонту. Передача відкрита, працює у запиленому приміщенні в одну зміну і регулюється пересуванням ведучої зірочки.

Розв'язання.

1. Визначаємо за формулою (7.3) мінімальне число зубців ведучої зірочки

$$z_{1\min} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

З метою зменшення зносу шарніру ланцюга, приймаємо  $z_1 = 25$ .

2. Визначаємо число зубців веденої зірочки

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 < z_{2\max} = 120.$$

3. Згідно формули (7.7) приймаємо міжосьову відстань  $a = 40r_L$ .

4. Визначаємо коефіцієнт експлуатації за формулою (7.12)

$$\hat{E}_a = \hat{E}_q \cdot \hat{E}_a \cdot \hat{E}_i \cdot \hat{E}_{\sigma\sigma\sigma} \cdot \hat{E}_i \cdot \hat{E}_{ci} \cdot \hat{E}_o,$$

з відповідними коефіцієнтами:  $K_q = 1$  (навантаження близьке до рівномірного);  $K_a = 1$ , так як  $a = 40r_L$ ;  $K_H = 1$  при куті нахилу лінії центрів до 45°;  $K_{peg} = 1$  – регулювання переміщенням ведучої зірочки;  $K_M = 1,5$  – передача відкрита і працює в запиленому приміщенні;  $K_{zm} = 1$  – працює в одну зміну;  $K_T = 1$  – температура роботи до 100°C.

Тоді

$$K_e = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,5.$$

5. Визначаємо коефіцієнти

$$\hat{E}_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1,0, \quad \hat{E}_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{150} = 1,33,$$

де  $z_{01} = 25$  – число зубців еталонної зірочки;

$n_{01} = 200$  хв<sup>-1</sup> – найближча частота обертання до  $n_1 = 150$  хв<sup>-1</sup> (береться з табл. 7.2).

6. Розрахункова потужність на ведучій зірочці

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n = 2,8 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,33 = 5,59 \text{ кВт.}$$

7. За табл. 7.2 для визначених  $n_{01} = 200$  хв<sup>-1</sup> та  $P_p = 5,59$  кВт вибираємо приводний ланцюг – ПР-25,4-56700 згідно ГОСТ 13568-75 з кроком  $p_L = 25,4$  мм.

8. Попереднє значення міжосьової відстані

$$a = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

9. Число ланок ланцюга або довжина в кроках, за формулою (7.9)

$$L = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{\check{\sigma}_e} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{\check{\sigma}_e}{a} = \frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 131,6.$$

Приймаємо ціле парне число ланок ланцюга  $L = 132$ .

10. Уточнюємо міжосьову відстань за формулою (7.10)

$$\begin{aligned} \dot{a} &= (\check{\sigma}_e/4) \left[ L - (z_1 + z_2)/2 + \sqrt{\left( L - (z_1 + z_2)/2 \right)^2 - 8 \left( (z_1 + z_2)/2\pi \right)^2} \right] = \\ &= (25,4/4) \left[ 132 - (25 + 75)/2 + \sqrt{\left( 132 - (25 + 75)/2 \right)^2 - 8 \left( (25 + 75)/2 \cdot 3,14 \right)^2} \right] = 1021,4 \text{ і } . \end{aligned}$$

Згідно рекомендацій щодо зменшення міжосьової відстані на  $\Delta a = 0,003a \approx 3$  мм, остаточно призначаємо  $a = 1018$  мм.

11. Швидкість ланцюга згідно формули (7.1) буде

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot \check{\sigma}_e}{60 \cdot 1000} = 1,59 \text{ і } / \text{ñ}.$$

12. Діаметр зірочок визначаємо за формулою (7.6)

$$d_1 = \frac{\check{\sigma}_e}{\sin(180^\circ/z_1)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ/25)} = 202,66 \text{ і } ; \quad d_2 = \frac{\check{\sigma}_e}{\sin(180^\circ/z_2)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ/75)} = 606,56 \text{ і } .$$

13. Колова сила визначається за формулою

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{2,8 \cdot 10^3}{1,59} = 1761 \text{ Ї } .$$

14. Натяг ланцюга від відцентрової сили буде

$$F_v = q \cdot V^2 = 2,6 \cdot (1,59)^2 \approx 7 \text{ Ї } ,$$

де  $q = 2,6$  кг/м – погонна маса ланцюга ПР-25,4-56700 згідно ГОСТ 13568-75.

15. Розраховуємо натяг ланцюга від його маси за формулою (7.18)

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot g \cdot q = 3 \cdot 1,018 \cdot 9,81 \cdot 2,6 = 78 \text{ Н}.$$

16. Сила, що діє на вали передачі, з (7.21) буде

$$F_a = K_a \cdot F_t = 1,15 \cdot 1761 = 2025 \text{ Ї } .$$

17. Визначаємо діаметри кіл виступів зірочок

$$d_{a1} = \check{\sigma}_e \left[ 0,5 + \text{ctg}(180^\circ/z_1) \right] = 25,4 \left[ 0,5 + \text{ctg}(180^\circ/25) \right] = 231,76 \text{ і } ;$$

$$d_{a2} = \check{\sigma}_e \left[ 0,5 + \text{ctg}(180^\circ/z_2) \right] = 25,4 \left[ 0,5 + \text{ctg}(180^\circ/75) \right] = 618,73 \text{ і } .$$

18. Визначаємо ширину зубців зірочок

$$b_1 = 0,9B - 0,15 = 0,9 \cdot 22,61 - 0,15 = 20,2 \text{ мм}.$$

## 7.10 Контрольні запитання

1. Назвіть переваги та недоліки ланцюгових передач у порівнянні їх з іншими механічними передачами.
2. Які типи приводних ланцюгів застосовують у передачах?
3. Охарактеризуйте будову роликів та зубчастих ланцюгів.
4. Чому обмежують кутову швидкість меншої зірочки залежно від її числа зубців та кроку ланцюга?
5. Чому доцільно використовувати ланцюги з малим кроком?
6. Із яких міркувань рекомендують вибирати непарні числа зубців зірочок у передачах з роликівими ланцюгами?
7. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач.
8. Назвіть основний розрахунковий параметр, за яким ведеться розрахунок ланцюга на стійкість проти спрацювання та розрахунок пластин на витривалість.

## 8 ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА

### 8.1 Загальні відомості і класифікація

Передачі гвинт-гайка призначені для перетворення обертального руху у поступальний і навпаки. Такі передачі мають велике передаточне відношення, створюють значні зусилля, забезпечують точні переміщення робочих органів верстатів та приладів, виконують функції регулювальних пристроїв [21, 30, 36].

Передача складається з гвинта 1 і гайки 2 (рис. 8.1, а, б, в, г, д, е). Існує декілька схем передачі гвинт-гайка. За схемою на рис. 8.1, а, в гайка 2 закріплена у корпусі механізму і гвинт одночасно здійснює обертальний і поступальний рух. За схемою на рис. 8.1, б, д обертальний рух гайки 2 перетворюється у поступальний рух гвинта 1, а на рис. 8.1, г – навпаки, обертальний рух гвинта 1 перетворюється у поступальний рух гайки 2. На схемі рис. 8.1, е показана передача для здійснення надзвичайно повільного поступального руху гайки 2. Тут гвинт 1 має дві різьбові ділянки з різними кроками  $p_1$  та  $p_2$  і при повороті гвинта на один оберт, гайка переміщується на величину  $(p_1 - p_2)$ , яка може бути дуже малою. Взагалі вибір кінематичної схеми передачі визначається вимогами її застосування і компоновки.

Переваги передачі гвинт-гайка:

- простота конструкції і виготовлення;
- великий виграш у силі;
- повільність переміщення і безшумність;
- висока несуча здатність при малих габаритах;
- висока точність переміщень;
- висока надійність.

Недоліки:

- наявність великих витрат на тертя у гвинтовій парі, що спричиняє її спрацювання;
- низький ККД.

Передача гвинт-гайка широко використовується як силова в ручних домкратах (рис. 8.1, а), гвинтових пресах (рис. 8.1, в), підіймачах з електромеханічним приводом (рис. 8.1, б), механізмах переміщення столів та супортів верстатів (рис. 8.1, г, д), а також в кінематичних механізмах наладки (наводка га-

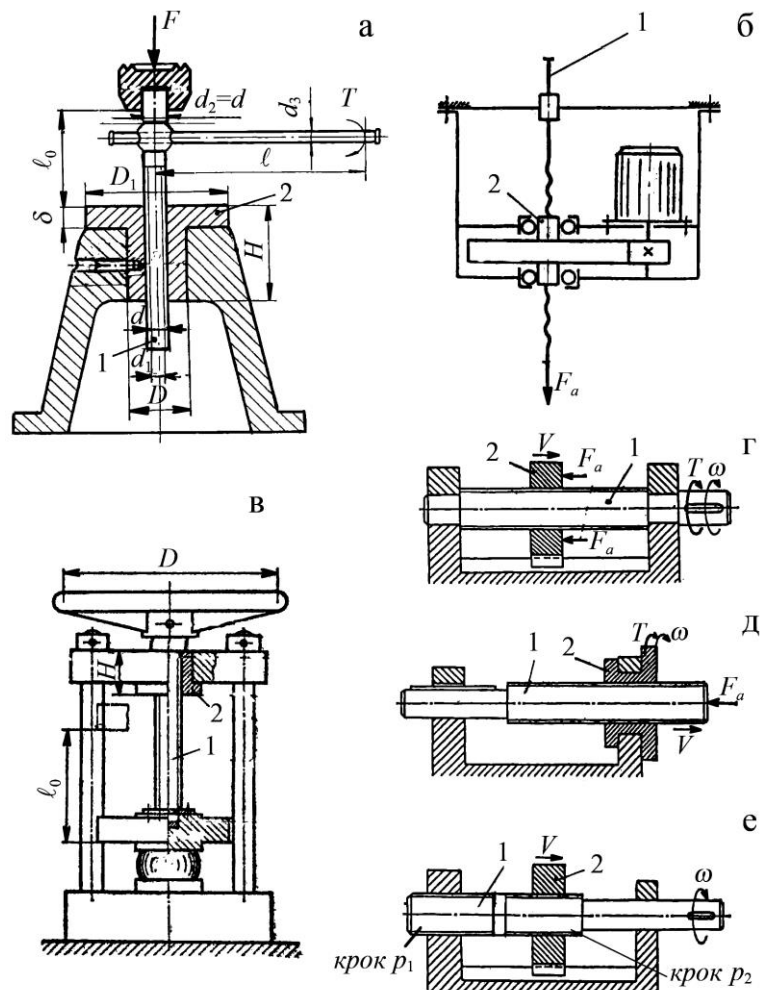


Рис. 8.1. Схеми гвинтових механізмів

рмат, телескопів, перископів тощо) і вимірних приладах (рис. 8.1, е).

Передачі гвинт-гайка за призначенням поділяють на силові (вантажні, ходові) і кінематичні (установні), а за видом тертя – на передачі з тертям ковзання (рис. 8.1) і передачі з тертям кочення. Останні мають високий ККД, але складні за конструкцією і дорогі у виготовленні [25, 30, 37 тощо].

У гвинтових механізмах застосовують ходові різьби (рис. 8.2).

**Трикутна різьба** за ГОСТ 9150-81 (рис. 8.2, а) використовується у несилових кінематичних передачах приладів через низький ККД.

**Трапецеїдальна різьба** за ГОСТ 9484-81 (рис. 8.2, б) більш розповсюджена, оскільки вона технологічна і має достатньо високу міцність. Використовується для силових передач реверсивного руху під навантаженням.

**Упорна різьба** за ГОСТ 10177-82 (рис. 8.2, в) використовується для силових передач з одnobічним силовим навантаженням (домкрати, преси тощо). Малий кут нахилу ( $3^\circ$ ) упорного боку профілю різьби дозволяє зменшити втрати на тертя і збільшити ККД передачі.

**Прямокутна різьба** (рис. 8.2, г) нестандартизована через нетехнологічність її виготовлення, однак завдяки високому ККД ( $\alpha = 0^\circ$ ) така різьба інколи використовується у передачах.

Основні параметри різьб (рис. 8.2) такі: зовнішній діаметр різьби  $d$ ; внутрішній –  $d_1$ ; середній –  $d_2$ ; крок різьби  $P$ ;  $P_1$  – хід різьби (поступальне переміщення утворюючого профілю за один оберт або відносне осьове переміщення гайки за один оберт). Для однозахідної різьби  $P_1 = P$ ; для багатоzaхідної –  $P_1 = nP$ , де  $n$  – кількість заходів; робоча висота профілю різьби  $H$ ; кут профілю  $\alpha$ . Вказані параметри різьб задаються у відповідних стандартах [2, 15, 31 тощо].

У розрахунках гвинтових механізмів використовується і такий параметр, як кут підйому витків різьби по її середньому діаметру  $\psi$  (рис. 22.1).

**Вибір профілю різьби** обумовлюється багатьма факторами, головним з яких є міцність, технологічність та сили тертя у різьбі.

Різьби гвинтових механізмів повинні бути з малими силами тертя, щоб підвищити ККД і зменшити спрацювання. Міцність в багатьох випадках не є для них основним критерієм, що визначає розміри гвинтової пари.

Порівнюємо вказані профілі різьб за цими показниками. Осьова сила  $F$ , що діє по стержню гвинта, врівноважується реакцією гайки, розподіленою по виткам різьби. На рис. 8.2, д ця реакція умовно замінена скупченою силою  $F_n$  нормальної до поверхні витка, яка дорівнює

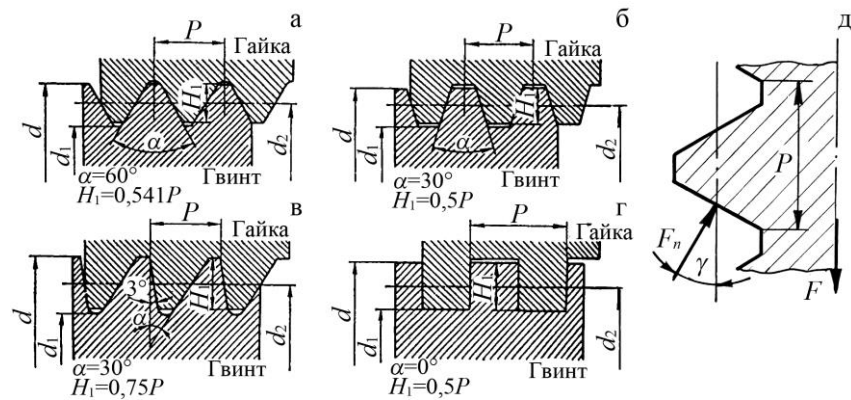


Рис. 8.2. Типи різьб гвинтових механізмів (а-г) та їх геометричні і силові параметри (д)

$$F_n = \frac{F}{\cos \gamma}, \quad (8.1)$$

де  $\gamma$  – кут нахилу робочої грані витка різьби.

При цьому сила тертя

$$F_s = F_n f = \frac{Ff}{\cos \gamma} = Ff_{\zeta\hat{a}}, \quad (8.2)$$

де  $f$  – дійсний коефіцієнт тертя;

$f_{\zeta\hat{a}}$  – зведений коефіцієнт тертя в різьбі:

$$f_{\zeta\hat{a}} = \frac{f}{\cos \gamma} \text{ або } f_{\zeta\hat{a}} = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}. \quad (8.3)$$

Маємо для трикутної різьби  $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$  і  $f_{\zeta\hat{a}} = 1,15$ ; для трапецеїдальної –  $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$  і  $f_{\zeta\hat{a}} = 1,03$ ; для упорної –  $\gamma = 3^\circ$  і  $f_{\zeta\hat{a}} \approx f$ ; для прямокутної –  $\gamma = 0^\circ$  і  $f_{\zeta\hat{a}} = f$ . Таким чином для трикутної різьби сили тертя на (12...15) % більші ніж для інших ходових різьб.

**Передаточне відношення гвинтових механізмів.** У гвинтових механізмах обертання гвинта або гайки здійснюється зазвичай за допомогою рукоятки, маховика, шестірні тощо. При цьому передаточне відношення визначається відношенням колового переміщення маховика  $S_m$  до осевого переміщення гайки (гвинта)  $S_z$  за один оберт

$$u = \frac{S_l}{S_{\hat{a}}} = \frac{\pi D}{P_1}, \quad (8.4)$$

де  $D$  – діаметр маховика (рис. 8.1, в).

При малому ході різьби і відносно великому діаметрі маховика можна одержати дуже велике передаточне відношення. Наприклад при  $p_1 = 3$  мм і  $D = 300$  мм,  $u = 314$ .

Залежність між коловою силою  $F_t$  на маховику і осевою  $F_a$  на гайці (гвинті) запишемо у вигляді

$$F_t = \frac{F_a}{u \cdot \eta}, \quad (8.5)$$

де  $\eta$  – ККД передачі гвинт-гайка.

Для  $u = 314$  і  $\eta = 0,4$  маємо  $F_a \approx 126 F_t$ . Отже, проста і компактна конструкція гвинтового механізму дозволяє одержувати значний виграш у силі.

**Коефіцієнт корисної дії (ККД)** гвинтової пари  $\eta$  становить інтерес головним чином для гвинтових механізмів і обчислюється як відношення робіт, витрачених на загвинчування гайки, без урахування та з урахуванням сил тертя.

Робота загвинчування дорівнює добутку моменту загвинчування на кут повороту гайки. Через те що кути повороту в обох випадках рівні, то відношення робіт дорівнює відношенню моментів  $T'_{\zeta\hat{a}\hat{a}\hat{a}}/T_{\zeta\hat{a}\hat{a}\hat{a}}$ , де  $T_{\text{загв}}$  визначається за формулою (22.9), а  $T'_{\zeta\hat{a}\hat{a}\hat{a}}$  – за тією ж формулою, але при  $f = 0$  і  $\varphi = 0$ :

$$\eta = T'_{\zeta\hat{a}\hat{a}\hat{a}}/T_{\zeta\hat{a}\hat{a}\hat{a}} = \frac{\text{tg} \psi}{\frac{D_m}{d_2} f + \text{tg}(\varphi + \psi)}. \quad (8.6)$$

Ураховуючи втрати тільки у різьбі ( $T_m = 0$ ), знайдемо ККД власно гвинтової пари:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)} \quad (8.7)$$

У самогальмівній парі, коли  $\psi < \varphi$ ,  $\eta < 0,5$ . Так як більшість гвинтових механізмів самогальмівні, то їх ККД менше 0,5.

Зі сказаного виходить, що  $\eta$  зростає зі збільшенням кута підйому  $\psi$  і зменшенням кута тертя  $\varphi$ . Для збільшення  $\psi$  застосовують багатозахідну різьбу, а для зменшення  $\varphi$  – змащення та антифрикційні матеріали. Значно підвищує ККД заміна тертя ковзання (рис. 8.1) на тертя кочення [25, 30, 31 тощо].

## 8.2 Конструкції та матеріали деталей передач гвинт-гайка

Гвинт у передачі гвинт-гайка являє собою циліндричну деталь значної довжини у порівнянні з діаметром, на визначеній ділянці якої нарізана різьба. Гвинти виготовляють суцільними (рис. 8.3, а), або складеними (рис. 8.3, б). Найчастіше використовують трапецеїдальну стандартну різьбу. При великих зусиллях постійного напрямку використовують стандартну упорну різьбу. Для гвинтів кінематичних передач приладів використовують трикутну різьбу.

Матеріал гвинтів повинен мати високу стійкість проти спрацювання. Гвинти, для яких не передбачається гартування, виготовляють зі сталей 45, 50 тощо або А45, А50 зі вмістом  $(0,15 \div 0,5) \%$  свинцю. Гвинти, призначені для гартування, виготовляють із сталей 65Г, 45Х та ін. Високу стійкість проти спрацювання забезпечує азотування, яке здійснюють для сталей 8ХВ, 40ХФА, 18ХТТ тощо.

Гайки найчастіше мають форму втулки (рис. 8.4, а,б) з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню. У передачах, в яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції (рис. 8.4, б,в,г).

Основною причиною виходу з ладу гвинтових механізмів є спрацювання гайки (гвинт спрацьовується рідше). Щоб зменшити втрати на тертя при швидкостях ковзання  $V_s > 6$  м/с, гайки виготовляють з олов'яних бронз БрЩ10Ф1, БрЩ6Ц6С3 та ін., а при малих швидкостях та незначних навантаженнях – із антифрикційного чавуну марок АЧВ-1, АЧС-1 або сірого чавуну СЧ-15, СЧ20.

## 8.3 Розрахунок передачі гвинт-гайка

**Розрахунок на стійкість проти спрацювання.** Передачі гвинт-гайка здебільшого виходять із ладу через

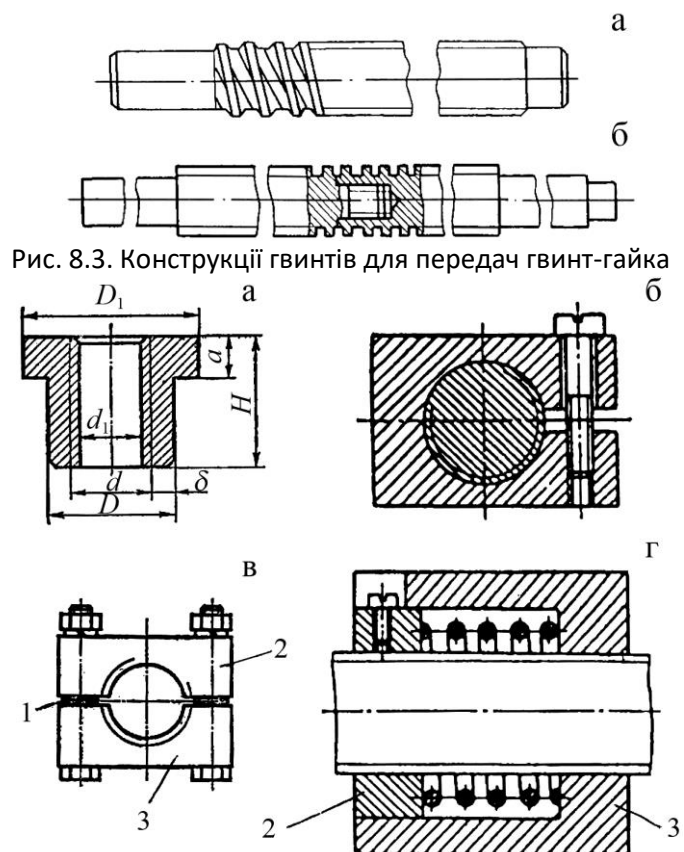


Рис. 8.4. Конструкції гайок для передач гвинт-гайка



спрацювання різьби. Стійкість проти спрацювання забезпечується обмеженням тиску у контакті витків різьби за умовою

$$P_{\pi \delta} \leq [P]_{\pi \delta}.$$

Розрахунковий тиск у гвинтовій парі за умови, що навантаження по витках розподіляється рівномірно, визначають за формулою

$$P_{\pi \delta} = \frac{F_a}{A z_B} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B} \leq [P]_{\pi \delta},$$

де  $F_a$  – осьова сила;

$A$  – площа робочої поверхні витка;

$d_2$  і  $H_1$  – середній діаметр і висота профілю різьби (рис. 8.2);

$z_B$  – число витків різьби у гайці висотою  $H$

$$z_B = \frac{H}{p},$$

$p$  – крок різьби.

**Розрахунок гайки та гвинта на міцність.** Міцність витків гайки перевіряють за напруженнями зрізування

$$\tau_{\zeta \delta} = \frac{F_a}{k A_{\zeta \delta}} \leq [\tau]_{\zeta \delta},$$

де  $k$  – коефіцієнт повноти різьби ( $k = 0,87$  для трикутної,  $0,65$  – для трапецеїдальної,  $0,5$  – для прямокутної);

$A_{\zeta \delta}$  – площа зрізу;

$[\tau]_{\zeta \delta}$  – допустиме напруження зрізу ( $[\tau]_{\zeta \delta} = (25 \div 30)$  МПа для бронзових і  $(45 \div 50)$  МПа для чавунних гайок).

Стиснуті гвинти перевіряють на стійкість за умовою стійкості

$$s_c = \frac{\sigma_{\epsilon \delta}}{\sigma} \geq [s]_c,$$

де  $s_c$  – розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості;

$[s]_c$  – допустимий коефіцієнт запасу стійкості (для вантажних і ходових гвинтів приймають  $[s]_c = 4 \div 5$ );

$\sigma$  – розрахункове напруження у небезпечному перерізі гвинта;

$\sigma_{кр}$  – критичне напруження, що виникає у поперечному перерізі гвинта і залежить від його гнучкості [3, 4, 30 та ін.].

#### 8.4 Контрольні запитання

1. В яких випадках використовують передачі типу гвинт-гайка?
2. Назвіть переваги та недоліки передач гвинт-гайка.
3. Які типи різьб застосовують у передачах гвинт – гайка? Охарактеризуйте ці різьби з точки зору доцільності використання.
4. Яка залежність визначає умову самогальмування у гвинтовій парі?
5. Як визначається передаточне число гвинтових механізмів?
6. Залежність між осьовим і коловим навантаженням у гвинтовій парі.
7. Як визначається ККД передачі гвинт-гайка?
8. У чому полягає розрахунок передачі гвинт – гайка на стійкість проти спрацювання?
9. Як визначити момент загвинчування?
10. З яких матеріалів виготовляють гвинти та гайки гвинтових механізмів?
11. Наведіть приклади деяких конструкцій гвинтів та гайок.

## 9 ВАЛИ ТА ОСІ

### 9.1 Загальні відомості

Вали та осі призначені для розміщення деталей, що обертаються. Наприклад: зубчасті колеса, шків, муфти, зірочки тощо.

Вали та осі у більшості випадків мають форму тіл обертання.

Вали завжди обертаються, при цьому вони передають крутний момент.

Осі не передають крутний момент і можуть бути рухомими – рис. 9.1, б, або нерухомими – рис. 9.1, а, д [5, 23, 34, 36, 37].

#### Класифікація

1. За призначенням:

- корінні вали, несучі основні робочі органи машин (ротор турбіни, колінчастий вал двигуна внутрішнього згоряння тощо);
- передавальні (вали передач), вони використовуються для передачі і розподілу руху;
- трансмісійні вали, які використовують для передачі крутного моменту до виконуючих органів машин (ряд сільськогосподарських, дорожніх машин тощо);
- торсійні вали (торсіони), які лише передають крутні моменти.

2. За формою геометричної осі:

- прямі (рис. 9.1, а, б, в, г, д, е);
- колінчасті (рис. 9.1, ж), які перетворюють зворотно поступальний рух у обертальний і навпаки;
- гнучкі зі змінною формою геометричної осі, яку застосовують для привода механізмів (будівельні машини, бормашина зуболікарська тощо).

3. За формою поперечного перерізу:

- суцільні (рис. 9.1, г, д);
- порожнисті, використовуються з метою зменшення маси (рис. 9.1, е);
- гладкі циліндричні;
- профільні (прямокутні, трикутні тощо).

Опорні частини валів та осей звуться цапфами. Проміжні цапфи (рис. 9.1, ж, поз. 1) називаються шийками, а кінцеві (рис. 9.1, ж, поз. 2) – шипами (звідки – підшипники).

Цапфи можуть бути циліндричними, конічними або сферичними. Найбільш розповсюджені циліндрич-

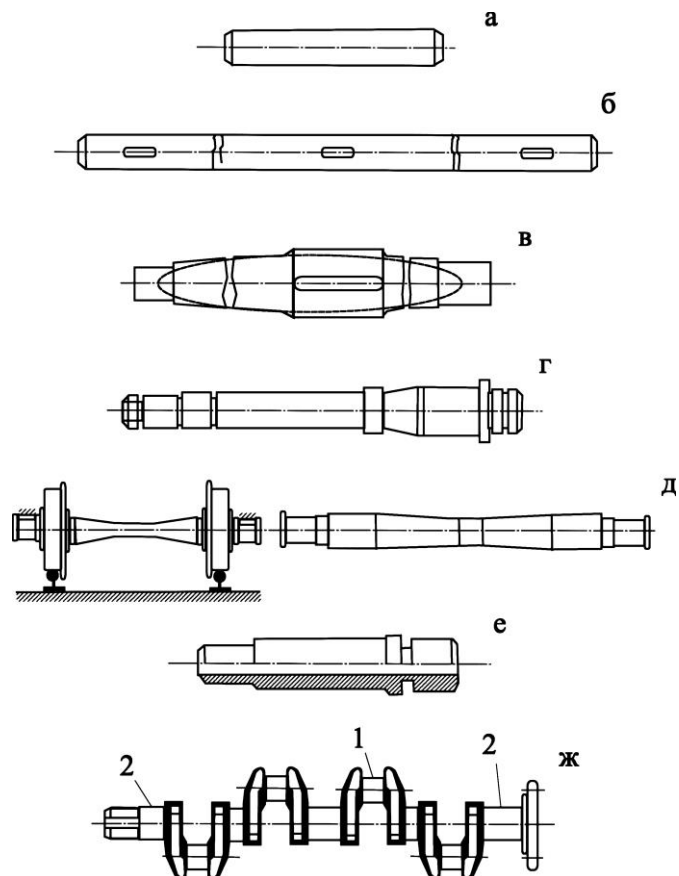


Рис. 9.1. Основні типи валів і осей

ні – як найбільш технологічні. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках.

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують:

- із рівцем для виходу шліфувального круга (табл. 9.4), що збільшує концентрацію напружень;
- із перехідною поверхнею – галтеллю (табл. 9.3) відповідного радіуса  $r$ , сприяє зниженню концентрації напружень і тому застосовується для дуже навантажених ділянок валів та осей.

Матеріалами для валів і осей в основному служать вуглецеві і леговані сталі. Для валів і осей, у яких основний критерій працездатності – жорсткість, застосовують конструкційні сталі Ст4, Ст5 без термообробки. У відповідальних і важко навантажених конструкціях (коли критерієм працездатності є міцність) використовують термічно оброблені середньовуглецеві і леговані сталі 40, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГСА тощо. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню, гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (вали, що працюють у підшипниках ковзання, шліцові вали тощо).

Вали, які працюють в агресивному середовищі, виготовляють з нержавіючих сталей, титанових сплавів.

Прямі сталеві вали та осі діаметром до 150 мм зазвичай виготовляють з прокату великого діаметра, а складних форм – з поковок.

## 9.2 Розрахунки валів

Конструювання і розрахунки валів складаються з наступних етапів.

Ескізний проект – попереднє визначення значень діаметрів і розробка першого варіанта конструкцій (компоновка).

Розрахунок на статистичну міцність – уточнюють діаметри валів у небезпечних перерізах і проводять коректування їх конструкції.

Перевірні розрахунки вала: на втомну міцність, на жорсткість та на вібростійкість.

**Навантаження і розрахункові схеми.** На вали при експлуатації діють навантаження у вигляді зосереджених і розподілених сил радіального і осьового напрямків, згинаючі і крутні моменти. Ці навантаження можуть діяти в двох площинах, а також можуть бути постійними або змінними.

По кресленню (ескізу) вала (рис. 9.2) складають розрахункову схему, в якій вали розглядають як балки, розташовані на шарнірних опорах, до яких прикладають зовнішні сили і моменти.

**9.2.1. Ескізний проект.** На даному етапі проводиться розрахунок за умови, що на вал діє крутний момент і знижені допустимі напруження

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} \approx (6 \div 7) \cdot \sqrt[3]{T}, \quad (9.1)$$

де  $T$  – крутний момент на валу;

$[\tau] = 15 \div 30$  МПа, допустимі напруження при крученні.

Оцінити діаметр вала можна орієнтуючись на діаметр вала, з яким він з'єднується. При з'єднанні через муфту з валом електродвигуна ( $d_{\text{де}}$ ) можна прийняти діаметр  $d \approx (0,8 \div 1,2)d_1$ .

Після попереднього визначення діаметра вала розробляють в першому наближенні його конструкцію і складають розрахункову схему (рис. 9.2).

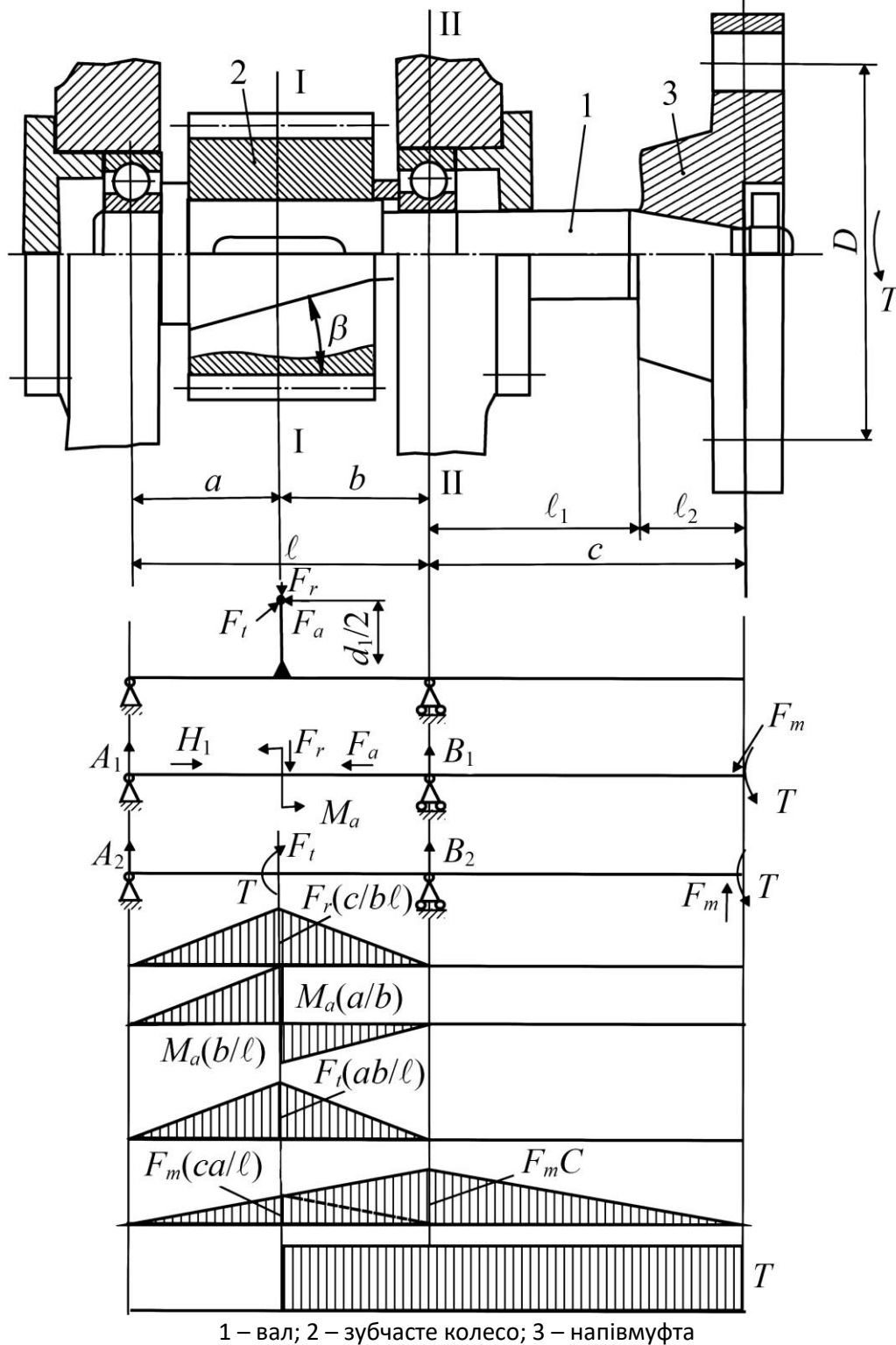


Рис. 9.2. Розрахункова схема валу

**9.2.2. Основний розрахунок валів на статичну міцність.** На статичну міцність вали розраховують по найбільшому короточасному навантаженню, як правило в період пуску машини.

По розрахунковій схемі визначають реакції опор в горизонтальній і вертикальній площинах. В цих площинах будують епюри згинаючих моментів, а також епюру крутного моменту.

Оскільки вали працюють в умовах згину і кручення, то еквівалентне напруження визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{д\acute{e}a}} = \sqrt{\sigma_{\zeta}^2 + 3\tau_{\text{e}}^2}, \quad (9.2)$$

де  $\sigma_{\zeta} = M_{\zeta}/W_{\zeta}$  і  $\tau_{\text{e}} = T/W_{\rho}$  – відповідно навантаження згинаючого моменту  $M_{\zeta}$  і крутного моменту  $T$  в небезпечному перерізі, там, де діють максимальний момент  $M_{\zeta}$  і крутний момент  $T$ ;

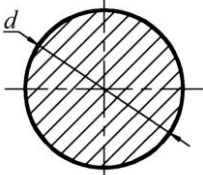
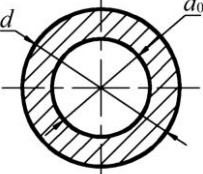
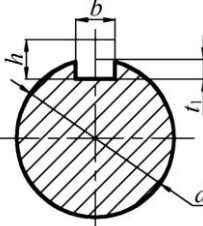
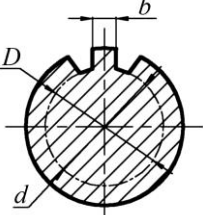
$W_{\zeta}$  і  $W_{\rho}$  відповідно момент опору і полярний момент небезпечного перерізу вала (табл. 9.1);

$M_{\zeta}$  – сумарний згинаючий момент

$$M_{\zeta} = \sqrt{M_{\text{a}}^2 + M_{\text{в}}^2}, \quad (9.3)$$

$M_{\text{a}}$  і  $M_{\text{в}}$  – відповідно згинаючий момент в горизонтальній і вертикальній площинах.

Таблиця 9.1. Моменти опору поперечних перерізів валів

Форма перерізу	Ескіз	Момент опору
Кругле		$W_{\zeta} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3;$ $W_{\rho} = 2W_{\zeta} \approx 0,2d^3.$
Кільцеве		$W_{\zeta} = \frac{\pi d^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right];$ $W_{\rho} = 2W_{\zeta}.$
Зі шпонковою канавкою		$W_{\zeta} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$ $W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}.$
Зі шліцями		$W_{\zeta} = \frac{1}{32D} [\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2];$ $W_{\rho} = 2W_{\zeta}.$

Ураховуючи момент опору для круглого перерізу, можна записати:

$$\sigma_{\text{д\acute{e}a}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_{\zeta}^2 + 0,75T^2} \leq [\sigma]_{\zeta}. \quad (9.3)$$

Звідси розрахунковий діаметр у небезпечному перерізі буде визначений за формулою

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\zeta \text{д\acute{e}a}}}{0,1[\sigma]_{-1}}}, \quad (9.4)$$

де  $M_{\text{зд}} = \sqrt{I_{\text{с}}^2 + 0,75D^2}$  – зведений момент;

$[\sigma]_{-1}$  – допустиме напруження згину, що залежить від матеріалу вала і приймається згідно табл. 9.2.

Таблиця 9.2. Механічні характеристики основних матеріалів

Сталь	Діаметр заготов- ки, мм, не більше	Твердість НВ, не менше	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{т}}$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\psi_{\sigma}$	$\psi_{\tau}$	$[\sigma]_{-1}$ , МПа
			МПа						
Ст5	Не обмежений	190	520	280	220	130	0	0	40
45	Не обмежений	200	560	280	250	150	0	0	45
	120	240	800	550	350	210	0,1	0	55
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05	65
40X	Не обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05	55
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05	65
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05	75
20	60	145	400	240	170	100	0	0	40
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0	50
12XН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05	90
12X2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1	95
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0.1	100

**9.2.3. Розрахунок вала на втомну міцність.** Основним видом руйнування вала є втома, тому для валів розрахунок на опір втомі є дуже важливим.

Розрахунок полягає у визначенні коефіцієнта запасу міцності і порівнянні його з допустимим. При сумісній дії напружень кручення і згину, коефіцієнт запасу опору втомі визначають за формулою

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \approx 1,5, \quad (9.5)$$

де  $S_{\sigma}$  і  $S_{\tau}$  – відповідно коефіцієнти запасу опору втомі при згині і при крученні, які визначають за формулами

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (9.6)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}; \quad (9.7)$$

$\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  – межі витривалості матеріалу при згині і при крученні з симетричним знакозмінним стаціонарним циклом, коли амплітуда напружень постійна і середнє напруження дорівнює нулю;

$K_{\sigma D}$  і  $K_{\tau D}$  – сумарні коефіцієнти урахування впливу всіх факторів на опір втомі відповідно при згині та крученні

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V, \quad K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V; \quad (9.8)$$

$K_{\sigma}$  і  $K_{\tau}$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень (відношення межі втоми, отримане в результаті випробувань гладких зразків, до межі втоми, отримане на зразках з концентратором напружень) відповідно при згині і при крученні, табл. 9.3 – табл. 9.6;

$K_{d\sigma}$  і  $K_{d\tau}$  – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу – масштабний фактор (відношення межі втоми зразків і деталей реальних розмірів

до межі втоми, отриманої при випробуваннях зразків малих діаметрів), табл. 9.7;

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні, табл. 9.8;

$K_V$  – коефіцієнт впливу зміцнення, який вводиться для валів і осей з поверхневим зміцненням (гартування СВЧ, цементація, азотування),  $K_V = 0,95$ ;

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні, табл. 9.2;

$\sigma_a$  – циклічні (змінні) напруження згину, які змінюються по симетричному циклу

$$\sigma_a = \sigma_\varepsilon = \frac{\dot{\varepsilon}}{W_\varepsilon}; \quad (9.9)$$

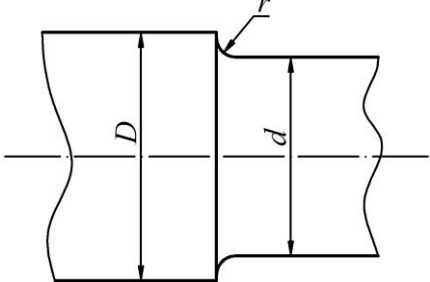
$W_3$  – момент опору перерізу вала;

$\sigma_m, \tau_m$  – постійні складові напружень при згині та крученні:  $\sigma_m = 0, \tau_m = \tau_a$ ;

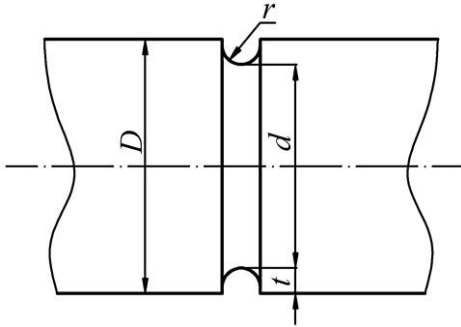
$\tau_a$  – амплітуда змінних напружень при крученні

$$\tau_a = 0,5 \frac{\dot{\tau}}{W_\rho} = 0,5 \frac{T}{0,2d^3}. \quad (9.10)$$

Таблиця 9.3. Значення коефіцієнтів  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  для валів з галтелями

									
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Матеріал вала – сталь з $\sigma_B$ , МПа							
		600	700	800	900	600	700	800	900
		$K_\sigma$				$K_\tau$			
До 1,1	0,02	1,96	2,08	2,20	2,35	1,30	1,35	1,41	1,45
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,81	1,20	1,24	1,27	1,29
	0,06	1,51	1,52	1,54	1,57	1,16	1,18	1,20	1,23
	0,08	1,40	1,41	1,42	1,44	1,12	1,14	1,16	1,18
	0,1	1,34	1,36	1,37	1,38	1,09	1,11	1,13	1,15
	0,15	1,25	1,26	1,27	1,29	1,06	1,07	1,08	1,09
	0,2	1,19	1,21	1,22	1,23	1,04	1,05	1,06	1,07
Понад 1,1 до 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	1,50	1,59	1,67	1,74
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,13	1,33	1,39	1,45	1,48
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,26	1,30	1,33	1,37
	0,08	1,56	1,58	1,59	1,62	1,18	1,22	1,26	1,30
	0,1	1,48	1,50	1,51	1,53	1,16	1,19	1,21	1,24
	0,15	1,35	1,37	1,38	1,40	1,10	1,11	1,14	1,16
	0,2	1,27	1,29	1,30	1,32	1,06	1,08	1,10	1,13
Понад 1,2 до 2	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	1,70	1,80	1,90	2,00
	0,04	2,00	2,10	2,15	2,25	1,46	1,53	1,60	1,65
	0,06	1,85	1,88	1,90	1,96	1,35	1,40	1,45	1,50
	0,08	1,66	1,68	1,70	1,73	1,25	1,30	1,35	1,40
	0,1	1,57	1,59	1,61	1,63	1,21	1,25	1,28	1,32
	0,15	1,41	1,43	1,45	1,47	1,12	1,15	1,18	1,20
	0,2	1,32	1,34	1,36	1,38	1,07	1,10	1,14	1,16

Таблиця 9.4. Значення коефіцієнтів  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  для валів з проточкою

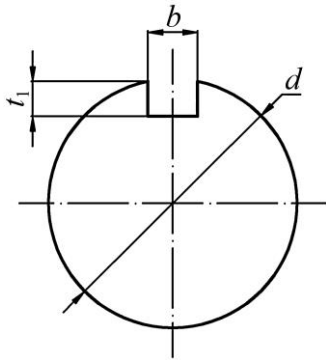
									
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Матеріал вала – сталь з $\sigma_B$ , МПа							
		600	700	800	900	600	700	800	900
		$K_\sigma$				$K_\tau$			
До 1,1	0,02	1,85	1,95	2,10	2,25	1,29	1,32	1,39	1,46
	0,04	1,80	1,85	2,00	2,10	1,27	1,30	1,37	1,43
	0,06	1,75	1,80	1,90	1,95	1,25	1,29	1,36	1,41
	0,08	1,70	1,75	1,80	1,90	1,21	1,25	1,32	1,39
	0,1	1,65	1,70	1,75	1,80	1,18	1,21	1,29	1,32
	0,15	1,55	1,57	1,60	1,65	1,14	1,18	1,21	1,25
Понад 1,1 до 1,2	0,02	1,89	1,99	2,15	2,31	1,37	1,41	1,50	1,62
	0,04	1,84	1,89	2,05	2,15	1,35	1,37	1,47	1,59
	0,06	1,78	1,84	1,94	1,99	1,32	1,36	1,46	1,52
	0,08	1,73	1,78	1,84	1,94	1,27	1,32	1,41	1,50
	0,1	1,68	1,73	1,78	1,84	1,23	1,27	1,37	1,41
	0,15	1,58	1,60	1,63	1,68	1,18	1,23	1,27	1,37
Понад 1,2 до 2	0,02	1,93	2,04	2,20	2,37	1,40	1,45	1,55	1,65
	0,04	1,87	1,93	2,09	2,20	1,38	1,42	1,52	1,60
	0,06	1,82	1,87	1,98	2,04	1,35	1,40	1,50	1,57
	0,08	1,76	1,82	1,87	1,98	1,30	1,35	1,45	1,55
	0,1	1,71	1,76	1,82	1,87	1,25	1,30	1,40	1,45
	0,15	1,60	1,62	1,66	1,71	1,20	1,25	1,30	1,35

Таблиця 9.5 – Значення коефіцієнтів  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  для валів з радіальними отворами

						
$\frac{a}{d}$	Матеріал вала – сталь з $\sigma_B$ , МПа					
	700	800	900	700	800	900
	$K_\sigma$			$K_\tau$		
Понад 0,05 до 0,15	2,0	2,02	2,12	1,75	1,83	1,90
Понад 0,15 до 0,25	1,8	1,82	1,90			



Таблиця 9.6. Значення коефіцієнтів  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  для валів з шпонковою канавкою

							
Матеріал вала – сталь з $\sigma_B$ , МПа							
600	700	800	900	600	700	800	900
$K_\sigma$				$K_\tau$			
1,6	1,75	1,8	1,9	1,5	1,6	1,7	1,9

Таблиця 9.7. Значення коефіцієнтів масштабного фактора  $K_{d\sigma}$  і  $K_{d\tau}$ 

сталь		Діаметр вала $d$ , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
вуглецева	$K_{d\sigma}$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	$K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
легована	$K_{d\sigma}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	$K_{d\tau}$							

Таблиця 9.8. Значення коефіцієнта  $K_F$  в залежності від шорсткості поверхні

Клас шорсткості	Приблизна обробка поверхонь	$\sigma_B$ , МПа			
		500	700	900	1200
3, 4, 5	Обдирна	1,2	1,25	1,35	1,50
6, 7, 8	Обточення	1,05	1,10	1,15	1,25
9, 10	Шліфування	1,00	1,00	1,00	1,00

**9.2.4. Розрахунок на жорсткість.** Деформація вала негативно впливає на роботу конструкції в цілому, збільшує концентрацію напружень, знос і при великих переміщеннях може призвести до виходу з ладу усього механізму.

При проектуванні валів треба виконати розрахунок прогинів і кутів нахилу характерних перерізів, наприклад, в опорах вала, місцях установки зубчастих коліс, і порівняти їх з допустимими. Прогини і кути нахилу обчислюють, використовуючи інтеграл Мора або правило Верещагіна [2, 5, 15, 16 тощо]. Формули для визначення кутів нахилу перерізів і прогинів двохопорного вала постійного перерізу від сил в зубчастому зачепленні ( $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ ) і від консольного навантаження ( $F_K$ ) приведені у табл. 9.9.

Сумарний кут нахилу перерізу вала на опорі А від сил зачеплення дорівнює

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{At}^2 + (\theta_{Ar} + \theta_{Aa})^2}. \quad (9.11)$$

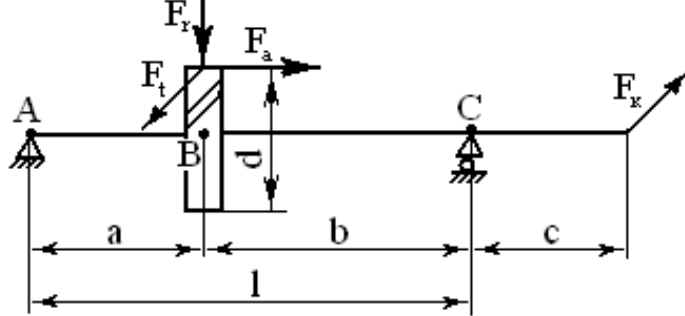
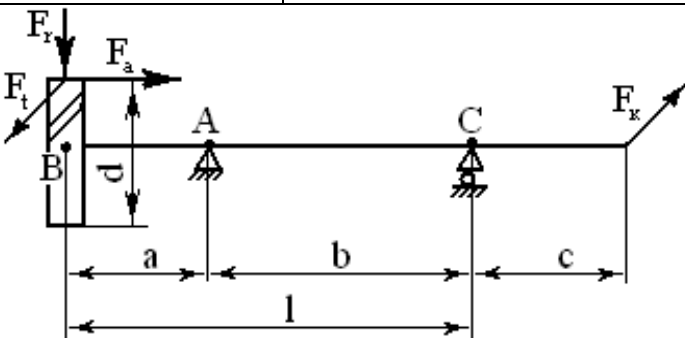
Сумарний прогин точки В осі вала від тих же сил визначають за формулою

$$\delta_A = \sqrt{\delta_{At}^2 + (\delta_{Ar} + \delta_{Aa})^2}, \quad (9.12)$$

де  $\theta_{At}$ ,  $\theta_{Ar}$ ,  $\theta_{Aa}$  – кути нахилу перерізу вала на опорі А відповідно від сил  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ ;  
 $\delta_{Ba}$ ,  $\delta_{Br}$ ,  $\delta_{Bt}$  – прогини (радіальні зміщення) точки В осі вала відповідно від сил  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ .

Аналогічно визначають кут нахилу перерізу вала на опорі С.

Таблиця 9.9. Формули для визначення кутів нахилу перерізів і прогинів осі двохопорного вала

			
Величина	Діюча сила		
	$F_t$	$F_a$	$F_k$
$\theta_A$	$-\frac{F_t a b}{6EI\ell}(\ell + b)$	$-\frac{F_a d}{12EI\ell}(2\ell^2 - 6a\ell + 3a^2)$	$-\frac{F_k \ell c}{6EI}$
$\theta_B$	$-\frac{F_t a b}{3EI\ell}(b - a)$	$-\frac{F_a d}{12EI\ell}(2\ell^2 - 6a\ell + 6a^2)$	$+\frac{F_k c}{6EI\ell}(3a^2 - \ell^2)$
$\theta_C$	$+\frac{F_t a b}{6EI\ell}(\ell + a)$	$-\frac{F_a d}{12EI\ell}(\ell^2 - 3a^2)$	$\frac{F_k \ell c}{3EI}$
$\delta_B$	$-\frac{F_t a^2 b^2}{3EI\ell}$	$+\frac{F_a d a}{12EI\ell}(2\ell^2 - 6a\ell + 4a^2)$	$+\frac{F_k a c}{6EI\ell}(a^2 - \ell^2)$
			
Величина	Діюча сила		
	$F_t$	$F_a$	$F_k$
$\theta_A$	$\frac{F_t \ell a}{3EI}$	$-\frac{F_a \ell d}{6EI}$	$-\frac{F_k \ell \tilde{n}}{6EI}$
$\theta_B$	$\frac{F_t a}{6EI}(3a + 2\ell)$	$-\frac{F_a d}{6EI}(3a + \ell)$	$-\frac{F_k \ell \tilde{n}}{6EI}$
$\theta_C$	$-\frac{F_t d \ell}{6EI}$	$+\frac{F_a \ell d}{12EI}$	$\frac{F_k \ell \tilde{n}}{3EI}$
$\delta_B$	$-\frac{F_t a^2}{6EI}(a + \ell)$	$+\frac{F_a \cdot a \cdot d}{12EI}(3a - 2\ell)$	$\frac{F_k \cdot a \cdot \ell \tilde{n}}{6EI}$

Примітка: 1. Кут нахилу  $\theta$  перерізу і прогин  $\delta$  від сили  $F_r$  визначають як від сили  $F_t$ , змінюючи  $F_t$  на  $F_r$ .

2.  $(E \cdot I)$  – жорсткість перерізу вала при згині.

Таблиця 9.10. Допустимі значення кутів нахилу перерізу вала в опорах (в радіанах)

Підшипники кочення	Допустимий кут нахилу $[\theta]$
Шарикові однорядні	0,005
Шарикові сферичні	0,05
З циліндричними роликами	0,0025
З конічними роликами	0,0016

Підшипники ковзання	0,001
---------------------	-------

Знайдені за формулами (9.11) і (9.12) прогини і кути нахилу не повинні перевищувати допустимих значень.

Допустимі переміщення (прогини і кути нахилу) перерізу вала залежать від вимог, що ставлять до конструкції.

Допустимі прогини валів в місці посадки циліндричних зубчастих коліс  $0,01m$  ( $m$  – модуль зачеплення) і  $0,005m$  – для конічних гіпоїдних і глобоїдних передач.

Розрахунок валів змінного перерізу (ступінчасті вали) виконується інтегруванням диференційного рівняння увігнутої осі балки. При цьому жорсткість реального вала довжиною  $l$  оцінюється по умовному валу постійного перетину з еквівалентним діаметром

$$d_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt[4]{\sum \frac{l_i}{l} \cdot \frac{1}{d_i^4}}}, \quad (9.13)$$

де  $i$  – номер ділянки вала довжиною  $l_i$  і діаметром  $d_i$ .

Переміщення при крученні валів постійного діаметра визначається формулою

$$\varphi = \frac{\partial \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad (9.14)$$

де  $\varphi$  – кут закручування вала, рад;

$T$  – крутний момент;

$G$  – модуль пружності при зсуві;

$l$  – довжина ділянки вала, що скручується;

$I_p = \pi d^4 / 32$  – полярний момент інерції перерізу вала.

Значення допустимих кутів закручування валів коливається в широких межах і залежить від вимог роботи механізму. В точних металорізальних верстатах і пристроях допустимі кути закручування повинні бути порядку  $5'$  на метр довжини, а в карданних валах автомобілів і трансмісійних валах механізмів пересування мостових кранів допускають декілька градусів на метр.

**9.2.5. Розрахунок валів на вібростійкість.** Коливання валів, на яких розташовані деталі у формі диску, виникають під дією зовнішніх періодичних навантажень, що змінюються.

Коливання системи визначається частотою власних коливань згину

$$\omega_{\text{н}} = \sqrt{\frac{1}{m\delta_1}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}, \quad (9.14)$$

де  $\delta_1 = \delta / mg$  – прогин одиничної сили;

$\delta$  – статистичний прогин вала від дії сили тяжіння ( $mg$ ) диску.

Вимушені коливання системи з одним ступенем вільності описують рівнянням

$$Y = \frac{F}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin \omega_b t, \quad (9.15)$$

де  $Y$  – амплітуда вимушених коливань маси  $m$ ;

$F$  – амплітуда збурювальної сили;

$\omega_b$  – частота вимушених коливань системи.

Аналізуючи формулу (9.15) можна відзначити, що при  $\omega_b \rightarrow \omega_c$  отримаємо  $Y \rightarrow \infty$ , тобто при  $\omega_b = \omega_c$  виникає резонанс. В умовах резонансу можна очікувати руйнування машини.

Частоту обертання вала, за якої виникає резонанс, називають критичною

$$n_e = \frac{30\omega_{e\delta}}{\pi} = \frac{30\omega_{\tilde{n}}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}}. \quad (9.16)$$

Якщо кутова швидкість  $\omega_b$  більше  $\omega_{кр} = \omega_c$ , то система при розгоні перейде зону резонансу і знову стабілізується. Щоб уникнути поломок, зону резонансу треба проходити швидко. Затримка в цій зоні приводить до руйнування системи.

Частота обертання звичайно приймається для жорстких валів  $n \leq 0,7n_{кр}$ , для гнучких валів  $n \leq 1,3n_{кр}$ .

Розрахунок частот власних коливань більш складних систем (багатомасових) наведений [23, 36].

### 9.3 Приклад розрахунку вала

Розрахувати вал за схемою навантаження рис. 9.2, якщо: крутний момент на валу  $T = 595 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; частота обертання вала  $n = 154 \text{ хв}^{-1}$ ; діаметр дільного кола циліндричного косозубого колеса  $d_2 = 259,47 \text{ мм}$ ; ширина колеса  $b_2 = 50 \text{ мм}$ ; навантаження на вал: колова сила  $F_t = 4590 \text{ Н}$ ; радіальна сила  $F_r = 1670 \text{ Н}$ ; осьова сила  $F_a = 776 \text{ Н}$ .

**Розв'язання.** 1. Визначаємо середній діаметр вала за формулою (9.1)

$$d = (6 \div 7) \cdot \sqrt[3]{T} = (6 \div 7) \cdot \sqrt[3]{595} = 50,5 \div 58,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо середній діаметр вала 58 мм, діаметр вала в місці установлення підшипника 50 мм.

Вибираємо підшипник середньої серії № 310, ширина якого  $B = 27 \text{ мм}$ .

Для визначення відстані між зубчастими колесами та підшипниками використовуємо схему вала (рис. 9.3).

Наступні значення приймаємо згідно рекомендацій [30, 37 та ін.]:  $\delta = 15 \text{ мм}$ ;  $\varepsilon = 10 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 20 \text{ мм}$ ;  $\mu = 15 \text{ мм}$ ;  $\beta = 15 \text{ мм}$ .

По крутному моменту вибираємо муфту МПВП 700-45 ГОСТ 21424-75, що має допустимий крутний момент  $T = 710 \text{ Н}\cdot\text{м}$  та розміри  $l = 110 \text{ мм}$ ;  $D_n = 130 \text{ мм}$ .

Розраховуємо розміри вала

$$a = b = (B/2) + \varepsilon + \delta + (b_2/2) = (27/2) + 10 + 15 + (50/2) = 64 \text{ мм};$$

$$c = (B/2) + \mu + \lambda + \beta + (l/2) = (27/2) + 15 + 20 + 15 + (110/2) \approx 120 \text{ мм}.$$

2. Сила від дії муфти

$$F_i = 0,2 \frac{2T}{D_i} = 0,2 \frac{2 \cdot 595}{0,13} = 1831 \text{ Н}.$$

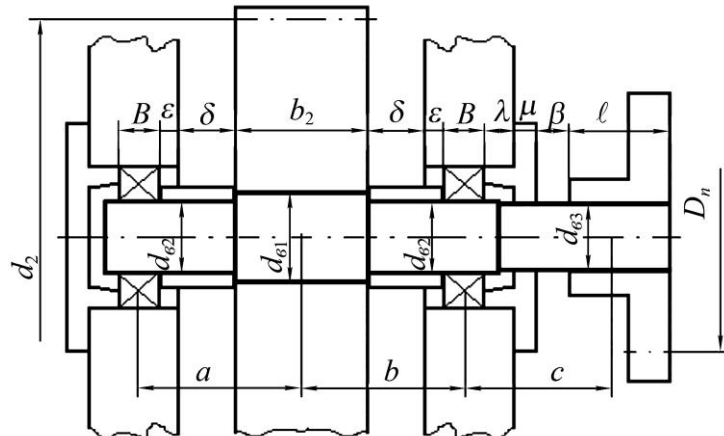


Рис. 9.3. Компонувальна схема вала

3. Визначаємо реакції в опорах у вертикальній площині

$$A_2 = \frac{F_t \cdot b + F_i \cdot \tilde{n}}{a + b} = \frac{4590 \cdot 0,064 + 1831 \cdot 0,12}{0,064 + 0,064} = 4012 \text{ Í } ;$$

$$B_2 = \frac{F_t \cdot a - F_i \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{4590 \cdot 0,064 - 1831 \cdot (0,064 + 0,064 + 0,12)}{0,064 + 0,064} = -1253 \text{ Í } .$$

4. Згинаючі моменти у вертикальній площині у перерізах вала I та II (рис. 9.2)

$$\dot{\lambda}_1^{\hat{a}} = \dot{A}_2 \cdot \dot{a} = 4590 \cdot 0,064 = 256,8 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} ;$$

$$\dot{\lambda}_2^{\hat{a}} = \dot{A}_2 (\dot{a} + b) - F_t b = 4012 (0,064 + 0,064) - 4590 \cdot 0,064 = 219,8 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} .$$

5. Визначаємо реакції в опорах у горизонтальній площині

$$A_1 = \frac{F_r \cdot b + F_a \cdot d_2 / 2}{a + b} = \frac{1670 \cdot 0,064 + 776 \cdot 0,25947 / 2}{0,064 + 0,064} = 1621,5 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} ;$$

$$B_1 = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot d_2 / 2}{a + b} = \frac{1670 \cdot 0,064 - 776 \cdot 0,25947 / 2}{0,064 + 0,064} = 48,5 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda}$$

6. Згинаючі моменти у горизонтальній площині в перерізах вала I та II

$$\dot{\lambda}_1^{\hat{a}} = \dot{A}_1 \cdot \dot{a} = 1621,5 \cdot 0,064 = 103,8 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} ;$$

$$M_1^{\hat{a}} = \dot{A}_1 \cdot \dot{a} - F_a \cdot d_2 / 2 = 1621,5 \cdot 0,064 - 776 \cdot 0,25947 / 2 = 3,1 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} .$$

7. Сумарний згинаючий момент в перерізах вала I та II

$$\dot{\lambda}_{\zeta 1} = \sqrt{(\dot{\lambda}_1^{\hat{a}})^2 + (\dot{\lambda}_1^{\hat{\sigma}})^2} = \sqrt{(103,8)^2 + (256,8)^2} = 277 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} ;$$

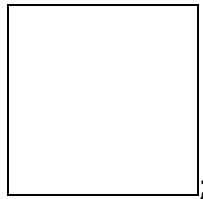
$$\dot{\lambda}_{\zeta 2} = \sqrt{(\dot{\lambda}_2^{\hat{a}})^2 + (\dot{\lambda}_2^{\hat{\sigma}})^2} = \sqrt{(0)^2 + (219,8)^2} = 219,8 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} .$$

8. Приведений момент

$$\dot{\lambda}_{i \sigma 1} = \sqrt{\dot{\lambda}_{\zeta 1}^2 + 0,75 \dot{\sigma}^2} = \sqrt{277^2 + 0,75 \cdot 595^2} = 585 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} ;$$

$$\dot{\lambda}_{i \sigma 2} = \sqrt{\dot{\lambda}_{\zeta 2}^2 + 0,75 \dot{\sigma}^2} = \sqrt{219,8^2 + 0,75 \cdot 595^2} = 560,2 \text{ Í } \cdot \dot{\lambda} .$$

9. Діаметри вала у перерізах I та II



$$d_{\delta 2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{\lambda}_{i \sigma 2}}{0,1 [\sigma]_{-1}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{560,2}{0,1 \cdot 55}} = 46,7 \text{ Í } ,$$

де  $[\sigma]_{-1}$  – допустиме напруження згину, для сталі 45 згідно табл. 9.2  $[\sigma]_{-1} = 55$  МПа. Отримані значення округлюємо до стандартних значень (ГОСТ 6636-68):

$$d_{\delta 1} = 55 \text{ Í } ; \quad d_{\delta 2} = 50 \text{ Í } .$$

10. На основі визначених розмірів розробляємо конструкцію вала, де його діаметр у місці встановлення муфти буде  $d_{\delta 3} = 45 \text{ Í } .$

11. Перевірні розрахунки.

**Розрахунок вала на втомну міцність.**

Розрахунок проводимо для небезпечного перерізу вала I-I, у якого є шпонковий паз, що зменшує площу перерізу вала.

Шпонковий паз має наступні розміри (ГОСТ 23360-78):

$$b \times h \times l = 16 \times 10 \times 50 \text{ мм}^3.$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень буде

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V = \left( \frac{1,6}{0,82} + 1,1 - 1 \right) / 0,95 = 2,5;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V = \left( \frac{1,54}{0,7} + 1,1 - 1 \right) / 0,95 = 2,42,$$

де коефіцієнти концентрації напружень  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  для валів із шпонковим пазом вибираємо з табл. 9.6,  $K_{\sigma} = 1,6$ ,  $K_{\tau} = 1,54$ ; ефективні коефіцієнти концентрації напружень в залежності від шорсткості поверхонь  $K_F = 1,1$  (табл. 9.8); коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перетину  $K_{d\sigma} = 0,82$ ;  $K_{d\tau} = 0,7$  (табл. 9.7); коефіцієнт зміцнення,  $K_V = 0,95$ .

Номінальне напруження згину у перерізі I-I

$$\begin{aligned} \sigma_a = \sigma_{\varphi} &= \frac{M_{\varphi 1}}{W} = \frac{M_{\varphi 1}}{0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}} = \\ &= \frac{277}{0,1 \cdot (55 \cdot 10^{-3})^3 - \frac{16 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (55-6)^2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}} = 21,1 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Запас міцності при згині у перерізі I-I

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{250}{2,5 \cdot 21,1 + 0,1 \cdot 0} = 4,7,$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витривалості матеріалу при згині, за табл. 9.2 складає  $\sigma_{-1} = 250$  МПа;  $\psi_{\sigma}$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень, відповідно при згині за табл. 9.2 буде  $\psi_{\sigma} = 0,1$ ;

$\sigma_m$  – постійна складова при згині, при симетричному циклі  $\sigma_m = 0$ .

Номінальне напруження кручення у перерізі I-I

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \frac{T}{W_p} = 0,5 \frac{T}{0,2d^3} = 0,5 \frac{595}{0,2(55 \cdot 10^{-3})^3} = 8,94 \text{ МПа}.$$

Запас міцності при згині у перерізі I-I

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{150}{2,42 \cdot 8,94 + 0 \cdot 8,94} = 6,9,$$

де  $\tau_{-1}$  – межа витривалості матеріалу при крученні, за табл. 9.2 складає  $\tau_{-1} = 150$  МПа;

$\psi_{\tau}$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень, відповідно при крученні за табл. 9.2 буде  $\psi_{\tau} = 0$ .

Загальний запас міцності у перерізі I-I

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,7 \cdot 6,9}{\sqrt{(4,7)^2 + (6,9)^2}} = 3,88 > [S] = 1,6.$$

Запас міцності більше допустимого. Таким чином, вал що проектується задовольняє вимогам міцності.

**Розрахунок вала на жорсткість.**

Визначаємо довжину ділянок вала (рис. 9.3):

$$L = a + b + c = 64 + 64 + 120 = 248 \text{ мм} ;$$

$$L_{\zeta\bar{a}} = a + b = 64 + 64 = 128 \text{ мм} ;$$

$$l_1 = l_4 = B/2 + \varepsilon + \delta = 27/2 + 10 + 15 = 38,5 \text{ мм} ,$$

приймаємо

$$l_1 = l_4 = 40 \text{ мм} ;$$

$$l_2 = l_3 = b_2/2 = 50/2 = 25 \text{ мм} ;$$

$$l_5 = B/2 + 5 = 27/2 + 5 = 18,5 \text{ мм} , \text{ приймаємо } l_5 = 20 \text{ мм} ;$$

$$l_6 = (\lambda - 5) + \mu + \beta = (20 - 5) + 15 + 15 = 45 \text{ мм} ; \quad l_7 = l/2 = 110/2 = 55 \text{ мм} .$$

Визначаємо значення зведеного діаметра з урахуванням даних рис. 9.4.

Діаметр вала в місці встановлення зубчастого колеса визначається як діаметр маточини зубчастого колеса –  $d_2 = 1,6d_{a1} = 1,6 \cdot 55 = 88 \text{ мм}$  , приймаємо  $d_2 = 90 \text{ мм}$ .

Діаметр вала в місці встановлення муфти визначаємо згідно  $d_7 = 1,6d_{e3} = 1,6 \cdot 45 \text{ мм}$ .

Визначаємо значення коефіцієнтів  $\lambda_i = l_i/L$  та  $\delta_i = d_i/L$  і результати розрахунків заносимо у табл. 9.11.

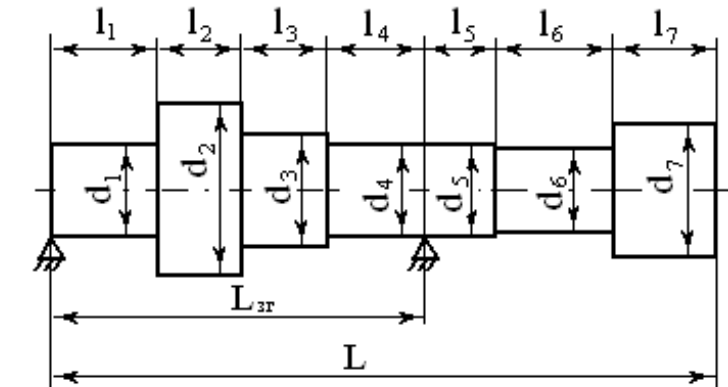


Рис. 9.4. Схема зведеної конструкції вала з установленими деталями на валу з натягом

Таблиця 9.11. Значення розрахункових коефіцієнтів

№	$l_i$ , мм	$d_i$ , мм	$\lambda_i$	$\delta_i$	$\delta_i^4$	$\lambda_i/\delta_i^4$
1	40	50	0,161	0,202	0,001665	96,697
2	25	90	0,101	0,363	0,01736	5,818
3	25	55	0,101	0,222	0,002429	41,581
4	40	50	0,161	0,202	0,001665	96,697
5	20	50	0,081	0,202	0,001665	48,649
6	45	45	0,181	0,181	0,001073	168,686
7	55	72	0,222	0,29	0,007073	31,387

Зведений діаметр вала

$$d_{\zeta\bar{a}} = \sqrt[4]{L^3 \cdot L_{\zeta\bar{a}}} \cdot \sqrt[4]{1 / \sum_{i=1}^n (\lambda_i / \delta_i^4)} = \sqrt[4]{248^3 \cdot 128} \times \\ \times \sqrt[4]{1 / (96,697 + 5,818 + 41,581 + 96,697 + 48,649 + 168,686 + 31,387)} = 44,7 \text{ мм} .$$

Момент інерції

$$I = \frac{\pi \cdot d_{i\bar{\sigma}}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot (44,7)^4}{64} = 1,96 \cdot 10^5 \text{ мм}^4 .$$

Модуль пружності  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ .

Визначаємо прогин та кут нахилу перерізу I-I, при цьому використовуємо формули табл. 9.3.

**Вертикальна площина.** Визначаємо прогини від дії сили  $F_r$

$$\delta_B^{\hat{a}} = \frac{F_r \cdot b^2 \cdot a^2}{3E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{1670 \cdot 64^2 \cdot 64^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 128 \cdot 1,96 \cdot 10^5} = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ мм} ;$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = \frac{F_r \cdot a \cdot b(b-a)}{3E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{1670 \cdot 64(64-64)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 128} = 0.$$

Від дії сили  $F_a$  прогини будуть

$$\delta_B^{\hat{a}} = \frac{F_a \cdot d_2 \cdot a(2L_{\zeta\bar{a}}^2 - 6a \cdot L_{\zeta\bar{a}} + 4a^2)}{12E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{776 \cdot 259,47 \cdot 64(2 \cdot 128^2 - 6 \cdot 64 \cdot 128 + 4 \cdot 64^2)}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 128 \cdot 1,96 \cdot 10^5} = 0;$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = \frac{-F_a d_2 (2L_{\zeta\bar{a}}^2 - 6aL_{\zeta\bar{a}} + 6a^2)}{12E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{-776 \cdot 259,47(2 \cdot 128^2 - 6 \cdot 64 \cdot 128 + 6 \cdot 64^2)}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 128} = -2,61 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

**Горизонтальна площина.** Прогини від дії сили  $F_t$

$$\delta_B^{\hat{a}} = \frac{-F_t \cdot b^2 \cdot a^2}{3E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{4590 \cdot 64^2 \cdot 64^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 128 \cdot 1,96 \cdot 10^5} = -4,87 \cdot 10^{-3} \text{ мм} ;$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = \frac{-F_t \cdot a \cdot b(b-a)}{3E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{1670 \cdot 64(64-64)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 128} = 0.$$

Прогини від дії сили  $F_m$

$$\delta_B^{\hat{a}} = \frac{-F_i \cdot a \cdot \tilde{n}(L_{\zeta\bar{a}}^2 - a^2)}{6E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{-1831 \cdot 64 \cdot 120(128^2 - 64^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 128 \cdot 1,96 \cdot 10^5} = -5,47 \cdot 10^{-3} \text{ мм} ;$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = \frac{F_i \cdot \tilde{n}(3a^2 - L_{\zeta\bar{a}}^2)}{6E \cdot I \cdot L_{\zeta\bar{a}}} = \frac{1831 \cdot 120(3 \cdot 64^2 - 128^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 128} = -0,29 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Загальні прогини та кути нахилу у вертикальній площині

$$\delta_B^{\hat{a}} = 1,77 \cdot 10^{-3} + 0 = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ мм} ;$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = -2,61 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

У горизонтальній площині

$$\delta_B^{\hat{a}} = -4,87 \cdot 10^{-3} + (-5,47 \cdot 10^{-3}) = -10,34 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

$$\theta_B^{\hat{a}} = -2,9 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Повний прогин та кут нахилу

$$\delta_A = \sqrt{(\delta_B^{\hat{a}})^2 + (\delta_B^{\hat{a}})^2} = \sqrt{(1,77 \cdot 10^{-3})^2 + (-10,34 \cdot 10^{-3})^2} = 10,49 \cdot 10^{-3} \text{ мм} ;$$

$$\theta_B = \sqrt{(\theta_B^{\hat{a}})^2 + (\theta_B^{\hat{a}})^2} = \sqrt{(-2,61 \cdot 10^{-5})^2 + (-2,9 \cdot 10^{-5})^2} = 3,91 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

Оскільки допустимий прогин в місці посадки зубчастого колеса  $[\delta] = 0,01 \text{ м} = 0,01 \cdot 2 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$  та допустимий кут нахилу  $[\theta] = 5 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ , то можна зробити висновок, що деформація вала не перевищує допустимі значення. Таким чином, вал є достатньо жорстким.

## 9.4 Контрольні запитання

1. Чому розрахунок вала поділяють на два етапи: проектний та перевірний?
2. Які перевірні розрахунки треба виконувати для валів?
3. Чому вал розраховують на витривалість, навіть коли діє постійне навантаження?
4. Навіщо потрібна перевірка статичної міцності вала і за якими напруженнями її виконують?
5. Які фактори враховуються при визначенні запасу опору витривалості вала і за якими напруженнями його розраховують?



6. Навіщо перевіряти жорсткість вала і які параметри при цьому визначають?
7. Що може бути причиною коливання валів?
8. У чому полягає перевірка вала на коливання?

## 10 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

### 10.1 Загальні відомості

Підшипник – це опора або направляюча, яка сприймає навантаження і допускає відносне переміщення частин механізму в потрібному напрямку. Основне призначення підшипників – підтримувати деталі, які обертаються в просторі, сприймаючи діючі на них навантаження [8, 9, 16, 23, 30, 36, 37].

В залежності від виду тертя, підшипники поділяють на два типи: ковзання та кочення.

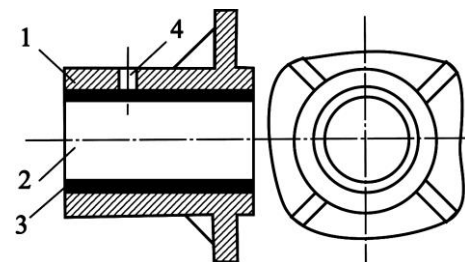
Підшипник ковзання складається з корпусу 1 (рис. 10.1), вала (цапфи) 2, вкладки 3 і мастильного отвору 4. Для зменшення сил тертя і зносу зазор між валом і вкладкою заповнюється мастилом. Підшипники поділяються на радіальні і опорні (осьові). По напрямку навантаження вони поділяються на гідродинамічні та гідростатичні: в гідродинамічних підшипниках надлишковий тиск мастила виникає при відносному русі поверхонь тертя завдяки ефекту затягування мастила в клиновий зазор; в гідростатичних підшипниках тиск створюється спеціальним насосом [23, 30, 36, 37, 40].

#### Переваги.

- підшипники ковзання більш легкі і прості ніж підшипники кочення;
- безшумність;
- мають незначний знос при рідинному змащенні;
- добре демпфують коливання.

#### Недоліки.

- великі розміри в осьовому напрямку;
- при змащенні рідинними і пластичними мастилами температура підшипника не повинна перебільшувати 150°C;
- необхідність використовувати кольорові метали;
- складність системи змащення.



1 – корпус; 2 – вал; 3 – вкладка; 4 – мастильний отвір  
Рис. 10.1. Конструкція підшипника ковзання

Підшипники ковзання використовуються в машинах і вузлах тертя, в яких застосування підшипників кочення недоцільне або недопустиме: при високих частотах обертання вала; при ударних і вібраційних навантаженнях; при екстремальних умовах (високі температури, абразивні і агресивні середовища); для різних опор; для особливо крупних і малогабаритних опор.

Підшипники ковзання широко застосовуються у важких редукторах, двигунах внутрішнього згоряння, в насосах, турбінах, центрифугах, малогабаритних верстатах тощо.

### 10.2 Конструкції підшипників ковзання

Конструкції підшипників ковзання різноманітні і залежать в основному від конструкції машини або вузла тертя. Підшипник складається з корпусу (рис. 10.2), вкладки, вала і мастильних пристроїв. Деякі конструкції підшипників не мають спеціального корпусу (рис. 10.1) і вкладки розміщують у станині або рамі машини. Так, наприклад, підшипники ковзання у редукторах, верстатах, двигунах розміщені безпосередньо у корпусах. Підшипники з корпусами (рис. 10.2) встановлюють у таких машинах як сіль-

ськогосподарські комбайни, конвеєри тощо; корпус підшипника приєднується до рами машини.

Корпуси підшипників і вкладки можуть бути суцільними або рознімними. Суцільні корпуси застосовують для валів незначних розмірів, іноді їх виготовляють із фланцями (рис. 10.1). Такі підшипники прості і значно дешевші; вкладки в них виготовляють у вигляді втулок які запресовують у корпус.

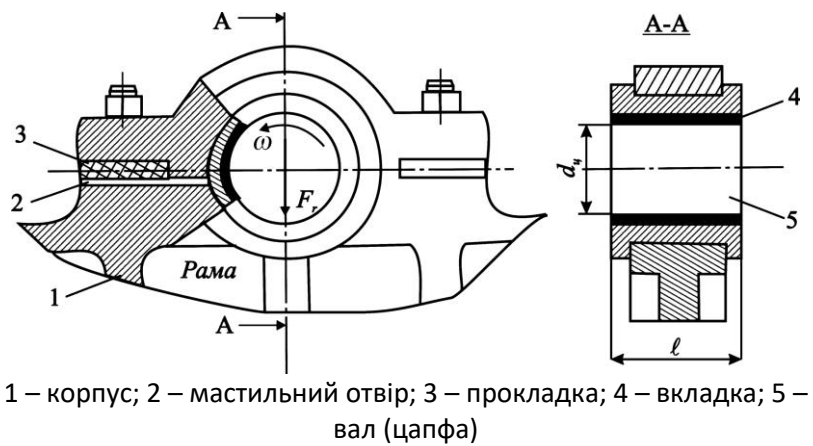


Рис. 10.2. Підшипник ковзання з рознімним корпусом

В рознімних підшипниках (рис. 10.2) вкладки виготовляють з двох половин, наприклад, вкладки колінчастих валів двигунів. Рознім таких підшипників рекомендується виконувати перпендикулярно навантаженню  $F_r$  (рис. 10.2) для того, щоб не порушити цілісність мастильного прошарку. Вкладки як правило застосовують для того, щоб не виготовляти корпуси підшипників з дорогих антифрикційних матеріалів, а також для можливості їх ремонту або заміни.

**Підп'ятники.** Призначення підп'ятників – сприймати осьові навантаження. У сучасній інженерній практиці підп'ятники застосовуються рідко; замість них звичайно використовують підшипники кочення.

**Гідростатичні підшипники.** В конструкціях таких підшипників тиск мастила створюється спеціальним насосом. Вони застосовуються для важких тихохідних валів, у спеціальних верстатах, у випробувальних машинах тощо.

**Підшипники з газовим змащенням.** Конструкції таких підшипників використовуються у точних верстатах, турбокомпресорах, центрифугах з великою частотою обертання. Мастилом в таких підшипниках слугує газ, що дозволяє значно зменшити коефіцієнт тертя. Такі газові підшипники вимагають великої точності виготовлення і витримують незначні навантаження; в них часто виникають автоколивання.

**Магнітні підшипники.** Використовуються у спеціальних шліфувальних і фрезерних верстатах і інших машинах з великими частотами обертання валів (до  $10^6 \div 10^8 \text{ хв}^{-1}$ ). Підіймальна сила в них створюється за рахунок взаємодії магнітних полів. Коефіцієнт тертя низький і підшипники здатні працювати практично без зносу.

### 10.3 Матеріали для підшипників ковзання

Вкладки підшипників ковзання виготовляються з антифрикційних матеріалів з незначним коефіцієнтом тертя. Вали і осі звичайно виконуються зі сталі або чавуну; цапфи повинні мати значну твердість, шліфовану або не шліфовану поверхню, щоб витримати декілька замін більш дешевих вкладок.

До матеріалів підшипників ставиться низка комплексних вимог: незначний коефіцієнт тертя (антифрикційність); втомний опір; стійкість проти спрацювання; добра змочуваність мастилом і здатність утворювати на поверхні стійкі мастильні плівки; добра теплопровідність; стійкість проти корозії; добре припрацювання у парі з металевими цапфами.

Матеріали вкладок можна поділити на наступні групи: металеві (бабіти, антифрикційні чавуни, бронзи, сплави на цинковій та алюмінієвій основі); металокерамічні; неметалеві матеріали (пластмаси, тверді породи дерев, гума, текстоліт, графітові матеріали).

**Металеві матеріали.** Сплави на основі олова, свинцю, сурми, міді та деяких других елементів називають бабітами (по імені американського винахідника Баббіта). Вони мають добрі антифрикційні якості, добре припрацювання до металевих валів, але малий втомний опір і низьку стійкість при ударних навантаженнях. У двигунах автомобілів застосовують вкладки з робочим шаром із бабіту СОС6-6 (88 % олова, 6 % цинку, 6 % сурми) і металокерамічним підшаром. Цей сплав має підвищений опір втомним навантаженням, забезпечує незначне спрацювання валів і має високу технологічність – дозволяє виготовлення вкладок методом штамповки зі стрічок.

Значного поширення набули бронзи і латуні (сплави на основі міді), які мають низький коефіцієнт тертя, а також сплави на основі алюмінію і цинку. Для тихохідних підшипників при задовільному змащенні використовують антифрикційні чавуни.

**Металокерамічні матеріали.** Виготовляються методом порошкової металургії шляхом пресування і подальшого спікання при високій температурі суміші порошків різних матеріалів. Найбільше поширення набули бронзографітові (10 % цинку, 4 % графіту, все інше мідь) і залізографітові (1-3 % графіту, решта – залізо) вкладки. Металокерамічні вкладки звичайно використовують при невеликих тисках і швидкостях. Матеріали мають пористу структуру (об'єм пор 15-40 %), які заповнюються мастилом і при легких режимах роботи можуть працювати при недостатньому рідинному змащенні.

**Неметалеві матеріали.** Для виготовлення вкладок підшипників застосовують наступні неметалеві матеріали: пресовану деревину, тверді породи дерев, пластмаси, гуму, графітові матеріали, текстоліт, композитні матеріали.

Основні області застосування неметалевих вкладок: підшипники, в яких змащування здійснюється робочим середовищем (вода – дейдвудні підшипники атомоходів, крупних кораблів; харчові машини); підшипники сільськогосподарських машин (зернозбиральні комбайни, деякі конвеєри), в яких проблематично використати рідке мастило і тому повинно бути самозмащення; підшипники важких машин з малим числом обертів вала.

Тверді породи дерев, пресована деревина, текстоліт, композитні матеріали – вже багато років використовують для виготовлення самозмащувальних або змащувальних рідинним мастилом підшипників для важкого машинобудування, машин сільськогосподарства, харчової промисловості. Звичайно для вузлів тертя цих машин не потрібна висока точність; вони добре припрацьовуються в парі з металевими цапфами і демпфують шкідливі динамічні навантаження.

Пластмасові самозмащувальні матеріали на основі поліамідів (капрон, капролон), політетрафтору, етилену, фторопласту і інших смол мають велику технологічність і високі антифрикційні властивості. У деяких випадках вони використовуються разом з металевими вкладками.

Гумові матеріали широко використовуються у підшипниках з водяним мастилом. Звичайно їх виготовляють двошаровими з металевою арматурою і поздовжніми канавками для кращого охолодження і виносу абразивних часток. Верхній фрикцій-

ний шар виконують твердим, а внутрішній роблять із демфуючого матеріалу. При задовільному змащенні водою такі підшипники працюють з валами діаметром 800-1200 мм (атомоходи).

Графітові матеріали використовують у підшипниках з газовим змащенням; вони мають високу теплопровідність, корозійну стійкість, низький коефіцієнт сухого тертя ( $f = 0,04 \div 0,05$ ) і можуть працювати в діапазоні робочих температур –  $(200 \div 1000)^\circ\text{C}$ .

#### 10.4 Системи змащування підшипників ковзання

Існує багато способів змащування підшипників ковзання. В загальному машинобудуванні найбільш поширеним є періодичне змащення цапфи і вкладки через мастильні отвори мастилом (солідолом); спеціальними оливницями з кульковим клапаном. Для періодичного змащення рідким мастилом використовуються гнотові або ковпачкові оливниці.

Застосовують також інші способи: мастильні ванни; примусове змащення під тиском; краплинне змащування; змащування розбризкуванням, оливним туманом тощо.

#### 10.5 Критерії працездатності підшипників

Основними критеріями працездатності підшипників ковзання є такі фактори: стійкість проти спрацювання, зносостійкість, втомне руйнування антифрикційного прошарку, теплостійкість і вібростійкість. В інженерній практиці підшипники ковзання повинні працювати з мастильними матеріалами у режимі рідинного або напіврідинного тертя. Вкладки виходять з ладу у результаті абразивного спрацювання, заїдання, втомного руйнування тощо.

Основні розрахунки підшипників ковзання: розрахунок мінімальної товщини мастильного прошарку; розрахунок температурного режиму. У деяких випадках виконують перевірку підшипника на вібростійкість.

#### 10.6 Види тертя у підшипниках ковзання

У залежності від режиму роботи підшипника в ньому може бути напіврідинне або рідинне тертя. Схема взаємодії вала і вкладки показана на рис. 10.3.

При **рідинному терті** поверхні вала і вкладки розділенні шаром мастила, товщина якого більше суми шорсткостей поверхонь. При цьому мастило розділяє вал і вкладку і приймає на себе зовнішнє навантаження. Коефіцієнт тертя і знос деталей мінімальні.

При **напіврідинному** терті у підшипнику буде одночасно присутнє рідинне тертя і граничне тертя.

**Граничним** називають тертя, при якому поверхні деталей покриті тонкою плівкою мастила. Ця плівка не є суцільною і в деяких місцях вона руйнується. Тому граничне тертя супроводжується підвищеним зносом деталей. Коефіцієнт напіврідинного тертя  $f = 0,08 \div 0,1$ .

#### 10.7 Розрахунок підшипників ковзання напіврідинного тертя

Такі підшипники розраховують за середнім тиском між вкладкою і цапфою. Режим роботи вважають допустимим, якщо виконуються умови, що обмежують спрацювання та тепловиділення у вузлі тертя, а також ступінь небезпеки заїдання цапфи



Рис. 10.3. Розміщення вкладки і вала при рідинному терті

$$P_m V_s \leq [P_m V_s]; \quad V_s \leq [V_s]; \quad t \leq [t]; \quad P_m = F_r / (d_o \ell) \leq [P]_m, \quad (10.1)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження на підшипник, Н;  
 $d_o$  – діаметр цапфи, м;  
 $\ell$  – довжина підшипника, м;  
 $P_m$  – середній тиск що характеризує тримкість підшипника, Па;  
 $P_m V_s$  – критерій що характеризує ступінь спрацювання підшипника, Па·м/с;  
 $t$  – температура підшипника, °С;  
 $V_s$  – колова швидкість цапфи, м/с.

У табл. 10.1 наводяться значення  $[P]_m$  і  $[P_m V_s]$  для деяких підшипників ковзання [23, 30, 36, 40].

Таблиця 10.1. Допустимі тиски  $[P]_m$  і критерії  $[P_m V_s]$  для деяких підшипників ковзання

Матеріали пари цапфа-вкладка	$[P]_m$ , МПа	$[P_m V_s]$ , МПа·(м/с)
Сталь-чавун	20÷40	1÷3
Сталь-бронза Бр05Ц5С7	40÷60	4÷6
Сталь загартована-бронза БрА9Ж4	15÷20	8÷12
Сталь-антифрикційний чавун при АЧС-1 при коловій швидкості, м/с:		
до 0,2	9	1,8
до 2	0,05	0,1
Сталь-антифрикційний чавун АЧК-1, АЧК-2 при коловій швидкості, м/с:		
до 1	12	12
до 5	0,5	2,5
Сталь загартована-баббіт	6÷10	15÷25

## 10.8 Розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя

**Основи теорії рідинного тертя.** Теорія рідинного тертя у підшипниках основана на працях М.П. Петрова, О. Рейнольдса, М.Є. Жуковського та інших вчених [40 та ін.]. Вона базується на розв'язанні диференціальних рівнянь, що пов'язують тиск, швидкість і опір в'язкого зсуву.

Відомо, що нормальна робота підшипників ковзання забезпечується лише при розділенні поверхонь деталей шаром мастила, який утворюється тільки при надлишковому тиску. Такий тиск одержують гідродинамічним способом (рис. 10.4) завдяки клиновому зазору або гідростатичним при подачі мастила насосом у проміжок між робочими поверхнями контактуючих деталей.

У радіальних підшипниках клинова форма зазору утворюється завдяки зміщенню центрів цапфи і вкладки (рис. 10.4, а).

При кутовій швидкості  $\omega > \omega_{кр}$  цапфа «спливає» в мастилі і зміщується

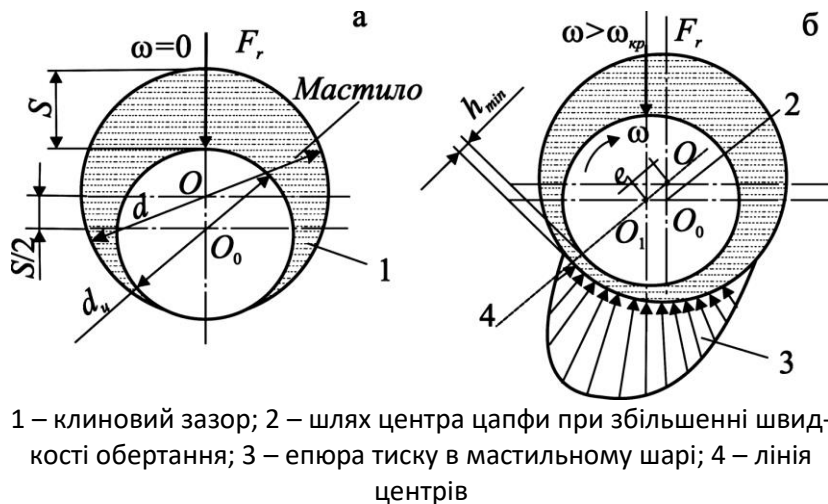


Рис. 10.4. Схема роботи радіального підшипника ковзання при рідинному терті

ся у бік обертання по деякій траєкторії (рис. 10.4, б). На рис. 10.4, а, б:  $F_r$  – радіальне навантаження;  $O, O_0, O_1$  – центри цапфи і вкладки;  $\omega$  – кутова швидкість;  $h_{\min}$  – товщина мастильного шару;  $d_u$  – діаметр цапфи;  $S$  – діаметральний зазор у підшипнику.

При збільшенні кутової швидкості збільшується і товщина мастильного шару  $h_{\min}$ , а центр цапфи наближається до центра вкладки. При малій частоті обертання вала мастило витискується із зони контакту (рис. 10.4, а), встановлюється режим напіврідинного тертя і ексцентриситет досягає максимуму

$$e = 0,5(d - d_u) = 0,5S,$$

де  $e$  – ексцентриситет підшипника;

$d, d_u$  – діаметр вкладки і цапфи;

$S = d - d_u$ .

Найменший зазор між цапфою і вкладкою

$$h_{\min} = (S/2) - e = 0,5S(1 - \chi),$$

де  $\chi = 2e/S$  – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи у підшипнику при режимі рідинного тертя.

Розрахунок підшипників при рідинному терті проводять як перевірний. Розміри цапфи вибирають із розрахунку вала на міцність: для стаціонарних машин  $\ell/d_u = 0,6 \div 0,9$  ( $\ell$  – довжина підшипника); для швидкохідних підшипників автомобілів, тракторів і інших сільськогосподарських машин  $\ell/d_u = 0,3 \div 0,4$ .

Гідродинамічні розрахунки виконують для знаходження мінімальної товщини мастильного шару, який може забезпечити режим рідинного тертя

$$h_{\min} = (S/2)(1 - \chi) \geq [h]_{\min}. \quad (10.2)$$

Такий розрахунок базується на тому, що шар мастила у вузлі тертя повинен сприймати все радіальне навантаження  $F_r$ , а мінімальна товщина мастильного шару повинна бути більшою за суму висот мікронерівностей цапфи  $R_{z1}$  і вкладки  $R_{z2}$

$$h_{\min} \geq 2(R_{z1} + R_{z2}). \quad (10.3)$$

Радіальне навантаження на підшипник визначається залежністю

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} d_u \ell C_F, \quad (10.4)$$

де  $\psi = S/d$  – відносний зазор у підшипнику

$\mu$  – динамічна в'язкість мастила;

$\omega$  – кутова швидкість вала;

$C_F$  – коефіцієнт навантаження.

Із (10.4) знаходять коефіцієнт навантаження

$$C_F = P_m \psi^2 / (\mu\omega), \quad (10.5)$$

де  $P_m = F_r/d_u \ell$  середній тиск.

За знайденим коефіцієнтом навантаження  $C_F$ , користуючись графіками рис. 10.5 знаходять відносний ексцентриситет  $\chi$ . За формулою (10.2) обчислюють товщину  $h$  шару мастила, яку порівнюють з мінімальною товщиною  $h_{\min}$  відповідно до умови (10.3).

Температуру мастила знаходять із розв'язання рівняння теплового балансу, після чого визначають в'язкість мастила і користуючись (10.5) знаходять відносний зазор  $\psi$

$$\psi = \sqrt{\mu(\omega C_F / P_m)}. \quad (10.6)$$

Далі знаходять мінімальну товщину мастильного шару

$$h_{\min} = 0,5\psi d_{\delta}(1 - \chi).$$

Коефіцієнт тертя визначають за формулою

$$f = \frac{F_{mp}}{F_r} = \frac{\pi\mu\omega}{\psi P_m}; \quad F_{mp} = \frac{\pi\mu\omega F_r}{\psi P_m}, \quad (10.7)$$

де  $F_{mp}$  – сила тертя.

Формулу (10.7) називають формулою М.П. Петрова [37]; вона справедлива при  $\chi \cong 0$  і  $l \gg d$ .

Отже, товщина мастильного шару зростає з підвищенням в'язкості мастила і кутової швидкості цапфи; збільшення навантаження веде до зменшення товщини мастильного шару.

Таким чином, для утворення режиму рідинного тертя необхідно: наявність між контактуючими поверхнями зазору клинової форми; мастило повинно бути заданої в'язкості і весь час заповнювати зазор; кутова швидкість цапфи повинна бути достатньою для того, щоб в мастильному шарі виник тиск, який здатний урівноважити зовнішнє навантаження.

### 10.9 Тепловий розрахунок підшипників ковзання

Мета розрахунку – знайти середню температуру підшипника, динамічну в'язкість мастила і тримкість мастильного шару.

Тепловиділення у підшипниках, (Вт)

$$W_1 = F_r f V = F_r f \frac{\omega d}{2}. \quad (10.8)$$

Теплота, яка відводиться корпусом підшипника у зовнішнє середовище, (Вт)

$$W_2 = KA(t_n - t_0). \quad (10.9)$$

Теплота, яка переноситься мастилом

$$W_3 = CV\rho(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (10.10)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;

$V$  – об'єм мастила, яке протікає через підшипник за одну секунду, м<sup>3</sup>/с;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°C),  $K = 12 \div 18$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

$A$  – площа поверхні підшипника, яка контактує з повітрям, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – густина мастила, кг/м<sup>3</sup>;

$C$  – теплоємність мастила, Дж/(м<sup>3</sup>·°C);

$t_n$  – температура корпусу, °C;

$t_0$  – температура зовнішнього середовища, °C;

$t_{\text{вих}}, t_{\text{вх}}$  – температура мастила на виході і вході в підшипник, °C.

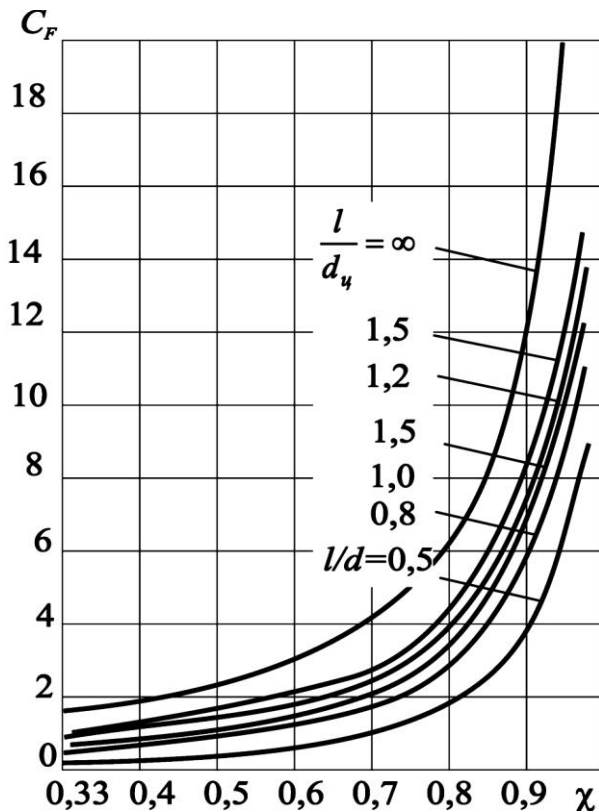


Рис. 10.5. Залежність навантаження підшипника від відносного ексцентриситету



Тепловий баланс

$$W_1 = W_2 + W_3, \quad (10.11)$$

або

$$F_r f \frac{\omega d_{\delta}}{2} = KA(t_n - t_0) + CV\rho(t_{\delta\delta} - t_{\delta\delta}) \quad (10.12)$$

$$t = t_{\delta\delta} + \frac{F_r V f}{CV\rho + KA} \leq [t], \quad (10.13)$$

де  $t, [t]$  – середня і допустима температура підшипника, °С.При режимі  $t > [t]$  потрібно змінити параметри підшипника або марку мастила.

### 10.10 Приклад розрахунку

Підшипник має наступні параметри: радіальне навантаження  $F_r = 6,0$  кН; частота обертів вала  $n = 1500$  хв<sup>-1</sup>; діаметр цапфи 60 мм; довжина підшипника  $\ell = 50$  мм. Потрібно підібрати матеріал вкладки, наприклад, з бронзи БрА9Ж4 (табл. 10.1).

1. Знаходимо середній тиск на вкладку

$$P_m = \frac{F_r}{\ell d_{\delta}} = \frac{6000}{0,50 \cdot 0,60} = 2,0 \text{ МПа}.$$

2. Знаходимо колову швидкість цапфи

$$V_s = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 1500}{60} = 4,71 \text{ м/с}.$$

3. Знаходимо величину  $P_m V_s$ 

$$P_m V_s = 2,0 \cdot 4,7 = 9,42 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

4. Виконаємо перевірку допустимості режимів роботи вкладки з бронзи БрА9Ж4 (табл. 10.1).

$$P_m = 2,0 \text{ МПа} < [P]_m = 15 \text{ МПа}; \quad P_m V_s = 9,42 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [P_m V_s] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Таким чином, матеріал бронза БрА9Ж4 задовольняє поставленим вимогам.

### 10.11 Контрольні запитання

1. Наведіть приклади конструкцій підшипників ковзання, їх переваги і недоліки.
2. Які матеріали використовуються в підшипниках ковзання?
3. Системи змащування підшипників ковзання, наведіть приклад.
4. Які властивості мастил, що використовуються в підшипниках ковзання? Назвіть основні групи мастил.
5. Назвіть основні критерії працездатності підшипників ковзання.
6. За якими умовами ведуть розрахунок підшипників ковзання в режимі напіврідинного тертя?
7. Що таке критична товщина мастила у підшипнику ковзання?
8. За якими умовами ведуть розрахунок підшипників ковзання в режимі рідинного тертя?
9. Що таке коефіцієнт навантаженості підшипника ковзання? Від яких факторів він залежить?

## 11 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

---

### 11.1 Загальні відомості

Підшипники кочення (рис. 11.1) складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 (шариків або роликів) і сепаратора 4, який утримує тіла кочення на певній відстані одне від одного.

Підшипники кочення є основним видом опор валів і осей у машинах. Вони стандартизовані [8, 9 тощо].

Основні переваги підшипників кочення у порівнянні з підшипниками ковзання:

- менші моменти тертя при пуску;
- менші осьові габаритні розміри;
- простота обслуговування;
- менші вимоги до мащення підшипника;
- повна взаємозамінність;
- менша вартість у зв'язку з масовим виробництвом.

До недоліків можна віднести:

- великі радіальні габаритні розміри;
- значні контактні напруження, які обмежують ресурс;
- змінну радіальну жорсткість по куту звороту і підвищений шум через циклічне перекочування тіл кочення через навантажену зону;
- меншу здатність демпфувати коливання і ударні навантаження;
- обмежену швидкохідність;
- високу вартість при підвищенні класу точності.

### 11.2 Класифікація підшипників кочення

Відповідно до сприймання навантажень розрізняють наступні типи підшипників: радіальні (рис. 11.1, а,б,г,ж), упорні (рис. 11.1, з) що сприймають осьові навантаження, радіальноупорні (рис. 11.1, в,д,е) які сприймають радіальні і осьові навантаження.

По формі тіл кочення підшипники бувають шарикові (рис. 11.1, а,б,в,з), роликові (рис. 11.1, г,д,е) та голчасті (рис. 11.1, ж). За числом рядів тіл кочення підшипники поділяють на однорядні (рис. 11.1, а,в,г,д), дворядні (рис. 11.1, б,е) та багаторядні.

За ознакою самоустановлюваності підшипники поділяють на самоустановлювальні (рис. 11.1, е) та несамоустановлювальні.

Залежно від точності виготовлення підшипники поділяють на класи точності 0, 6, 5, 4, 2 в порядку підвищення точності (0 – нормальний клас точності).

Підшипники кочення згідно ГОСТ 3189-75 мають умовне позначення, що складається з ряду цифр і літер, які умовно позначають внутрішній діаметр, серію тип, конструктивні особливості, клас точності тощо.

**Перші дві цифри справа** визначають внутрішній діаметр  $d$  підшипника. Для підшипників з  $d = (20...495)$  мм розмір внутрішнього діаметра визначається помноженням вказаних двох цифр на 5.

Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра справа показує фактичний розмір внутрішнього діаметра у мм.

Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначаються 00; 01; 02 і 03 відповідно.

**Третя цифра справа** означає серію діаметрів, серед яких найбільш поширені легка-2, середня-3, важка-4, легка широка-5 та ін.

**Четверта цифра справа** означає тип підшипника:

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

**П'ята та шоста** цифри вказують на конструктивні особливості підшипника (наприклад, наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці, наявність вбудованих ущільнень тощо).

Цифри 6, 5, 4, 2, що відокремлені дефісом від головних цифр, означають клас точності підшипника. Клас точності 0 не проставляють.

Приклади умовного позначення:

212 – підшипник шариковий однорядний радіальний, легкої серії діаметрів, з внутрішнім діаметром 60 мм, нормального класу точності;

5-7311 – підшипник 5-го класу точності, радіально-упорний конічний роликовий, середньої серії діаметрів, з внутрішнім діаметром 55мм.

Матеріали, що застосовують для виготовлення підшипників кочення, - це спеціальні сталі ШХ15, ШХ15СГ з приблизно 1÷1,1 % вуглецю та 0,15 % хрому. Сталь ШХ15СГ додатково має у складі кремній і марганець. Широко застосовують також сталі 18ХГТ та 20Х2Н4А. Твердість кілець і роликів (крім витих) звичайно 60÷65 HRC. Сепаратори виготовляють із м'якої сталі штампуванням або з бронз, металокераміки, текстоліту, поліамідів та інших пластмас.

### 11.3 Основні типи підшипників кочення

Підшипники шарикові радіальні однорядні (рис.11.1, а) можуть передавати радіальні і осьові навантаження. За рахунок внутрішніх зазорів вони дозволяють перекося до  $\frac{1}{4}$  град, хоча термін роботи підшипника від перекосу зменшується. Ці підшипники мають невисоку вартість і надійні в роботі. Бажано використовувати їх всюди, де немає протипоказань. Обмеженість їхнього використання – порівняно невисоке допустиме навантаження. Ці підшипники в порівнянні з іншими працюють з мінімальними втратами на тертя, тому вони допускають найбільші частоти обертання.

Підшипники шарикові радіальні дворядні сферичні (рис. 11.1, б) типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двостороннє осьове навантаження, що складає до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішніх кілець виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників при перекосі внутрішнього кільця до  $3^\circ$  відносно зовнішнього.

Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 (рис. 11.1, г) не мають бортів на зовнішньому кільці, підшипники типу 32000 не

мають бортів на внутрішньому кільці. Вони призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажність вища, ніж в однорядних шарикових підшипників таких самих розмірів в середньому на 60÷70 %. Підшипники роз'ємної конструкції не сприймають осьового навантаження і не допускають перекосу вала.

Підшипники шарикові радіально-упорні типу 6000 (рис. 11.1, в) призначені для сприйняття радіального та одностороннього осьового навантаження. Вони можуть також сприймати осьове навантаження.

Здатність підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту  $\alpha$ . Зі збільшенням кута  $\alpha$  осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіального навантаження.

Підшипники роликові радіально-упорні конічні типу 7000 (рис. 11.1, д) призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликами. Їх здатність до сприйняття осьового навантаження визначається кутом конічності зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конічності осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної.

Голчастий роликopідшипник (рис. 11.1, ж) використовують при обмежених радіальних розмірах. Для підвищення навантажувальної здатності підшипника голки часто встановлюють без сепаратора, що дозволяє збільшити число голок.

Роликовий радіальний сферичний дворядний підшипник (рис. 11.1, е) має більшу вантажопідйомність, ніж радіальний сферичний шариковий, але меншу швидкохідність. Допустимий кут взаємного перекосу кілець – до  $4^\circ$ .

Роликopідшипники з витими роликами застосовують при ударних навантаженнях і в забрудненому середовищі, їм притаманна низька навантажувальна здатність.

#### 11.4 Критерії працездатності

Основною причиною виходу з ладу підшипників кочення при змащуванні є втомне викришування робочих поверхонь кілець і тіл кочення.

Для підшипників, які працюють в абразивному середовищі, основною причиною руйнування є знос.

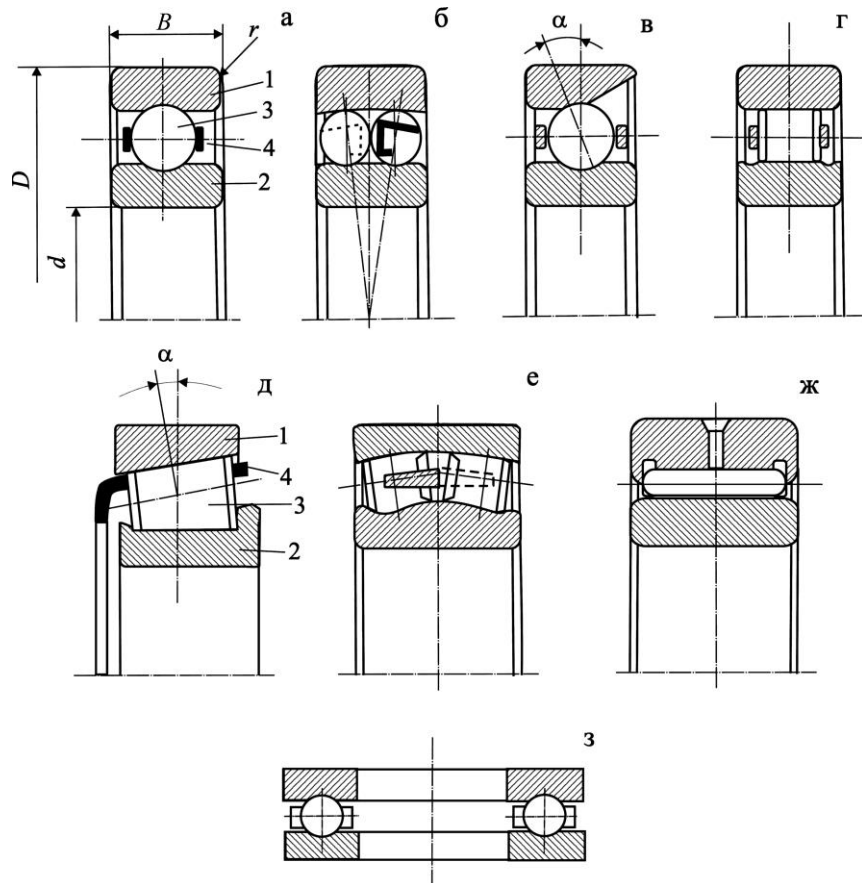


Рис. 11.1. Основні типи підшипників кочення

При ударних навантаженнях і перевантаженнях відбувається пластична деформація кілець і тіл кочення.

Для швидкохідних підшипників, особливо тих, що працюють з осьовими навантаженнями або з перекосом кілець, характерне руйнування сепараторів.

Іноді відмова підшипників кочення пов'язана з підвищенням температури, що викликає втрату властивостей мастильного матеріалу, структурні зміни у матеріалі кілець і тіл кочення.

Критеріями працездатності є **критерій втомного викришування** (розрахунок підшипників здійснюється по динамічній вантажності) і **критерій максимальних контактних напружень** (розрахунок по статичній вантажності). Перевіряють підшипники по граничній частоті обертання.

Розрахунок по критерію зносостійкості через складності не знайшов застосування [8, 9, 33].

### 11.5 Розподіл навантаження між тілами кочення (задача Штрибека)

Для визначення контактних напружень у підшипнику кочення необхідно знати закон розподілу сил між тілами кочення. При розв'язанні цієї статично невизначеної задачі роблять ряд припущень:

- зневажають силами тертя;
- деформація кілець і тіл кочення відсутня.

За умови рівноваги сил маємо (рис. 11.2)

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos(2\gamma) + \dots + 2F_n \cos(n\gamma), \quad (11.1)$$

де  $F_0$  – сила, діюча на більш навантажене тіло кочення;

$\gamma$  – кут між суміжними тілами кочення,  $\gamma = 360^\circ/Z$ ,  $Z$  – число тіл кочення.

У рівняння (11.1) входять ті тіла кочення, для яких кут  $n\gamma < 90^\circ$ , тому що верхня частина підшипника не навантажена.

Установлено, що  $F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2}(n\gamma)$ .

Підставляючи ці значення в формулу (11.1), отримують

$$F_r = F_0 \left[ 1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i\gamma) \right]. \quad (11.2)$$

За умови позначення

$$k = \frac{Z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i\gamma)}, \quad (11.3)$$

знаходять

$$F_0 = kF_r / Z. \quad (11.4)$$

Розрахунки показують, що значення  $k$  мало залежить від  $Z$ . Наприклад, для радіального шарикопідшипника  $k \approx 4,37$ , а для роликотпідшипника  $k \approx 4,06$ . З урахуванням впливу зазорів при  $Z > 8$  приймають для шарико- і роликотпідшипників  $k = 5$ .

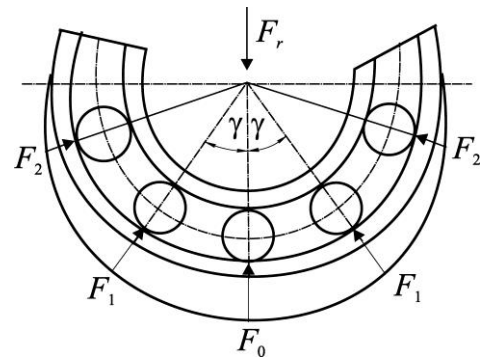


Рис. 11.2. Схема розподілу сил між тілами кочення

### 11.6 Кінематика підшипників кочення

З кінематичної точки зору підшипник можна розглядати як планетарний механізм (рис. 11.3), в якому роль водила виконує сепаратор, а тіла кочення виступають сателітами. У відповідності з теоремою Вілліса

$$\frac{n_{\delta} - n_c}{n_i - n_c} = \frac{D_i}{D_{\delta}}, \quad (11.5)$$

де  $n_{\delta}$ ,  $n_n$ ,  $n_c$  – частоти обертання відповідно внутрішнього кільця, зовнішнього кільця і сепаратора;  
 $D_n$ ,  $D_{\delta}$  – відповідно діаметри кіл розташування контактів тіл кочення на зовнішньому і внутрішньому кільцях.  
 Оскільки

$$\begin{aligned} D_i &= D_m + D_{\phi} \cos \alpha; \\ D_{\delta} &= D_m - D_{\phi} \cos \alpha, \end{aligned}$$

знаходимо частоту обертання сепаратора

$$n_c = (1 - f_{\bar{a}}) n_{\delta} / 2 + (1 + f_{\bar{a}}) n_i / 2, \quad (11.6)$$

де  $f_{\bar{a}}$  – коефіцієнт геометричного параметра,

$$f_{\bar{a}} = \frac{D_{\phi}}{D_m} \cos \alpha; \quad (11.7)$$

$D_m$  – діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення;

$D_{\phi}$  – діаметр тіл кочення.

Якщо зовнішнє кільце нерухоме ( $n_n = 0$ ), то частота обертання сепаратора буде

$$n_c = (1 - f_{\bar{a}}) n_{\delta} / 2. \quad (11.8)$$

Таким чином, можна зробити висновки:

- сепаратор обертається в ту ж сторону, що і внутрішнє кільце з частотою обертання, що дорівнює приблизно половині частоти обертання вала;
- частота обертання сепаратора зменшується зі збільшенням діаметра тіл кочення  $D_{\phi}$  при постійному  $D_m$ .

### 11.7 Динаміка підшипників кочення

На тіла кочення при обертанні діє відцентрова сила (рис. 11.4)

$$F_{\delta\ddot{o}} = m \cdot \omega_c^2 \cdot D_m / 2, \quad (11.9)$$

де  $m$  – маса тіла кочення;

$\omega_c$  – кутова швидкість сепаратора.

Вплив на роботу підшипника збільшується зі збільшенням частоти обертання. Відцентрові сили особливо небезпечні для упорних підшипників.

Крім відцентрових сил, на шарики упорного підшипника діє гіроскопічний момент, який пов'язаний зі зміною напрямку осі обертання шарика у просторі (рис. 11.5):

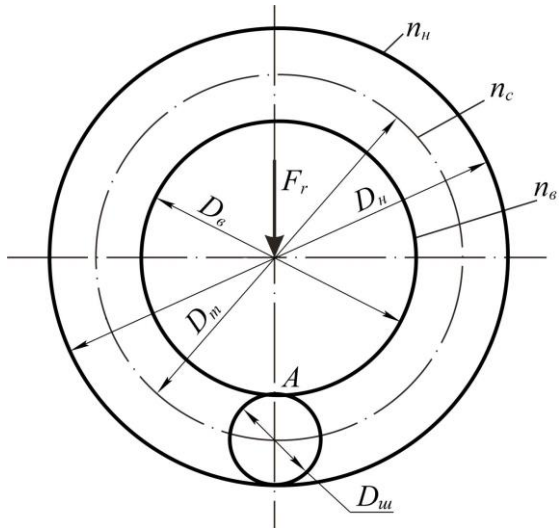


Рис. 11.3. Кінематична схема підшипника

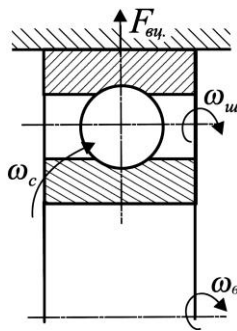


Рис. 11.4. Схема сил та моментів, що діють на підшипник кочення

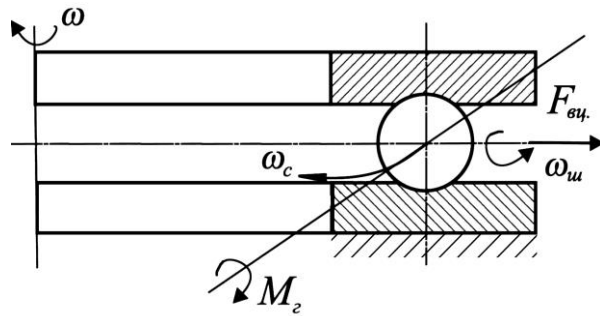


Рис. 11.5. Схема сил та моментів, що діють на шарики упорного підшипника

$$\dot{\lambda}_{\bar{a}} = I \cdot \omega_{\phi} \cdot \omega_c, \quad (11.10)$$

де  $I$  – момент інерції шарика відносно своєї осі.

Обертання шариків під дією  $M_z$  супроводжується додатковими втратами і зносом.

Шкідливий вплив динамічних факторів більш за все виявляється в упорних підшипниках. Тому допустимі частоти обертання для упорних підшипників значно нижчі, ніж для радіальних і радіально-упорних. При високих частотах обертання упорні підшипники рекомендують замінити на упорно-радіальні.

### 11.8 Вибір типу підшипника

Підшипники кочення у редукторах являють собою основний тип опор.

У редукторах використовують переважно декілька типів підшипників (табл. 11.1).

При розробці компонованої схеми редуктора приблизно визначають діаметр посадочного місця вала для встановлення підшипника. При виборі типу підшипника беруть до уваги величину і напрямок навантаження на опорі, розміри посадочних місць вала та корпусу, жорсткість підшипника, його вартість. Рекомендації при виборі типу підшипника в залежності від відношення осьового до радіального навантаження  $F_a/F_r$  наведені у табл. 11.2.

Таблиця 11.1. Підшипники, що використовують у редукторах

Підшипники	Використання у %
Шарикові радіальні, однорядні серій 200, 300, 400	14
Роликові конічні, однорядні серій 7100, 7200, 7500, 7600	72,5
Роликові радіальні, однорядні, з короткими циліндричними роликами серії 2300	4
Шарикові радіально-упорні, однорядні серій 46300, 46400, 66300	4
Роликові радіальні сферичні дворядні серій 3500, 3600	4
Інші	1,5

### 11.9 Порядок вибору підшипників кочення за динамічною вантажністю

При проектуванні машин підшипники кочення не конструюють і не розраховують, а вибирають із числа стандартних за відомими формулами. Метод вибору стандартних підшипників стандартизований ГОСТ 18854-73, ГОСТ 18855-73.

Вибір підшипників за динамічною вантажністю (по заданому ресурсу роботи) виконують при  $n > 1$  об./хв.

Таблиця 11.2. Рекомендації по вибору типу підшипника

Відношення $F_a/F_r$	Конструктивне позначення і кут контакту	Осьова складова радіального навантаження $S$ (частина від $F_r$ )	Примітки
0,35	Однорядні радіальні шарикові підшипники		При можливості використання легкої серії одержуються кращі результати по швидкохідності
Від 0,35 до 0,7	3600, $\alpha = 12^\circ$	$0,3F_r$	Дозволено використовувати легку і надлегку серії
Від 0,71 до 1	4600, $\alpha = 26^\circ$	$0,8F_r$	При дуже високих швидкостях переважно легка серія
Від 1 до 1,5	6600, $\alpha = 36^\circ$	$0,9F_r$	Для високих швидкостей підшипник з цим кутом контакту не підходить
При $F_a/F_r > 1,5$ рекомендується використовувати конусні радіально-упорні підшипники, або здвоєні радіально-упорні шарикові.			

Правило підбору:

$$C(\text{розрахункова}) < C(\text{номінально-каталогова}),$$

де  $C$  – номінальна **динамічна вантажність** для радіальних і радіально-упорних підшипників є така радіальна вантажність, яку підшипник (з нерухомим зовнішнім кільцем) може витримати за період номінального терміну служби, розрахованого в один мільйон обертів внутрішнього кільця без появи утоми матеріалу будь-якого кільця або тіла кочення не менш, як у 90 % із визначених кілець підшипника, які випробувались.

Для упорних і упорно-радіальних підшипників розрахунковим параметром є **статична вантажність**  $C_0$ .

Номінальна динамічна вантажність  $C$  і номінальний період роботи пов'язані емпіричною залежністю

$$L = a_1 a_2 (C/P)^m \quad \text{або} \quad C = P \sqrt[m]{L/(a_1 a_2)}, \quad (11.11)$$

де  $L$  – номінальний термін служби, млн. обертів;

$C$  – номінальна динамічна вантажність, Н;

$P$  – еквівалентне навантаження, Н;

$m$  – показник степеня, для шарикових підшипників  $m = 3$ , для роликових –  $m = 10/3 = 3,33$ ;

$a_1$  – коефіцієнт надійності, табл. 11.3;

$a_2$  – коефіцієнт спільного впливу якості металу і умови експлуатації, його значення лежить у межах  $0,7 \div 1,4$ .

Таблиця 11.3. Коефіцієнт надійності  $a_1$ 

Надійність, або частка підшипників, на які поширюється гарантійний ресурс	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
Коефіцієнт надійності, $a_1$	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Номінальний час роботи у годинах (**довговічність**)

$$L_h = 10^6 L / 60n,$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .



Розрахункове значення динамічної вантажності визначають у відповідності з даною довговічністю  $L_h$ .

Еквівалентне навантаження  $P$  для радіально-упорних підшипників є умовне постійне навантаження, яке при дії на підшипник з рухомим внутрішнім кільцем та нерухомим зовнішнім, забезпечує таку ж довговічність, яку підшипник буде мати при діючих умовах навантаження. Для упорних та радіально-упорних підшипників відповідно буде постійне центральне, осьове навантаження при рухомому кільці, закріпленому на валу та нерухомому кільці у корпусі

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\delta k_t, \quad (11.12)$$

де  $F_r, F_a$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$X, Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, вибираємо по табл. 11.4.;

$V$  – коефіцієнт обертання, він залежить від того, яке кільце підшипника обертається (при обертанні внутрішнього кільця  $V = 1$ , зовнішнього  $V = 1,2$ );

$k_\delta$  – коефіцієнт безпеки, що урахує характер навантаження, табл. 11.5;

$k_t$  – коефіцієнт температури, табл. 11.6.

Таблиця 11.4. Коефіцієнти  $X$  і  $Y$  радіального та осьового навантаження

Підшипники шарикові радіальні та радіально-упорні однорядні							
Тип підшипника	$F_0/C_0$	$\alpha, ^\circ$	$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радіальний підшипник	0,014	0	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028					1,99	0,22
	0,056					1,71	0,26
	0,084					1,55	0,28
	0,11					1,45	0,30
	0,17					1,31	0,34
	0,28					1,15	0,38
	0,42					1,04	0,42
	0,56					1,00	0,44
Радіально-упорний підшипник	0,014	12	1	0	0,45	1,81	0,30
	0,029					1,62	0,34
	0,057					1,46	0,37
	0,086					1,34	0,41
	0,11					1,22	0,45
	0,17					1,13	0,48
	0,29					1,04	0,52
	0,43					1,01	0,54
	0,57					1,00	0,54
	0,015	15	1	0	0,44	1,47	0,38
	0,029					1,40	0,40
	0,058					1,30	0,43
Радіально-упорний підшипник	0,087	15	1	0	0,44	1,23	0,46
	0,12					1,19	0,47
	0,17					1,12	0,50
	0,29					1,02	0,55
	0,44					1,00	0,56
	0,58					1,00	0,56
		30	1	0	0,39	0,76	0,80
		35, 36	1	0	0,37	0,66	0,95
		40	1	0	0,35	0,57	1,14
Підшипники радіально-упорні роликові конічні, однорядні							
			1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Таблиця 11.5. Значення коефіцієнта безпеки  $k_\delta$ 

Характер навантаження	$k_\delta$	Приклади
Спокійне (без поштовхів)	1	Ролики стрічкових транспортерів
Легкі ривки. Короткочасні перевантаження до 125 % від розрахункового навантаження	1 – 1,2	Прецизійні зубчасті передачі, блоки, легкі вентилятори та повітрянодувки
Помірні ривки та вібрації. Короткотривалі перевантаження до 150 % від розрахункового навантаження	1,3 – 1,5	Редуктори усіх конструкцій
Те ж в умовах підвищеної надійності	1,5 – 1,8	Центрифуги та розсіювачі, енергетичне обладнання
Значні ривки та вібрації. Короткотривалі перевантаження до 200 % від розрахункового навантаження	1,9 – 2,2	Валики середньосортних прокатних станів, подрібнювачі для руди та камення, зубчасті передачі 9-го ступеня точності

Таблиця 11.6. Значення температурного коефіцієнта  $k_t$ 

Робоча температура підшипника, °C	До 100	125	150	175	200	225	250	300
$k_t$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6

При змінному режимі, коли навантаження та частота обертання змінюються ступінчасто, розрахунок проводять за умовним еквівалентним навантаженням

$$P = \sqrt[3]{\left(\sum_{i=1}^n P_i^3 L_i\right) / \left(\sum_{i=1}^n L_i\right)}, \quad (11.13)$$

де  $P_i$  – еквівалентні навантаження, що діють протягом  $L_i$  млн. обертів відповідно.

### 11.10 Особливості вибору радіально-упорних підшипників

Для нормальної роботи радіально-упорного підшипника необхідно, щоб осьове навантаження у підшипнику  $F_a$  було більше або дорівнювало  $S$ , де  $S$  – мінімальна осьова сила для регульованого радіально-упорного підшипника, що дорівнює осьовій складовій від радіального навантаження (рис. 11.6). У радіально-упорному шарикопідшипнику радіальна реакція  $F_r$  викликає осьову реакцію  $S = eF_r$ , а в конічному роликовому підшипнику  $S = 0,83eF_r$ . Відношення  $S/F_r$  таким чином не перевищує  $e$ . Тому, коли на підшипник не діють інші осьові сили, потрібно приймати  $X = 1$ ,  $Y = 0$ . При наявності зовнішнього осьового навантаження  $F_a$  необхідно виходити з того, що осьове навантаження підшипника не може бути меншим  $S$  і що діючі на вал осьові сили взаємно врівноважуються.

Осьові навантаження отримують з рівняння рівноваги ( $\sum X = 0$ ) та умови правильності регулювання

$$\begin{cases} \vec{F}_{a1} + \vec{F}_a + \vec{F}_{a2} = 0; \\ F_{a1} > S_1; \\ F_{a2} > S_2. \end{cases} \quad (11.14)$$

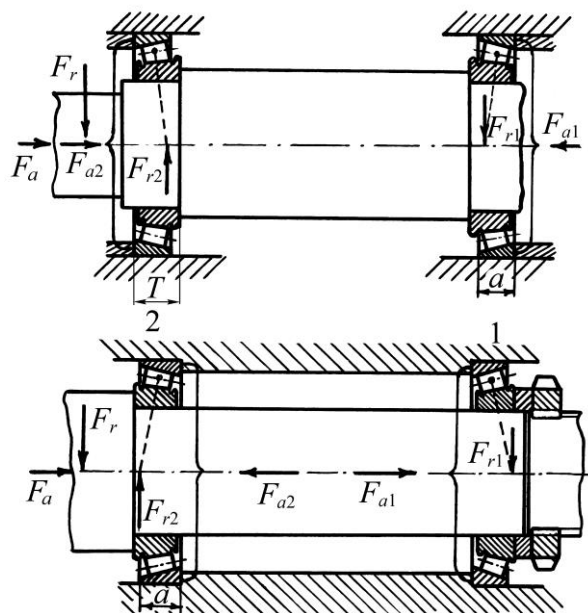


Рис. 11.6. Навантаження радіально-упорних підшипників

Розв'язуємо одержану систему методом проб (табл. 11.7.) за умови  $F_{a1} = S_1$ , знаходимо  $F_{a2} = S_1 + F_a$ . Якщо одержане значення  $F_{a2} > S_2$ , то приймаємо  $F_{a1} = S_1$ ,  $F_{a2} = S_1 + F_a$ .

Якщо  $F_{a2} < S_2$ , то  $F_{a2} = S_2$  і знаходимо  $F_{a1} = S_2 - F_a$ .

Еквівалентне навантаження  $P$  визначається для кожної опори 1 та 2 з урахуванням  $F_{a1}$  та  $F_{a2}$ .

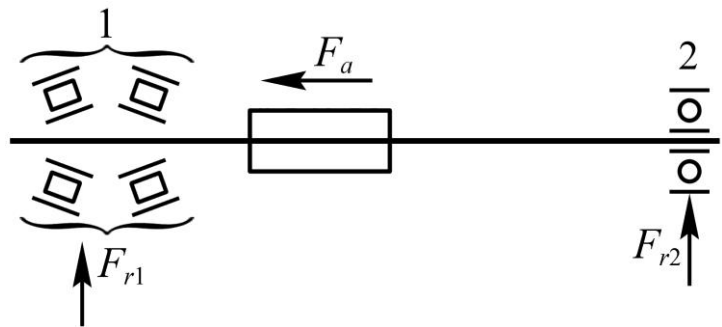


Рис. 11.7. Вал зі здвоєними радіально-упорними підшипниками

Для опор зі спареними конічними радіально-упорними підшипниками (рис. 11.7) еквівалентне навантаження для опори 1 може бути визначене із відношення

$$P_1 = (0,5F_r + YF_a). \quad (11.15)$$

Радіальна реакція радіально-упорного підшипника вважається прикладеною до вала в точці перетину нормалей, приведених до середини контактних площадок. Ця точка може бути визначена графічно або по відстані  $a$  від зовнішнього кільця (рис. 11.6).

Для однорядних шарикових підшипників

$$a = 0,5 \left[ B + \frac{(d+D)}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (11.16)$$

Для роликових конічних

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6}, \quad (11.17)$$

де  $d$  та  $D$  – внутрішній та зовнішній діаметри підшипників;

$B$  – ширина шарикового підшипника (рис. 11.1, а);

$T$  – відстань між протилежними торцями кілець роликпідшипника (рис. 11.6).

Таблиця 11.7. Формули для розрахунку осьової сили,  $F_a$ .

Схема навантаження підшипника	Відношення сил	Осьове навантаження
<p>в розпір</p>	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$
	$S_1 < S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
<p>в розтяжку</p>	$S_1 < S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

### 11.11 Швидкохідність підшипників

Орієнтовні значення граничних частот обертання для кожного підшипника класу точності «0» зі звичайними сепараторами вказані в каталозі залежно від мастильного матеріалу: рідкого або пластичного. Швидкохідність підшипника обмежена:

- підвищенням температури, при якій мастильний матеріал втрачає свої мастильні якості, а матеріали кілець і тіл кочення можуть зазнавати структурних змін у результаті відпуску;
- міцністю і довговічністю сепараторів у зв'язку зі зносом;
- швидким руйнуванням кілець і тіл кочення при великому числі циклів навантаження в одиницю часу.

Найбільш швидкохідні підшипники – шарикові і роликові з короткими циліндричними роликами.

### 11.12 Змащення підшипників

Для змащення підшипників використовують пластичні, рідкі і тверді мастильні матеріали.

Пластичні мастильні матеріали більш економічні, добре захищають підшипник від корозії, не потребують складних ущільнень і можуть працювати довгий час без заміни. Для підшипників загального призначення рекомендують використовувати пластичні мастильні матеріали ЦИАТИМ-201, Літол-24, ЛЗ-31 або солідол.

Рідкі мастильні матеріали мають меншу в'язкість, отже мають менший коефіцієнт тертя. Змащення суттєво підвищує навантажувальну здатність і ресурс підшипників.

У якості рідинних мастильних матеріалів звичайно використовують мінеральні мастила різних марок: індустріальні, трансмісійні, авіаційні та ін. Вибір сорту мастила (в'язкість) залежить від розмірів підшипників, частоти обертання, навантаження, робочої температури і стану навколишнього середовища.

При колових швидкостях кілець до 15 м/с застосовують як пластичні, так і рідкі мастильні матеріали. Рекомендується застосовувати рідкі.

Для підшипників, що працюють в екстремальних умовах (вакуум, високі температури, агресивні середовища) застосовують тверді мастильні матеріали. Найбільше розповсюдження отримали дисульфід молібдену, графіт, фторопласт.

### 11.13 Основні напрямки у конструюванні та розрахунках опор кочення

У конструюванні підшипників кочення спостерігається постійна тенденція до поширення номенклатури надлегких серій, голчастих підшипників з сепараторами, високошвидкісних, з вбудованими ущільненнями та з роз'ємними кільцями тощо.

Отримують геометрію доріжок кочення і форму роликів з метою зниження контактних напружень. У зв'язку з ростом вимог до рідини і точності обертання опор розширюється область застосування роликових підшипників. Зараз велику увагу приділяють якості металу для підшипників кочення.

Для уточнення розрахунків ресурсу підшипників фірма SKF ввела комплексний коефіцієнт  $a_{neo} = \dot{a}_1 \cdot \dot{a}_2 \cdot \dot{a}_3$ , що враховує в'язкість і чистоту мастильного матеріалу, а також величину недавно встановленої межі контактної витривалості.

### 11.14 Приклад вибору підшипників кочення

Підібрати підшипник кочення для вала редуктора з цапфою  $d = 40$  мм і перевірити його довговічність, якщо частота обертання  $n = 1000$  об/хв<sup>-1</sup>, навантаження радіальне  $F_r = 2500$  Н, осьове навантаження відсутнє,  $F_a = 0$ . Час роботи 10000 год.

**Розв'язання.** У даних умовах підходить підшипник шариковий радіальний однорядний. Перевіримо підшипник легкої серії № 208, для якого статична вантажність  $C_0 = 18100$  Н, динамічна вантажність  $C = 25600$  Н. Візьмемо з табл. 11.5 і табл. 11.6  $k_\delta = 1,4$ ,  $k_t = 1$ . Оскільки  $F_a = 0$  та  $F_a/C_0 = 0$ , то згідно табл. 11.4 маємо  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Приведене навантаження

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_\delta k_t = XV F_r k_\delta k_t = 1 \cdot 1 \cdot 2500 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3500 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс у мільйонах обертів

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^m = \left( \frac{25600}{3500} \right)^3 = 390 \text{ мільйонів обертів}$$

Розрахункова довговічність у годинах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 390}{60 \cdot 1000} = 6500 \text{ год}$$

Оскільки довговічність виявилася меншою за мінімальну норму (10000), то призначаємо підшипник середньої серії № 308, для якого  $C_0 = 22700$  Н,  $C = 31900$  Н. Тоді довговічність для цього підшипника буде

$$L = \left( \frac{31900}{3500} \right)^3 = 760 \text{ мільйонів обертів}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 760}{60 \cdot 1000} = 12700 \text{ год}$$

Тому вибраний підшипник №308 задовольняє умовам довговічності.

Для того ж прикладу перевіримо підшипник роликовий легкої серії № 32208, що має  $C = 33700$  Н. Отримаємо

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^m = \left( \frac{33700}{3500} \right)^{3,33} = 1910 \text{ мільйонів обертів}$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 1910}{60 \cdot 1000} = 32000 \text{ год}$$

Вибраний підшипник № 32208 також задовольняє умовам довговічності.

### 11.15 Контрольні запитання

1. Назвіть переваги та недоліки підшипників кочення.
2. Як класифікуються підшипники кочення?
3. Як умовно позначаються підшипники кочення?
4. Які критерії працездатності підшипників кочення?
5. Кінематичні співвідношення підшипників кочення.
6. Які сили виникають в підшипниках кочення?
7. Назвіть основні причини виходу з ладу підшипників кочення.
8. Як вибирається тип підшипника?
9. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажністю.

## 12 ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ МАШИН

### 12.1 Основні поняття

Пружні елементи машин – пружини та ресори – призначені для віддачі і поглинання механічної енергії. Вони мають широке застосування в машинобудуванні: в машинах, верстатах, приладах [25, 30 тощо]. Пружні елементи застосовують:

- для віброізоляції в машинах, приладах, вагонах, віброізоляційних опорах;
- для прийняття енергії ударів, наприклад, в вагонах, гарматах, молотах; буферні пружини поглинають енергію удару і зменшують силу удару;
- для створення заданих постійних сил в передачах тертям, гальмах, клапанах, фрикційних муфтах;
- для силового замикання кінематичних пар, в основному кулачкових, щоб запобігти впливу зазорів на точність переміщення;
- для виконання функцій двигуна, наприклад, пружини годинників;
- для виміру сил, температур, переміщень у вимірювальних приладах.

### 12.2 Класифікація пружних елементів

Будемо розглядати металеві пружні елементи, які працюють в основному на розтяг і стиск; гумові пружні елементи будуть розглянуті окремо.

Пружні елементи в машинах накопичують енергію і потім передають її потрібним деталям і механізмам.

За видом навантаження розрізняють пружини розтягу, стиску, кручення та згину. За конструктивними формами вони поділяються на пружини гвинтові, тарілчасті, кільцеві, листові (ресори), торсійні (вали), спіральні тощо (рис. 12.1).

Найбільш поширеними є виті циліндричні гвинтові пружини розтягу і стиску.

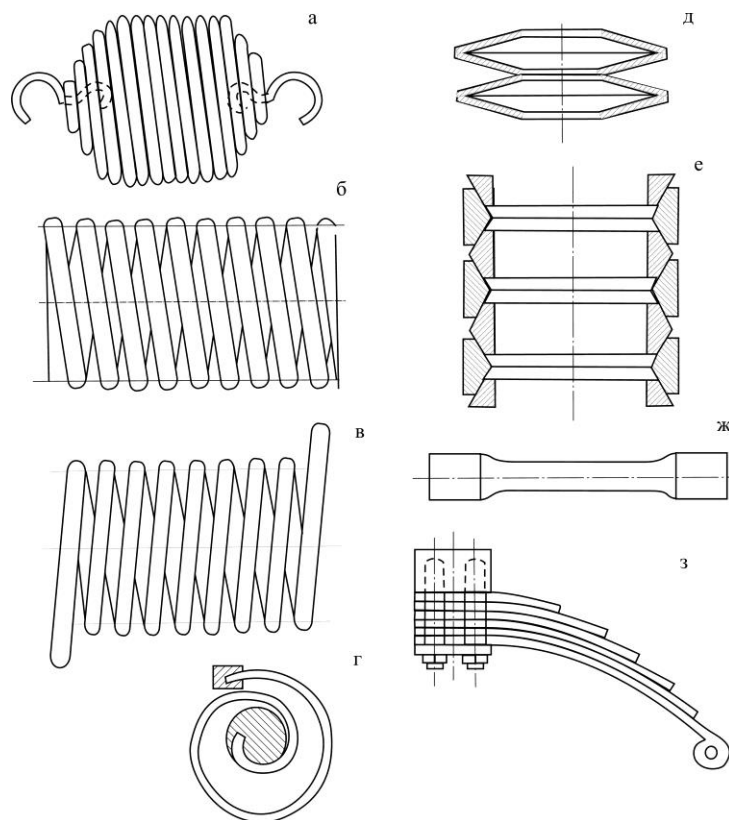


Рис. 12.1. Основні типи пружних елементів

### 12.3 Конструктивні виконання пружин

Пружини розтягу (рис. 12.1, а) виконують, як правило, без просвітів між витками; кінцеві витки відігнуті у вигляді зачіпок для закріплення на деталях машин.

Пружини стиску (рис. 12.1, б) виконують з просвітом між витками, а кінцеві витки зашліфовують перпендикулярно осі.

Пружини кручення конструктивно аналогічні витим пружинам розтягу і стиску (рис. 12.1, в); кінцеві витки їх мають особливі причеми для передачі закручувального моменту.

Пружини згину, відомі як листові ресори, (рис. 12.1, з) широко застосовуються в автомобілях і інших транспортних засобах.

Тарілчасті пружини (рис. 12.1, д) застосовують в тих випадках, коли при малих переміщеннях потрібно витримувати великі навантаження.

Кільцеві пружини (рис. 12.1, е) призначені для розсіювання великої кількості енергії; при навантаженні зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні – стискуються.

Торсійні вали (рис. 12.1, ж) застосовують при великих закручувальних моментах і при малих переміщеннях.

Спиральні пружини (рис. 12.1, г) використовуються в годинниках, приладах (барометри, манометри); вони передають, як правило, незначні закручувальні моменти.

Найпоширенішими в машинобудуванні є пружини, виготовлені з дроту круглого перерізу; пружини з витками квадратного перерізу використовуються рідко і звичайно при великих навантаженнях.

**Основні геометричні параметри пружин.** На рис. 12.2 показані основні параметри пружини:

- діаметр дроту або прутка –  $d$ ;
- середній діаметр пружини –  $D_0$ ;
- зовнішній діаметр пружини –  $D = D_0 + d$ ;
- внутрішній діаметр пружини –  $(D_0 - d)$ ;
- довжина пружини без навантаження –  $H_0$ ;
- крок витків пружини –  $h$ ;
- кут підйому витків  $\alpha$ ,  $\tan \alpha = h / \pi D_0$ ;
- індекс пружини  $C = D_0 / d$ .

Всі геометричні параметри мають зв'язок між собою. Чим більша податливість пружини, тим більше її індекс і кількість витків. Як правило, найпоширенішими є пружини з індексом  $C = 4 \div 12$ .

Збільшуючи індекс пружини, можна зменшити її габарити по довжині за рахунок збільшення діаметру. У практиці індекс пружини вибирають залежно від діаметра дроту

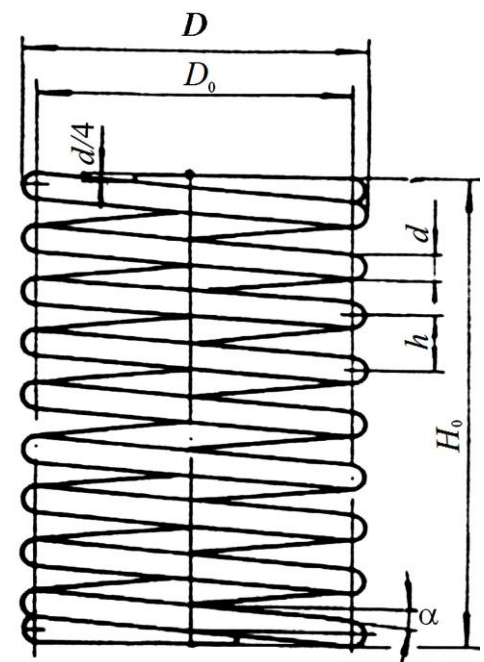


Рис. 12.2. Основні параметри пружин

$d$ , мм	...	2,5	3 ÷ 5	6 ÷ 12
$C$	...	5 ÷ 12	4 ÷ 10	4 ÷ 9

## 12.4 Матеріали пружин

Матеріали для виготовлення пружин повинні мати високі і стабільні у часі пружні властивості, високу корозійну стійкість, стійкість проти втомного руйнування, достатню міцність, термостійкість тощо.

Основними матеріалами для пружин є:

- високовуглецеві (інструментально-пружинні) сталі У8А, У9А, У10А, У11А, У12А;
- високовуглецеві та марганцеві сталі 65, 70, 75, 65Г, 55 ГС;

- ресорно-пружинні кремнієві 55С2, 60С2, 70С3, 70С3А;
- хромомарганцеві 50ХГ, хромованадієві 50ХФА, хромовольфрамові 50ХВА, кремнієвольфрамові 65С2ВА, кремнієхромові 60С2ХА, кремнієнікелеві 60С2Н2А;
- бронзи: берилієві БрБ-2, кремніємарганцеві БрКМЗЦ-1.

Заготовками для пружин мають бути дрiт, пруток, стрiчка та штаба. Найчастiше застосовують дрiт дiаметром до 8 мм, який випускають трьох основних класiв: нормальної мiцностi III, пiдвищеної мiцностi II та високої мiцностi I. Механiчнi характеристики пружинних сталей наведенi у табл. 12.1.

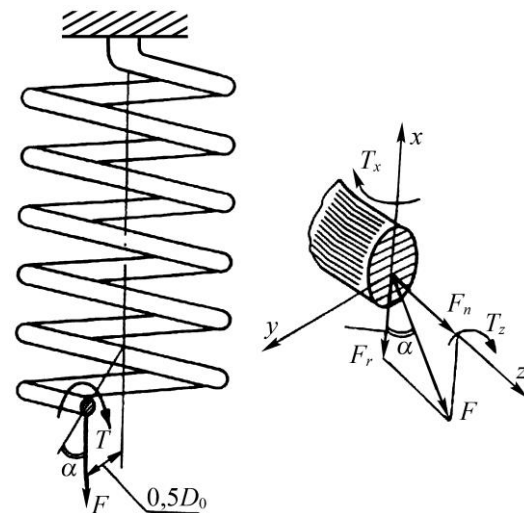


Рис. 12.3. Схема навантаження витків пружин

Таблиця 12.1. Механічні характеристики пружинних сталей (МПа)

Група сталі	Розтяг		Кручення		
	$\sigma_{пл}$	$\sigma_{мц}$	$\tau_{пл}$	$\tau_{мц}$	$\tau_1$
Середньо-вуглецева	1000÷1200	1500÷1600	600÷800	850÷1000	300÷400
Високо-вуглецева	950÷1350	1450÷1700	650÷900	1100÷1400	350÷400
Хромо-ванадієва	1500÷1600	1600÷1750	950÷1000	1200÷1300	500÷550
Кремніє-марганцева	1400÷1500	1600÷1700	950÷1000	1350	—
Кремніє-ванадієва	950÷1050	1400÷1500	900	1200÷1250	—

Пружини із дроту дiаметром 8÷10 мм виготовляють холодною навивкою i пiддають вiдпусканню; пружини бiльших перерiзiв навивають у гарячому станi, а потiм загартовують. Пружини статичної дiї потрiбно попередньо пружно-пластично деформувати – заневолювати.

## 12.5 Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску

Схема навантаження витків пружини показана на рис. 12.3. При навантаженні пружини у поперечному перерізі витка виникає сила  $F$  і момент  $T = FD_0/2$ . Момент  $T$  розкладається на момент кручення і момент згину

$$T_z = \frac{FD_0}{2} \cos \alpha; \quad T_x = \frac{FD_0}{2} \sin \alpha. \quad (12.1)$$

Для бiльшостi пружин кут  $\alpha < 12^\circ$ , тому їх розрахунок можна вести тiльки на кручення.

Максимальне напруження на внутрiшнiх волокнах виткiв

$$\tau_{\max} \cong KT/W_\rho \cong 8KFD_0/(\pi d^3) \leq [\tau]_\epsilon, \quad (12.2)$$

де  $W_\rho = \pi d^3/16$  – полярний момент опору круглого перерізу кручення;

$K$  – коефіцієнт урахування кривизни витків, який залежить від індексу пружини таким чином:

$C$	4	5	6	8	10	12
$K$	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11



$[\tau]_k$  – допустиме напруження кручення для пружин при статичному навантаженні (див. табл. 12.2).

Таблиця 12.2. Допустимі напруження для витих циліндричних пружин розтягу і стиску

Марка матеріалу	Діаметр дроту, мм	Твердість після термообробки, HRCe	[ $\tau$ ] <sub>k</sub> , МПа, для класу пружин		
			I	II	III
60C2A, 65C2BA, 70C3A, 50XФА,	3 ÷ 12	46 ÷ 52	560	960	1350
60C2BA, 65	14 ÷ 50	–	480	800	1050
Дріт класу I	0,2 ÷ 5	–	0,3 $\sigma_{\text{мц}}$	0,5 $\sigma_{\text{мц}}$	0,6 $\sigma_{\text{мц}}$
Дріт класів II, IIa, III					–
БрО4ЦЗ	0,3 ÷ 10	–	0,2 $\sigma_{\text{мц}}$	0,5 $\sigma_{\text{мц}}$	0,6 $\sigma_{\text{мц}}$
БрКЗМцІ			0,3 $\sigma_{\text{мц}}$		

Із (12.2) при  $D_0 = Cd$  одержуємо формулу для визначення діаметра дроту

$$d = 1,6 \sqrt{KCF_{\text{max}} / [\tau]_e}, \quad (12.3)$$

де  $F_{\text{max}}$  – максимальне навантаження пружини.

**Осьова податливість** одного витка (осідання у мм при дії сили  $F = 1$  Н)

$$\Delta = \frac{8C^3}{Gd}, \quad (12.4)$$

де  $G$  – модуль зсуву.

Потрібна кількість робочих витків пружини

$$i = \frac{\lambda}{\Delta(F_{\text{max}} - F_{\text{min}})} = \frac{G \cdot d \cdot \lambda_{\text{max}}}{8C^3 F_{\text{max}}}, \quad (12.5)$$

де  $\lambda$  – задане пружне переміщення (деформація) пружини,  $\lambda = (F_{\text{max}} - F_{\text{min}}) \lambda_{\text{max}} / F_{\text{max}}$ ;  
 $\lambda_{\text{max}}$  – максимальна деформація пружини;

$F_{\text{min}}$  – початкове навантаження пружини, вибирається у відсотках від  $F_{\text{max}}$ , або визначається режимом роботи.

Кількість робочих витків вибирають цілим числом.

Довжина пружини розтягу при відсутності навантаження

$$H_0 = id + 2h_{i\delta},$$

де  $h_{pr} = (0,5 \div 1,0)d$  – висота останнього витка пружини.

Максимальна довжина пружини при дії навантаження розтягу

$$H_{\text{max}} = H_0 + (1,1 \div 1,2) \lambda_{\text{max}}. \quad (12.6)$$

Для пружин стиску повна висота пружини при відсутності навантаження

$$H_0 = H_{\text{н0}} + i(h - d), \quad (12.7)$$

де  $H_{\text{cm}} = (i_1 - 0,5)d$  – довжина пружини, стиснутої до дотикання сусідніх витків;

$h$  – крок витків пружини,  $h = d + 1,2 \lambda_{\text{max}} / i$ ;

$i_1$  – повна кількість витків,  $i_1 = i + (1,5 \div 2,0)$ ;

$\lambda_{\text{max}}$  – максимальна деформація пружини.

Додаткові 1,5 ÷ 2,0 витки потрібні для створення опорних поверхонь у пружині.

Потрібно також враховувати, що 0,5 витка з кожного кінця пружини зашліфовується для утворення плоского опорного торця.

Довжина дроту для навивки пружини

$$\ell \cong 3,2D_0 i_1. \quad (12.8)$$

Щоб запобігти випинанню пружини від втрати стійкості, при умові  $H_0/D_0 \geq 3$ , її розміщують у спеціальних оправках.

### 12.6 Приклад розрахунку пружних елементів

Розрахувати пружину стиску (рис. 12.2) при наступних режимах роботи:  $F_{\max} = 2500$  Н;  $F_{\min} = 600$  Н,  $\lambda = 5$  мм.

1. Вибираємо матеріал пружини і допустиме навантаження. З табл. 12.2 вибираємо сталь 60С2А з допустимим напруженням для I групи  $[\tau]_k = 560$  МПа.

2. Граничне навантаження  $F = 1,2F_{\max} = 3000$  Н, при цьому допустиме напруження

$$[\tau] = [\tau]_k / 1,2 = 560 / 1,2 = 466,7 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Індекс пружини вибираємо  $C = D_0/d = 5$  і коефіцієнт кривизни витків  $K = 1,29$ .

4. Знаходимо діаметр дроту

$$d = 1,6 \sqrt{KCF_{\max}/[\tau]} = 1,6 \sqrt{1,29 \cdot 5 \cdot 2500 / 466,7} = 9,4 \text{ мм}.$$

5. Середній діаметр пружини  $D_0 = dC = 9,4 \cdot 5 = 47,0$  мм.

6. Знаходимо максимальну деформацію пружини

$$\lambda_{\max} = \lambda \frac{F_{\max}}{F_{\max} - F_{\min}} = 5 \frac{2500}{2500 - 600} = 6,57 \text{ мм}.$$

7. Визначимо кількість робочих витків пружини при  $G = 80 \cdot 10^3$  Н/м<sup>2</sup>

$$i = \frac{Gd \cdot \lambda_{\max}}{8C^3 \cdot F_{\max}} = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot 9,4 \cdot 6,57}{8 \cdot 5^3 \cdot 2500} = 1,97.$$

8. Знаходимо повну кількість витків (на зашліфовку додаємо 2,03 витка)

$$i_1 = i + 2,03 = 4.$$

9. Визначаємо граничну висоту пружини, стиснутої до дотику сусідніх витків

$$H_{\text{нб}} = (i_1 - 0,5)d = (4 - 0,5)9,4 = 32,9 \text{ мм}.$$

10. Знаходимо крок витків

$$h = d + 1,2\lambda_{\max}/i = 9,4 + 1,2 \cdot 6,57 / 1,97 = 13,4 \text{ мм}.$$

11. Повна висота пружини при відсутності навантаження

$$H_0 = H_{\text{нб}} + (h - d) = 32,9 + (13,4 - 9,4) = 36,9 \text{ мм}.$$

12. Стійкість пружини

$$H_0/D_0 = 36,9/47 = 0,79 < 3.$$

Стійкість забезпечена.

13. Визначаємо довжину дроту для навивки пружини

$$\ell \cong 3,2D_0i_1 = 3,2 \cdot 47 \cdot 4 \cong 602 \text{ мм}.$$

14. Знаходимо дійсне напруження кручення

$$\tau = \frac{8KFD_0}{\pi d^3} = \frac{8KF_{\max}D_0}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 1,29 \cdot 2500 \cdot 47}{\pi \cdot (9,4 \cdot 10^{-3})^3} = 465,2 \text{ Н/мм}^2 < [\tau]_k.$$

### 12.7 Контрольні запитання

1. Де застосовуються пружини?
2. Класифікація пружин за видом навантаження.
3. Класифікація пружин за конструктивними формами.
4. Які матеріали використовуються для виготовлення пружин?
5. Як розраховують виті циліндричні пружини розтягу і стиску?

6. Як визначають допустимі напруження при розрахунку пружин?

## 13 ГУМА ЯК КОНСТРУКЦІЙНИЙ МАТЕРІАЛ

---

### 13.1 Вступ

**Сучасний стан і тенденції розвитку гумових деталей машин.** Економічні й соціальні проблеми сучасності поставили перед загальним машинобудуванням ряд вимог, серед яких найбільш важливими є: сучасні машини поряд з виконанням технологічних процесів повинні мати малу вагу, високу надійність і довговічність; повинні дозволяти проведення автоматизації й не вимагати постійної присутності операторів; повинні бути зручні в обслуговуванні; не передавати вібрацій і звукового тиску; не створювати умов для травматизму оператора; не забруднювати навколишнє середовище тощо. Такі вимоги змусили конструкторів звернути серйозну увагу на принципи конструювання й розрахунку, і, насамперед, на тривалу міцність і надійність машин, і здійснювати їхнє проектування з урахуванням динамічних і втомлювальних характеристик. Ця тенденція особливо помітна в агропромисловому машинобудуванні, де в останні роки впроваджені прогресивні конструкції машин і механізмів [18].

Не досліджуючи розвиток машинобудування в цілому, бо це є предметом самостійного вивчення, розглянемо один з важливих аспектів цієї проблеми – створення нових і вдосконалювання відомих конструкцій машин за рахунок введення в структурну схему еластомерних конструкцій у вигляді пружних елементів, віброізоляторів, демпферів, захисних футеровок тощо. Пружні елементи в машинах, особливо при постійних знакозмінних навантаженнях, мають досить важливе значення, що полягає в їх технічному призначенні.

Вони:

- виконують функціональні властивості: у вібромашинах, наприклад, визначають режим роботи;
- зменшують шкідливі коливання й звуковий тиск;
- захищають людину-оператора, електроустаткування, прилади управління та прилеглі машини, елементи будівель, тощо від динамічних навантажень і звукового тиску;
- запобігають втомлювальному руйнуванню конструкцій за рахунок дисипації енергії;
- зменшують знос і ударні навантаження, наприклад, у машинах, робочі органи яких мають гумові покриття;
- зменшують перекося конструкцій, неточності монтажу, служать компенсаторами недоліків збирання, усувають зазори, тощо.

Досить навести приклади еволюції системи пружних підвісок автомобілів, гусеничних машин, вібраційних машин і будівельно-дорожніх машин, щоб переконатися, що розвиток сучасного машинобудування нерозривно пов'язаний з розвитком і постійним удосконалюванням пружних елементів, оптимізацією їх конструкцій і вибором відповідних типів матеріалів.

Останнім часом загальна механіка машин розглядає машини й механізми в сукупності з навколишнім середовищем, людиною-оператором і оброблюваним середовищем. Такому комплексному розгляду проблеми сприяли фундаментальні роботи вітчизняних і закордонних дослідників. Якщо розглядати машину з позицій взаємозв'язку людина-машина-оброблюване середовище, то її структурна блок-схема

може бути зображена у вигляді, показаному на рис. 13.1. Схема містить у собі наступні елементи: машину – у загальному випадку система з кінцевим числом ступенів свободи; оброблюване середовище – суцільне або сипуче тіло, що має масу і пружно-в'язкопластичні властивості; джерело енергії – для вібраційних машин, наприклад, це вібробудник, що має масу, функцію внутрішніх сил і момент опору; робочий орган – у загальному випадку, жорстка конструкція, що має масу і пружні властивості; людина-оператор – здійснює управління машиною на підставі отриманої інформації.

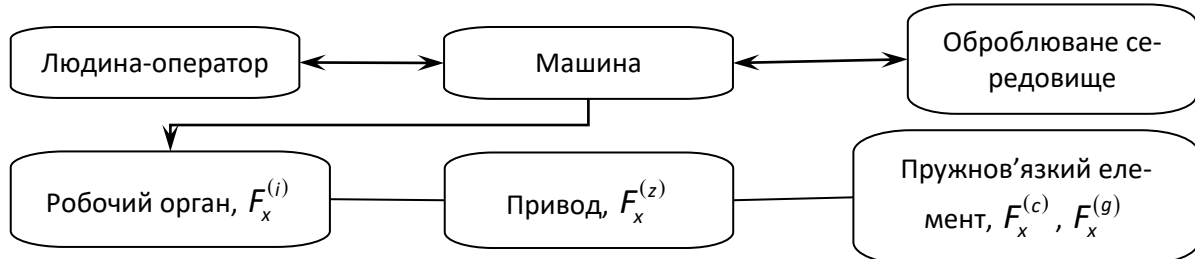


Рис. 13.1. Структурна схема машини

Згідно наведеної структурної схеми, розглянемо конкретний приклад одномасної вібромашини з одним ступенем свободи. У цьому випадку рівняння руху буде мати вигляд

$$F_x^{(i)} + F_x^{(c)} + F_x^{(g)} + F_x^{(e)} + F_x^{(z)} = 0,$$

де  $F_x^{(i)} = m\ddot{x}$  – сила інерції коливних частин машини масою  $m$ ;

$F_x^{(c)} = -cx$  – пружна сила;

$F_x^{(g)} = -k\dot{x}$  – дисипативна сила пружних елементів, у загальному випадку пропорційна з деяким коефіцієнтом  $k$  швидкості руху;

$F_x^{(e)} = F(x, \dot{x}, \ddot{x})$  – сила взаємодії робочого органу машини з оброблюваним середовищем;

$F_x^{(z)}$  – сила приводу.

Як видно, у загальному рівнянні руху розглянутої коливальної системи роль пружних елементів виражається другим і третім членами і зводиться до визначення функціонального закону руху й величини дисипативних сил.

Варто підкреслити, що дисипативні сили є малими в порівнянні з величинами пружних сил і сил інерції. Проте, за певних умов, вплив цих малих сил надзвичайно великий. Дисипація є одним з основних факторів, що визначають амплітуди сталих змушених коливань при резонансі й при стаціонарному випадковому збудженні. Вона має також основний вплив на положення меж, що поділяють області стійкості й нестійкості багатьох коливальних систем. Крім цього, дисипація значною мірою відповідає за втомлювальне руйнування системи, за зниження шкідливих коливань, зменшення звукового тиску, тощо.

Все перераховане визначає роль пружних елементів у загальній структурній схемі машини, обумовлює його силову та дисипативну характеристики, і, як наслідок, їх конструктивне оформлення й вибір матеріалу.

На першому етапі розвитку машинобудування роль пружних елементів виконували металеві ресори й пружини, а в останні роки значне поширення одержали еластомерні конструкції, так звані гумовотехнічні вироби (ГТВ). Еволюція використання гуми в загальному машинобудуванні почалася з автомобільних шин, сантехнічних ви-

робів, а також різного роду ущільнень, трубопроводів, шлангів, тощо. Згодом гума стала широко використовуватися для деталей, що несуть значні силові навантаження, таких, як віброізолятори, демпфери, захисні футеровки, тощо. Цьому сприяли як конструкційні властивості гуми, так і безсумнівні успіхи хімії, що створила матеріали з найрізноманітнішими фізико-механічними властивостями. На сьогоднішній день важко назвати галузі промисловості у яких не використовувалася б гума як конструкційний матеріал, і у яких гумові деталі не дозволяли б поліпшити існуючі машини або створити машини з новими властивостями.

Помітно зросло використання гуми в агропромисловій, будівельній і гірничо-металургійній галузях промисловості. Гумові ущільнення, рукави високого тиску, повітроводи, паси, різні мембрани й сальфони, елементи муфт, конвеєрні стрічки, захисні покриття насосів, сита, підшипники ковзання, електроізоляційні вироби, віброізолятори тощо.

Особливо помітна позитивна роль гуми як конструкційного матеріалу у вібраційному машинобудуванні й машинах, що працюють при стаціонарних циклічних навантаженнях. Використання гумових елементів (віброізоляторів і захисних футеровок) дозволило не тільки значно підвищити ефективність і якість існуючих вібромашин, але й створити принципово нові конструкції, що дозволяють здійснювати нові технологічні процеси. В останні роки роль вібраційних машин з гумовими елементами помітно зросла, і це пов'язано, насамперед, зі створенням високоефективних і надійних конструкцій.

Як відомо, гума як конструкційний матеріал одержала широке поширення в загальному машинобудуванні завдяки наявності цілого ряду властивостей, що вигідно відрізняють її від традиційних конструкційних матеріалів, таких, як метали й тверді пластики. Це, у першу чергу, спроможність до великих зворотних деформацій і високі дисипативні властивості. До позитивних якостей гуми варто віднести: велику енергоємність, великі зворотні деформації, до 1000 % і більше; гарну перероблювальність і легкість виготовлення деталей особливо при серійному методі; надзвичайну гнучкість – зміна структури гуми може змінити її властивості від рідкого стану до ебонітоподібного; високу надійність – гумові деталі не мають раптової відмови; високу довговічність – по цих властивостях гума практично не має конкурентоспроможних матеріалів; задовільну хімічну стійкість до впливу агресивного середовища.

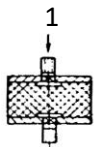
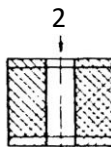
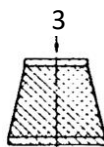
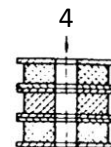
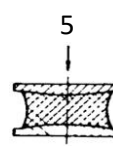
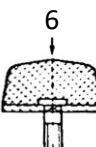
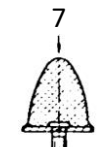
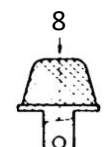
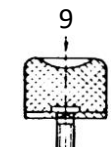
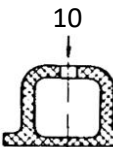
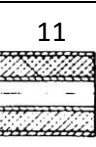
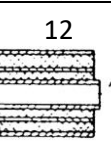

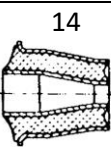
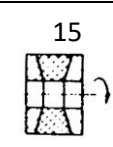
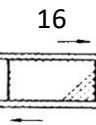
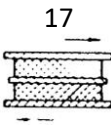
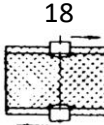
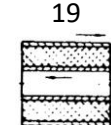
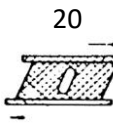
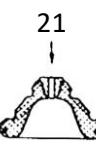
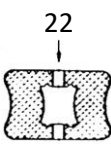
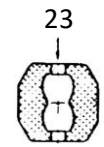
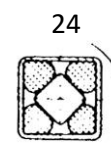
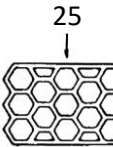
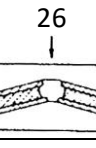
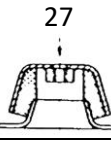

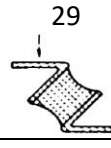
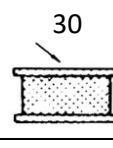
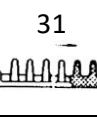
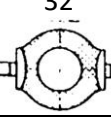
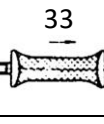
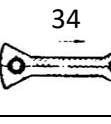
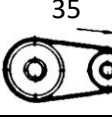
До негативних якостей гуми як конструкційного матеріалу варто віднести: високу повзучість і релаксацію; залежність механічних властивостей від режиму навантаження – частоти, амплітуди, величини статичної деформації; зміна механічних властивостей у часі експлуатації (старіння) і від дії агресивного середовища (мастил, кислот, сонячної радіації, випромінювань високих енергій, озону тощо); порівняно вузький температурний діапазон експлуатації для елементів пружної підвіски машин – від 220 до 360 К.

Комплекс перелічених фізико-механічних і технологічних властивостей дозволив гумі зайняти особливе місце серед сучасних конструкційних матеріалів. Вібропоглинаючі пристрої й демпфери, пружні елементи і захисні футерівки, гумовані поверхні й ущільнювальна арматура – це вироби, у яких гума не має на сьогоднішній день конкурентів і не може бути замінена жодним з існуючих матеріалів.

Особливе місце серед перерахованих виробів займають елементи пружної підвіски машин. Під системою підвіски машин звичайно розуміють комплекс пружних елементів, що функціонують при русі як єдине ціле та забезпечують заданий режим навантаження. До системи підвіски належать віброізолятори підвіски різних вузлів і агрегатів машин (наприклад, двигунів внутрішнього згоряння, кабін дорожніх, транспортних і видобувних машин, металорізального й ковальсько-пресового обладнання, вібраційних машин, тощо). При цьому досконалість пружних елементів визначається наступним: оптимальною силовою характеристикою; заданим терміном служби; простотою обслуговування; чутливістю до змінного навантаження (наприклад, для підвіски екіпажів); відношенням власної ваги до несучої здатності (по цій характеристиці гідропневмоамортизатори й металеві ресори не мають явної переваги перед гумою).

Застосовувані елементи пружної підвіски відрізняються великою розмаїтістю як за формою, так і за своїм функціональним призначенням.

На рис. 13.2 показані основні типи гумових елементів що використовуються у загальному машинобудуванні. Елементи розбиті на групи залежно від виду навантажень. Варто підкреслити умовність такої розбивки, бо елемент може одночасно зазнавати різних видів напруженого стану й працювати на стиск, зсув, зсув зі стиском тощо.

Види навантажень	Типи гумових елементів				
Стиск					
Ударні навантаження					
Скручування					
Зсув					
Складний напружений стан					
Зсув зі стиском					
Розтяг					

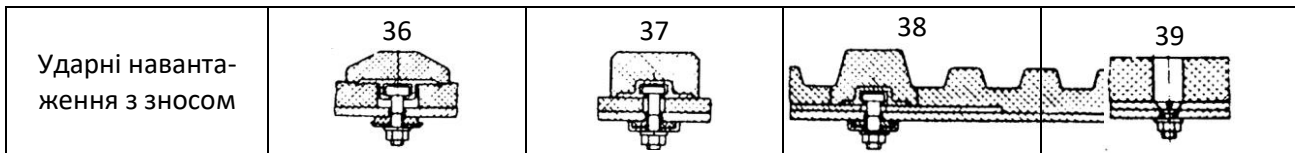


Рис. 13.2. Конструкції найпоширеніших гумових деталей

Показані на рис. 13.2 еластомерні конструкції є найпоширенішими, однак їх конструктивне оформлення не є остаточним. Залежно від призначення і вимог до силової характеристики, довговічності, тощо, розміри й форма гумових елементів можуть бути всілякими. Існує багато конструктивних прийомів, що дозволяють досягти цього: так, наприклад, для зміни силової характеристики виробу вільній поверхні гуми надають відповідну форму (увігнуту або опуклу) або сам гумовий елемент розташовують під кутом до діючої сили, розділяють металевими пластинами, тощо. У роботах [44-46] докладно розглянуті методи конструювання гумових елементів машин і наведені конкретні приклади їхнього застосування.

### 13.2 Методи розрахунку гумових деталей

**Загальний алгоритм розрахунку гумових деталей.** Екстремальні умови навантаження та особливості технології виготовлення силових ГТВ обумовлюють простоту їхніх форм. Вони являють собою в основному різні конструктивні варіанти призматичних і циліндричних елементів (див. рис. 13.3). Нижче наводиться загальний алгоритм розрахунку таких елементів.

Загальний алгоритм розрахунку являє собою послідовність операцій, спрямованих на визначення коефіцієнтів жорсткості, температури дисипативного розігріву й довговічності, бо саме ці параметри впливають на ефективність і надійність машин при екстремальних умовах навантаження. Реалізація алгоритму здійснюється за наступною схемою.



**Визначення напружено-деформованого стану (НДС).** Малі деформації  $\varepsilon_{ij} \leq 10-20\%$ . Завдання для визначення НДС формулюється в рамках лінійної теорії в'язкопружності; при відсутності масових сил і в припущенні нестисливості матеріалу рівняння мають вигляд: квазістатичні рівняння рівноваги

$$\nabla \bar{U} + \frac{1}{1-2\nu} g$$

співвідношення Коші

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\iota$$

рівняння, що визначають закон стану тіла

$$\sigma_{ij} = 2G \left( \varepsilon_{ij} -$$

де  $\nabla$  – оператор Лапласа;  
 $\bar{U}$  – вектор переміщень;  
 $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;  
 $G$  – модуль зсуву;  
 $u_{ij}, \varepsilon_{ij}, \sigma_{ij}$  – компоненти вектора переміщень, тензорів деформації й напружень відповідно;  
 $\delta_{ij}$  – символ Кронекера;  
 $i, j, k = x, y, z$ ;  
 $u_{ij} = \partial u_i / \partial x_j$ .

Умова нестисливості запишеться у вигляді  $\varepsilon_{ij} = u_{ij}$ .

Граничні умови, що описують навантаження ГТВ у процесі їхньої експлуатації, мають вигляд

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} n_j &= t_{0i}(\vec{x}, t) \quad \text{і} \quad F_\sigma, \quad i=1,2,3; \\ u_{ij} &= u_{0i}(\vec{x}, t) \quad \text{і} \quad F_u, \quad F_v = F_\sigma + F_u, \end{aligned} \quad (13.4)$$

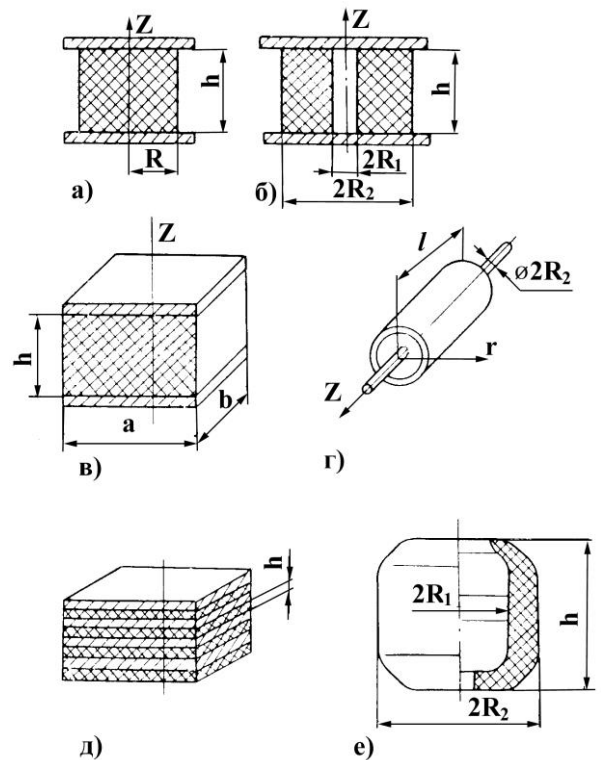
де  $F_u$  і  $F_\sigma$  – частини поверхні  $F_v$ , що обмежують об'єм ГТВ, до яких прикладені відповідно переміщення і напруження;  
 $t_{0i}$  – вектор навантаження.

Для розрахунку НДС силових гумових деталей при малих деформаціях використовуються відомі методи лінійної теорії пружності [47-51].

В'язкопружні властивості ГТВ ураховуються шляхом заміни модуля зсуву  $G$  в (13.3) інтегральним оператором  $G^*$ , що визначається через реологічні характеристики гуми.

При цьому використовуються співвідношення лінійної спадкоємної теорії в'язкопружності

$$\sigma = E_0 \left[ \varepsilon_0 - \int_0^t \Gamma(t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right]; \quad \varepsilon = \frac{1}{E_0} \left[ \sigma_0 - \int_0^t K(t-\tau) \sigma(\tau) d\tau \right], \quad (13.5)$$



а – суцільний гумометалевий циліндр; б – порожнистий гумометалевий циліндр; в – призматичний гумометалевий елемент; г – гумометалевий шарнір; д – шаруватий елемент; е – елемент зі складною формою вільної поверхні

Рис. 13.3. Схеми силових гумових деталей

де  $\sigma, \varepsilon$  – напруження і деформації;  
 $E_0$  – миттєвий модуль пружності;  
 $\varepsilon_0, \sigma_0$  – значення деформації й напружень у початковий момент часу;  
 $\Gamma(t - \tau)$  і  $K(t - \tau)$  – ядра релаксації й повзучості;  
 $t$  – час.

Як ядро релаксації звичайно використовується дробово-експоненційна функція Ю.Н. Работнова [52]

$$\chi'_\alpha(-\beta, t - \tau) = \chi(t - \tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(1+n)(1+\alpha)]}, \quad (13.6)$$

$$\beta = \frac{1}{t_0^{1+\alpha}}; \quad \chi = \frac{\lambda}{t_0^{1+\alpha}}; \quad \lambda = \frac{G_0 - G_\infty}{G_0}; \quad -1 < \alpha < 0,$$

де  $\alpha, \beta, \chi$  – параметри ядра, реологічні параметри матеріалу;  
 $t$  – час спостереження;  
 $\tau$  – час, що передує моменту спостереження;  
 $\Gamma$  – Гамма-функція;  
 $t_0$  – узагальнений час релаксації;  
 $\lambda$  – дефект модуля;  
 $G_0, G_\infty$  – миттєвий і умовно-рівноважний модулі зсуву;  
і ядро Ржаницина  $T(t)$  [53,54]

$$T(t) = Ae^{-\beta t} t^{\alpha-1},$$

де  $A, \beta, \alpha$  – параметри ядра;  
 $t$  – час спостереження.

При гармонійному навантаженні зручно користуватися комплексним зображенням модулів

$$G^* = G' + iG''; \quad E^* = E' + iE'',$$

де  $G', E'$  – динамічні модулі, що характеризують пружні властивості гуми;  $G'', E''$  – модулі втрат, що характеризують дисипативні властивості гуми.

Результати експериментальних вимірювань реакції гуми на механічний вплив можуть бути виражені через будь-які складові цих функцій і перераховані згідно [55]

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{G''}{G'}; \quad G' = |G^*| \cos \delta; \quad G'' = |G^*| \sin \delta; \quad |G^*| = \sqrt{G'^2 + G''^2}.$$

Для інших в'язкопружних функцій вирази аналогічні.

Розрахунок НДС силових ГТВ дозволяє визначити коефіцієнти жорсткості відповідно до наступних співвідношень:

$$C_\tau = \beta_\tau \frac{G^* F}{h}, \quad C_n = \beta_n \frac{G^* F}{h}. \quad (13.7)$$

Тут  $C_\tau, C_n$  – коефіцієнти жорсткості в напрямках дії дотичних та нормальних навантажень;  $F$  – площа прикладання навантаження;  $h$  – висота ГТВ;  $\beta_\tau, \beta_n$  – параметри жорсткості, що залежать від геометрії ГТВ та визначаються згідно виразів:

для призматичних ГТВ зсуву й стиску

$$\beta_\tau = F^{-1} \int_F \sigma_{xy} dF / G_0 \varepsilon_{0x}, \quad \varepsilon_{0x} = u_{0x} / h, \quad \beta_n = F^{-1} \int_F \sigma_{yy} dF / G_0 \varepsilon_{0y}, \quad \varepsilon_{0y} = u_{0y} / h; \quad (13.8)$$

для кругових циліндричних ГТВ зсуву і стиску

$$\begin{aligned}\beta_r &= F^{-1} \int_F t_x dF / G_0 u_{0x}, \quad t_x = \sigma_{zr} \cos \theta - \sigma_{z\theta} \sin \theta, \\ \beta_n &= F^{-1} \int_F \sigma_{zz} dF / E_0 \varepsilon_{0z}, \quad \varepsilon_{0z} = \frac{u_{0z}}{h}.\end{aligned}\quad (13.9)$$

Вище позначено:  $u_{0y}$ ,  $u_{0z}$ ,  $u_{0x}$  – амплітуди нормальних і дотичних переміщень на торцях ГТВ;  $G_0$ ,  $E_0$  – деякі відлікові модулі матеріалу, що відповідають частоті навантаження  $\omega$  і температурі  $\theta$ ;  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $\theta$  – поточні координати;  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$ ,  $\sigma_{z\theta}$  та інше – компоненти тензорів напружень у декартовій і циліндричній системі координат.

**Середні й великі деформації.** Такі деформації мають місце при статичному навантаженні ГТВ.

Для середніх деформацій ( $\varepsilon_{ij} \leq 0,4$ ) розрахунок НДС використовує сформульовану вище постановку задачі й покрокову процедуру розв’язання, оскільки зберігається справедливність застосування апарату малих деформацій усередині кожного кроку [62].

Для великих деформацій ( $\varepsilon_{ij} > 0,4$ ) рівняння рівноваги зберігають той же вигляд, що й у лінійній теорії, але з урахуванням деформованого стану; у співвідношеннях типу Коші враховуються нелінійні (квадратичні) члени [56], а фізичні співвідношення звичайно виражають за допомогою пружного потенціалу  $W$  (питома потенційна енергія деформації) через інваріанти тензора деформації  $I_i$ ,  $i = 1, 2, 3$

$$W = W(I_1, I_2, I_3).$$

Конкретизація потенціалу  $W$  проводиться відповідно до різноманітних видів пружних потенціалів [57-59], що використовуються при розрахунках ГТВ.

Для більшості гум при деформаціях  $\varepsilon_{ij}$  до 40-50 % гарні результати дають прості однопараметричні потенціали: «неогуківський потенціал» [57]

$$W_1 = 0,5 \cdot G (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3),$$

потенціал Бартенєва-Хазановича [58]

$$W_2^0 = 2G (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 - 3),$$

де  $\lambda_i$  – головні ступені подовжень;

а також потенціал дельта-методу [47].

Узагальнену форму має пружний потенціал, запропонований Огденом [206]

$$W_2 = \sum_{n=1}^N \beta_n (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3),$$

де  $\beta_n$ ,  $\alpha_n$  – експериментальні коефіцієнти.

Цей потенціал містить у собі як окремі випадки відомі одноконстантні потенціали, методика визначення вхідних його констант наведена в [60].

При розв’язанні нелінійних задач, як правило, використовуються три групи методів [47]:

- 1) що приводять до системи нелінійних алгебраїчних рівнянь;
- 2) що використовують різні процедури пошуку екстремуму функціоналу;
- 3) що засновані на крокових процедурах, де на кожному кроці вирішується лінійна задача.

Істотні спрощення в розв'язанні нелінійних задач при цьому досягаються за рахунок можливості лінеаризації основних співвідношень нелінійної теорії [50, 61].

На ідеї лінеаризації розроблена теорія накладення малих пружних деформацій на кінцеві деформації [50, 56, 62-64].

Вказана теорія дозволяє сформулювати поправки до коефіцієнтів жорсткості, отриманих у рамках лінійної теорії в'язкопружності [49].

Відзначимо також, що всі приведені вище постановки задач і методи їхнього розв'язання істотно використовують допущення про нестисливість гуми.

**Визначення полів температур дисипативного розігріву.** У загальному випадку необхідно розглядати задачу термов'язкопружності, що містить поряд з розрахунком НДС і розв'язання рівняння теплопровідності [65].

В області малих деформацій в інженерних розрахунках використовується система допущень (зокрема, про неістотність впливу теплових напружень і деформацій на температуру розігріву та ін.), що дозволяє визначати стаціонарне поле температур шляхом розв'язання рівняння енергії з джерелом внутрішнього теплотворення, осереднені за цикл навантаження

$$\Delta T + D' = 0, \quad (13.10)$$

$$D' = \frac{\omega}{2} \left[ 2G''(|\varepsilon_{xx}|^2 + |\varepsilon_{yy}|^2 + |\varepsilon_{zz}|^2 + 2|\varepsilon_{xy}|^2) + \frac{K'' - 2G''}{3} |\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}|^2 \right], \quad (13.11)$$

із граничними та початковими умовами, що відображають вільний теплообмін на поверхні ГТВ з навколишнім середовищем

$$-\lambda_p \frac{\partial T}{\partial n} + \alpha(T - T_0) = 0 \text{ і } \dot{T} = 0 \text{ на } F_v, \quad T = T_0(\vec{x}) \text{ і } \forall t = 0, \quad (13.12)$$

де  $\omega$  – частота навантаження;

$\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності гуми;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$T_0$  – температура навколишнього середовища.

Розглянута задача (13.10)-(13.12) може бути вирішена одним із наступних методів: точним і надто громіздким методом Фур'є; досить ефективним методом кінцевих різниць з реалізацією за явною схемою або одним з наближених методів – Бубнова-Гальоркіна, Рітца або МСЕ, що використовують прямі варіаційні принципи.

У ряді випадків використовуються спрощені постановки задачі (13.10) – (13.12), що мають досить прості і точні аналітичні вирази для оцінки максимальної температури дисипативного розігріву в ГТВ.

Попереднє статичне навантаження ГТВ у межах  $\varepsilon_{ij} \leq 5-10\%$  не має істотного впливу на температуру дисипативного розігріву. В інших випадках її можна врахувати шляхом використання розв'язків пружної статичної задачі про накладення малих пружних деформацій на попередньо деформований стан, використовуються потенціали неогуківського тіла та дельта-методу.

**Оцінка довговічності ГТВ.** Для визначення довговічності ГТВ вирішуються критеріальні рівняння руйнування. До теперішнього часу стосовно до ГТВ в екстремальних умовах напрацьовані два критерії:

критерій по допустимій пошкодженості, що розвивається в процесі циклічного навантаження гуми [66, 67]

$$\Delta D_{\dot{\epsilon}\dot{\sigma}} = \int_0^{t^*} D(t) dt ,$$

де  $\Delta P_{кр}$  – критичне значення пошкодження, що розвивається в матеріалі; енергетичний критерій дисипативного типу, що допускає дві форми критеріального рівняння [68]

$$\int_0^{t^*} \frac{D'(\omega, T, t)}{\Delta U_{\dot{\sigma}}^{\dot{\epsilon}\dot{\sigma}}(\dot{\sigma})} dt = 1; \quad \int_0^{t^*} \frac{D'(\omega, T, t)}{\Delta U_g^{\dot{\epsilon}\dot{\sigma}}(\dot{\sigma})} dt = 1, \quad (13.13)$$

де  $t^*$  – час локального руйнування ГТВ;

$D'$  – дисипативна функція, визначена згідно (13.11);

$\Delta U_{\dot{\sigma}}^{\dot{\epsilon}\dot{\sigma}}(\dot{\sigma})$  і  $\Delta U_g^{\dot{\epsilon}\dot{\sigma}}(\dot{\sigma})$  – критичні значення енергії руйнування та енергії дисипації.

Урахування попереднього навантаження провадиться або параметрично, на підставі експериментальних даних, або на базі математичних моделей попередньо деформованих тіл. При цьому загальний вид рівнянь (13.13) зберігається.

Для орієнтовної оцінки довговічності на практиці широко використовують однібічні оцінки довговічності за кількома параметрами, що найбільш повно характеризують роботу гумових елементів. Для гуми в якості таких параметрів використовуються допустимі значення температур, напружень і деформацій [44, 66-68].

**13.2.1. Методи розрахунку силових гумових деталей. Блоки гумометалеві.** Гумометалеві блоки (БГМ) та їхній різновид – гумові блоки (БГ) призначені для застосування як пружні елементи у вібраційних машинах, конвеєрах, живильниках, технологічних апаратах, там, де необхідне використання елементів, що працюють в умовах знакозмінних навантажень.

Конструктивно гумометалевий блок являє собою (рис. 13.3, в) гумовий паралелепіпед ( $a \times b \times h$ ) із привулканізованими до нього двома металевими пластинами, що мають отвори для кріплення до різних частин машини.

Гумовий блок БГ являє собою гумовий паралелепіпед, що кріпиться до коливаючих частин вібромашин винятково внаслідок сил тертя. Він є різновидом гумометалевого блоку і відрізняється від нього відсутністю металевих пластин.

Блоки гумові та гумометалеві залежно від компонування їх у вузлах вібромашин можуть зазнавати деформацій зсуву, стиску або зсуву зі стиском. Відповідно до цих видів навантаження проводиться їх силовий розрахунок.

**Статичні розрахунки.** Розрахунок деталей при статичному навантаженні звичайно зводиться до визначення параметрів жорсткості при заданих геометричних розмірах гумового елемента та відомій величині умовно-рівноважного модуля зсуву. Для цього використовуються аналітичні залежності, що характеризують зв'язок між силою і переміщеннями та враховують в більшості випадків в'язкопружні властивості матеріалу за допомогою введення модуля зсуву, величина якого визначається експериментально.

Нижче приводяться формули розрахунку жорсткостей гумометалевих пружних елементів при різних видах деформацій.

**Стиск.** Розрахункові модулі для параметрів жорсткості при стиску паралелепіпеда дані в табл. 13.1 [69, 70].

У випадку плоскої задачі про стиск призматичних елементів можуть бути використані точні розв'язки відповідних граничних задач, наведені в [49]. Значення коефіцієнтів жорсткості  $\beta_n$ , отримані згідно з [49], наведені в табл. 13.2 і табл. 13.3.

Ці дані можуть бути використані як безпосередньо в інженерній практиці, так і для оцінки якості наближених методів розрахунку елементів даного типу.

Для плоских БГМ стиску використовуються апроксимаційні формули [71]

$$\beta_n = \frac{\pi^2}{6} \left( 1 + \frac{\pi^2}{48} \alpha_1^2 \right) (0,992 - 0,304 \alpha_1^{-1} + 0,200 \alpha_1^{-2}), \quad (13.14)$$

залежно від коефіцієнту Пуассона [49]

$$\beta_n \approx \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu) + 5,882\nu(1-\nu)y_0^2}, \quad (13.15)$$

де  $\alpha_1 = a/h$ ;  $y_0 = h/a$ .

Формула (13.14) застосовна при  $h \leq a \leq 20h$ , її точність становить 1 %.

Точність формули (13.15) не нижче 12 % відповідно при  $0 \leq y_0 \leq 1$  і  $1/3 \leq \nu \leq 1,3$ .

При попередньому стиску на величину  $\Delta_z$

$$C_n = \frac{Gab}{h} \frac{\xi}{\operatorname{tg} \xi},$$

Таблиця 13.1. Формули для розрахунку БГМ стиску

$\Delta/h$			
<0,1	$\beta_1 < 20$	$\alpha_1 > 1; \beta_1 > 1$	$C_n = \frac{3Gab}{h} \beta_n;$ $\beta_n = \frac{\pi^2}{2} \left[ 36 + \pi^2 (\alpha_1^2 + \beta_1^2) + \frac{\pi^2}{48} \alpha_1^2 \beta_1^2 \right] \cdot \left[ 48 + \pi^2 (\alpha_1^2 + \beta_1^2) \right]^{-1}$
		$\alpha_1 > \beta_1$	$C_n = (Gab/h) (3 + \beta_1^2)$
	$20 < \beta_1 < 300$	$C_z = C_n C_z^0 / (C_n + C_z^0)$	
	$\beta_1 > 300$	$C_z^0 = \alpha_1 \beta_1 K'$	
<0,5	$\beta_1 < 20$	$\alpha_1 > 1; \beta_1 > 1$	$C_n = \frac{3Gab}{\Delta_z} \left\{ -\frac{8}{5} \ln \lambda_z + \frac{1}{6} \cdot \frac{\alpha_1^2 \beta_1^2 (\lambda_z - 1)}{\alpha_1^2 + \beta_1^2} + \right.$ $+ \frac{1}{5} \ln \left[ \left( \frac{8}{5} \lambda_z^2 + \frac{\alpha_1^2 + \beta_1^2}{3} \right) \left( \frac{8}{5} + \frac{\alpha_1^2 + \beta_1^2}{3} \right)^{-1} \right] +$ $\left. + \frac{4}{5} \frac{\alpha_1^2 \beta_1^2}{(\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} \ln \left[ \lambda_z^2 \left( \frac{8}{5} + \frac{\alpha_1^2 + \beta_1^2}{3} \right) \left( \frac{8}{5} \lambda_z^2 + \frac{\alpha_1^2 + \beta_1^2}{3} \right)^{-1} \right] \right\}$ $\text{Під } a = b \quad C_n = \frac{Gab}{\Delta_z} [1 + 0,131 \alpha_1^2 (\lambda_z - \lambda_z^{-2})]$
		$\alpha_1 > \beta_1$	$C_n = (Gab/\Delta_z) \cdot [-4,8 \ln \lambda_z + (\beta_1^2/2)(\lambda_z^{-2} - 1)]$
	$20 < \beta_1 < 300$	$C_z = C_n C_z^0 / (C_n + C_z^0)$	
	$\beta_1 > 300$	—	

Примітка:  $\beta_1 = b/h$ ;  $\lambda_z = 1 - \Delta_z/h$ ;  $K' = K [1 + 0,015(\Delta_z/h)K]$ .

Таблиця 13.2. Коефіцієнти жорсткості призматичних гумових елементів (плоска задача)

Коефіцієнт жорсткості	Співвідношення розмірів, $y = h/a$										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	5,0
$\beta_n$	33,8	9,37	4,91	3,37	2,67	2,29	2,07	1,92	1,82	1,75	1,40
$\beta_\tau$	0,98	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84	0,81	0,79	0,76	–

Таблиця 13.3. Температура розігріву гумометалевого елемента за циклічного розтягу-стиску

Розмір, см			Температура в центрі, °C	Координати точки максимальної температури			Максимальна температура, °C		
$a$	$b$	$h$		$x/a$	$y/b$	$z/h$	згідно формули (13.18)	згідно формули (13.19)	похибка, %
10	10	10	61,48	0	0	0	61,48	77,82	26,6
10	10	5	25,93	0	0,293	0	25,99	26,27	1,1
10	10	2	5,08	0,849	0	0,226	10,76	12,14	12,8
10	10	1	1,40	0,916	0	0,309	11,70	10,34	-11,6
10	5	5	21,65	0	0	0	21,65	21,90	1,2
10	3	3	9,50	0	0	0	9,50	8,79	-7,5
10	2	2	4,74	0	0	0	4,74	4,19	-9,5
10	1	1	1,31	0	0	0	1,31	1,14	-13,0
16	9	3	12,48	0,511	0,123	0	17,20	18,06	5,0
10	5	2	5,71	0	0,617	0	6,80	6,82	0,3
4	4	2	4,37	0,350	0,350	0	4,41	4,30	-2,5

де  $\xi$  визначається з рівняння

$$1 - \frac{\Delta_z}{h} = \frac{\sin 2\xi}{2\xi}. \quad (13.16)$$

**Зсув.** При деформаціях зсуву паралелепіпеда коефіцієнти жорсткості визначаються за виразами [49, 71]

$$\tilde{N}_\tau = \beta_\tau \frac{Gab}{h}, \quad (13.17)$$

де  $\beta_\tau = 1 - 0,234 \cdot \frac{h}{a}$ .

Формула (13.17) при  $h \leq a$  з точністю не нижче 3 % може бути використана для обчислення жорсткості при зсуві у випадку тривимірної та плоскої задач, бо при зсуві паралелепіпед деформується практично плоско [49, 71].

Якщо елемент працює на зсув зі стиском, а стискаюча сила  $P$  спрямована під кутом  $\alpha$ , то переміщення  $\Delta$  та жорсткість  $C$  можуть бути визначені за формулами [46]

$$\Delta = \frac{Ph}{2F(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}; \quad C = \frac{2F}{h}(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha),$$

де  $F = ab$  – площа поперечного перерізу БГМ у площині зсуву.

При згині відповідно моменту  $M_y$  щодо осі  $\theta_y$  при  $\theta_y \leq 0,2$  кутова жорсткість визначиться [69]

$$\tilde{N}_y^y = \frac{M_y}{\theta_y} = 0,411 G \alpha_1^3 \beta_1 \left\{ 1 + \frac{6,08 + \alpha_1^2}{18,2 + 5\beta_1^2 \alpha_1^{-2} (1,22 + \alpha_1^2)} + \frac{1}{9} \left[ 1 + \frac{0,676 + \alpha_1^2}{2,02 + 5\beta_1 \alpha_1^{-2} (0,135 + \alpha_1^2)} \right] \right\}^{-1}.$$

При крученні відповідно моменту  $M_z$  щодо осі  $\theta_z$  при  $\beta_1 \cdot \theta_z \leq 0,2$  кутова жорсткість буде [69]

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{Gab}{12h}(a^2 + b^2).$$

Динамічна жорсткість при циклічному навантаженні визначається на підставі приведених вище формул, у яких замість значень статичного модуля  $G$  використовується динамічний модуль  $G_d(\omega)$ .

Методика його розрахунку приведена в [18], формула розрахунку  $G_d$  має вигляд

$$\frac{G_d(\omega)}{G_0} = 1 - A(\omega),$$

де  $A(\omega)$  – синус-перетворення ядра, що використовується при описі в'язкопружних властивостей гуми.

Значення  $G_d(\omega)$  для конкретних гум у випадку використання ядра Работнова наведені в табл. 13.4 і на рис. 13.4.

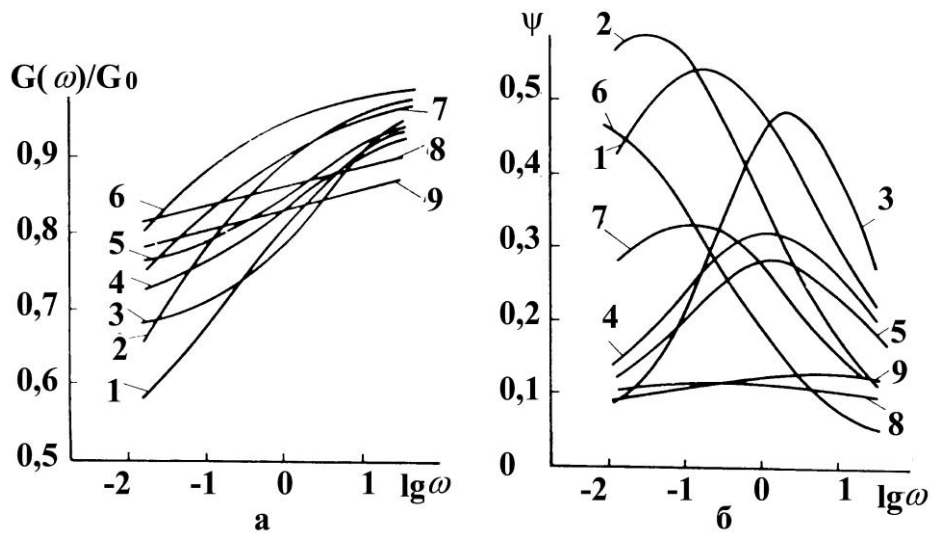
Для гумових блоків при відсутності змащення, що відповідає реальним умовам експлуатації БГ у машинах, справедливі всі наведені вище формули для жорсткості з прийнятною для практики точністю [72, 73].

Теплотворення в призматичних гумометалевих елементах типу БГМ, що зазнають деформацій зсуву та стиску, вивчені досить добре [44-46, 49, 68, 74-77]. Як правило, визначення повних полів температури для таких елементів зводиться до розв'язання рівняння теплопровідності (13.10) з відповідними граничними умовами (13.12) одним із зазначених у підрозділі 13.2 методів.

Таблиця 13.4. Реологічні параметри гум ( $\alpha$  – фіксоване)

Шифр гуми	$G_0$ , МПа	$G_d$ , МПа	$G_\infty$ , МПа	$\psi$	$\alpha$	$\beta$	$\lambda$
2959	1,76	1,59	0,74	0,31	-0,60	1,06	0,58
1378	1,30	0,94	0,73	0,13	-0,60	0,503	0,44
1224	1,30	1,16	0,93	0,11	-0,60	0,692	0,28
4з	1,60	1,24	0,90	0,40	-0,60	2,86	0,44
67Л	1,50	0,88	0,78	0,35	-0,60	1,73	0,48
59Л	1,50	0,88	0,72	0,32	-0,60	1,31	0,52
28Э	1,70	1,23	1,12	0,30	-0,60	2,57	0,34
169	1,50	1,23	0,93	0,30	-0,60	2,01	0,38
310	1,40	0,91	0,90	0,25	-0,60	1,61	0,36
51-1562	0,78	0,72	0,51	0,17	-0,60	0,91	0,35
51-1714	1,30	1,02	0,71	0,50	-0,60	5,405	0,454
51-1714	2,00	1,40	1,10	0,90	-0,60	2,082	0,45





1 – 2959; 2 – 1847; 3 – 303; 4 – 169; 5 – 67Л; 6 – 1378; 7 – 1562; 8 – 1224; 9 – 3311

Рис. 13.4. Частотні залежності  $G(\omega)/G_0$  (а) и  $\psi(\omega)$  (б) для елементів з різних гум

У загальному випадку розв'язок температурної задачі (13.10)-(13.12) для БГ має вигляд [44-46]

$$T(x, y, z) = \sum_{i,j,k=1}^{\infty} \frac{A_{ijk} \cos \frac{\alpha_i x}{a} \cos \frac{\beta_j y}{b} \cos \frac{\gamma_k z}{h}}{\lambda_p \left( \frac{\alpha_i^2}{a^2} + \frac{\beta_j^2}{b^2} + \frac{\gamma_k^2}{h^2} \right)}, \quad (13.18)$$

де  $\alpha_i, \beta_j, \gamma_k$  – корені рівнянь

$$\alpha \operatorname{tg} \alpha = aH_1; \quad \beta \operatorname{tg} \beta = bH_1; \quad \gamma \operatorname{tg} \gamma = hH_2;$$

$$A_{ijk} = \frac{64\alpha_i\beta_j\gamma_k\omega\psi(\omega) \int_V W(x, y, z) \cos \frac{\alpha_i x}{a} \cos \frac{\beta_j y}{b} \cos \frac{\gamma_k z}{h} dV}{V(2\alpha_i + \sin 2\alpha_i)(2\beta_j + \sin 2\beta_j)(2\gamma_k + \sin 2\gamma_k)},$$

$V$  – об'єм паралелепіпеда;

$W$  – поле питомої потенційної енергії, що визначається з розв'язання задачі теорії пружності.

Вірогідність розв'язання (13.18) підтверджується експериментальними даними та іншими чисельними і аналітичними розв'язками.

Результати експериментальних досліджень теплотворення в елементах типу БГМ наведені на рис. 13.5 – рис. 13.7.

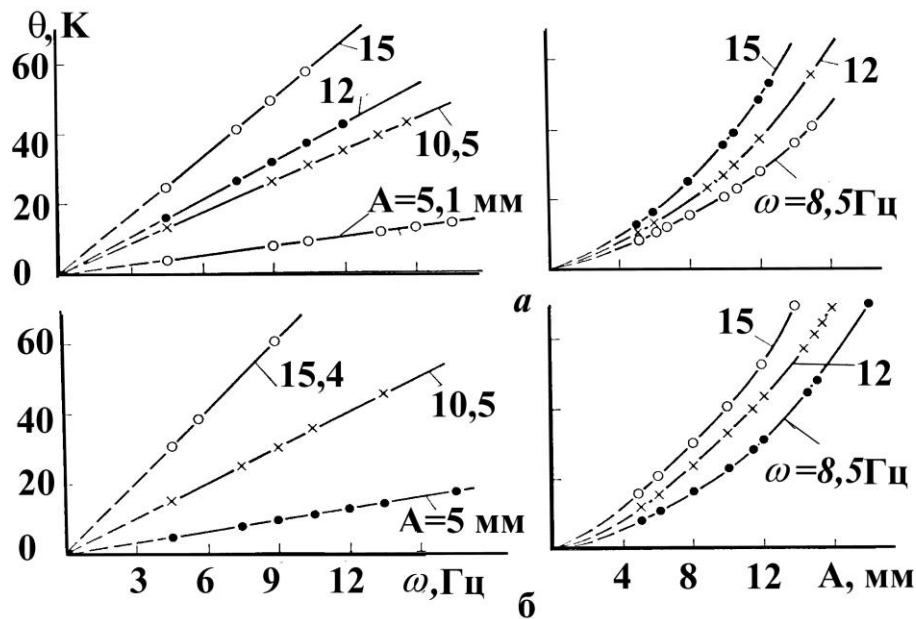


Рис. 13.5. Частотні і амплітудні залежності температури нагріву для центральної точки гумових елементів зсуву типу БГМ102 (а) і БГМ101 (б) з гуми 51-1562

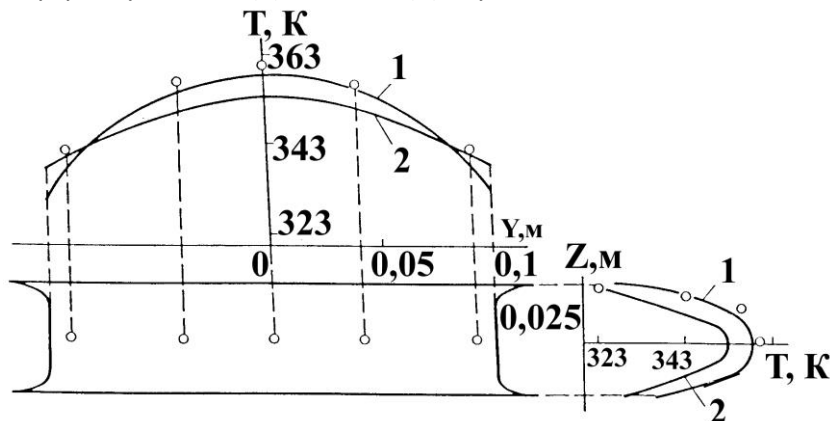
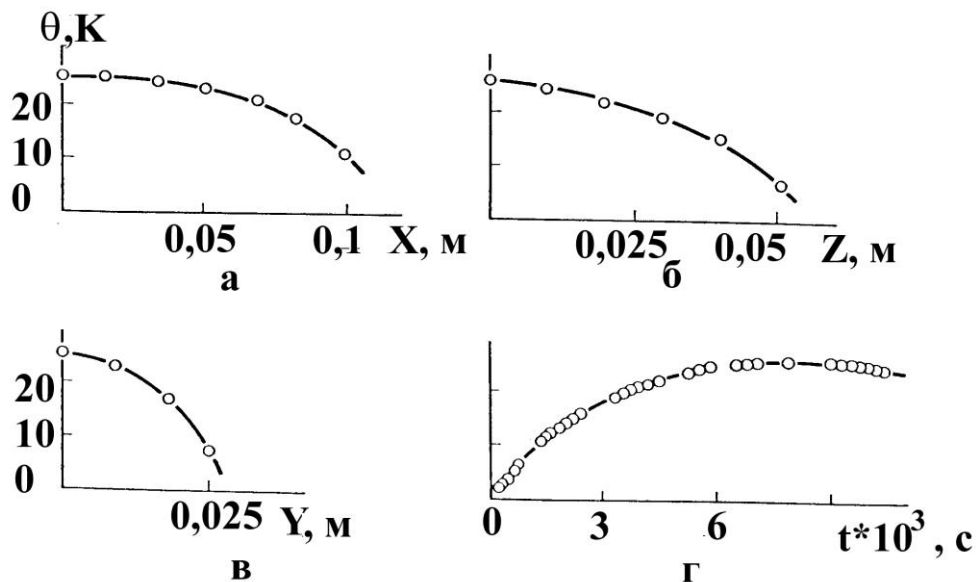


Рис. 13.6. Розподіл температури в елементі зсуву типу БГМ102; суцільні лінії – розрахунок; точки – експериментальні дані

На рис. 13.5 наведені частотні та амплітудні залежності сталої температури нагріву для центральних точок елементів БГМ101 і БГМ102 з гуми 51-1562. Частотні залежності мають практично лінійний характер, амплітудні криві – нелінійний, що досить добре апроксимуються квадратичною залежністю. Розподіли температури у масиві елементів по координатах (рис. 13.6, рис. 13.7) носять параболічний характер з максимумом у центральній точці гумового масиву. На рис. 13.6 наведений розподіл температури в елементі БГМ102 з гуми 2959, умови навантаження і теплофізичні характеристики наступні:  $G_0 = 1,76$  МПа; відносна деформація 0,12;  $T_0 = 21$  °С;  $\psi = 0,33$ ;  $\lambda_p = 0,294$  Вт/(м·К);  $\omega = 10,8$  Гц;  $H_1 = H_2 = 40$  м<sup>-1</sup>;  $H_3 = 120$  м<sup>-1</sup>. Крива 1 отримана при точному розв'язанні методом Фур'є (13.18), крива 2 – способом наближеного розв'язання з використанням варіаційних методів.

Для елементів зсуву БГМ102 з гуми 51-1562 розподіл температури по координатах наведений на рис. 13.7, параметри навантаження і фізико-механічні характеристики мали наступні значення:  $G_0 = 0,83$  МПа;  $A = 10,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $\psi = 0,16$ ;  $\lambda_p = 0,155$  Вт/(м·К);  $\omega = 10,8$  Гц. Аналогічні розподіли виходять і при деформаціях стиску призматичних гумометалевих елементів.



а – уздовж осі X; б – уздовж осі Z; в – уздовж осі Y; г – зростання температури згідно часу в центральній точці гумового масиву

Рис. 13.7. Розподіл температури згідно координат у БГМ102 з гуми 51-1562

В інженерній практиці для оцінки працездатності гумових елементів у більшості випадків можна обмежитися максимальною температурою нагріву (рис. 13.8). Тому в практичних розрахунках необхідно користуватися наближеними методами розрахунку [77] або номограмами [44, 46].

Такі наближені оцінки температури, отримані при розв'язанні рівняння (13.4) у припущенні, що тепловідвод через вільні поверхні ( $x = \pm a$ ,  $y = \pm b$ ) незначний у порівнянні з тепловідводом через поверхню гума-метал, мають вигляд [77]

$$\theta = \frac{W}{\lambda_p} \left( \frac{h^2}{2} + \frac{h}{H_2} - \frac{z^2}{2} \right),$$

з максимальним значенням температури в центрі пружного елемента

$$\theta_{\max} = \frac{\bar{W}h^2}{\lambda_p} \left( 0,5 + \frac{1}{hH_2} \right), \quad (13.19)$$

де  $\bar{W} = \sum_{i,j=1}^3 \sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} = \frac{\omega \Psi C \Delta^2}{4\pi V}$  – усереднена по всьому об'єму пружного елемента функція розсіювання енергії в одиниці об'єму за одиницю часу, що незворотно переходить в тепло;

$H_1$  і  $H_2$  – коефіцієнти теплообміну гума-повітря і гума-метал, відповідно;

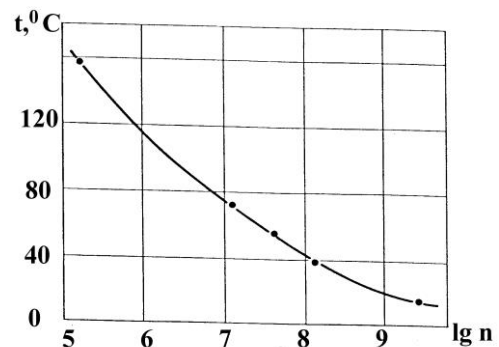


Рис. 13.8. Довговічність гумових елементів БГМ102 з гуми 51-1562 залежно від температури дисипативного розігріву

$C$  – жорсткість елемента на стиск або зсув, розрахована по наведених вище формулах;

$\Delta$  – амплітудне значення динамічного складового осадки або зсуву елемента.

У практичних розрахунках для гум можна прийняти  $H_1 = 40 \text{ м}^{-1}$  і  $H_2 = 5240 \text{ м}^{-1}$ .

У табл. 13.3, запозиченій з роботи [77], наведені оціночні значення максимальної температури, отримані відповідно формул (13.18) і (13.19) для гумометалевих елементів різних розмірів. Умови навантаження й теплофізичні характеристики були наступними:  $G = 1 \text{ МПа}$ ;  $\omega = 1 \text{ Гц}$ ;  $\psi = 1$ ;  $\lambda_p = 0,294 \text{ Вт/(м·К)}$ ;  $H_1 = 40 \text{ м}^{-1}$ ;  $H_2 = 5240 \text{ м}^{-1}$ ; відносна деформація 0,1.

Невелика похибка формули (13.19) (у межах точності визначення теплофізичних характеристик гуми) дозволяє рекомендувати її до застосування в інженерних розрахунках [77].

Точність отриманих результатів перевіряли [77] при вирішенні задачі про циклічний розтяг-стиск довгого гумометалевого елемента, отриманого іншим способом у плоскій постановці [49], при цьому максимальна розбіжність рішень, віднесена до максимальної температури, становить не більше 5 %.

**Довговічність.** Найбільш перспективним у цей час є критерій, що сполучає теоретичні можливості термодинаміки процесів руйнування і механіки суцільного середовища – енергетичний критерій дисипативного типу. Він передбачає наступне: руйнування системи відбувається в той момент, коли щільність енергії руйнування досягне деякої критичної величини, що є постійною характеристикою матеріалу. З використанням відомих розв’язків рівнянь теорії пружності й в’язкопружності для визначення полів напружень і деформацій, а також рівнянь теплопровідності з внутрішніми джерелами тепла, для елементів зсуву типу БГ було отримане критеріальне рівняння [66]

$$\Delta U_p^* = N^* \left[ \frac{G_0 \gamma_0^2 \psi (2h)^2}{4a^2} f_1(x, y, z) - \frac{2\pi}{\omega} \dot{q} \right];$$

$$\dot{q} = \frac{2\lambda_p \theta(x, y, z) \left[ \frac{H_1 b h}{2 + H_1 a} + \frac{H_1 a h}{2 + H_1 b} + \frac{H_2 a b}{2 + H_2 h} \right]}{a b h \left[ 1 - \frac{H_1 x^2}{a(2 + H_1 a)} + \frac{H_1 y^2}{b(2 + H_1 b)} + \frac{H_2 z^2}{h(2 + H_2 h)} \right]}, \quad (13.20)$$

де  $\Delta U_p^*$  – критичне значення щільності енергії руйнування;  $\gamma_0$  – відносна деформація зсуву;

$H_1, H_2$  – коефіцієнти теплообміну гума-повітря і гума-метал відповідно;

$H_1 = 40 \text{ м}^{-1}$  і  $H_2 = 5240 \text{ м}^{-1}$ ;

$x, y, z$  – просторові координати;

$\theta(x, y, z)$  – приріст поля температур у масиві деталі;

$N^*$  – число циклів до руйнування,  $N^* = \frac{2\pi}{\omega} t^*$ ;

$t^*$  – час локального руйнування;

$$f_1(x, y) = \frac{1}{4a_0^2 G_0^2} \left( \sigma_x^{02} + \sigma_y^{02} + \sigma_z^{02} + 2\sigma_{xy}^{02} - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma^{02} \right);$$

$G^* = G' + iG''$ ;  $\sigma^0 = \sigma_x^0 + \sigma_y^0 + \sigma_z^0$  – напруження, рівні пружним при  $G^* = G_0$ .

Згідно залежності (13.20) можна прогнозувати довговічність у визначеному діапазоні умов навантаження, межі застосування критерію пов'язані з інваріантністю  $\Delta U_p^*$  щодо параметрів навантаження. У табл. 13.5 і на рис. 13.9 наведені значення приросту щільності енергії руйнування залежно від максимальної температури дисипативного розігріву блоків з гуми 51-1562 при частоті 10,8 Гц і різних значеннях відносного зсуву.

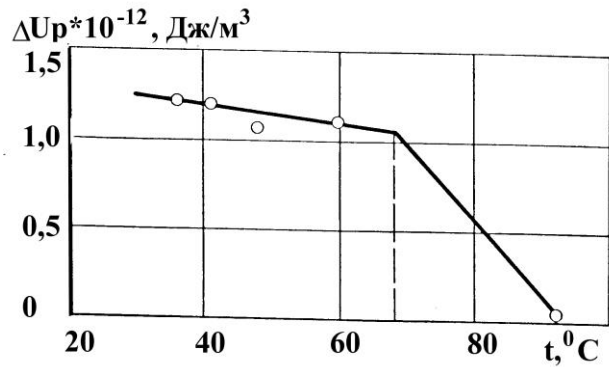


Рис. 13.9. Залежність щільності енергії руйнування від температури дисипативного розігріву

Таблиця 13.5. Значення приросту щільності енергії руйнування

Блок	Відносний зсув	$\theta, ^\circ\text{C}$	$N^* \cdot 10^{-9}$ , цикли	$\Delta U_p^* \cdot 10^{-12}$ , Дж/м <sup>3</sup>
БГМ101	0,30	40	1,15	1,20
БГМ102	0,21	32	1,17	1,25
БГМ102	0,30	60	0,39	1,03
БГМ102	0,36	90	0,02	0,06

Таблиця 13.6. Температура розігріву гумометалевого амортизатора при циклічному зсуві в напрямку осі Z

Розмір, см			Температура	Координати точки максимальної температури		Максимальна температура, °C		
$a$	$b$	$h$	в центрі, °C	$x/a$	$y/b$	згідно формули (13.18)	згідно формули (13.19)	похибка, %
10	10	10	11,850	0	0	11,850	16,080	35,7
10	10	5	5,070	0,157	0	5,080	4,670	-8,1
10	10	2	0,861	0	0,300	0,877	0,825	-5,9
10	10	1	0,223	0,717	0,769	0,233	0,219	-6,0
16	9	3	0,910	0,511	0,123	1,930	1,840	-4,7
9	16	3	1,900	0,334	0,290	1,990	1,770	-11,1
10	5	2	0,857	0,494	0	0,869	0,825	-5,1
5	10	2	0,864	0,277	0,295	0,877	0,784	-11,6
10	2	2	0,781	0,451	0	0,797	0,825	3,5
2	10	2	0,687	0	0,347	0,700	0,663	-5,3
10	100	10	13,90	0	0,753	16,220	16,080	-0,9

Приріст температури дисипативного розігріву  $\theta$ , розрахований відповідно до (13.20), довговічність  $t^*$  і  $\lg N^*$  елементів зсуву типу БГМ102, що руйнуються при амплітуді  $A = 10,5$  мм ( $\gamma = 0,21$ ) і частоті  $\omega = 11,6$  Гц, наведені в табл. 13.7.

При деформаціях стиску критеріальне рівняння аналогічне (13.20). У ряді випадків зручно користуватися модифікованим критерієм [66] у вигляді

$$t^* = \Delta U_g^* / D', \quad (13.21)$$

де  $\Delta U_g^*$  – критичне значення дисипованої у матеріалі енергії;

$t^*$  – час до руйнування локального об'єму, визначеного значенням усередненої за цикл дисипативної функції  $D'$  (13.11).

Таблиця 13.7. Стала температура й довговічність для гуми різних марок

Марка гуми	$\theta$ , °C	$t^*$ , тис. год.	$\lg N^*$
2959	160	0,01	5,6
1378	70	0,4-0,6	7,2-7,4
1224	40-45	0,6-1,1	7,4-7,5
4 <sub>3</sub>	74-76	1,45-1,9	7,8-7,86
67Л	64-66	7,0-8,0	8,4-8,5
59Л	60-62	7,5-8,5	8,38-8,6
28Е	54-62	9,6-11,4	8,57-8,65
169	58-61	10-12	8,58-8,66
310	45-50	10-12	8,58-8,66
1562	32-36	35-40	9,06-9,2

Слід зазначити, що критеріальне рівняння (13.21) справедливе при застосуванні до опису процесів втомлювального руйнування, що відбувається у діапазоні температур  $0 < T < T_{\text{доп}}$ , амплітуд деформацій  $(2 \div 10) \%$  і частот  $(5 \div 50)$  Гц.

У випадку залежності критеріальної величини  $\Delta U_g^*$  від температури вираз (13.21) приймає вигляд

$$t^* = \frac{\Delta U_g^*}{D'} \varphi_T, \quad (13.22)$$

де  $\varphi_T$  – для середньонаповнених гум типу 2959 визначається згідно [68, 78],

$$\varphi_T = \exp(k_1/T - k_2);$$

$$k_1 = 1894 \text{ К}; k_2 = 6,47;$$

$T$  – максимальна температура дисипативного розігріву, К.

Для визначення довговічності гумових елементів, що працюють у режимі попереднього статичного стиску  $\alpha = \alpha_{\text{ст}} + \alpha_{\text{дин}}$  ( $\alpha$  – навантаження – сила, напруження, деформація), причому статична складова  $\alpha_{\text{ст}}$  значно більша  $\alpha_{\text{дин}}$  – динамічної складової, залежність (13.21) буде мати вигляд [78]

$$t^* = \frac{\Delta U_g^*}{W_0 \left( \frac{1}{\eta_3} + \frac{\psi \chi f}{2E_1} \right)}, \quad (13.23)$$

$$\text{де } W_0 = \sigma_{ij}^{\ddot{r}\ddot{o}} \cdot \sigma_{ij}^{\ddot{a}\ddot{e}i};$$

$\psi$  – коефіцієнт дисипації;

$f$  – частота;

$\eta_3, E_1$  – параметри реологічної моделі, що описує в'язкопружні властивості матеріалу.

**Визначення довговічності гумометалевих елементів за умови пошкодження, що розвивається в матеріалі.**

Локальний час до руйнування пружних елементів типу БГМ при циклічному навантаженні може бути визначений згідно рівняння [66]

$$t^* = \tau_0 \ln \frac{\Delta p_\infty}{\Delta p_\infty - \Delta p_{\text{еф}}} \exp \left[ \frac{U_0 - \gamma(\sigma, T) \sigma}{RT} \right], \quad (13.24)$$

де  $\tau_0$  – константа матеріалу,  $\tau_0 = 10^{-13}$  с;

$\Delta p_\infty$  – концентрація перенапружених зв'язків, які здатні порватися під дією теп-

лових флуктуацій;

$\Delta p_{кр}$  – критична концентрація ушкоджень в об’ємі гуми, що є для кожної конкретної її марки постійною (гума 51-1562 –  $\Delta p_{\infty} = 7,05$ ,  $\Delta p_{кр} = 5,6$ );

$U_0$  – енергія активації,  $U_0 = 133,9 \cdot 10^6$  Дж/кмоль;

$\gamma$  – структурно-чутливий коефіцієнт, що визначається експериментально [66], для гуми 51-1562 можна визначити за емпіричною залежністю

$\gamma = 103,9 - 8,3\sigma - 0,23T$ ;

$\sigma$ ,  $T$  – напруження й температура, що характеризують умови навантаження;

$R$  – газова постійна,  $R = 8,32 \cdot 10^3$  Дж/(кмоль·К).

При розрахунках натурних елементів величина

$$\ln \frac{\Delta \tilde{\sigma}_{\infty}}{\Delta \tilde{\sigma}_{\infty} - \Delta \tilde{\sigma}_{кр}}$$

приймається рівною 3,5 для елементів з температурою дисипативного розігріву до 323 К и 4,5 – з температурою понад 323 К.

Для ілюстрації наведені два приклади прогнозування довговічності згідно розглянутих залежностей.

**Приклад 1.** Визначимо час до локального руйнування гумового елемента типу БГМ102 з гуми 51-1562 при наступних параметрах навантаження і значеннях фізико-механічних величин: температура в центрі гумового масиву ( $x = y = z = 0$ ) для партії виробів  $T = (323 \div 329)$  К;  $\gamma_0 = 0,21$ ;  $\sigma = 0,15$  МПа;  $\gamma$  залежно від температури становить  $29,60 \div 30,93$ . Час до руйнування визначаємо згідно формули

$$\begin{aligned} t^* &= \tau_0 \ln \frac{\Delta p_{\infty}}{\Delta p_{\infty} - \Delta p_{кр}} \exp \left[ \frac{U_0 - \gamma(\sigma, T)\sigma}{RT} \right] = \\ &= 10^{-13} 3,5 \exp \left[ \frac{133,9 \cdot 10^6 - 29,6 \cdot 0,16 \cdot 10^6}{8,32 \cdot 10^3 \cdot 323} \right] = 1,12 \cdot 10^8 \text{ с.} \end{aligned}$$

Якщо прийняти  $T = 329$  К;  $\gamma = 30,93$ ;  $\ln \left[ \Delta p_{\infty} / (\Delta p_{\infty} - \Delta p_{кр}) \right] = 4,5$ , то час до руйнування  $t^* = 1,33 \cdot 10^8$  с. Експериментально для партії БГМ102 нижня межа напрацювання до появи магістральної тріщини становить  $(1,01 \div 1,08) \cdot 10^8$  с.

**Приклад 2.** Визначимо довговічність гумового елемента типу БГМ102 з гуми 51-1562 для умов навантаження попереднього прикладу. Довговічність центральної точки визначимо відповідно до (13.20).

Якщо прийняти  $\Delta U_p^* = 1,2 \cdot 10^{12}$  Дж/м<sup>3</sup>, то для наведеного вище прикладу довговічність центральної точки

$$\begin{aligned} N^* &= \frac{\Delta U_p^*}{\frac{G_0 \gamma_0 \psi (2h)^2}{4a^2} f_1(x, y) - \frac{4\pi \lambda_p \theta(x, y, z) \cdot 0,23}{\omega a b h}} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 10^{12}}{\frac{0,82 \cdot 10^6 \cdot 0,32^2 \cdot 0,16 \cdot 0,05^2}{4 \cdot 0,1^2} 8,05 - \frac{4 \cdot 0,15 \cdot 0,35 \cdot 0,23}{68 \cdot 0,1 \cdot 0,05 \cdot 0,025}} = 1,08 \cdot 10^9 \text{ циклів} \end{aligned}$$

Тут функція координат  $f_1(x = 0, y = 0, z = 0) = 8,05$ ; значення  $\theta(x, y, z) = 35$  К визначене експериментально. Знайдена експериментально нижня межа довговічності, тобто часу до появи тріщини,  $N_{експ} = (1,12 \div 1,26) \cdot 10^9$  циклів.

Збіг розрахункових даних з даними промислових експериментів, як виходить з обох прикладів, задовільний.

**Циліндричні гумові елементи.** Найпоширенішим типом гумових пружних елементів, що працюють при деформаціях стиску або комбінованих деформацій стиску зі зсувом, є елементи з осью симетрії циліндричної форми. Конструктивно такі елементи являють собою суцільні або порожнисті циліндри із привулканізованою металевією арматурою або без неї.

На рис. 13.3 а,б,в наведені основні види циліндричних пружних елементів. Наявність центрального отвору знижує жорсткість елемента, сприяє його рівномірному навантаженню, значно поліпшує тепловий режим (рис. 13.3 б,в). Збільшуючи діаметр внутрішнього отвору і зовнішній діаметр, можна підвищити його поздовжню стійкість, зберігаючи постійною поздовжню жорсткість. Підвищену стійкість має збірний елемент (шаруватий), що складається з ряду циліндричних з металевими дисками, що служать для їхнього з'єднання. Це дозволяє конструювати елементи, пружна характеристика яких може легко змінюватися шляхом приєднання нових елементів.

**Суцільний гумометалевий циліндр. Стиск.** У випадку малих деформацій ( $\varepsilon \leq 20\%$ ) жорсткість при стиску суцільного циліндра радіусом  $R$  і висотою  $h$  з закріпленими торцями визначиться залежностями (13.7), (13.9), що мають вигляд

$$\tilde{N}_n = \beta_n \frac{\pi R^2 E}{h},$$

а для визначення коефіцієнта жорсткості  $\beta_n$  користуються співвідношеннями, отриманими різними авторами:

Бідерманом В.Л. [72]

$$\beta_n = \frac{1}{1 - \frac{\rho}{\sqrt{6}} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{6}}{\rho}}; \quad (13.25)$$

Пейном [79]

$$\beta_n = 1 + 0,413 \rho^2; \quad (13.26)$$

Лавенделлом Е.Е. [80]

$$\beta_n = 0,92 + 0,5 \rho^2; \quad (13.27)$$

або Димніковим С.І. [81]

$$\beta_n = 1 + \frac{\pi^2}{24} \rho^2, \quad (13.28)$$

де  $\rho = R/h$ .

Точність наведених залежностей може бути оцінена при рішенні плоскої задачі про стиск циліндра точними методами [49], табл. 13.8. Відповідна апроксимаційна формула при деформації стиску для  $z_0 = h/R < 0,1$  має вигляд

$$\beta_n = \frac{1 - \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu) + 15,42\nu(1 - \nu)z_0^2}, \quad (13.29)$$

або при  $\nu = 0,5$

$$\beta_n = 1,05 + \frac{1}{8} \frac{D^2}{h^2}, \quad (13.30)$$

де  $D$  – діаметр циліндра.



Таблиця 13.8. Коефіцієнт жорсткості  $\beta_n$  суцільних циліндричних гумових елементів при стиску

$\nu$	Співвідношення розмірів $z_0$										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	5,0
0,5	13,10	4,03	2,37	1,81	1,54	1,40	1,32	1,26	1,23	1,20	1,04
0,3	7,01	3,36	2,20	1,73	1,50	1,58	1,30	1,25	1,21	1,19	1,02

Таблиця 13.9. Значення коефіцієнту  $\beta_n$  для порожнистого циліндричного віброізолятора при стиску в залежності від співвідношення розмірів

$\alpha_1 = R_2/R_1$	$z_0 = h/R_1$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,1	9,219	3,488	2,239	1,757	1,523	1,392	1,311	1,258	1,220	1,192
0,2	7,020	2,912	2,038	1,675	1,484	1,370	1,297	1,247	1,211	1,184
0,3	5,526	2,495	1,865	1,594	1,442	1,345	1,279	1,233	1,200	1,175
0,4	4,361	2,180	1,727	1,524	1,401	1,319	1,261	1,219	1,187	1,164
0,5	3,427	1,934	1,615	1,463	1,363	1,292	1,240	1,202	1,174	1,152
0,6	2,691	1,743	1,526	1,409	1,326	1,264	1,218	1,183	1,158	1,138
0,7	2,135	1,596	1,450	1,358	1,288	1,233	1,191	1,160	1,138	1,121
0,8	1,747	1,482	1,381	1,304	1,239	1,190	1,155	1,131	1,113	1,100
0,9	1,492	1,374	1,291	1,215	1,160	1,126	1,104	1,090	1,080	1,073

Залежність (13.29) дає похибку не вище 15 % при  $z_0 < 0,1$  і  $0 \leq \nu \leq 0,5$ .

В [69] виконано порівняльний аналіз цих залежностей і встановлено, що у випадку середніх деформацій ( $\varepsilon \leq 50$  %) найбільш близькі результати при аналітичному розрахунку жорсткості розглянутих циліндричних ГТВ дають формули

$$\tilde{N}_n = \beta_n \frac{G\pi R^2}{\Delta_z} \left( \frac{1}{\lambda_z^2} - \lambda_z \right),$$

де  $\lambda_z = 1 - \varepsilon_z = 1 - \frac{\Delta_z}{h}$  – ступінь стиску циліндра.

Для коефіцієнта  $\beta_n$  в цьому випадку рекомендується апроксимаційна залежність Пейна

$$\beta_n = 1 + 0,413\rho^2 \approx 1 + 1,65\Phi,$$

де  $\Phi$  – фактор форми циліндра ( $\rho = R/h = 2\Phi$ ).

Розрахункові формули для визначення жорсткості циліндра при стиску наведені залежно від фактора форми в табл. 13.10 [69].

**Розтяг.** Необхідно користуватися формулами для стиску, за умови підстановки  $\lambda_z = 1 - \Delta_z/h$  і модуля об'ємного розтягання  $K$ .

Таблиця 13.10. Формули розрахунку циліндричного віброізолятора на стиск

$\Delta/h$	$\Phi < 5$	$5 < \Phi < 100$	$\Phi > 100$ або виключені бічні переміщення
$\leq 0,1$	$C_n = 3\pi G \rho R \beta_n;$ $\beta_n = (0,92 + 0,5\rho^2)$	$C_n = K\pi R \rho (0,92 + 0,5\rho^2) \times$ $\times (0,92 + 0,5\rho^2 + 0,33\theta)^{-1}$	$C_z^0 = \pi R \rho K'$

Примітка:  $\lambda_z = 1 - \frac{\Delta_z}{h}$ ;  $\theta = \frac{K}{G}$ ;  $K' = K \left( 1 + 0,015 \frac{\Delta_z}{h} K \right)$ .

**Зсув.** Коефіцієнти жорсткості при зсуві суцільного гумометалевого циліндра визначаються співвідношеннями (13.7)

$$C_{\tau} = \beta_{\tau} \frac{\pi R^2 G}{h},$$

а коефіцієнти  $\beta_{\tau}$  визначаються згідно апроксимаційної формули [82].

Цей вираз справедливий з точністю не вище 15 % при  $D \geq h$ .

Залежно від фактора форми  $\Phi = D/4h$  формула для  $\beta_{\tau}$  має вигляд [83]

$$\beta_{\tau} = \left( 1 + \frac{1}{36\Phi^2} \right)^{-1}.$$

**Зсув зі стиском.** Якщо стискаюча сила  $P$  спрямована під кутом  $\alpha$  до елемента і останній зазнає одночасно деформацію стиску і зсуву, то переміщення та жорсткість можна знайти згідно формул [46, 51]

$$\Delta = \frac{Ph(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}{FGE}; \quad C = \frac{GEF}{h(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)},$$

де  $P$  – прикладене навантаження;

$$F = \pi R^2.$$

Зсув попередньо стиснутого на  $\Delta_z$  віброізолятора [45, 70]

$$C_r = \pi G' R \rho \frac{\xi}{\operatorname{tg} \xi}; \quad G' = G \left( 1 + 0,15 \frac{\Delta_z}{h} K \right),$$

$\xi$  знаходиться з рівняння (13.16).

**Кручення.** Діє момент  $M_z$ . Для всіх  $\rho$  [45, 70]

$$C_z = \frac{\pi G R^3}{2} \rho.$$

При  $\Delta_z = 0$  з'являється стискаюча сила

$$P_z = \frac{M_z \theta_z}{2h}.$$

При крученні попередньо стиснутого циліндра

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{\pi}{2} \cdot G \cdot R^3 \cdot \lambda_z^{-3/2} \cdot \rho.$$

**Кручення і стиск.** Стискаючу силу  $P_z$ , крутний момент  $M_z$ ,  $\lambda_z$  і  $\theta_z$  визначають за формулами [45, 70]

$$P_z = \pi G R^2 \left[ (\lambda_z - \lambda_z^2) + \frac{\theta_z^2 \rho}{4 \lambda_z^3} (1 - 2 \lambda_z) \right]; \quad M_z = \frac{\pi}{2} G R^3 \rho \theta_z \lambda_z^{-3/2}.$$

**Згин.** Діє момент  $M_r$ . При  $\rho \leq 5$ ;  $\theta_r \cdot \rho \leq 0,1$  [45, 70]

$$C_r^y = \frac{M_r}{\theta_r} = \frac{7 G R^3}{3 \rho^{-1} - \operatorname{th}(3 \rho^{-1})}.$$

**Порожнистий гумометалевий циліндр. Стиск.** Коефіцієнти жорсткості при стиску порожнистого гумометалевого циліндра визначаються за аналогією з суцільним циліндром залежностями (13.7), (13.9)

$$C_n = \beta_n \frac{G \pi (R_1^2 - R_2^2)}{h},$$

де  $R_1, R_2$  – зовнішній і внутрішній радіуси циліндру відповідно.

Розраховані точними методами [49] параметри жорсткості  $\beta_n$  для  $\nu = 0,5$  наведені в табл. 13.9.

Для окремого випадку порожнистих циліндричних ГТВ – шайб – мають місце дані, наведені в табл. 13.11, коефіцієнт жорсткості апроксимується формулою Пейна [70].

Таблиця 13.11. Формули розрахунку циліндричної шайби на стиск

$\Delta/h$	$(1 - \alpha_1)\rho < 6$	$6 < \rho(1 - \alpha_1) \leq 150$	$\rho(1 - \alpha_1) > 150$
$< 0,1$	$C_n = \pi R_1 \rho G (1 - \alpha_1^2) \left\{ \left( \frac{3}{4} \rho^2 + 1 \right) \times (1 - \alpha_1^2) - \right.$ $\left. - 1,5 \rho^2 \frac{(1 - \alpha_1^2)(\rho^{-2} - 3) - 6 \alpha_1^2 \ln \alpha_1}{\rho^{-2}(1 - \alpha_1^{-2}) + 6 \ln \alpha_1} \right\} \approx$ $\approx \pi R_1 \rho G (1 - \alpha_1^2) \left\{ 1 + 0,413 [\rho(1 - \alpha_1)]^2 \right\}$	$C_z = \frac{C_n C_z^0}{C_n + C_z^0}$	$\tilde{N}_z^0 = \pi R_1 \rho \Delta_z \times$ $\times K'(1 - \alpha_1^2)$
$< 0,5$	$C_n = \frac{9 \pi R_1^2}{8 \Delta_z} (1 - \alpha_1^2) G \left\{ -\frac{16}{5} \ln \lambda_z + \right.$ $+ \frac{2}{3} \left( 1 + \alpha_1^2 - \frac{(1 - \alpha_1^2)}{\ln \alpha_1} \right) \rho^2 (\lambda_z^{-2} - 1) - \frac{2}{15} \left( \frac{(1 - \alpha_1^2)}{\alpha_1 \ln \alpha_1} \right)^2 \times$ $\times \ln \left[ \lambda_z^2 \left( \frac{(1 - \alpha_1^2)}{5 \alpha_1^2} - \rho^2 \ln \alpha_1 \right) \left( \frac{(1 - \alpha_1^2)}{5 \alpha_1^2} \lambda_z^2 - \rho^2 \ln \alpha_1 \right)^{-1} \right] \right\} \approx$ $\approx \frac{\pi R_1^2}{\Delta_z} (1 - \alpha_1^2) G \left[ 1 + 0,413 \rho^2 (1 - \alpha_1)^2 (\lambda_z^{-2} - \lambda_z) \right]$	$\tilde{N}_z = \frac{C_n C_z^0}{C_n + C_z^0}$	

Примітка:  $\rho = R_1/h$ ;  $\lambda = 1 - \Delta/h$ .

**Зсув.** Коефіцієнти жорсткості при зсуві порожнистого циліндру визначаються відповідно до співвідношень (13.7), (13.9) [84]

$$C_\tau = \beta_\tau \pi G (1 - \alpha_1^2) \rho R_1,$$

де  $\beta_\tau = \left[ 1 + (0,336 + 1,15 \alpha_1^{1,72}) z_0^{1,16} \right]^{-1}$ ;  $z_0 = \frac{h}{R_1}$ ;  $\alpha_1 = \frac{R_2}{R_1}$ .

При зсуві попередньо стиснутого на  $\Delta_z$  циліндру [45, 70]

$$C_r = \pi G (1 - \alpha_1^2) \rho R_1 \frac{\xi}{\operatorname{tg} \xi},$$

де  $\xi$  визначається за формулою (13.16).

**Кручення.** Діє момент  $M_z$  [2, 215]

$$C_z^y = \frac{I_z}{\theta_z} = \frac{\rho}{2} \pi G R^3 (1 - \alpha_1^4).$$

**Згин.** Діє момент  $M_r$ . При  $\rho \leq 5$ ,  $\theta_r \cdot \rho \leq 0,1$  [45, 70]

$$C_r^y = \frac{M_r}{\theta_r} = \frac{2,35(1 - \alpha_1^4) N G R_1^3}{N \rho^{-1} - \operatorname{th}(N \rho^{-1})}; \quad N = 3 \sqrt{\frac{1 - \alpha_1^4}{1 - \alpha_1^6}}.$$

**Зсув зі стиском.** Сумарна жорсткість  $C$ , осадка  $\Delta$  визначаються із співвідношень [44]

$$\Delta = \frac{Ph(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}{\pi EG(R_1^2 - R_2^2)}; \quad C = \frac{GEF(R_1^2 - R_2^2)}{h(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}.$$

**Теплотворення.** Основними рівняннями при визначенні температурних полів циліндричних елементів є рівняння рівноваги (13.1) і теплопровідності (13.10) з джерелом внутрішнього теплотворення.

Методи розв'язання задач теплопровідності викладені в розділі 13.1.

В інженерній практиці для оцінки працездатності ГТВ можна обмежитися максимальною температурою нагрівання, що визначається, як правило, спрощеними методами розрахунку [45, 70] або номограмами [44, 46].

Значно спрощується визначення максимальної температури в суцільному циліндрі при використанні ланцюгової номограми [44, 46], складеної відповідно до рівнянь [44, 46]

$$\theta = \frac{2G_0 \varepsilon^2 R^2 \omega \psi}{\pi J \lambda_p} \Phi(Bi_1, Bi_2, \gamma_1);$$

$$\Phi = 1,125 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{p_m Q_n}{(\nu_m^2 / \mu_n^2 + \gamma_1^2)} \cdot \left[ \gamma_1 \left( 1 - \frac{4}{\nu_m^2} + \frac{2}{Bi_2} \right) \left( 1 - \frac{2}{\mu_n^2} + \frac{2}{Bi_1} \right) - \frac{24}{\mu_n^2} \left( 1 - \frac{3}{\mu_n^2} + \frac{3}{Bi_1} \right) \right], \quad (13.31)$$

де  $\varepsilon$  – відносна деформація;

$\gamma_1 = 2R/h$ ,  $R$  і  $h$  – радіус і висота циліндра;

$Bi_1, Bi_2$  – критерії Біо, що визначаються як  $Bi_1 = H_1 h / 2$ ,  $Bi_2 = H_2 h / 2$ ;

$J$  – механічний еквівалент теплоти;

$$p_m = \frac{Bi_2}{\nu_m^2 \left( 1 + \frac{Bi_2^2}{\nu_m^2} I_0(\nu_m) \right)}; \quad Q_n = \frac{\sin \mu_n}{\mu_n^3 \left( 1 + \frac{\sin 2\mu_n}{2\mu_n} \right)};$$

$I_0, I_1$  – функції Бесселя нульового та першого порядку першого роду дійсного аргументу;

$\nu_m$  і  $\mu_n$  – корені трансцендентних рівнянь

$$\nu l_1(\nu) - Bi_2 I_0(\nu) = 0; \quad \mu \operatorname{tg} \mu - H_1 h / 2 = 0.$$

Розрахунок теплового поля суцільного циліндричного елементу при стиску може бути здійснений методом Бубнова-Гальоркіна [45, 70] з апроксимацією температури у вигляді

$$\theta(r, z) = c(r^2 - \xi_1)(z^2 - \beta_1),$$

де

$$c = \frac{9G\Delta^2 \omega \psi}{4\pi \lambda_p h^2} \left[ \frac{R^2 h^3}{280} - \xi_1 \left( \frac{R^2 h}{80} + \frac{h^3}{140} \right) - \beta_1 \left( \frac{R^4}{18h} + \frac{R^2 h}{10} \right) + \xi_1 \beta_1 \left( \frac{R^2}{12h} + \frac{h}{5} \right) \right] \times$$

$$\times \left[ \frac{R^2 h^2}{80} + \frac{R^4 h^3}{36} - \xi_1 \left( \frac{h^5}{40} + \frac{R^2 h^3}{12} \right) - \beta_1 \left( \frac{R^2 h^3}{6} + \frac{R^4 h}{3} \right) + \right.$$

$$\left. + \xi_1 \beta_1 \left( \frac{h^3}{3} + R^2 h \right) - (2\beta_1 + \xi_1) \xi_1 \beta_1 h + \xi_1^2 \frac{h^3}{12} + \beta_1^2 R^2 h \right]^{-1};$$

$$\xi_1 = 2R/H_1 + R^2; \quad \beta_1 = h/H_2 + h^2/4.$$

Точка з найбільшою температурою знаходиться в середині гумового масиву, тобто при  $r = 0$  і  $z = 0$ .

Температура в циліндрі визначиться як

$$T(r, z) = T_0 + \theta(r, z) = T_0 + c(r^2 - \xi_1)(z^2 - \beta_1).$$

Розподіл температури в суцільному гумовому циліндрі може бути визначений з крайової задачі теплопровідності з використанням точних розв'язків ізотермічної задачі термов'язкопружності [49] і служити оцінкою точності наведених вище наближених методів.

Для порожнистого циліндра функція  $\Phi$  у (13.31) залежить від п'яти параметрів, має досить громіздкий вид [44, 46]. Розподіл температури в порожнистому циліндричному елементі може бути визначений методом середньоквадратичної помилки [44] або методами [45, 49].

Вірогідність і фізична обґрунтованість застосування зазначених методів розрахунку температурних полів у суцільному і порожнистому циліндричних елементах підтверджується багатьма експериментальними даними [46, 66, 67].

На рис. 13.10 показано розподіл сталої температури в порожнистому циліндричному елементі, виконаному з гуми 2959, деформація циклічного стиску з амплітудою 0,010 м (попередній стиск 0,012 м), частота 13 Гц. Суцільні лінії – розрахункові дані; точки – експериментальні дані.

За аналогією з елементами зсуву, розподіл температури нагрівання по довжині  $l$  і радіусу  $r$  порожнистого циліндра має параболічний характер, а максимальна температура встановлюється в центрі гумового масиву.

На рис. 13.11 дані порівняння розподілів стаціонарних надлишкових температур для порожнистого (суцільні криві) і суцільного – штрихові криві) циліндрів у випадку теплоізолюваної внутрішньої поверхні ( $B_3 = 0$ ), що отримані в [49] з використанням точних розв'язків ізотермічної задачі термов'язкопружності

$$\left( \xi = \frac{z}{R_1}; \quad \rho = \frac{r}{R_1}; \quad \xi_0 = \frac{h}{R_1}; \quad \alpha_1 = \frac{R_2}{R_1}; \quad \rho^* = \frac{\rho - \alpha_1}{1 - \alpha_1} \right).$$

Видно, що в обох випадках максимальні температури встановлюються в середньому перетині ( $\xi = 0$ ), причому для суцільного циліндра вони виявляються трохи вище. Це пояснюється тим, що осьова жорсткість суцільного циліндра вище, ніж порожнистого, тому потужність зовнішніх сил (а отже, і розсіювання) у першому випадку більше при однакових коливальних швидкостях переміщення торців. Якщо на внутрішній поверхні відбувається теплообмін з навколишнім середовищем, то максимальне по об'єму значення температури зменшується, а точка його досягнення зміщується з внутрішньої поверхні тіла. Залежність максимальної температури від параметра  $\alpha_1$  для двох значень  $B_3$  показана на рис. 13.12. Відзначається зниження температури при зменшенні товщини стінки. У початковий момент нестационарного процесу відбувається розігрів, близький до адіабатичного.

Потім за рахунок теплопровідності й теплообміну характер розподілу температури змінюється і її максимальне значення з околиці кутової точки зміщається усередину тіла.

У наведених результатах розбіжність теоретичних і експериментальних даних не перевищує сукупної похибки експерименту.

**Довговічність.** Визначення довговічності циліндричних елементів може бути здійснене по викладеному вище загальному алгоритму розрахунку з використанням енергетичного критерію руйнування, конкретизація застосування якого для розрахунку довговічності елементів типу БГМ і шарнірів наведена в [66, 68] і розглянута в попередніх розділах. Істотним при цьому є наявність розв'язків задачі (13.10)-(13.12) у замкнутому вигляді для таких елементів.

Для циліндричних (суцільних і порожнистих) елементів такі розв'язки побудувати неможливо, для розрахунку полів температур, як правило, використовуються чисельні методи. У цьому зв'язку для визначення довговічності циліндричних елементів доцільно використовувати модифіковане критеріальне рівняння у вигляді (13.31).

У табл. 13.12 наведені розрахункові дані довговічності для циліндричних елементів трьох типорозмірів.

Таблиця 13.12. Довговічність циліндричних елементів

Висота $h$ , м	Діаметр $2R$ , м	$D'_{\max}$ , Дж/(м <sup>3</sup> ·с)	$t_1^*$ , год	$\theta_{\max}$ , °С	$t_2^*$ , год
0,100	0,180	15800	23400	25,0	62000
0,065	0,200	32470	11400	18,0	40000
0,040	0,195	58750	6300	10,5	27000

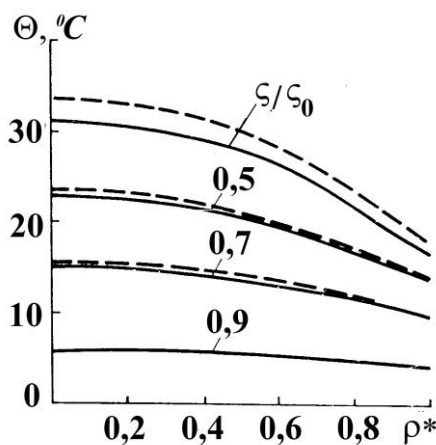


Рис. 13.11. Розподіл сталих температур у порожнистому (суцільні криві) і суцільному (штрихові криві) циліндрах

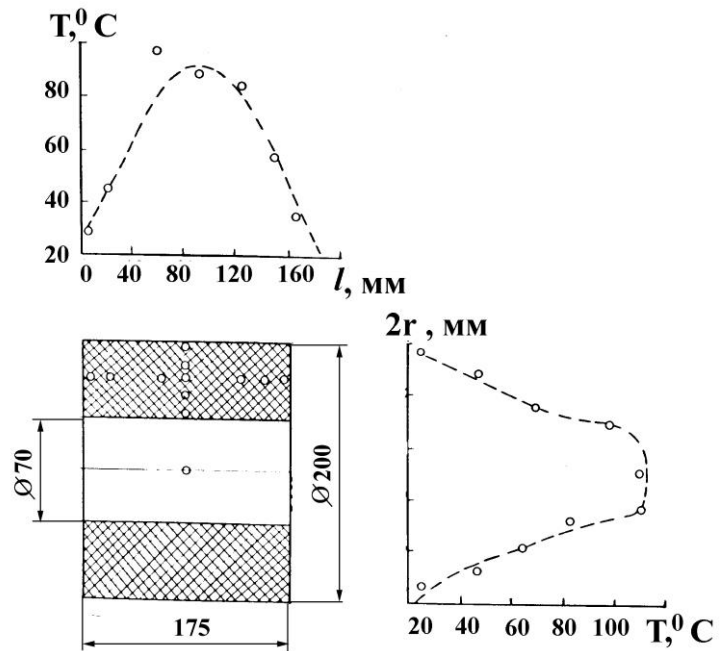


Рис. 13.10. Температурне поле в гумовому циліндрі ( $r$  – радіус циліндра)

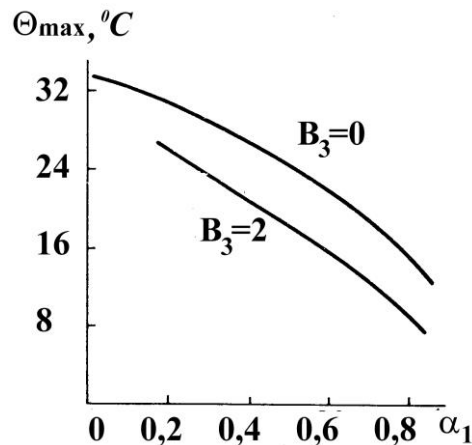


Рис. 13.12. Залежність максимальної температури у порожнистому циліндрі від умов теплообміну на внутрішній поверхні

Максимальне значення дисипативної функції  $D'_{\max}$  (відповідає границі гума-метал), максимальний приріст температури дисипативного розігріву  $\theta_{\max}$  (відповідає середньому перетину гумового масиву), їм відповідає значення часу локального руйнування  $t_1^*$  і  $t_2^*$ . Отримані результати підтверджують висновок про локальні місця руйнування, що провокують початок руйнування елементів на границі гума-метал.

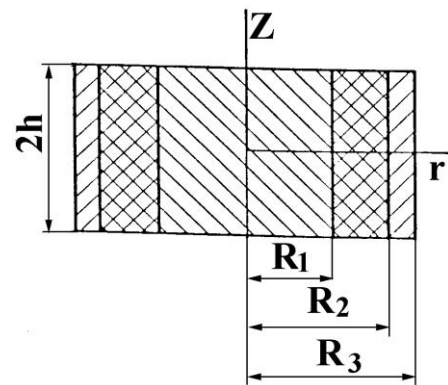


Рис. 13.13. Схема розрахунку шарніра

**Гумометалеві шарніри.** Конструкції шарнірів різноманітні, але в більшості випадків розрізняють конструкції основних двох типів – зварні і збірні. У зварних шарнірах гумовий елемент приєднується до металевих арматур клеями та привулканізовується. Збірні гумометалеві шарніри виготовляються запресовуванням гумового елемента в металеву втулку з натягом. Конструктивно ж шарнір являє собою гумовий порожнистий циліндр, поміщений у внутрішні та зовнішню металеві обойми. Загальний вигляд і схема найпоширенішої конструкції гумометалевого шарніру першого типу показана на рис. 13.3, г.

При експлуатації гумові елементи шарнірів зазнають деформації коаксіального скручування, осьового зсуву і радіального стиску. Послідовність розрахунку шарніра адекватна викладеній вище. Для розрахунку шарніра (розрахункова схема на рис. 13.13) необхідно знати величину прикладеного зовнішнього крутного моменту  $M$ , величини осьового  $P_z$  і радіального  $P_r$  навантажень.

**Статичний розрахунок шарнірів.** При малих і середніх деформаціях формули для визначення переміщення і жорсткості будуть мати вигляд [45, 70, 72]. При осьовому зсуві у випадку  $\frac{\Delta_z}{R_1(1-\alpha_1)} \leq 0,5$

$$C_z = -\frac{2\pi Gl}{\ln \alpha_1}; \quad \Delta_z = \frac{P_z}{2\pi Gl} \ln \alpha_1,$$

де  $\alpha = R_2/R_1$ ;

$R_1, R_2$  – відповідно внутрішній і зовнішній радіуси гумового елемента шарніра;  
 $l$  – довжина шарніра.

При коаксіальному крученні відповідно моменту  $M_z$  при  $\theta_z \leq 0,3(1-\alpha_1)$  кутова жорсткість

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{4\pi G l R_2^2}{1-\alpha_1^2}, \quad l = 2h;$$

при  $\theta_z \leq 1-\alpha_1$ ;  $\theta_z = \arccos\left(\frac{M_z}{4\pi G l R_1^2}\right) - \arccos\left(\frac{M_z}{4\pi G l R_2^2}\right)$ .

Дотичні напруження визначаються за формулою

$$\tau = \frac{M_z}{2\pi r^2 l}$$

і досягають максимального значення на поверхні при  $r = R_1$

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{2\pi R_1^2 l}.$$

Кут закручування шарніра визначиться з виразу

$$\gamma = \frac{M_z}{4\pi G l} \frac{(\alpha_1^2 - 1)}{R_2^2}.$$

При радіальному стиску у випадку, коли довжина шарніра велика в порівнянні з діаметром  $2R_2$ , радіальний зсув визначиться за формулою

$$\Delta_r = \frac{P_r}{4\pi G l} \beta_2,$$

де  $\beta_2$  – коефіцієнт, що залежить від величини відношення  $R_2/R_1$ .

У загальному випадку [45, 72]

$$\beta_2 = \ln \frac{R_2}{R_1} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2 + R_1^2}.$$

При  $R_2/R_1 \leq 2$

$$\beta_2 \approx \frac{8}{3} \left( \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1} \right)^3.$$

Радіальна жорсткість

$$C_r = 3\pi G l / \left( \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1} \right)^3.$$

Радіальне навантаження  $P_r$  викликає розтяг та стиск шару гуми між внутрішньою та зовнішньою обоймами. При цьому для найбільш поширених співвідношень геометричних розмірів, коли величини  $l$  і  $2R_2$  порівняльні, а  $R_2/R_1 > 2$ , радіальне переміщення осі шарніра  $\Delta_r$  і радіальна жорсткість  $C_r$  [72] визначаються співвідношеннями

$$\Delta_r = \frac{2P_r \left[ l^2 + 3(R_1 + R_2)^2 \right]}{3\pi G l \left[ l^2 + 6(R_2 - R_1)^2 \right]} \left( \frac{R_2 - R_1}{R_1 + R_2} \right)^3, \quad C_r = \frac{3\pi G l}{2} \cdot \left( \frac{l^2 + 6(R_2 - R_1)^2}{l^2 + 3(R_1 + R_2)^2} \right) \cdot \left( \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \right)^3.$$

Ці формули справедливі при  $l/(R_1 + R_2) > 6$ .

При  $\frac{\Delta_r}{R_1(1 - \alpha_1)} < 0,2$  радіальна жорсткість шарніру може бути визначена відпо-

відно до [45, 70]

$$C_r = G l \left\{ 1,94 \left( \frac{1 + \alpha_1}{1 - \alpha_1} \right) \left[ 3 + n - \frac{(1 + n)^2}{4 + n + 0,821\rho} \right] \right\},$$

$$\text{де } \rho = \frac{l}{R_1 - R_2}; \quad n = 1,57 \left[ 3 + \pi \frac{1 + \alpha_1^2}{(1 - \alpha_1)^2} \right].$$

Ця формула справедлива при  $\alpha_1 > 0,5$ .

Збірний гумометалевий шарнір відрізняється від зварного тим, що гума пресується з попереднім натягом  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$  в напрямі радіусів  $R_1$  і  $R_2$  відповідно. При деформаціях кручення і аксіального зсуву такого шарніра кутова жорсткість визначиться за формулами [45, 71, 85].

При крученні з моментом  $M_z$  відносно осі  $\theta_z$



$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{4\pi G I R_2 r_1 r_2 R_1}{r_1 R_1 - r_2 R_2},$$

де  $r_1$  і  $r_2$  – радіуси до монтажу, тобто  $R = r + \Delta_r$ .

При аксіальному зсуві

$$\tilde{N}_z = G I \frac{2\pi(1+6A)}{\ln \alpha_2^{-1} - 0,5 \ln \left[ \frac{1+6A-2B(\alpha_1 \cdot \lambda_2)^{-2}}{1+6A-2B\lambda_1^{-2}} \right]},$$

де

$$\alpha_2 = \alpha_0 \frac{\lambda_2}{\lambda_1}; \quad \lambda_1 = \frac{R_1}{r_1}; \quad \lambda_2 = \frac{R_2}{r_2}; \quad \alpha_0 = \frac{r_2}{r_1}; \quad A = \frac{\Delta_1}{r_1} - B; \quad B = \frac{\alpha_0^2}{1 - \alpha_0^2} (\lambda_2 - \lambda_1).$$

**Теплотворення в шарнірах.** При сталому процесі теплотворення рівняння теплопровідності для шарніра можна подати у вигляді [44, 86]

$$\nabla^2 \theta_1 = 0; \quad r \leq R_1; \quad (13.32)$$

$$\nabla^2 \theta_2 + \frac{W}{\lambda_p} = 0; \quad R_1 \leq r \leq R_2; \quad (13.33)$$

$$\nabla^2 \theta_3 = 0; \quad R_2 \leq r \leq R_3, \quad (13.34)$$

де  $W = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \dot{\gamma} \tau d\tau = \frac{W_1}{r^4}$  – усереднене за період деформації значення джерела теплотворення

$$W_1 = \frac{4\gamma_0 G_0 \omega \psi R_1^4}{\lambda_p (1 - \alpha^2)^2}; \quad \alpha = R_1/R_2;$$

$\gamma_0$  – амплітудне значення кута закручування;

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – приріст температури у внутрішній металевій обоймі, гумовому елементі шарніру і зовнішній металевій обоймі відповідно.

Граничні умови, що характеризують теплообмін між гумою, металом і навколишнім середовищем, мають вигляд

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial z} \pm H_1 \theta_1 = 0 \quad \text{ї} \quad \partial \text{є} \quad z = \pm h, r \leq R_1; \quad (13.35)$$

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial z} \pm H_2 \theta_2 = 0 \quad \text{ї} \quad \partial \text{є} \quad z = \pm h, R_1 \leq r \leq R_2; \quad (13.36)$$

$$\frac{\partial \theta_3}{\partial z} \pm H_1 \theta_3 = 0 \quad \text{ї} \quad \partial \text{є} \quad z = \pm h, R_2 \leq r \leq R_3; \quad (13.37)$$

$$\frac{\partial \theta_3}{\partial z} \pm H_1 \theta_3 = 0 \quad \text{ї} \quad \partial \text{є} \quad r = R_3, \quad (13.38)$$

де  $r$  – поточне значення радіусу.

Загальний розв'язок рівняння (13.32), що задовольняє граничній умові (13.35) і обмежений при  $r = 0$ , записується у вигляді

$$\theta_1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_{1n} I_0 \left( \frac{b_1 \mu_n r}{R_1} \right) \cos \frac{\mu_n z}{h},$$

де  $I_0$  – функція Бесселя уявного аргументу першого роду нульового порядку;  
 $\mu_n$  – корені трансцендентного рівняння

$$\mu_n \operatorname{tg} \mu_n = H_1 h, \quad b_1 = \frac{R_1}{h}.$$

Загальний розв'язок рівняння (13.34), що задовольняє граничні умови (13.37), (13.38), має вигляд:

$$\theta_3 = \sum_{n=1}^{\infty} C_{3n} S_0 \left( \frac{b_3 \mu_n r}{R_3} \right) \cos \frac{\mu_n z}{h},$$

де функція  $S_0$  виражається через функції Бесселя уявного аргументу першого ( $I_0, I_1$ ) і другого ( $K_0, K_1$ ) роду нульового і першого порядків згідно формул

$$S_0 \left( \frac{b_3 \mu_n r}{R_3} \right) = \left[ I_0(b_3 \mu_n) + \frac{b_3 \mu_n}{H_1 R_3} I_1(b_3 \mu_n) \right] K_0 \left( \frac{b_3 \mu_n r}{R_3} \right) - \left[ K_0(b_3 \mu_n) - \frac{b_3 \mu_n}{H_1 R_3} K_1(b_3 \mu_n) \right] I_0 \left( \frac{b_3 \mu_n r}{R_3} \right);$$

$$b_3 = R_3 / h.$$

Розв'язок неоднорідного рівняння (13.33), що задовольняє граничній умові (13.36), запишеться у вигляді суми загального розв'язку відповідного однорідного рівняння та частинного розв'язку неоднорідного рівняння, причому частинний розв'язок може бути визначений методом середньоквадратичної помилки

$$\theta_2 = \sum_{n=1}^{\infty} \left[ C_{2n} K_0 \left( \frac{b_2 \lambda_n r}{R_2} \right) + C_{4n} I_0 \left( \frac{b_2 \lambda_n r}{R_2} \right) + C_{5n} \frac{R_2^2}{r_2} \right] \cos \frac{\lambda_n z}{h}, \quad (13.39)$$

де  $b_2 = R_2 / h$ ;  
 $\lambda_n$  – корені рівняння

$$\lambda_n \operatorname{tg} \lambda_n = H_2 h.$$

Невідомі постійні  $C_{5n}$  визначаються з умови

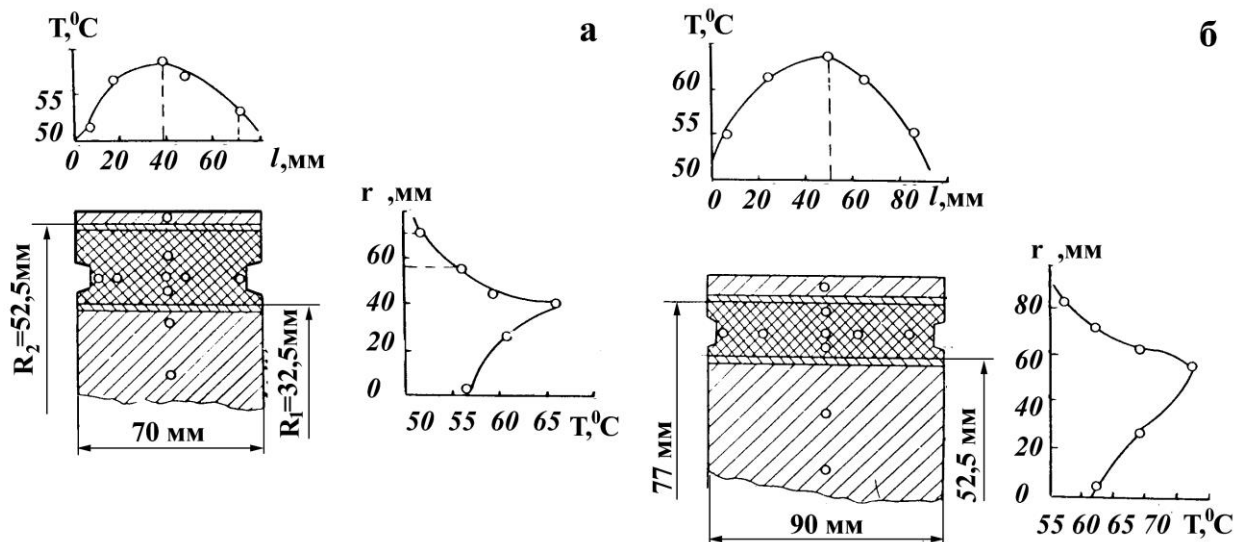
$$\int_{R_1}^{R_2} \int_{-h}^h \left[ \nabla^2 \theta_2 + \frac{W}{r^4} \right]^2 r dr dz = \min.$$

Звідки після підстановки рівняння (13.39), мінімізації та інтегрування отримують

$$C_{5n} = \frac{W \sin \lambda_n \left[ 1 - \alpha^4 + \frac{8(1 - \alpha^6)}{3b_1^2 \lambda_n^2} \right]}{\lambda_n^3 b_1^2 R_2^2 \left( 1 + \frac{\sin 2\lambda_n}{2\lambda_n} \right) \left[ 1 - \alpha^2 - \frac{4(1 - \alpha^4)}{b_1^2 \lambda_n^2} + \frac{16(1 - \alpha^6)}{3b_1^2 \alpha^2 \lambda_n^4} \right]}$$

Решта (4- $n$ ) невідомих постійних визначаються із чотирьох умов рівності температури й теплових потоків на циліндричних поверхнях з  $r = R_1$  і  $r = R_2$  (тобто на стику гума-метал), які задовольняють по висоті шарніра лише в інтегральному сенсі. Після інтегрування цих виразів отримують систему лінійних алгебраїчних рівнянь, розв'язки якої визначають невідомі постійні, підстановка яких в рівняння (13.39) дає остаточний вираз для обчислення температурного поля шарніра, більш докладно цей метод розв'язання викладено в [44, 46].

Для шарнірів типу ШГМ розподіл температури згідно координат показано на рис. 13.14: суцільні лінії – розрахунок, точки – експеримент, частотні й амплітудні залежності сталої температури наведені на рис. 13.15. Отримані залежності якісно аналогічні залежностям для БГМ.

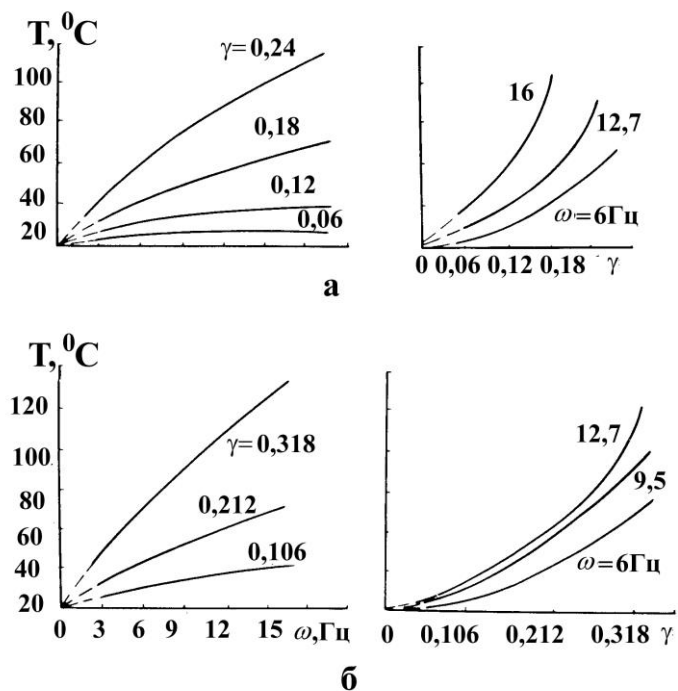


а) – ШГМ102:  $\omega = 13,5$  Гц,  $\gamma = 0,18$ ,  $r$  – радіус; б) ШГМ 103:  $\omega = 13,5$  Гц,  $\gamma = 0,21$  (б),  $r$  – радіус  
Рис. 13.14. Температурне поле в гумових елементах шарнірів

Температура нагрівання гумових елементів шарнірів має нелінійну залежність від частоти і амплітуди навантаження, максимальна температура встановлюється на границі кріплення гуми до внутрішнього металевого циліндру (рис. 13.14), при цьому для більшої товщини гумового елемента (ШГМ103) спостерігається значна різниця (до 20-22 %) між температурами нагрівання внутрішніх і зовнішніх шарів гуми.

Трохи інша картина спостерігається при дослідженні температури нагріву гумового елемента шарніра по його довжині. На рис. 13.14, а показані значення температури нагріву для різних точок по довжині гумового елемента / шарніра типу ШГМ103. Точки розташовані на колі окружності шарніра з радіусом 0,041 м. Як видно, залежність має приблизно параболическу форму, однак різниця між максимальною та мінімальною температурами незначна, що пояснюється малою теплопровідністю гуми. Для шарніра типу ШГМ103 (див. рис. 13.14) розподіл температури по довжині гумового елемента аналогічний.

**Довговічність.** При циклічному навантаженні шарнірів найбільша деформація шарніра спостерігається при коаксальному скручуванні, і цей вид деформації найчастіше зустрічається в практиці експлуатації вібромашин, тому доцільно визначити і довговічність шарнірів при тому



а) ШГМ102; б) ШГМ103

Рис. 13.15. Залежності температури нагріву гумових елементів від режиму навантаження для шарнірів ШГМ102 і ШГМ103

ж виді навантаження. При цьому як критерій виходу шарнірів з ладу приймається час появи на поверхні гуми видимих втомлювальних тріщин. Експериментально встановлено, що для частот і амплітуд, при яких працює більшість вібраційних машин, теплотворення в гумових шарнірах не перевищує допустимих норм. Приріст температури в центральній точці гумового масиву дорівнює приблизно  $(303 \div 313)$  К, що значно менше допустимих значень –  $(350 \div 360)$  К.

За аналогією з елементами зсуву кількість циклів до локального руйнування центральної області гумового елемента шарнірів можна подати у вигляді [66, 67]

$$N^* = \frac{\Delta U_p^* - \dot{\chi}}{\frac{1}{2} G_0 \gamma_0^2 \psi - \frac{2\pi}{\omega} \dot{q}}; \quad \dot{q} = \frac{4\lambda_p \theta(x, y, z)}{\left[ R_2^2 - r^2 + 2R_1^2 \ln(r/R_2) + 2(R_2^2 - R_1^2) \frac{\lambda_p}{\lambda_c} \left( \ln \frac{R_3}{R_2} + \frac{\lambda_c}{R_3 H} \right) \right]}, \quad (13.40)$$

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт теплопровідності сталі;  
 $r$  – поточне значення радіусу шарніра;  
 $R_1, R_2, R_3$  – радіуси гумового елемента й металевої арматури;  
 $H$  – коефіцієнт тепловіддачі метал-повітря;  
 $\dot{\chi}$  – енергія немеханічного впливу.

Для урахування змін у часі фізико-механічних характеристик  $G$  і  $\psi$  необхідно скористатися залежностями, отриманими з урахуванням апроксимації експериментальних даних. Залежність  $\psi \sim t$ , отримана для партії з 56 шарнірів типу ШГМ102, показана на рис. 13.16.

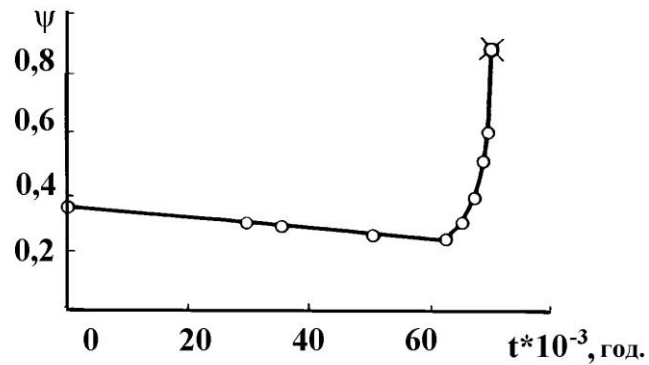


Рис. 13.16. Часові залежності коефіцієнта дисипації

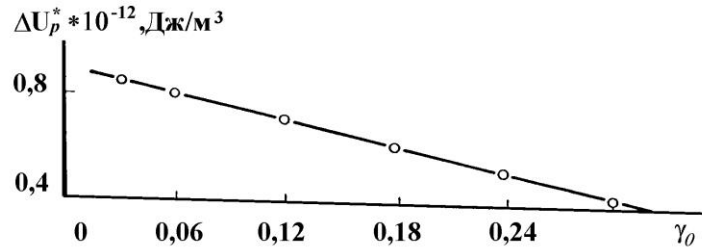


Рис. 13.17. Залежність  $\Delta U_p^* \sim \gamma_0$  для шарнірів типу ШГМ102 з гуми 2959

Для розглянутих шарнірів енергія руйнування  $\Delta U_p^*$ , як і для елементів зсуву, не є постійною величиною, а до деякої міри залежить від температури. На рис. 13.17 приведені результати обчислених за формулою (13.40) значень  $\Delta U_p^*$  при різних величинах  $\gamma_0$  і, отже, різних значеннях температур дисипативного розігріву (табл. 13.13). Як видно, зі збільшенням відносного зсуву й температури розігріву величина  $\Delta U_p^*$  лінійно зменшується.

Для інженерних розрахунків величину  $\Delta U_p^*$  можна приймати постійною, наприклад, для гуми 2959 рівною  $0,6 \cdot 10^{12}$  Дж/м³. Знайдені при цьому значення довговічності до локального руйнування шарнірів приведені в табл. 13.13 і, як видно, задовільно збігаються з нижніми рівнями довговічності, отриманими при експериментальному дослідженні партії (300 зразків) натурних елементів.

Таблиця 13.13. Довговічність шарнірів

$\gamma$	$\theta, ^\circ\text{C}$	Експериментальна довговічність		Розрахунок за формулою (13.40), год
		$t_{\min}^*$	$t_{\max}^*$	
0,03	2	70000	—	60000
0,06	5	12200	17100	13100
0,12	15	3500	6900	3100
0,18	36	870	2200	1400
0,24	70	400	900	800
0,30	120	250	500	550

Таблиця 13.14. Гумові віброізолятори типу ВГ

Тип віброізолятора	Номинальні розміри		Жорсткість на стиск, кН/м
	Зовнішній діаметр, $D_n$ , мм	Висота $h$ , мм	
ВГ201	100	80	25-100
ВГ202	100	127	75-150
ВГ203	200	180	200-400
ВГ204	230	200	250-600
ВГ205	160	150	
ВГ103	120	148	150-350

### Гумові елементи зі складною формою вільної поверхні.

Елементи зі складною формою вільної поверхні ВГ [44, 66, 68] є конструктивним розвитком порожнистих циліндрів. З метою підвищення стійкості останніх розроблено параметричний ряд таких віброізоляторів [66], основні технічні характеристики, загальний вид і конструктивна схема яких наведені в табл. 13.14 і на рис. 13.18 відповідно.

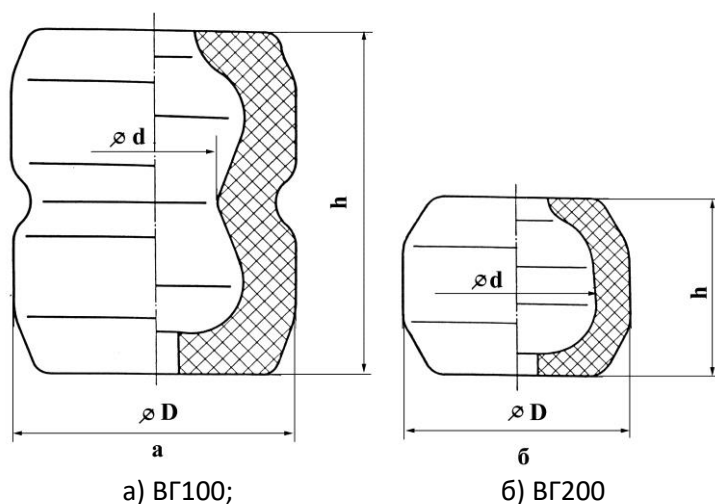


Рис. 13.18. Схеми віброізоляторів

### Статичні розрахунки елементів типу ВР.

Для визначення НДС і параметрів жорсткості елементів зі складною формою вільної поверхні точні аналітичні методи не застосовувались через значні труднощі у розв'язанні нелінійних систем диференціальних рівнянь у частинних похідних при розв'язанні крайових задач термов'язкопружності. Використовуються чисельні методи, основним з яких є метод скінченних елементів (МСЕ) [87, 88]. Конкретну постановку та розв'язання задач термов'язкопружності з їх використанням дано в [18, 47, 49, 89-91]. Результати розрахунку НДС дозволяють визначити жорсткість на стиск елементів типу ВГ відповідно до формул (13.7), (13.9), які в цьому випадку мають вигляд

$$C = \beta_n \frac{E\pi(R_0^2 - r_0^2)}{h}, \quad (13.41)$$

$$\text{де } \beta_n = 2 \int_{r_0}^{R_0} r \sigma_z(r, h) dr / \left[ (R_0^2 - r_0^2) (\alpha_0 / h) E \right];$$

$R_0$  і  $r_0$  – зовнішній і внутрішній радіуси перерізу віброізолятора, прийнятого за відлікове (площа прикладення навантаження, середній перетин або довільне інше);

$\alpha_0$  – заданий зсув торця віброізолятора;

$h$  – висота віброізолятора;

$r, z$  – радіальна і осьова координати;

$\sigma_z$  – нормальне напруження.

Розрахункові значення параметра  $\beta_n$  при малих деформаціях стиску (до 10 %, рис. 13.19) є постійними величинами. У табл. 13.15 наведені віднесені до середнього перетину значення коефіцієнта жорсткості  $\beta_n$  і значення жорсткості  $C$  для кожного з досліджуваних елементів, визначені за формулою (13.41).

Значення  $C_1$  відповідають слабонаповненій гумі на основі синтетичного каучуку СКІ-3 типу 51-1562 ( $E_1 = 1,5$  МПа);  $C_2$  – середньонаповненій гумі на основі натурального каучуку типу 2959 ( $E_2 = 3,6$  МПа). Розрахункові дані добре узгоджуються з дослідними.

**Теплотворення.** Визначення температур дисипативного розігріву в гумових елементах типу ВГ виконується відповідно до методики, що викладена в розділі 13.2. При цьому усереднена за цикл дисипативна функція  $D'$  визначається залежністю (13.11).

Алгоритм чисельного розв'язання задачі теплопровідності для елементів зі складною формою вільної поверхні типу ВГ будується на основі розв'язків [49], що використовують як основний метод – метод кінцевих елементів у сполученні з методом покрокового інтегрування.

Таблиця 13.15. Значення жорсткісних параметрів

Тип ВГ	$R_0$ , м	$r_0$ , м	$h$ , м	$\beta_n$	$C_1$ , кН/м	$C_2$ , кН/м
ВГ201	0,050	0,038	0,080	0,47	29,2	79,1
ВГ203	1,100	0,065	0,180	0,91	137,5	330,0
ВГ204	0,115	0,076	0,200	0,86	150,9	362,1
ВГ205	0,080	0,055	0,150	0,83	88,0	211,0
ВГ101	0,060	0,036	0,148	0,87	63,8	153,2

Результати виконаних розрахунків поля температур для елементів ВГ201 наведені на рис. 13.20. Експериментальний розподіл полів температур показано на рис. 13.21.

Дослідження розподілу полів температур дисипативного розігріву у віброізоляторах показує, що максимальні значення встановлюються в центральних областях і можуть бути описані наступною формулою

$$T_{\max}^* = T_0 + k'' G \psi \omega \alpha_0^2, \quad (13.42)$$

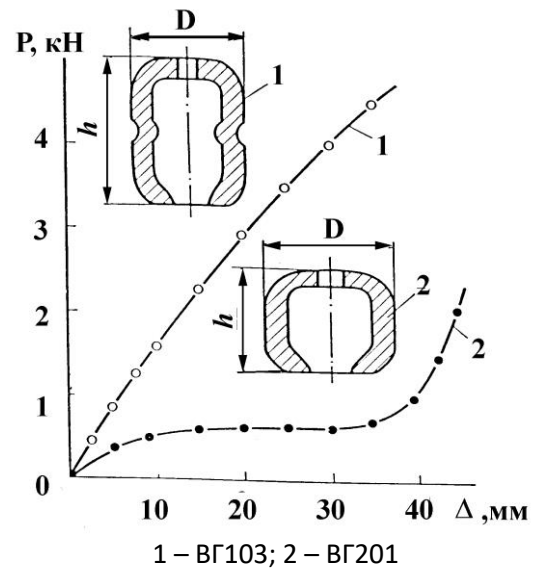


Рис. 13.19. Залежність сили від переміщення для елементів з гуми 51-1714

де  $T_0$  – температура навколишнього середовища;  
 $k''$  – коефіцієнт, що залежить від типу гуми і умов теплообміну з навколишнім середовищем (табл. 13.16);  
 $\psi$  – коефіцієнт дисипації енергії;  
 $\omega$  – частота циклічного навантаження;  
 $a_0$  – амплітуда коливань  
 $(a(t) = a_0 \sin \omega t)$ .

У таблиці 13.17 приводяться значення максимальних температур, що встановилися у віброізоляторах, при наступному режимі експлуатації: частота навантаження  $\omega = 94 \text{ с}^{-1}$ , амплітуда навантаження  $a_0 = 0,003 \text{ м}$ ; температура навколишнього середовища  $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Таблиця 13.16. Значення коефіцієнта  $k''$ 

Тип ВГ	$k''$ , $^\circ\text{C}/(\text{Па}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^{-1})$	
	Гума 51-1562	Гума 2959
ВГ201	0,02670	0,02160
ВГ203	0,04818	0,03614
ВГ204	0,04510	0,03350
ВГ205	0,03880	0,03014
ВГ101	0,03670	0,02860

Значення  $T_{\max}^*$  отримані за формулою (13.42), значення  $T_{\max}^{**}$  розраховані методом кінцевих елементів.

Аналіз сталих температур у розглянутих типах віброізоляторів показує, що для них виконується умова [92]

$$T_{\max}^* < T_{\text{дop}}^*$$

де  $T_{\text{дop}}$  – допустиме значення робочих температур, воно відповідно до [66, 68] становить  $T_{\text{дop}} \approx 60\text{--}70 \text{ }^\circ\text{C}$ .

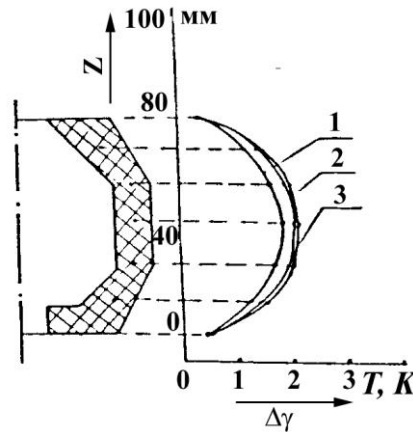
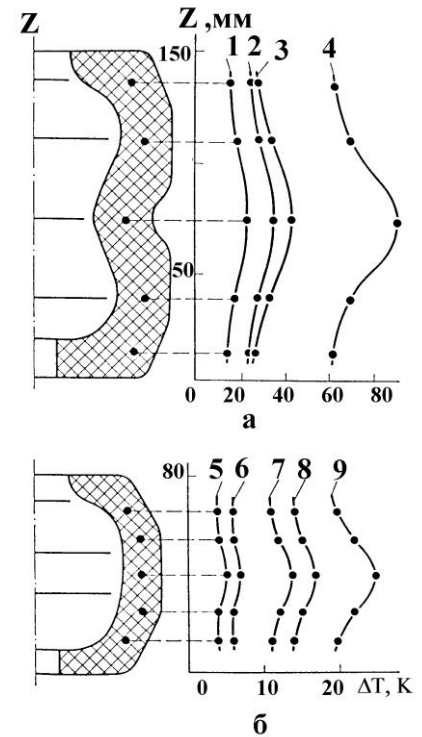


Рис. 13.20. Розподіл поля температур у віброізоляторі ВГ201



1, 7 –  $A = 3 \text{ мм}$ ,  $\omega = 3,3 \text{ Гц}$ ; 2, 8 –  $A = 3 \text{ мм}$ ,  $\omega = 20 \text{ Гц}$ ; 3, 9 –  $A = 5 \text{ мм}$ ,  $\omega = 13,3 \text{ Гц}$ ; 4 –  $A = 10 \text{ мм}$ ,  $\omega = 13,3 \text{ Гц}$ ; 5 –  $A = 1,5 \text{ мм}$ ,  $\omega = 13,3 \text{ Гц}$ ; 6 –  $A = 1,5 \text{ мм}$ ,  $\omega = 20 \text{ Гц}$

Рис. 13.21. Розподіл полів температур в елементах ВГ103 (а) і ВГ201 (б) з гуми 51-1714

Таблиця 13.17. Значення максимальних температур

Тип ВГ	$T_{\max}^*$ , °C		$T_{\max}^{**}$ , °C	
	Гума 51-1562	Гума 2959	Гума 51-1562	Гума 2959
ВГ201	22,8	29,0	22,846	29,035
ВГ203	25,1	35,1	25,142	35,110
ВГ204	24,8	34,0	24,814	34,023
ВГ205	24,1	32,6	24,144	32,603

Ця умова виключає можливість термомеханічного руйнування віброізоляторів і забезпечує їх тривалу роботу в припущенні, що попередній стиск не перевищує 10-15 %.

**Довговічність ВГ.** Оцінка локальної довговічності гумових віброізоляторів типу ВГ проводиться відповідно до загального алгоритму розрахунку, при цьому використовується енергетичний  $\psi$ -критерій дисипативного типу [68], конкретизація якого для розрахунку довговічності параметричного ряду елементів типу ВГ виконана в [69]. Відповідно до [69] час до руйнування будь-якого локального об'єму гумового масиву  $t^*$  визначиться за формулою (13.21).

Значення критеріальної величини  $\Delta U_g^*$  отримані в результаті експериментальних досліджень для гум 2959 і 51-1562 [67] і відповідно дорівнюють  $\Delta U_g^* - 1,15 \times 10^{12}$  і  $4,48 \times 10^{12}$  Дж/м<sup>3</sup>.

У випадку температурної залежності  $\Delta U_g^*$  необхідно використовувати співвідношення (13.32).

Довговічність гумових елементів типу ВГ можна визначати в точках з максимальною температурою дисипативного розігріву, попередньо обчисливши в цих же точках значення дисипативної функції  $D'$ .

У табл. 13.18 наведені значення довговічності віброізоляторів типу ВГ з урахуванням значень максимальних сталих температур  $T_{\max}^*$  при режимі навантаження:  $a_0 = 0,003$  м;  $\omega = 94$  с<sup>-1</sup>.

Таблиця 13.18. Значення  $t^*$  віброізоляторів типу ВГ із врахуванням температур

Тип ВР	$D'$ , Дж/м <sup>3</sup>	$T_{\max}^*$ , °C	$t^*$ , год
ВГ201	13859	29,035	19722
ВГ204	4120	34,023	59872
ВГ205	6281	32,603	40415

**13.2.3. Рекомендації для інженерних розрахунків. Параметричні ряди рекомендованих силових ГТВ.** Блоки гумометалеві (БГМ) і гумові (БГ). Конструктивне оформлення розроблених гумометалевих блоків типу БГМ і гумових типу БГ приведені на рис. 13.22 і рис. 13.23 відповідно. Блоки типу БГМ стандартизовані і

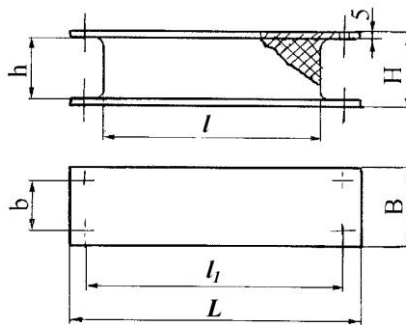


Рис. 13.22. Гумометалевий блок БГМ

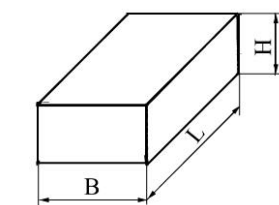


Рис. 13.23. Гумовий блок БГ



для параметричного ряду із шести типорозмірів розроблений ГОСТ 95.609-86 «Блоки гумометалеві. Конструкція і розміри» [93]. У табл. 13.19 і табл. 13.20 приведені основні параметри елементів БГМ. Характеристики блоків БГ зведені в табл. 13.21.

Таблиця 13.19. Основні параметри блоків типу БГМ

Параметри елемента, м	Умовне найменування елемента					
	БГМ101	БГМ102	БГМ103	БГМ104	БГМ202	БГМ203
<i>L</i>	0,180	0,280	0,400	0,420	0,280	0,400
<i>B</i>	0,060	0,100	0,100	0,120	0,100	0,100
<i>H</i>	0,045	0,060	0,060	0,060	0,040	0,040
<i>l</i>	0,100	0,200	0,320	0,400	0,200	0,320
<i>h</i>	0,035	0,050	0,050	0,050	0,030	0,030
<i>b</i>	0,035	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050
<i>l</i> <sub>1</sub>	0,140	0,240	0,360	0,440	0,240	0,360
$\Delta_1$	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005

Таблиця 13.20. Жорсткість БГМ і допустимі параметри вібрації

Тип блоку	Номінальна жорсткість при зсуві, кН/м	Номінальна жорсткість при стиску, кН/м	Частота коливань, Гц (кол/хв), не більше	Амплітуда при зсуві, мм, не більше
БГМ-101	110	600	11,7 (770)	10
БГМ-102	250	1500		12
БГМ-103	420	2500		
БГМ-104	640	3800		
БГМ-202	445	2670	25 (1500)	7
БГМ-203	710	4250		

Таблиця 13.21. Характеристики блоків типу БГ

Параметри блоків	Типорозміри блоків	
	БГ-202	БГ-203
Розміри, м:		
<i>L</i>	0,200	0,320
<i>B</i>	0,100	0,100
<i>H</i>	0,030	0,030
Жорсткість, кН/м	450	710
Маса, кг	0,600	1,00

Виготовлення БГ рекомендується робити згідно ТУ 105 1325-79 з гуми 51-1562. Серійне виробництво таких елементів освоєне Свердловським заводом ГТВ відповідно до технологічного регламенту ТР № 51-300130, розробленому НДІГП (Москва).

90 % ресурс наробітку блоків типу БГМ із гуми 51-1562 при параметрах навантаження (для БГМ-101 відносний зсув 0,15-0,30; частота 10-25 Гц; для інших блоків параметричного ряду табл. 13.21 – відносний зсув 0,15-0,24 і частота 10-25 Гц) згідно [68] становить 15000 год. На практиці напрацювання блоків значно більше, наприклад, блоки з гуми 51-1562 при відносному зсуві 0,33 і частоті навантаження 10-12 Гц мали напрацювання до відмови понад 25-40 тис. год.

У табл. 13.22 наведені значення допустимих напружень і деформацій, отримані експериментально з умов руйнування елементів типу БГМ при найбільш характерних для практики режимах експлуатації вібротехніки: амплітуді 10-12 мм, частоті 12-13 Гц, температурі навколишнього середовища 20 °С.

При збільшенні частоти коливань допустиме значення амплітуди деформації елемента відповідно знижується. Так, при частоті 25 Гц блоки з гуми 51-1562 зберіга-

ють тривалу працездатність тільки при амплітуді до 5-6 мм. Наведені в табл. 13.22 дані рекомендується використовувати при розрахунках БГМ і прогнозуванні довговічності аналогічних елементів, що працюють при ідентичних режимах навантаження. При цьому необхідно враховувати не тільки режим навантаження, але й температуру навколишнього середовища, тривалість експлуатації, масивність виробів, температуру їх дисипативного розігріву.

Практично важливими в цьому випадку є режими інтенсивного і помірно інтенсивного навантаження гумових елементів (табл. 13.23, табл. 13.24).

Таблиця 13.22. Значення допустимих деформацій і напружень

Гума	Твердість по ТМ-2	Модуль зсуву, МПа	Допустимі			
			напруження зсуву, МПа	деформація зсуву, %	напруження стиску, МПа	деформація стиску, %
2959	45-60	1, 5-1,7	0,25	15	0,4	5-10
1224	45-60	1, 0-1,3	0,25	15	0,3	5-10
51-1562	40-45	0, 6-0,85	0,20	35	0,3	10-15

Таблиця 13.23. Значення допустимих напружень і деформацій для гумових елементів вібромашин при стиску

Тип гуми	При статичному навантаженні		Режим тривалого циклічного навантаження $t^* > 5000$ год, $T < T_{кр}$	
	$\sigma$ , МПа	$\varepsilon$ , %	$\sigma$ , МПа	$\varepsilon$ , %
2959	0, 9-1,1	15-20	0,4	5-10
1224	0, 7-0,8	15-20	0,3	5-10
67Л, 59Л, 289, 169, 310	0,9	25-30	0,4	10-15
51-1562	0,8	30-40	0,3	10-15

Таблиця 13.24. Значення допустимих напружень і деформацій для гумових деталей вібромашин при циклічному зсуві

Тип гуми	Інтенсивний режим $t^* = (1-10)$ год; $T \geq (380-400)$ К		Помірно-інтенсивний режим $t^* = (500-1000)$ год.; $T \geq (353-363)$ К		Режим тривалої експлуатації $t^* = (10-40) \cdot 10^3$ год; $T \geq 353$ К	
	$\tau$ , МПа	$\gamma$	$\tau$ , МПа	$\gamma$	$\tau$ , МПа	$\gamma$
2959	0,35	0,20	0,25	0,15	0,15	0,10
1224	0,30	0,25	0,25	0,20	0,20	0,15
4з	0,45	0,30	0,35	0,25	0,30	0,20
67Л, 59Л, 28Е, 169, 310	0,45	0,30	0,40		0,25	0,20
51-1562	0,30	0,40	0,25	0,35	0,20	0,25-0,35

У випадку інтенсивного режиму навантаження при короточасній роботі машин температура розігріву в найнебезпечніших областях елементів перевищує критичну температуру для розглянутих гум  $T_{кр} \leq (353-363)$  К і може досягати  $(380-400)$  К. У такому режимі працюють деякі типи живильників для випуску руди; тривалість їхньої роботи може становити  $(2-3)$  хв., а перерва між включеннями  $(10-15)$  хв. У цьому випадку можна допускати короточасний перегрів гумових елементів. Як результат цього, можна призначати і більш високі значення напружень і деформацій. Варто підкреслити, що при інтенсивних стаціонарних режимах навантаження (див. табл. 13.24) довговічність до відмови гумового елемента становить  $(10-14)$  год.

При епізодичному нетривалому навантаженні і наступному охолодженні довговічність елементів істотно зростає і досягає  $(1000-3000)$  год і більше.

При помірно інтенсивному режимі гумові деталі машин зазнають розігріву, близького або незначно вищого за критичне значення  $T_{кр}$ . Ці режими характерні для вібромашин, що працюють у стаціонарному режимі навантаження нетривалий час (500-1000) год. Так, наприклад, у вібраційних живильників для випуску руди при установці їх у блоки з невеликим запасом руди для підвищення продуктивності в деяких випадках збільшують амплітуду коливань. У результаті цього довговічність гумових деталей різко зменшується. Звичайно, підбираються такі параметри навантаження, щоб термін служби до відмови збігався із закінченням технологічної операції.

При втомлювальному руйнуванні елементів, найбільш характерному для гумових елементів при режимі тривалого циклічного навантаження, температура розігріву  $T$  значно нижче критичного рівня  $T_{кр}$  ( $T_{кр} < T_{кр}$ ). Допустимі значення напруження  $\tau$  і деформацій при такому режимі навантаження наведені в табл. 13.24, довговічність елементів при цьому становить  $(10-40) \cdot 10^3$  год.

**Шарніри гумометалеві типу ШГМ.** Конструкція шарнірів типу ШГМ показана на рис. 13.24. Шарніри такого типу стандартизовані і для трьох типорозмірів розроблені ОСТ 95.465-84 «Шарніри гумометалеві. Конструкція і розміри. Технічні вимоги» [94]. Параметричний ряд рекомендованих шарнірів наведений у табл. 13.25, а їх основні експлуатаційні параметри в табл. 13.26.

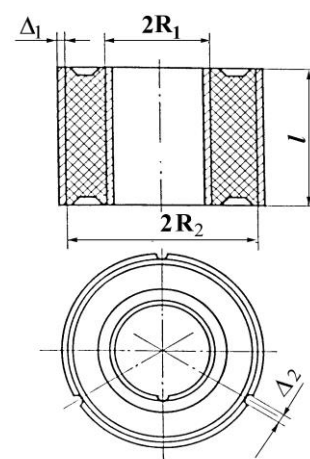


Рис. 13.24. Гумометалевий шарнір ШГМ

Таблиця 13.25. Параметричний ряд шарнірів

Параметр (рис. 13.24)	Умовна позначка шарніра		
	ШГМ101	ШГМ102	ШГМ103
$R_1$	0,0200	0,0325	0,0525
$R_2$	0,0340	0,0510	0,0770
$l$	0,0500	0,0700	0,0900
$\Delta_1$	0,0025	0,0025	0,0025
$\Delta_2$	0,0030	0,0030	0,0030

Таблиця 13.26. Основні експлуатаційні параметри шарнірів

Умовна позначка шарніра	Крутильна жорсткість, кНм/рад	Допустимий кут закручування, рад	Допустиме радіальне статичне навантаження, кН	Маса, кг
ШГМ101	0,4	0,056	1,5	0,45
ШГМ102	2,0	0,044	4,0	1,00
ШГМ103	8,0	0,032	10,0	2,90

У вібраційних машинах шарніри, як правило, виконують функції елементів міжсекційних пружних сполучень, дозволяють створювати компактні вузли підвісок, а також усувають шуми і вібрацію, дозволяють компенсувати перекося деталей і неточності їхнього збирання.

При роботі ШГМ зазнають деформації стиску від ваги робочого органу вібромашини і коаксіального скручування. Вони можуть використовуватися як пружні елементи привідних пристроїв, при цьому необхідно враховувати ще й радіальну жорсткість гумового елемента.

При використанні гумометалевих шарнірів в якості віброізоляторів і елементів зсуву осьова жорсткість становить для шарніра ШГМ101 – 1000 кН/м; для ШГМ102 – 1550 кН/м; для ШГМ103 – 2200 кН/м.

До останнього часу шарніри виготовлялися промисловістю з гуми 2959, виконаної на основі натурального каучуку. У зв'язку з тенденцією, що має місце у цей час, заміни натурального каучуку на штучний, для виготовлення шарнірів рекомендується гума марки 51-1714 на основі СКІ-3. Серійне виготовлення параметричного ряду ШГМ освоєне Ярославським заводом ГТВ. 90 %-вий ресурс ШГМ становить 60000 год. Гарантійний термін зберігання – 12 місяців з моменту виготовлення.

**Віброізолятори гумові зі складною формою вільної поверхні типу ВГ.** Віброізолятори такої форми призначені для використання у вібраційній техніці для віброізоляції машин, а також як пружні ланки зарезонансних вібромашин. Особливістю таких елементів є мала поперечна жорсткість, що дає істотну перевагу при безфундаментній установці обладнання. Конструкції розроблених елементів типу ВГ показані на рис. 13.18. Елементи такого типу стандартизовані і для двох типорозмірів віброізоляторів ВГ100 і ВГ200 розроблений ОСТ 95.10196-86 «Віброізолятори гумові. Конструкції й розміри» [95]. Параметричний ряд таких віброізоляторів, що рекомендується, приведено у табл. 13.14.

Для виготовлення елементів типу ВГ [10] рекомендується використовувати гуму марки 51-1562 ТУ 1051325-79. Зараз використовуються також гуми 51-1711 і 51-1714, а також середньонаповнені гуми, аналогічні за властивостями гум 2959.

**Наближені формули, що рекомендуються для визначення теплотворення силових ГТВ.** Для оцінки максимальної температури дисипативного розігріву розглянутих силових ГТВ рекомендуються наступні прості аналітичні вирази: для суцільних елементів типу БГМ і циліндричних ГТВ (зсув і стиск)

$$\theta_{\max} = \frac{\omega \psi C \Delta^2}{4\pi V} \left( 0,5 + \frac{1}{hH_2} \right);$$

для елементів типу ВГ (13.42)

$$\theta_{\max} = k'' \psi \omega \alpha_0^2,$$

де  $k''$  наведені в табл. 13.16;

$$\theta_{\max} = T_{\max}^* - T_0.$$

Для елементів типу БГМ і циліндрів при незмінних коефіцієнтах теплообміну  $H_1$  і  $H_2$ , але в різних умовах навантаження ( $G_1$ ,  $\psi_1$ ,  $\omega_1$ ,  $\varepsilon_1$ ) і марках гум ( $\lambda_1$ ) максимальне значення приросту температур можна отримувати перерахуванням по формулі

$$\theta_1 = \theta \frac{G_1 \omega_1 \psi_1 \varepsilon_1^2 \lambda}{G \omega \psi \varepsilon \lambda_1},$$

де  $\theta_1$  – приріст температури дисипативного розігріву в шуканому варіанті;

$\theta$  – приріст температури у відомому варіанті;

$\varepsilon_1 = \Delta_1/h$  – відносна деформація;

$\lambda$  і  $\lambda_1$  – коефіцієнти теплопровідності гум у вихідному і шуканому варіантах відповідно.

Для зазначених елементів, крім наближених формул, рекомендується використовувати і номограми [44, 46].

**Прогнозування довговічності силових ГТВ за інженерними критеріями руйнування.** Для прогнозування довговічності натурних гумових елементів рекомендується використовувати однобічні оцінки довговічності за допустимими значеннями температур, напружень і деформацій, які краще характеризують роботу ГТВ при заданих умовах навантаження.

**Прогнозування довговічності ГТВ за допустимими значеннями температури дисипативного розігріву.** При використанні цього критерію температура дисипативного розігріву в найнебезпечнішій точці елементу порівнюється з допустимим значенням температури нагрівання, характерним для розглянутого типу гуми і визначеним експериментально. Тривалим експериментуванням встановлено, що при  $T < T_{\max}$  довговічність гумових елементів буде більше деякого значення, яке у ряді випадків задовольняє інженерну практику.

У цьому випадку прогнозування довговічності елементів можна робити на підставі умови

$$T_{\max} \leq [T]_{\text{дот}},$$

де  $T_{\max}$  – максимальне значення температури розігріву ГТВ;

$[T]_{\text{дот}}$  – деяка допустима температура, визначена експериментально.

Для розглянутих БГМ із досліджуваних марок гум на основі НК і СКІ-3  $[T]_{\text{дот}} = (80-90)^\circ\text{C}$ . Вище температур  $T_{\text{кр}} \geq 140^\circ\text{C}$  довговічність деталі незначна.

Таким чином, маючи у своєму розпорядженні певну експериментальну інформацію про терміни служби натурних ГТВ, можна призначати такі допустимі значення температур саморозігріву, при яких конструкція буде працювати не менше деякого, зумовленого практикою часу, тобто можна задавати такі фізико-механічні властивості гуми, геометричні параметри елементів і режим навантаження, які в сукупності забезпечували б виконання умови  $T_{\max} \leq [T]_{\text{дот}}$ .

У цьому випадку задача зводиться до дослідження стаціонарного рівняння теплопровідності при незалежності реологічних параметрів гуми від температури. Для елемента зсуву, зокрема, можна розглядати рівняння типу

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} + \xi \Phi(x, y, z) = 0; \quad \xi = \frac{G_0 \omega \psi A^2 \beta_1}{8\pi \lambda_p},$$

де  $\Phi(x, y, z)$  – координатна частина дисипативної функції;

$\beta_1$  – коефіцієнт, що показує, яка частина енергії переходить у теплову (у цьому випадку приймаємо  $\beta_1 = 1$ );

$\xi$  – параметр, що характеризує інтенсивність тепловиділення.

Результати розв'язання дозволяють визначати залежність параметра  $\xi$  від температури. Дослідження показали, що в межах похибки експерименту для досліджуваних елементів зсуву типу БГМ (БГМ101, БГМ102, БГМ103) з гуми 51-1562 ця залежність та сама.

Використовуючи цей прийом для певного класу еластомерних конструкцій, що характеризується загальними ознаками геометрії, розмірів і вільним теплообміном з зовнішнім середовищем, визначення допустимої температури можна звести до розрахунку деякого допустимого значення параметру  $\xi$ . У цьому випадку умову можна записати у вигляді [92]

$$\xi \leq \xi_{\text{доп}},$$

де  $\xi_{кр}$  – допустиме або критичне значення параметру, що відповідає критичній температурі.

Розглянутий метод прогнозування довговічності дозволяє вибирати навантаження гумових елементів і значення реологічних та теплофізичних характеристик гуми, що відповідають заданій довговічності (у цьому випадку використовують умову  $\xi = \xi_{кр}$  і вираз для  $\xi$ ), а також визначати допустимі значення напружень і деформацій, які при фіксованих параметрах навантаження забезпечують виконання умов  $\xi \leq \xi_{кр}$  або  $T = T_{кр}$ .

Раніше була розглянута залежність між довговічністю до відмови елементів зсуву типу БГМ і сталими значеннями температури їх дисипативного розігріву (рис. 13.8). При наявності таких експериментальних кривих температурне прогнозування довговічності не має особливих труднощів. Однак у випадку зміни режиму навантаження, наприклад, частоти, ці залежності вже непридатні. Одержання їх пов'язане з великим обсягом експериментальних робіт і з багаторічними трудомісткими дослідженнями. Теоретично розрахувати довговічність гумових елементів тільки по температурі їх дисипативного саморозігріву не є можливим.

**Прогнозування довговічності за допустимими значеннями напружень і деформацій.** Прогнозування довговічності за допустимими значеннями напружень і деформацій зводиться до визначення згідно відомих формул напружень  $\sigma$ ,  $\tau$  і деформацій  $\varepsilon$ ,  $\gamma$  для елементів із загальними ознаками геометрії, розмірів і вільним теплообміном, порівнянню з допустимими значеннями напружень і деформацій, отриманими експериментально з умов руйнування даного типу елементів і забезпечення зазначеного рівня довговічності. Для елементів типу БГ допустимі значення напружень і деформацій приведені в табл. 13.24, 13.26 для рекомендованих марок гум.

У випадку перевищення величин допустимих напружень і деформацій необхідно змінити марку гуми або геометричні розміри елементу.

Дозволяючи просто й наочно призначати режими експлуатації гумових елементів і прогнозувати їх довговічність, цей метод придатний у вузькому діапазоні зміни режиму навантаження і температури (при інших режимах навантаження й розробці нових конструкцій, особливо з нових марок гум допустимі значення напружень і деформацій варто визначати заново). Тому даний метод рекомендується використовувати в поєднанні з аналітичними розрахунками довговічності.

Перерахування значень довговічності від будь-якого відомого варіанту до шуканого виконується за формулами типу

$$t_1^* = t_2^* k',$$

де 
$$k' = \frac{\Delta U_{g1}^* \omega_2 G_2 \psi_2 \varepsilon_2^2}{\Delta U_{g2}^* \omega_1 G_1 \psi_1 \varepsilon_1^2};$$

$t_1^*$  – шукана величина локальної довговічності елементу, виконаного з гуми з відомими параметрами  $\Delta U_{g1}^*$ ,  $\psi_1$ ,  $G_1$  при заданих значеннях частоти і відносної деформації  $\varepsilon_1 = \Delta_1/h$ ;

$t_2^*$ ,  $\Delta U_{g2}^*$ ,  $\psi_2$ ,  $\omega_2$ ,  $\varepsilon_2$  – параметри, що відповідають вихідному варіанту.

## 14 МУФТИ

### 14.1 Призначення і класифікація

Муфти призначені для з'єднання валів різних агрегатів і для передачі обертового (крутного) моменту [23, 25, 30, 36, 37]. Саме по цим ознакам і класифікують муфти. Узагальнена класифікація подана у вигляді структурної схеми (рис. 14.1). Найбільш поширені конструкції муфт стандартизовані [2, 15, 42 тощо]. Крім з'єднання валів і передачі крутного моменту муфти можуть виконувати і інші функції:

- компенсують похибки монтажу агрегатів;
- знижують рівень вібрацій та ударних навантажень;
- регулюють параметри, наприклад, обмежують частоту обертання вала;
- керують роботою агрегатів – вмикають і вимикають виконавчий механізм двигуна, полегшують запуск машини тощо.

**Основною характеристикою муфт** при виборі їх за стандартом є розрахунковий крутний момент. Він визначається за формулою

$$T_{\delta} = K_f T_f, \quad (14.1)$$

де  $T_f$  – номінальний крутний момент, який передається муфтою при сталому режимі роботи,  $T_f = P/\omega$ ;

$P$  – потужність,

$\omega$  – кутова швидкість;

$K_f$  – коефіцієнт режиму роботи, який враховує короточасні динамічні перевантаження і залежить від характеру навантаження, умов роботи тощо:

$K_f = 1,0 \div 1,5$  – для машин з невеликими масами і незначним навантаженням (конвейєри, верстати);

$K_f = 1,5 \div 2,0$  – для машин з середніми масами і середнім навантаженням (компресори, помпи, деревообробні верстати);

$K_f = 2,0 \div 3,0$  – для машин з великими масами і значним навантаженням (молоти, дробарки, прокатні стани, крани).

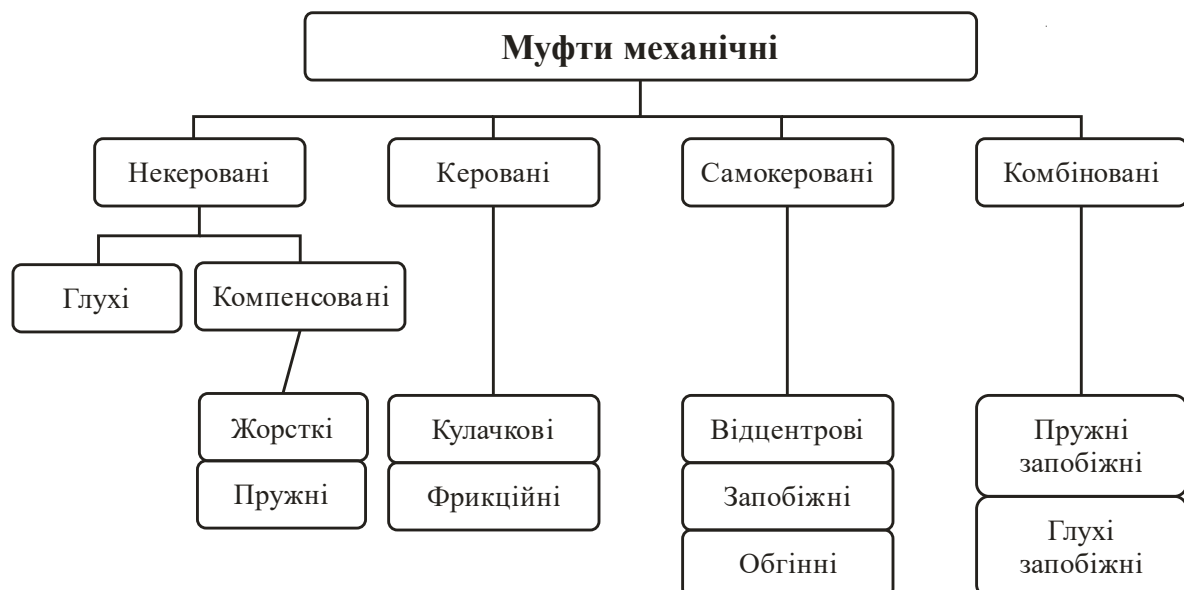


Рис. 14.1. Структурна схема класифікації муфт

## 14.2 Некеровані (нерозчіпні) муфти

До класу некерованих муфт відносяться глухі і компенсовані. Останні можуть бути жорсткі і пружні. Всі вони нерозчіпні, тобто муфти, які постійно діють під час експлуатації агрегатів.

**14.2.1. Глухі муфти.** До конструкції глухих муфт відносяться втулкові і фланцеві муфти. Вони широко використовуються у валопроводах турбін, у трансмісіях суднових двигунів тощо. Як правило, їх використовують у тих випадках, коли потрібно з'єднати співвісні вали і передати крутний і згинальний моменти та осьове навантаження.

**Втулкові муфти.** Найбільш поширені конструкції показані на рис. 14.2. Муфта являє собою суцільну втулку, яка насаджується на кінці валів і закріплюється штифтами (рис. 14.2, а) або шпонками (рис. 14.2, б). Муфти стандартизовані, матеріал втулок – сталь 35, 40, 45; матеріал штифтів – сталь 40, 45. Недолік – необхідність точного суміщення осей валів. Як правило, використовують для з'єднання валів діаметром до 70 мм.

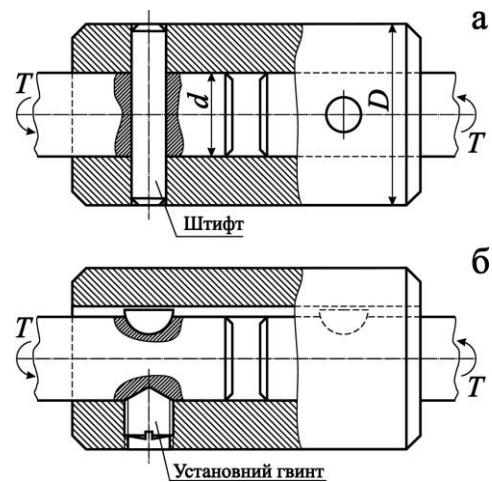


Рис. 14.2. Втулкові муфти: а – зі штифтами; б – із сегментними шпонками

**Фланцеві муфти.** Поширені у загальному та сільськогосподарському машинобудуванні. Зручні під час монтажу та демонтажу, допускають вібрацію та ударне навантаження, добре балансуються, забезпечують жорстке з'єднання валів діаметром (12÷220) мм. Фланцеві муфти складаються з двох напівмуфт з фланцями, які стягуються спеціальними болтами із зазором (рис. 14.3, I варіант), або без нього – II варіант.

Фланцеві муфти виконують, як правило, без захисного ободу (рис. 14.3, II варіант). Захисний обод (рис. 14.3, I варіант) використовують для шківів або гальмівних барабанів. Напівмуфти виготовляють з чавуну або сталі 40, 45; болти – зі сталі 4, 45, 40X, 45X тощо. Муфти мають просту конструкцію і малі габарити. Недоліком є необхідність точної перпендикулярності торцевих поверхонь напівмуфт, а також неспроможність компенсувати похибки взаємного розміщення валів.

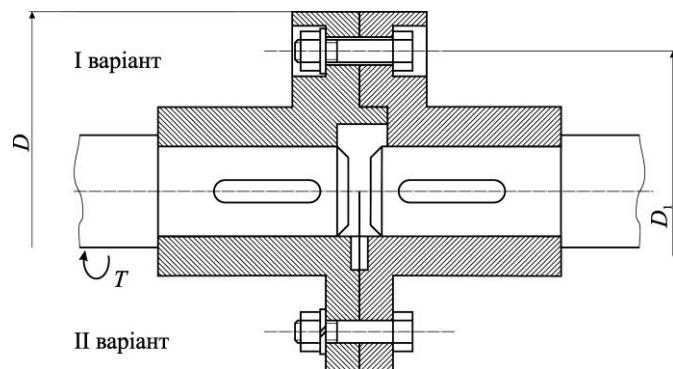


Рис. 14.3. Фланцева муфта

Напівмуфти з валами з'єднують за допомогою шпонок або шліців.

### Розрахунок фланцевих муфт.

1. Болти усталено у отвори напівмуфт із зазором. При цьому необхідно передбачити центрування напівмуфт. Крутний момент з однієї напівмуфти на іншу передається силами тертя. Болти розраховують за силою затягування

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{2T_{\text{д}}}{zfD_1} = \frac{2T_{\text{д}}S}{zfD_1}, \quad (14.2)$$



де  $T_{mp}$  – момент сили тертя на фланцях;  
 $f$  – коефіцієнт тертя (для сухих металевих поверхонь фланців  $f = 0,15-0,20$ );  
 $D_1$  – діаметр кола центрів розміщення болтів напівмуфт;  
 $Z$  – кількість болтів (їх кількість, як правило, 4-8);  
 $S$  – коефіцієнт зчеплення напівмуфт при випадковому перевантаженні,  
 $S = 1,2 \div 1,5$ .  
 Діаметр болта (внутрішній діаметр різьби болта), який знаходиться під дією розтягу

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{зад}} \cdot 1,3}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (14.3)$$

де  $[\sigma]_p$  – допустиме напруження розтягу болта.

2. Болти встановлено у отвори напівмуфт без зазору. У цьому випадку розрахунок ведеться за умови, що весь крутний момент сприймається болтами. Болти розраховують за умовою міцності на зріз

$$\tau = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} \leq [\tau]; \quad d_1 > \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[\tau]}}, \quad (14.4)$$

де  $F_1$  – сила, яка діє на один болт,  $F_1 = 2T_{\theta} / ZD_1$ ;

$Z$  – кількість болтів;

$d_1$  – внутрішній діаметр різьби болта;

$[\tau]$  – допустиме напруження на зріз болта.

В деяких випадках виконують також розрахунок болтів на зминання.

**14.2.2. Компенсовані муфти.** В інженерній практиці внаслідок низької точності виготовлення валів, а також монтажно-демонтажних робіт, у машинах і механізмах завжди існують наступні типи неспіввісності валів (рис. 14.4): поздовжнє зміщення  $\Delta a$  (рис. 14.4, б), радіальне зміщення  $\Delta r$  (рис. 14.4, в), кутове зміщення  $\Delta \alpha$  (рис. 14.4, г) і комбіноване зміщення (рис. 14.4, д). Для зменшення шкідливих навантажень внаслідок таких неспіввісностей і використовуються компенсовані муфти.

**Жорсткі компенсовані муфти.** Найбільш відомі конструкції таких муфт: кулачково-дискові, ланцюгові, зубчасті, шарнірні тощо.

**Муфти кулачково-дискові.** Конструктивно такі муфти (рис. 14.5, а) складаються з двох напівмуфт 1 і 2 і проміжного диска 3. На внутрішніх торцях напівмуфт розміщені спеціальні пази, а проміжний диск на обох торцях має взаємно перпендикулярні виступи. У процесі експлуатації спостерігається ковзання виступів у пазах, що призводить до їх спрацювання.

Для зменшення спрацювання поверхонь тертя муфти періодично змащують через отвір 4 твердими мастилами на основі графіту або дисульфиду молібдену. Осьовий зазор  $\delta$  між диском і напівмуфтами дозволяє компенсувати повздов-

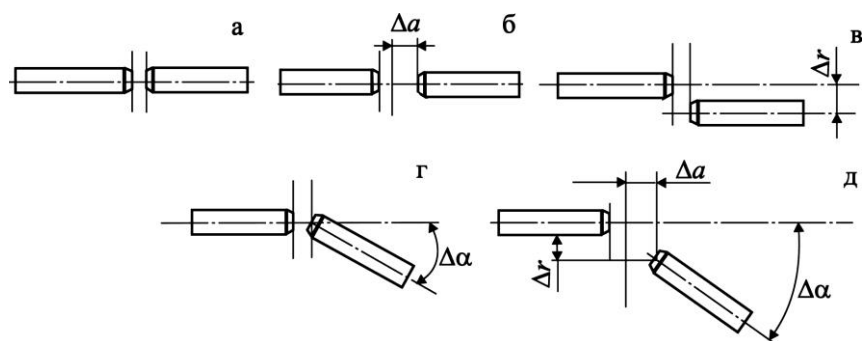


Рис. 14.4. Можливі випадки неспіввісності валів відносно їх нормального (а) розташування

жні зміщення валів. Конструкція муфти дозволяє також компенсувати радіальні і кутові неспіввідповідності. Напівмуфти виготовляють зі сталей марок 45, 45Л, 15Х, 20Х тощо.

При розрахунках на працездатність кулачково-дискових муфт, як правило, приймають, що натяг і зазор посадки виступів у пази рівні нулю. У цьому разі розподіл напружень зминання на виступах проміжного диску буде таким, як показано на епюрі (рис. 14.5, б). Слід зауважити, що на цій схемі епюри зминання умовно перенесені з бокових граней паза на діаметр.

Умови рівноваги напівмуфти запишемо у вигляді

$$T_{\delta} = \frac{\sigma_{ci}}{2} \cdot \frac{D}{2} \cdot h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{ci}}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot h \frac{2}{3} d; \quad (14.5)$$

$$\frac{\sigma_{ci}}{\sigma'_{ci}} = \frac{D}{d}; \text{ на практиці } \frac{D}{d} = 2,5 \div 3;$$

умова стійкості проти спрацювання

$$\sigma_{ci} = 6T_{\delta} D / [h(D^3 - d^3)] \leq [\sigma]_{ci}; \quad (14.6)$$

$$[\sigma]_{ci} = 15 \div 20 \text{ і т.д.},$$

де  $D, d$  – геометричні розміри муфт (рис. 14.5);

$[\sigma]_{зм}$  – допустиме напруження зминання;

$h$  – робоча висота виступів.

ККД кулачково-дискових муфт  $0,985 \div 0,995$ .

**Ланцюгові муфти** складаються з двох напівмуфт у формі зірочок, які охоплені роликівим ланцюгом. Конструктивно вони прості, дозволяють компенсувати перекося валів та радіальні неспіввідповідності, мають невеликі габарити. Такі муфти не рекомендують застосовувати для реверсивних приводів при динамічних навантаженнях.

### Зубчасті муфти.

Конструктивно складаються з двох напівмуфт із зовнішніми зубчастими вінцями і роз'ємної обойми з двома внутрішніми зубчастими вінцями (рис. 14.6, а); обойма з'єднується гви-

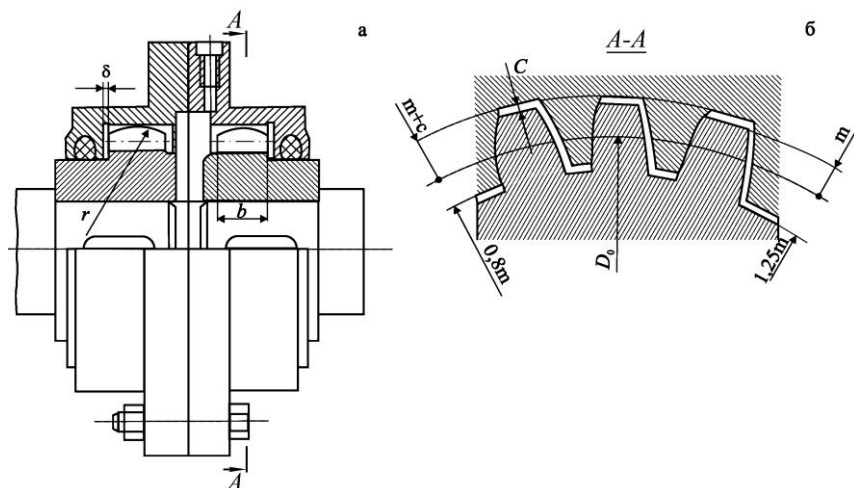


Рис. 14.6. Муфта зубчаста

нтами. Основним критерієм працездатності таких муфт є знос, тому в об'єкті заливують рідке мастило. Профіль зубців, як правило, евольвентний. Муфта дозволяє компенсувати всі види неспіввісності валів. Для цього виконують бокові і торцеві зазори в зубчатих парах (рис. 14.6, б), а зубчаті вінці виконують з радіусами  $r$  (рис. 14.6, а).

Деталі зубчатих муфт виконують із вуглецевих сталей типів 45, 40Х, 45Л з термічною обробкою. Муфти широко застосовуються у важкому машинобудуванні через велику надійність та несучу здатність при малих габаритах.

За умови, що навантаження розподіляється між зубцями рівномірно, для умови рівноваги напівмуфти можна записати

$$T_{\delta} = \sigma_{\zeta} A z \frac{D_0}{2}, \quad (14.7)$$

де  $z$  – кількість зубців напівмуфти;

$D_0 = zm$  – діаметр діляльного кола зубців;

$m$  – модуль зубців муфти;

$A = bh$  – проекція робочої поверхні зуба на його середню діаметральну площину;

$b$  – довжина зуба;

$h$  – робоча висота зуба,  $h \cong 1,8m$ .

При  $h \cong 1,8m$ , формулу для умови стійкості проти спрацювання можна записати у вигляді

$$\sigma_{\zeta} = \frac{T_{\delta}}{D_0^2 b \cdot 0,9} \leq [\sigma]_{\zeta}. \quad (14.8)$$

Для стандартних муфт допустиме напруження зминання  $[\sigma]_{зм} = 12 \div 15$  МПа.

**14.2.3. Пружні компенсовані муфти.** Конструктивно такі муфти складаються з двох напівмуфт та пружних елементів. Останні бувають металеві у вигляді пружин, але частіше з гуми або поліуретану. Пружні муфти універсальні і здатні компенсувати практично всі види неспіввісностей валів. Вони малогабаритні, мають невисоку вартість, ефективні у реверсних приводах з люфтами, підвищують ресурс механізмів особливо при динамічних навантаженнях і можуть мати діелектричні властивості. У машинах і механізмах пружні муфти поряд зі з'єднувальними виконують одночасно і інші функції, а саме:

- з'єднують вали, які мають неспіввісність; у цьому разі деформується пружний елемент і муфта функціонує як компенсована;
- захищають приводи машин від шкідливих крутих коливань; запобігають можливості появи резонансних коливань;
- при дії динамічного навантаження акумулюють і частково розсіюють енергію;
- зменшують ударні навантаження.

У залежності від конструкції пружних елементів жорсткість муфти може бути лінійною або нелінійною.

**Шарнірні муфти.** У конструкціях таких муфт використовується принцип шарніра Гука. Найбільш відома конструкція – карданний вал автомобіля. Шарнірні муфти широко застосовуються у сільськогосподарських машинах: тракторах, зернозбиральних комбайнах, силосних комбайнах тощо. Вони служать для передачі крутного моменту між валами із взаємним нахилом осей до  $45^\circ$ . Муфта складається з двох шарнірів 1 і 2

(рис. 14.7); за допомогою телескопічного валу 3 можна змінювати зміщення валів в процесі експлуатації агрегату.

Шарнірні муфти застосовують для компенсації неточностей взаємного положення вузлів в транспортних машинах, передачі крутного моменту вузлами, які мають складний рух під час роботи (фрезерні і свердлильні верстати тощо).

В останній час широко використовуються конструкції шарнірних муфт, в яких шарнір Гука поєднується з пружним гумовим елементом 4 (рис. 14.7). У деяких конструкціях муфт (рис. 14.8) застосовуються пружні гумові елементи без шарніра Гука. Всі ці конструкції, як правило, використовують при динамічних навантаженнях і значній неспіввісності валів.

Найпоширенішими конструкціями пружних муфт є втулково-пальцеві, з пружною тороподібною оболонкою, а також з пружними елементами різної геометричної форми.

**Втулково-пальцеві муфти (МПВП)** [2, 15, 30, 37]. Такі пружні муфти складаються з двох напівмуфт, а крутний момент передається через пальці і насаджені на них пружні (гумові) втулки (рис. 14.9). Кількість пальців 4÷10. Матеріал напівмуфт, звичайно, чавун або сталь 30, 35Л; пальців – сталь 45; втулок – гума з тимчасовим опором при розтягу не менше 8 МПа.

Такі пружні муфти мають невеликі габарити, невелику вартість, прості в обслуговуванні, зменшують динамічні навантаження, допускають радіальне, повздовжнє і кутове зміщення валів. Вони широко застосовуються в приводах електродвигунів для валів діаметрами (9÷160) мм.

Працездатність муфт визначається міцністю гумових втулок та пальців. Муфти розраховують за допустимим тиском між пальцями і пружними елементами, припускаючи, що крутний момент розподіляється між пальцями рівномірно:

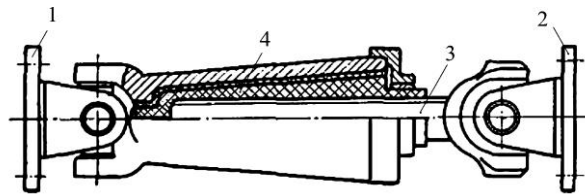


Рис. 14.7. Шарнірна муфта

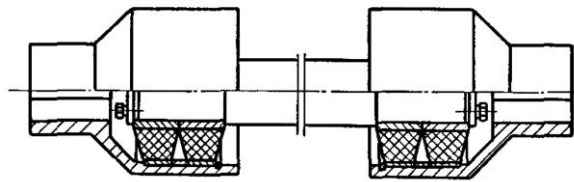
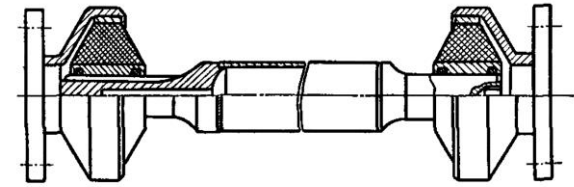


Рис. 14.8. Конструкції шарнірних муфт з пружними гумовими елементами

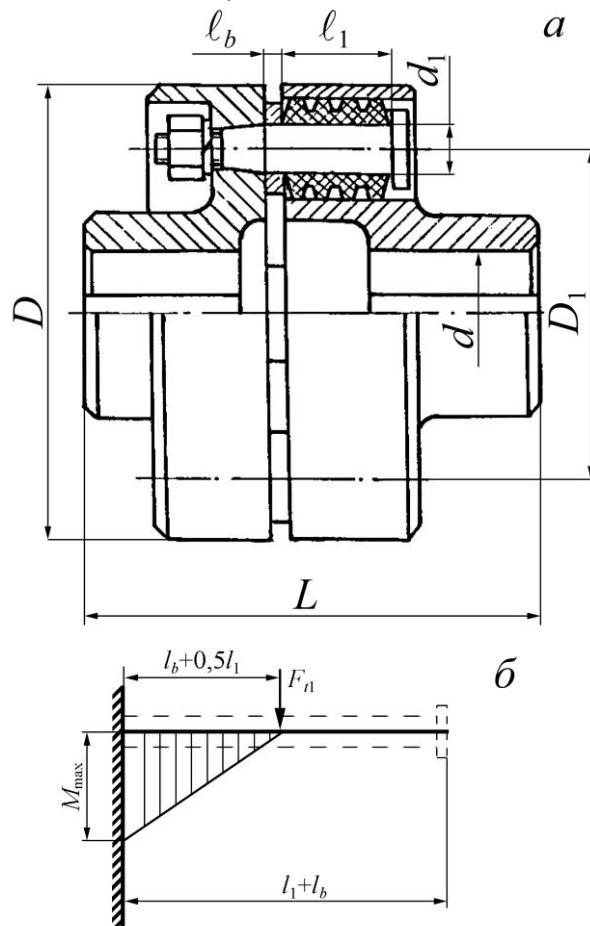


Рис. 14.9. Втулково-пальцева муфта

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 T_{\delta}}{z D_1 d_1 \ell_1} \leq [p], \quad (14.9)$$

де  $[p]$  – допустимий тиск, для гумових втулок  $[p] = 3$  МПа;  
 $z$  – кількість пальців;  
 $d_1$  – діаметр пальців (під пружним елементом);  
 $D_1$  – діаметр кола розміщення пальців;  
 $\ell_1$  – довжина пружного елемента.  
 Пальці муфт розраховують на згин

$$\sigma_{\zeta\alpha} = (0,4 \div 0,5) \sigma_{i\epsilon}$$

де  $\sigma_{пл}$  – границя текучості матеріалу пальців.

#### Приклад перевірного розрахунку МПВП.

**Вихідні параметри:** крутний момент на валу  $T = 80$  Н·м; діаметр вала  $d = 25$  мм, коефіцієнт перевантаження  $K_n = 1,5$ .

**Розв’язання.** 1. Розрахунковий крутний момент

$$T_p = K_n T = 1,5 \cdot 80 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Основні розміри муфти. За розрахунковим моментом  $T_p = 120$  Н·м і діаметром вала  $d = 25$  мм вибираємо муфту МПВП 1-25, що має  $T_{\max} = 130$  Н·м;  $\omega_{\max} = 497$  рад/с;  $D = 120$  мм;  $L = 125$  мм;  $D_1 = 84$  мм;  $l_b = 5$  мм;  $l_1 = 33$  мм;  $d_1 = 14$  мм;  $z = 4$ .

3. Перевірка міцності гумових втулок.

Згідно з ескізом вибраної муфти розробляємо розрахункову схему (рис. 14.9).

Із умови міцності гумових втулок маємо

$$p = F_t / A \leq [p],$$

де  $F_t = \frac{2T_p}{D_1 z}$  – колова сила, з якою палець тисне на поверхню втулки;

$A = d_1 \ell_1$  – зведена площа робочої поверхні втулки;

$[p] = (2 \div 2,5)$  МПа – допустимий тиск для гуми втулок. Приймаємо  $[p] = 2$  МПа.

Тоді

$$p = \frac{2T_p}{D_1 z d_1 \ell_1} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 10^3}{84 \cdot 4 \cdot 14 \cdot 33} = 1,54 \text{ МПа}.$$

Міцність втулки забезпечено, оскільки

$$p = 1,54 \text{ МПа} < [p] = 2 \text{ МПа}.$$

4. Перевірка міцності пальця.

Згідно з конструктивними особливостями палець, що зображено пунктирними лініями, можна розглядати як консольну балку (рис. 14,9, б)

Максимальний згинаючий момент

$$M_{\zeta\alpha\max} = F_t (\ell_b + 0,5 \ell_1).$$

Осьовий момент опору перерізу пальця

$$W_0 = \frac{\pi d_1^3}{32}.$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma_{\zeta\bar{a}} = \frac{\dot{\iota}_{\zeta\bar{a}\max}}{W_0} = \frac{64T_p(\ell_b + 0,5\ell_1)}{D_1 z \pi d_1^3} = \frac{64 \cdot 120(5 + 0,5 \cdot 33)10^3}{84 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 14^3} = 57 \text{ МПа}.$$

Міцність пальців забезпечено, оскільки

$$\sigma_{\zeta\bar{a}} = 57 \text{ МПа} < [\sigma]_{\zeta\bar{a}} = (60 \div 70) \text{ МПа}.$$

**Муфти з пружною тороподібною оболонкою.** Такі муфти (рис. 14.10) складаються з двох напівмуфт 1 і 4, пружної (гумової або гумовокордної) тороподібною оболонки 2, яка прикріплюється до напівмуфт гвинтами 5 і 6 і притисними кільцями 3. При незначних навантаженнях оболонку виконують із гуми; при значних – з гуми і спеціального корду, який розміщується прошарками. У залежності від кількості прошарків корду і кута його нахилу змінюється крутна жорсткість оболонки. Муфта має високі демпфуючі властивості, може стійко працювати при динамічних та ударних навантаженнях, може компенсувати поздовжні зміщення (1÷11 мм), радіальні (1÷5 мм) і кутові (до 30°).

До недоліків муфт відноситься: великий діаметр тороподібною оболонки і наявність осьових сил, які наближають напівмуфти у процесі експлуатації.

На конструкції муфт є державний стандарт, в якому наведені основні розміри муфт у залежності від крутного моменту.

Для муфт з гумовою тороподібною оболонкою навантажувальна здатність обмежується втратою стійкості і втомним опором пружної оболонки, яка працює на кручення. Розрахунок муфт проводять у наступній послідовності.

1. Згідно з ДСТУ 2124-93 вибирають габаритні розміри муфти.

2. Уточнюють товщину  $h$  пружного елемента за умови обмеження напруження зсуву у перерізі А-А (рис. 14.10) біля затиску оболонки

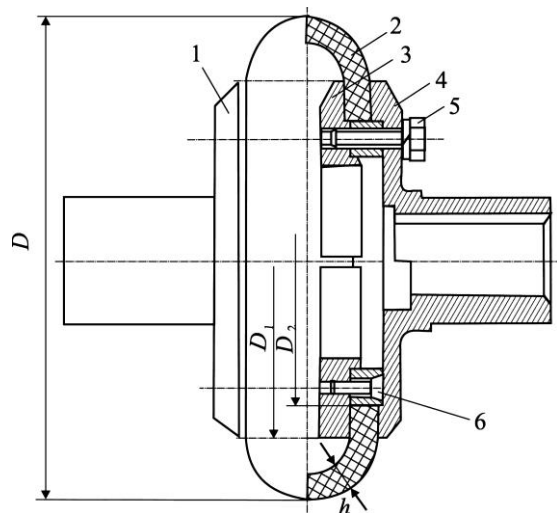


Рис. 14.10. Муфта з пружною гумовою тороподібною оболонкою

$$\tau = \frac{2T_{\delta}}{\pi D_1^2 h} \leq [\tau]; \quad h \geq \frac{2T_{\delta}}{\pi D_1^2 [\tau]},$$

де  $[\tau] \cong 0,9 \text{ МПа}$  – допустиме напруження, яке залежить від марки гуми та кількості прошарків корду;

$D_1, h$  – геометричні розміри пружної оболонки.

3. Знаходять необхідну силу притиснення пружного елемента до напівмуфти із умови

$$T_{\max} \leq T_{\delta\delta} = F_{\zeta\bar{a}\delta} \cdot f \cdot z \cdot D_{\bar{n}\delta} / 2,$$

звідки сила затяжки одного гвинта

$$F_{\zeta\bar{a}\delta} \geq 2T_{\max} / f \cdot z \cdot D_{\bar{n}\delta},$$

де  $T_{mp}$  – момент сил тертя;

$T_{\max} = T_p S$  – максимальний крутний момент;

$S = (1,2 \div 1,5)$  – коефіцієнт запасу зчеплення;

$D_{cp} = (D_1 + D_2)/2$  – середній діаметр кільця тертя;

$f$  – коефіцієнт тертя гуми по металу;

$z$  – кількість гвинтів (болтів).

4. Знаходять розрахунковий діаметр болта (гвинта)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{сд}} \cdot 1,3}{\pi[\sigma]_{\delta}}},$$

де  $[\sigma]_{\delta}$  – допустиме напруження розтягу болта.

5. Знаходять напруження зминання на коловій площині контакту пружного елемента з напівмуфтою

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4F_{\text{сд}} z}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma]_{\text{сж}}.$$

Величину  $[\sigma]_{\text{сж}}$  вибирають у залежності від конструкції пружного елемента (на-явності корду) і марки гуми.

**Муфти пружні з гумовою зірочкою.** Такі муфти складаються з двох напівмуфт 1 і 2 (рис. 14.11) і гумової зірочки 3.

Напівмуфти мають торцеві кулачки (їх звичайно два або три), які входять у відповідні западини пружного елемента. При цьому крутний момент передається через гумову зірочку. Матеріал напівмуфт – сталь 35, зірочки – гума або поліуретан.

Муфти із зірочкою мають малі габарити, зміщення осей валів радіальне в межах  $0,1 \div 0,4$  мм, кутове –  $1,5 \div 1,0^\circ$ .

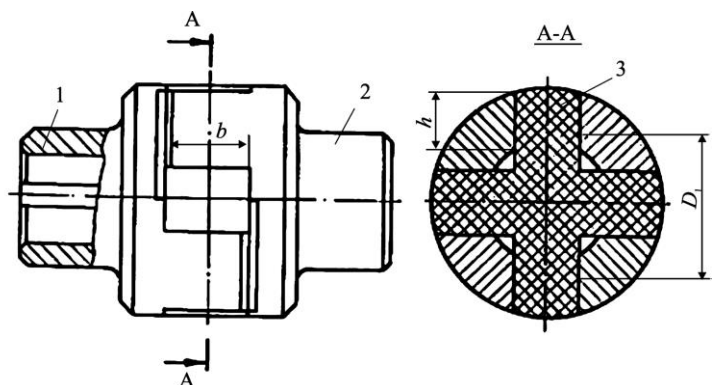


Рис. 14.11 Муфта з гумовим пружним елементом

Зубці зірочки працюють на стиск. Перевірний розрахунок муфт виконують за умовою обмеження напруження зминання на робочих поверхнях пружного елемента

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2T_{\delta}}{D_1 z h b} \leq [\sigma]_{\text{сж}}, \quad (14.10)$$

де  $D_1, h, b$  – геометричні розміри зірочки;

$z$  – кількість кулачків однієї напівмуфти;

$[\sigma]_{\text{сж}}$  – допустиме напруження зминання,  $[\sigma]_{\text{сж}} = 2 \div 7$  МПа.

**Муфти з гумовою конічною шайбою.** Конструкції таких муфт показані на рис. 14.12: гумова конічна шайба 3 може бути привулканізована до двох напівмуфт 1 і 2 або прикріплюватись до них притискними кільцями і гвинтами.

Муфта компенсує усі види неспіввісностей валів, демпфує динамічні навантаження, має просту і надійну конструкцію.

На рис. 14.13, рис. 14.14 показані конструкції муфт з пружними гумовими елементами, які компенсують неспіввісності валів, знижують ударні і динамічні навантаження і широко застосовуються у різних галузях господарства.

### 14.3 Керовані (розчіпні) муфти

Керовані муфти застосовують для з'єднання і роз'єднання валів при їх обертанні або при зупинці приводу. Найпоширеніші конструкції муфт: кулачкові, зубчасті і фрикційні.

Фрикційні муфти застосовують для плавного з'єднання та

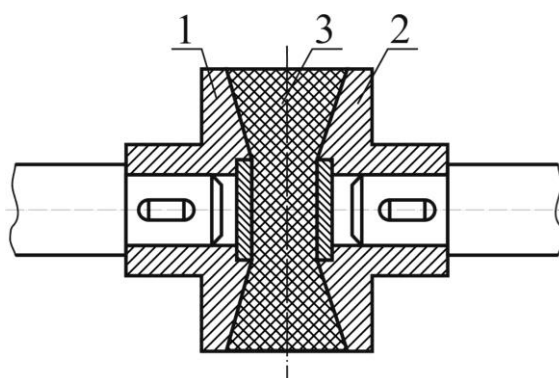


Рис. 14.12. Муфта з гумовою конічною шайбою

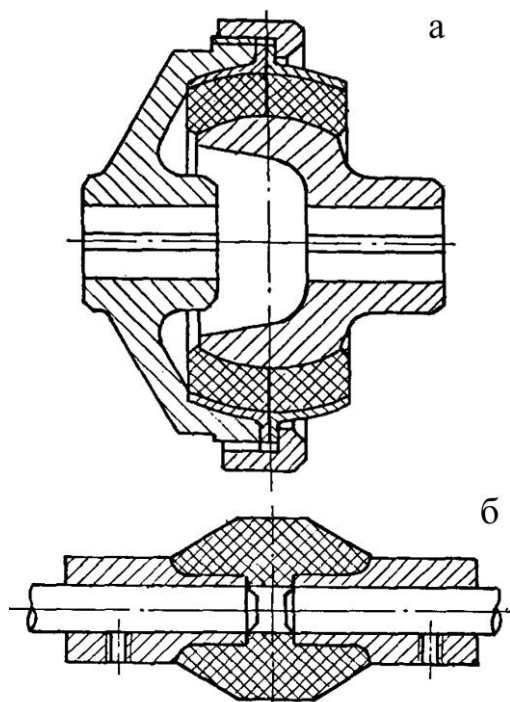


Рис. 14.13. Конструкції пружних муфт з гумовими елементами: а – гумовий елемент у вигляді сферичної оболонки; б – гумовий елемент привулканізовано до двох напівмуфт

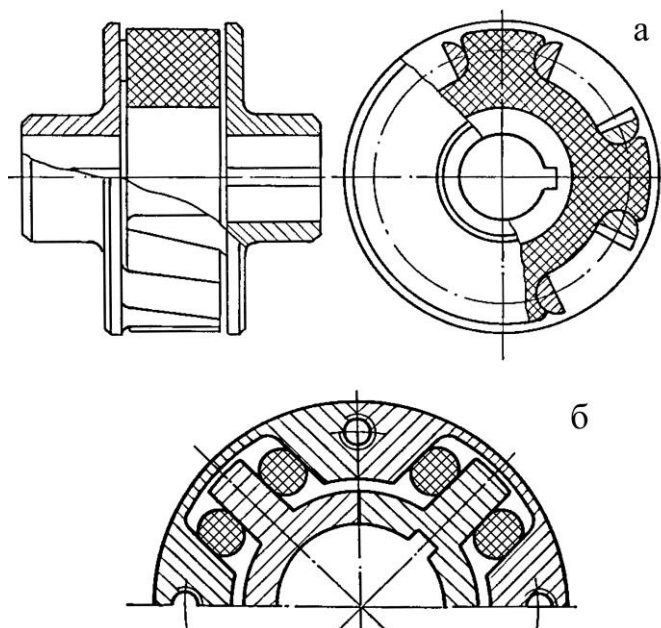


Рис. 14.14. Конструкції пружних муфт з гумовими елементами: а – у вигляді зірочки; б – у вигляді штифтів

роз'єднання валів без зупинки приводу; кулачкові та зубчасті – для передачі значних крутних моментів при обмежених габаритах.

**Кулачкові муфти.** Конструктивно вони складаються (рис. 14.15) з двох напівмуфт 1 і 2, які на торцевих поверхнях мають кулачки. Профілі кулачків, що застосовують у муфтах показані на рис. 14.16. Для вмикання і вимикання муфти одна із напівмуфт встановлюється на валу рухомо, а її переміщення в осьовому напрямку здійснюється за допомогою спеціального механізму керування. У робочому положенні кулачки однієї напівмуфти входять у западини між кулачками сполученої напівмуфти. При цьому вмикання, як правило, відбувається з ударним навантаженням, що може призвести до руйнування кулачків. Саме тому кулачкові муфти рекомендуються вмикати на вільному ході.



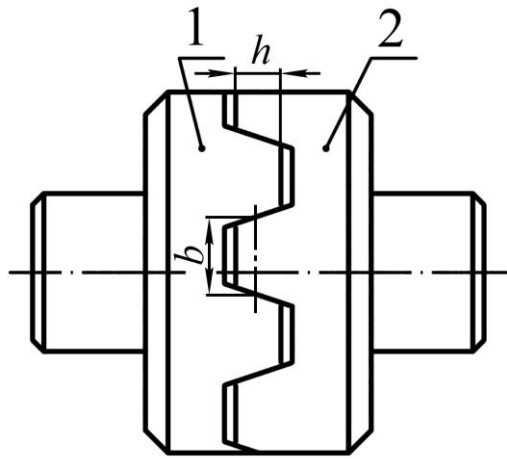
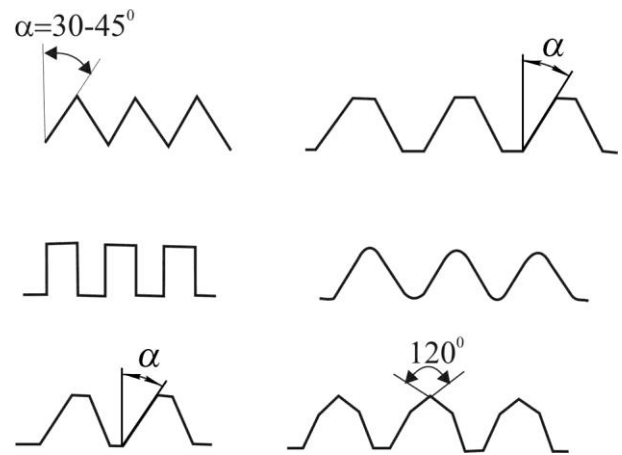


Рис. 14.15. Кулачкова муфта

Рис. 14.16. Профілі кулачків,  $\alpha = (30 \div 45)^\circ$ 

Основні переваги кулачкових муфт: малі габарити, легкість вмикання, робота без проковзування, можливість передачі значних моментів.

Матеріал напівмуфт звичайно сталь 20Х, 12ХН3А, 15Х.

У процесі експлуатації відбувається спрацювання кулачків, що може призвести до самовимикання муфт. У деяких випадках при значних навантаженнях і великих швидкостях обертання валів спостерігаються пошкодження кулачків. Тому критеріями працездатності кулачкових муфт є міцність кулачків за напруженнями зминання і згину.

При умові рівномірності розподілу навантаження між усіма кулачками, умова міцності на зминання буде

$$\sigma_{\zeta i} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_{\delta}}{D_0 z b h} \leq [\sigma]_{\zeta i}, \quad (14.11)$$

де  $D_0$  – діаметр середнього кола розміщення кулачків;

$b$  – ширина кулачка;

$h$  – висота кулачка;

$z$  – кількість кулачків;

$[\sigma]_{\text{зм}}$  – допустиме напруження зминання: для муфт, які вмикаються при зупиненому приводі  $[\sigma]_{\text{зм}} = 80 \div 120$  МПа; для муфт, що вмикаються на ходу

$[\sigma]_{\text{зм}} = 30 \div 40$  МПа.

За умови, що сила прикладена до вершини кулачка, напруження згину буде

$$\sigma_{\zeta \alpha} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_{\delta} k h}{D_0 z W_z} \leq [\sigma]_{\zeta \alpha}, \quad (14.12)$$

де  $W_z$  – момент опору згину перерізу основи кулачка;

$k$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між кулачками

( $k = 2 \div 5$ ), менші значення при підвищенні точності виготовлення кулачків і малій їх кількості і навпаки;

$[\sigma]_{\text{зг}} \approx 0,8 \sigma_m$ ;

**Зубчасті муфти.** Їх конструкції аналогічні кулачковим муфтам: одна напівмуфта являє собою зубчасту обойму з внутрішніми зубцями, а друга – із зовнішніми зубцями. Одна з напівмуфт переміщується в осьовому напрямку і вмикає чи розмикає муфту. Зубці, як правило, мають евольвентний профіль. В автомобілях, де такі муфти широко використовуються для зменшення ударів та шуму, застосовують спеціальні син-

хронізатори, тобто невеликі фрикційні муфти, які вирівнюють швидкості ведучих і ведених елементів.

Розрахунок зубчастих муфт ведуть аналогічно розрахунку кулачкових. За критерій працездатності приймають умову міцності зубців на зминання.

**Фрикційні муфти.** Призначені для передачі крутного моменту між напівмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях. У процесі експлуатації фрикційні поверхні плавно стикаються між собою і пробуксовують одна відносно другої. Пробуксування муфти при вмиканні привода забезпечує плавний розгін веденого валу.

Необхідна осьова сила  $F$  притискання робочих поверхонь для передачі певного крутного моменту  $T_p$  визначається із умови

$$T_{\max} \leq T_{\text{до } \delta} = F \cdot f \cdot z \cdot D_{\text{фс}} / 2,$$

звідки

$$F \geq 2T_{\max} / f \cdot z \cdot D_{\text{фс}},$$

де  $T_{\text{тр}}$  – момент сил тертя;

$T_{\max} = T_p S$  – максимальний крутний момент;

$S = (1,2 \div 1,5)$  – коефіцієнт запасу зчеплення;

$f$  – коефіцієнт тертя гуми по металу;

$D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2) / 2$  – середній діаметр кільця тертя;

$z$  – кількість пар поверхонь тертя.

Фрикційні муфти класифікують за такими ознаками:

- в залежності від умов експлуатації на сухі та змащуванні (тобто працюють з мастилом); останні передають незначний крутний момент, але мають малу інтенсивність зносу робочих поверхонь;
- за формою робочих поверхонь муфти поділяються на: конусні (робочі поверхні мають конічну форму); дискові або багатодискові (робочі поверхні є плоскі поверхні дисків); циліндричні колодкові і кільцеві (робочі поверхні мають циліндричну форму);
- в залежності від кінематики механізму керування, муфти поділяються на: нормально розімкнені (при неробочому механізмі керування розчеплені); нормально замкнені (при неробочому механізмі керування зчеплені під дією пружин); в практиці більш поширені нормально розімкнуті муфти.

Матеріали для фрикційних муфт – конструкційні сталі і чавун. Для сухих муфт тертьові пари: загартована сталь – порошковий металокерамічний матеріал або фрикційний матеріал на азбестовій основі. Для муфт, які працюють у мастилі: сталь – металокераміка; сталь-сталь; бронза – сталь або чавун.

До фрикційний муфт ставлять такі вимоги: стійкість проти спрацювання поверхонь тертя; теплостійкість поверхонь тертя; висока надійність зчеплення і здатність передавати потрібний момент; здатність витримувати підвищені температури без руйнування робочих поверхонь.

Основним критерієм працездатності муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя, яка зумовлюється обмеженням тиску на поверхню, тобто

$$p = 4F / [\pi (D_1^2 - D_2^2)] \leq [p];$$

де  $[p]$  – допустимий тиск; для пари феродо (пресований азбест) – сталь (без змащування)  $[p] = 0,2 \div 0,3$  МПа; для пари сталь – сталь (при змащуванні)  $[p] = 0,4 \div 0,6$  МПа.

#### 14.4 Самокеровані розчіпні муфти

Такі муфти призначені для автоматичного з'єднання або роз'єднання валів в тому випадку, коли виникають особливі умови в роботі машини. В залежності від виконуваних функцій муфти поділяють на: запобіжні, обгінні, відцентрові, комбіновані.

**Запобіжні муфти.** В машинах (млини, дробарки тощо) з випадковою формою динамічних навантажень і особливостями робочих процесів (обмеженням змащування деталей, появою перевантаження тощо) запобіжні муфти розмикають кінематичний ланцюг і захищають важливі деталі (вали, зубчаті колеса) від руйнування. Такі муфти бувають з елементом що руйнується (зрізний штифт) і з елементами що не руйнуються (кулачкові, кулькові та фрикційні).

**Запобіжні муфти з елементом що руйнується.** В конструкціях цих муфт дві напівмуфти з'єднується спеціальними штифтами, які при критичних крутних моментах руйнуються. Муфти малогабаритні; недоліком є необхідність заміни зруйнованих штифтів. Напівмуфти виготовляють із конструкційних сталей і чавуну; штифти – із сталі 45, втулки, в які вставляються штифти, – із сталі 40Х, 45Х.

**Запобіжні муфти з елементами що не руйнуються.** Такі муфти розмикаються в тому випадку, коли крутний момент перевищує встановлену наперед величину.

Кулачкові муфти (їх називають ще пружинно-кулачковими) конструктивно подібні до кулачкових муфт зчеплення; в них відсутній механізм керування, а напівмуфти замикаються пружиною, стисненням якої регулюють крутний момент. З'єднання валів відбувається за допомогою шпонок або шліців.

Кулькові муфти за принципом дії подібні до пружинно-кулачкових. При перевантаженнях під дією осьових сил кульки зміщуються в осьовому напрямку і розмикають муфту.

Фрикційні муфти конструктивно аналогічні фрикційним муфтам зчеплення; в них відсутній механізм керування, а стиск фрикційних елементів здійснюється пружинами.

**Муфти вільного ходу (обгінні муфти).** Такі муфти призначені для передачі крутного моменту тільки в одному напрямку в випадку, коли кутові швидкості напівмуфт однакові. Якщо кутова швидкість веденої напівмуфти перевищує кутову швидкість ведучої, муфта автоматично роз'єднує вали. Муфта допускає вільне відносне обертання в протилежному напрямку.

За принципом дії обгінні муфти поділяються на фрикційні та храпові. Найпоширенішими є фрикційні муфти, в яких крутний момент передається за рахунок заклинювання між напівмуфтами проміжних тіл. На рис. 14.17 показана конструкція роликової обгінної муфти, яка складається із зовнішнього кільця 1, зірочки 2, роликів 3 та притискних устроїв з пружинами 6. Ролики тримаються кришками 4, а зовнішнє кільце від обертання утримує шпонка 5. На рис. 14.17 ведучою є зірочка, тобто  $\omega_2 > \omega_1$ ; якщо зовнішнє кільце почне випереджувати зірочку ( $\omega_1 > \omega_2$ ), ролик за рахунок сил тертя зміщується в більш широку частину клинового зазору і напівмуфти роз'єднуються.

Муфти безшумні, малогабаритні, можуть працювати при великих частотах обертання; вони широко використовуються в автомобілях, велосипедах, верстатах тощо.

**Відцентрові муфти.** Призначені для автоматичного з'єднання і роз'єднання валів при досягненні ведучою напівмуфтою заданої кутової швидкості. За типом робочого елементу підрозділяються на колодочні (робочий елемент – колодка з фрикційною поверхнею) з наповнювачем (кульки, металевий шрот, густа рідина тощо). Крутний момент передається силами те-

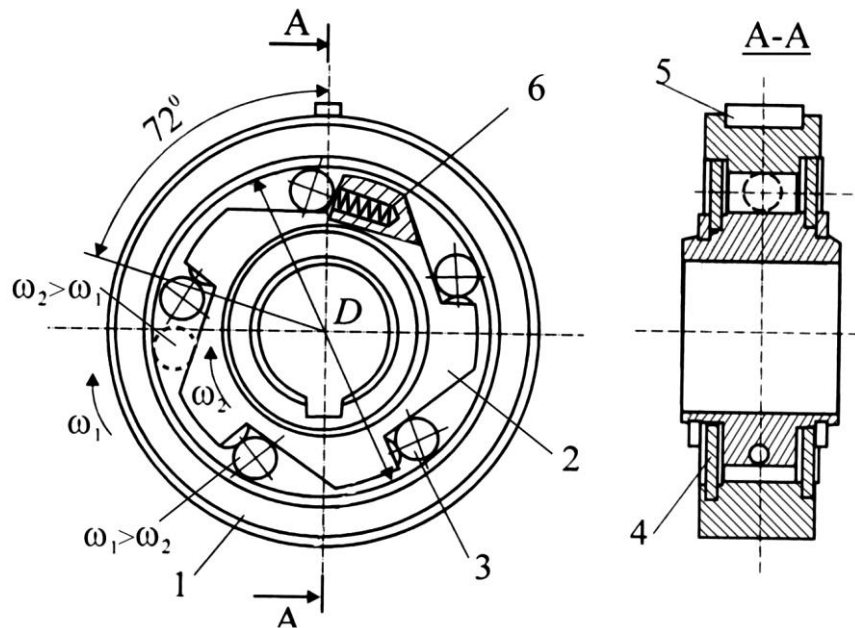


Рис. 14.17. Муфта вільного ходу

Муфти мають просту конструкцію, можуть виконувати функції запобіжних пристроїв для запобігання перевантаження приводу. Вони застосовуються для розгону машин, що мають значні махові моменти (центрифуги, вентилятори тощо); для підвищення плавності пуску; для керування приводом.

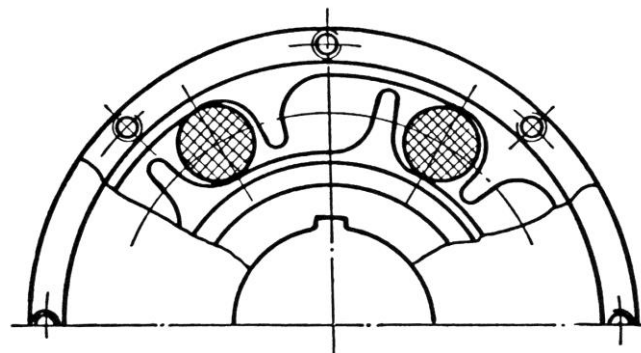


Рис. 14.18. Комбінована муфта з пружними гумовими циліндрами

**Комбіновані муфти.** У конструкціях цих муфт поєднуються компенсаторні, керовані та запобіжні функції. У машинобудуванні комбіновані муфти широко використовуються при динамічних і ударних навантаженнях. На рис. 14.18 показана пружна компенсована муфта з гумовими циліндрами. Муфта компенсує неспіввісність валів, захищає привод від перевантажень, зменшує динамічні навантаження.

У літературі [2, 15, 25, 30, 37 тощо] муфти розглядаються більш докладніше.

### 14.5 Контрольні запитання

1. Яке призначення муфт? Які функції вони виконують в приводах машин?
2. Назвіть основні види некерованих муфт. Які функції вони виконують?
3. Яке призначення муфт з пружною тороподібною оболонкою? Де найбільш доцільно використовувати такі муфти?
4. Наведіть приклади керованих муфт.
5. Яке призначення фрикційних муфт? Наведіть приклади їх використання у сільському господарстві.
6. Наведіть приклади самокерованих муфт у сільськогосподарському машинобудуванні.
7. Наведіть приклади обгінних муфт.

## 15 ОСНОВИ ТРИБОТЕХНІКИ

### 15.1 Тертя

У машинобудуванні велику групу деталей складають рухомі з'єднання: вали, осі, вузли, підшипники, передачі. Їх працездатність зумовлює ресурс та надійність машин. Відомо, що втрати енергії на тертя складають, наприклад, в автомобілях до 50 %, а 80÷90 % відмов деталей вузлів тертя відбувається внаслідок зношування поверхонь тертя. Тому від правильного вибору мастильних матеріалів суттєво залежить ресурс деталей машин [6, 30, 37, 40].

**Стан поверхонь у зоні контакту.** У реальних твердих тілах контакт поверхонь носить дискретний характер (рис. 15.1). Це обумовлено нерівностями поверхонь контакту: хвилястістю, шорсткістю, відхиленням форми. Внаслідок цього реальна площа контакту в 10÷10000 разів менше номінальної.

На практиці поверхні контакту покриті різними плівками (рис. 15.2), які виникають внаслідок окислювальних процесів. Ці плівки знижують силу тертя.

**Види тертя.** Сучасна триботехніка базується на молекулярно-механічній теорії Ф.П. Боудена і І.В. Крагельського. У залежності від режиму змащення розрізняють наступні види тертя:

- тертя без мастильного матеріалу: ювенільне і сухе тертя, які рідко зустрічаються в загальному машинобудуванні;
- тертя з мастильними матеріалами.

Розрізняють наступні види змащення: напіврідинне, граничне і рідинне.

**Граничне змащування.** Таке змащування спостерігається при незначному змащенні мастилом поверхонь тертя, а також при великому тиску у зоні контакту. У цих випадках внаслідок адсорбції або хемосорбції створюється дуже тонка ( $<0,1$  мкм) мастильна плівка. Її тримкість невелика. Вона швидко руйнується від механічних і термічних (при 100÷150 °С) дій і тоді може настати сухе тертя. За таких умов граничного змащення для зменшення тертя потрібні мастила, які здатні утворювати міцні мастильні плівки.

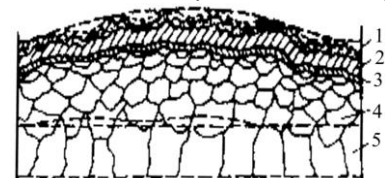
**Рідинне змащування.** Таке змащування забезпечує найбільш оптимальний режим тертя і характеризується мінімальним зношенням деталей і незначними втратами енергії. Воно має місце тоді, коли між поверхнями тертя внаслідок гідростатичного або гідродинамічного ефекту утворюються стабільні прошарки мастильного матеріалу.

**Напіврідинне змащування.** Змішане змащення, коли прошарок мастила між поверхнями тертя не завжди має стабільну товщину і в процесі експлуатації вузла тертя відбувається контакт окремих мікронерівностей.

**Види зношування.** Тертя деталей машин супроводжується зношуванням, тобто руйнуванням поверхонь контакту. Зносостійкість (тобто



Рис. 15.1. Схема нерівностей поверхні



1 – адсорбований шар; 2 – оксиди; 3 – гранична зона; 4 – зона матеріалу із зміненими фізико-хімічними властивостями; 5 – основний матеріал  
Рис. 15.2. Схема будови поверхні твердого тіла

здатність поверхонь протистояти руйнуванню) можна характеризувати наступними оцінками: швидкістю зношування  $J_\tau = h/\tau$  ( $h$  – зношування;  $\tau$  – час); інтенсивністю зношування  $\bar{J}_h = h/S$  ( $S$  – шлях тертя).

Вид зношування залежить від типу змащення, стану поверхонь тертя і величини навантаження.

В умовах граничного змащення, коли мазильна плівка не зруйнована, а навантаження, швидкість і температура незначні, звичайно маємо механічне зношування типу стирання поверхонь контакту.

В умовах рідинного або напіврідинного змащування спостерігається зношування типу викришування (пітінг), внаслідок накопичення пошкоджень у поверхневому прошарку деталі. Закрита тріщина (рис. 15.3, а) з часом експлуатації може розкритися під дією мастила. При досягненні критичного розміру тріщин частина металу обламується (рис. 15.3, б) і виникає ямка викришування.

У деталях машин можуть відбуватися і інші види зношування у залежності від стану поверхонь контакту, швидкості, тиску та виду змащення [37, 40 тощо].

## 15.2 Мазильні матеріали

Мазильні матеріали розділяються на змащувальні мастила (оливи), пластичні, тверді та газоподібні (мазильний туман).

**Змащувальні мастила.** На практиці найбільш поширені такі мастила: нафтові (мінеральні), синтетичні і жирові.

Нафтові мастила є продуктом перегонки нафти; жирові мастила – суміш складних ефірів природного походження: рослинні мастила (ріпакове, касторове) і тваринні (спермацетове, кістне).

Основною характеристикою мастил є в'язкість, яка зумовлюється внутрішнім тертям між шарами рідини під дією сили зсуву.

Якість мастила характеризується стабільністю до термоокилювання, протизносними та протизадирними характеристиками.

**Основні присадки для змащувальних мастил.** Присадки поліпшують якість мастил. За хімічним складом вони є вуглеводневими сполуками, до яких входять метали (олово, свинець, магній), або неметалеві елементи (хлор, сірка, йод, фосфор). Відомі такі присадки: в'язкісні, протизадирні, протизносні, антиокислювальні, антикорозійні, антипінні тощо [37].

### Види змащувальних мастил.

По призначенню оливи поділяють на наступні основні групи: моторні, трансмісійні, індустріальні, спеціальні та гідравлічні. Умовні позначення марок мастил складаються з трьох або чотирьох груп знаків, розділених дефісом.

**Моторні мастила.** Використовуються в основному для змащення деталей двигунів внутрішнього згоряння. Приклад позначення мастила марки М-5<sub>з</sub>/12-Г<sub>1</sub> – мастило для двигунів в'язкості 5<sub>з</sub>/12 з присадкою для роботи з бензином АИ-93. Перша буква М – мастило для двигунів; 5<sub>з</sub>/12 характеризує клас в'язкості (індекс «з» позначає присутність присадки); третя Г<sub>1</sub> позначає експлуатаційні якості: А – нефорсовані двигуни; Б – малофорсовані двигуни; В – середньофорсовані двигуни (бензин А-76, А-80);

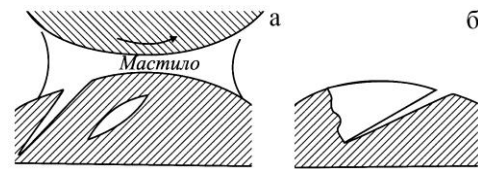


Рис. 15.3. Схема виникнення ямок викришування

Г – високофорсовані двигуни (бензин АИ-92, АИ-93); індекс «1» позначає, що мастило призначено для карбюраторних двигунів, «2» – для дизелів.

**Трансмісійні мастила.** Призначені для змащення агрегатів трансмісій машин. Приклад позначення мастил: ТМ-5-18 – мастило для трансмісій 5-ї групи, має присадки, в'язкість  $\nu_{100} = 18 \text{ мм}^2/\text{с}$ ; призначено для змащування коробок передач автомобілів. Товарне позначення ТАД-17І.

Перші дві букви ТМ – трансмісійне мастило; друга цифра – група мастил з різними експлуатаційними якістьми (1 – мастило без присадки; 2,3,4,5 – з різними присадками); третя цифра – клас в'язкості при температурі  $100^\circ\text{C}$ .

**Індустріальні мастила.** Призначені для змащення промислового устаткування і різних технологічних машин. Приклад позначення мастила: І-Г-А-46 – індустріальне мастило для гідравлічних систем підгрупи А (мінеральне мастило без присадок), в'язкість  $\nu_{40} = 46 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Перша буква І – індустріальне мастило; друга – група мастил (Л – легконавантажені, Г – гідравлічні системи, В – важконавантажені, Н – для направляючих ковзання); третя – підгрупа по складу мастил (А – мінеральна олива без присадок; В,С,Д,Е – з різними присадками); четверта в'язкість при температурі  $40^\circ\text{C}$ .

**Спеціальні мастила.** Використовуються для змащення деталей та вузлів в енергетичних машинах, авіації, в різних приладах.

**Гідравлічні мастила.** Призначені для змащення деталей гідросистем. Приклад позначення: МГ-32-А – гідравлічне мастило з малою в'язкістю, без присадок, в'язкість  $\nu_{40} = 32 \text{ мм}^2/\text{с}$ , призначена для малонавантажених гідросистем. Перші дві букви МГ – мінеральне гідравлічне; цифри – в'язкість при температурі  $40^\circ\text{C}$ ; третя буква – група мастил з різними параметрами експлуатаційної якості (А – без присадок; Б,В – з різними присадками).

**Пластичні мастильні матеріали.** Використовуються для змащення відкритих зубчатих передач, підшипників, різьбових з'єднань, арматури трубопроводів, ущільнювачів насосів. Пластичні мастила при незначних навантаженнях ведуть себе як тверді тіла; при підвищених температурах вони розтікаються по поверхні тертя. По призначенню їх можна розділити на антифрикційні, що консервують та ущільнюючі.

### 15.3 Змащувальні пристрої

Основними вимогами до змащувальних пристроїв є простота конструкцій і надійність. Від типу пристрою залежить в цілому конструкція і розміри вузла тертя. У практиці загального машинобудування вузли тертя мають різноманітні конструкції, для яких основними вимогами є: контроль подачі мастила; герметичність ущільнювачів; вибір оптимальних мастильних матеріалів.

Система змащування з використанням рідких мастил полягає у тому, що деталі, які рухаються, занурюються у мастильну ванну (картерна система змащування). Для цього, наприклад, у корпус редуктора заливають стільки мастила, щоб деталі занурювались у неї на визначену глибину, яка б забезпечувала незначні втрати на розбризкування (барботажи втрати).

Якщо у вузлах тертя спостерігається заїдання деталей, як то нерідко буває у черв'ячних передачах, то рівень мастила потрібно довести до зони тертя. При колових швидкостях  $V \geq 2 \div 4 \text{ м/с}$  виникають бризки, які змащують у корпусі усі деталі, у тому числі і підшипники. При  $V \geq 12,5 \div 15,0 \text{ м/с}$  відцентрові сили скидають з деталей мастило і воно не поступає у зону тертя. У цьому разі використовують циркуляційне зма-

щення: мастило під тиском підводиться до зони тертя за допомогою спеціального насосу і трубопроводу.

Швидкохідні вузли тертя звичайно змащують мастилом з низькою в'язкістю, або мастильним туманом.

Періодичність зміни мастила встановлюють залежно від інтенсивності руху деталей і конкретних умов експлуатації машин.

### 15.4 Ущільнювачі

Ущільнення деталей вузлів тертя – ефективний спосіб підвищення надійності машин. Ущільнювачі призначені для захисту вузлів тертя від пилу та вологи і для запобігання витікання мастильних матеріалів. Основним показником ефективності ущільнювання вузлів тертя є їх герметичність, вона характеризується величиною питомого витікання мастила.

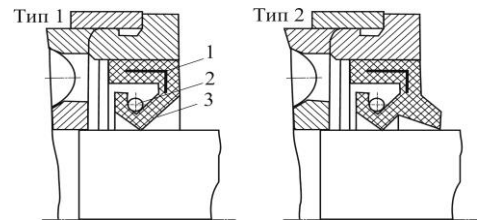
**Герметизація нерухомих з'єднань.** Звичайно для герметизації таких з'єднань використовуються різні конструкції прокладок, виготовлених з картону, пароніту, гуми, а також з металів (мідь, алюміній). В останній час широкого вжитку набули герметики у вигляді паст.

**Герметизація рухомих з'єднань.** Для герметизації обертових деталей застосовуються гумові армовані манжети. На рис. 15.4 показані конструкції таких манжет з одним ребром (рис. 15.4, а) і пильником (рис. 15.4, б). Металевий каркас 1 надає манжеті жорсткості і забезпечує щільну посадку в корпусі; за рахунок пружності гуми і браслетної пружини 2 робоче ребро 3 притискується до валу. Надлишковий тиск ущільнювального середовища не більше  $0,05 \div 0,1$  МПа; при більшому тиску використовують манжети з опорною конічною поверхнею (рис. 15.5). Для герметизації вузлів тертя від пилу використовують здвоєні манжети (рис. 15.6); простір між ними заповнюють мастилом. Для ущільнення вузлів тертя невеликих габаритів (рис. 15.7) використовують ущільнення торцеве з пружною шайбою 1, або щілинне 2 з канавками різної форми. Для герметизації обертових деталей використовують також чавунні кільця (рис. 15.8) з спеціальними монтажними розрізами.

**Герметизація зворотньо-поступальних механізмів.** Шатунно-поршкову групу деталей звичайно герметизують за допомогою поршневих кілець. В гідравлічних вузлах поршні і штоки герметизують гумовими манжетами.

### 15.5 Контрольні запитання

1. Які є види тертя?
2. Які є види змащення?
3. Наведіть найменування найбільш поширених у практиці мастил.
4. Наведіть приклади змащувальних пристроїв.
5. Які вимоги ставлять до ущільнювачів?



1 – металевий каркас; 2 – браслетна пружина; 3 – робоче ребро

а – з одним ребром б – з одним ребром і пильником

Рис. 15.4. Гумові армовані манжети

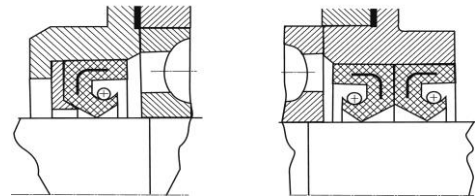


Рис. 15.5. Манжета з опорною конічною поверхнею

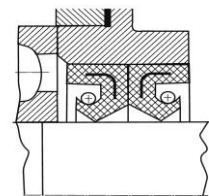
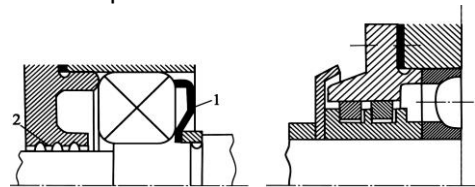


Рис. 15.6. Установка двох манжет



1 – торцеве; 2 – щілинне  
Рис. 15.7. Ущільнення малого габариту

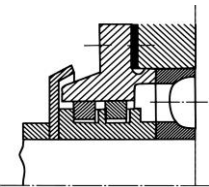


Рис. 15.8. Поршневі кільця для герметизації обертючих деталей





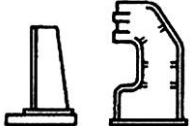
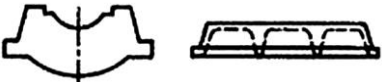
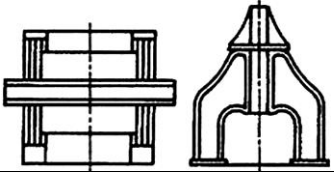

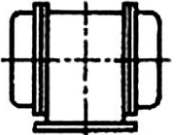

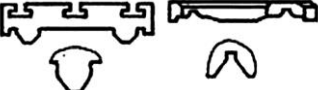
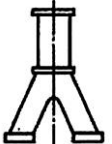


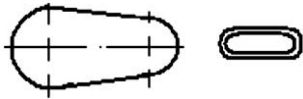
## 16 КОРПУСНІ ДЕТАЛІ

До корпусних деталей відносяться станини, плити, корпуси та інше. Вони складають 70-90 % від всієї маси машини, тому вага машини в значній мірі залежить від конструювання корпусних деталей [13, 14, 17, 19, 22, 30].

### 16.1 Класифікація

Корпусні деталі підрозділяють на наступні групи (табл. 16.1).

Таблиця 16.1. Корпусні деталі

Станини горизонтальних машин		Ферми кранів	
Станини вертикальних машин		Основи, фундаментні плити	
Портальні станини		Коробки, корпуси	
Кільцеві станини, корпуси		Сійки, кронштейни	
		Столи, санки, супорти	
Станини поршневіх машин		Поперечини, повзуни	
Рами транспортних машин		Кришки, кожухи	

За призначенням: станини, рами, кузови, основи, фундаментні плити, корпусні деталі вузлів тощо.

За наявністю роз'єму: суцільні; роз'ємні.

За умовою роботи: рухомі; нерухомі.

За способом виготовлення: ливарні; зварні; комбіновані.

### 16.2 Вибір матеріалу

Корпусні деталі працюють в умовах складного напруженого стану, при цьому вони зазнають одночасно деформацій згину, кручення та розтягу. Враховуючи ці умови та вимоги, пов'язані з жорсткістю конструкції, для корпусних деталей призначають матеріали, які мають високий модуль пружності. До таких матеріалів належать чавуни та сталі без термообробки.

### 16.3 Вибір оптимальних форм та визначення параметрів

Вигідним є поперечний переріз з формою пустотілого прямокутника (табл. 16.2). За міцністю на згин він не значно поступається двотавровому профілю, а

при крученні – кільцевому. Але ця форма має конструктивні переваги, тому що дуже зручно спрягаються поверхні цієї деталі з поверхнями інших деталей цього профілю.

Міцність і особливо жорсткість пустотілих корпусних деталей збільшують за допомогою ребер або перегородок. Тому ці деталі доцільно виконувати з мінімальною товщиною стінок, визначеною технологічними умовами виготовлення.

Оптимальна товщина ребер та внутрішніх стінок складає  $0,6 \div 0,8$  від товщини зовнішньої стінки.

Приведена товщина стінок (відношення площі поперечного перерізу до його периметру) повинна бути по можливості однаковою у всіх частинах деталі. Ці відношення не повинні перевищувати  $2 \div 2,5$  разів. За цих вимог та вимог, які визначені ливарним виробництвом, виникають рекомендації вибору товщини стінок деталей  $\delta$  з чавуну:

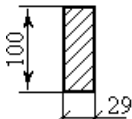
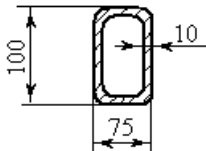
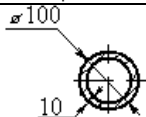
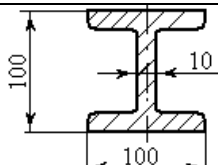
$N, \text{ м}$	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2	3
$\delta, \text{ мм}$	4	5	6	8	10	12	15	20

Приведений габаритний розмір деталей  $N$  визначається за формулою

$$N = \frac{2L + B + H}{3}, \quad (16.1)$$

де  $L, B, H$  – габаритні розміри деталі.

Таблиця 16.2. Найбільші згинаючі та крутні моменти для поперечних перерізів різних форм

Поперечний переріз		Погонна вага, кг/м	Допустимий згинаючий момент			Допустимий крутний момент,	
Форма перерізу	Площа, см <sup>2</sup>		За напруженням		З прогину, відносне значення	За напруженням	
			Н·м	Відносне значення		Н·м	Відносне значення
	29,0	22	4,83[σ] <sub>32</sub>	1,0	1,0	0,27[τ] <sub>к</sub>	1,0
	29,5	22	6,63[σ] <sub>32</sub>	1,4	1,6	10,4[τ] <sub>к</sub>	38,5
	28,3	22	5,82[σ] <sub>32</sub>	1,2	1,15	11,6[τ] <sub>к</sub>	43
	29,5	22	9,0[σ] <sub>32</sub>	1,8	1,8	1,2[τ] <sub>к</sub>	4,5

## 16.4 Конструювання корпусних деталей

**Корпус редукторів.** В корпусі редуктора розташовують деталі зубчастих та черв'ячних передач. Корпус звичайно виконують роз'ємним. Площина роз'єму проходить через вісі валів. Матеріал корпусу – чавун СЧ10 або СЧ15. Орієнтовні розміри

елементів ливарних корпусів (рис. 16.1) наведені в табл. 16.3. При конструюванні необхідно виконувати вимоги ливарного виробництва.

Корпус та кришку редуктора фіксують відносно один одного конічними штифтами.

Таблиця 16.3. Основні елементи ливарного корпусу редуктора

Параметри	Орієнтовні відношення (розміри, мм)
Товщина стінки корпусу та кришки редуктора:	У всіх випадках $\delta \geq 8$ мм та $\delta_1 \geq 8$ мм
одноступеневого циліндричного	$\delta = 0,025a + 1$ ; $\delta_1 = 0,02a + 1$
одноступеневого конічного	$\delta = 0,05R_e + 1$ ; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$
одноступеневого черв'ячного	$\delta = 0,04a + 2$ ; $\delta_1 = 0,032a + 2$
двоступеневого	$\delta = 0,025a_m + 3$ ; $\delta_1 = 0,02a_m + 3$
Товщина верхнього поясу корпусу	$b = 1,5\delta$
Товщина нижнього поясу корпусу	$b_1 = 1,5\delta_1$
Товщина ребер корпусу та кришки	$m = (0,85...1)\delta$ ; $m_1 = (0,85...1)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1 = (0,03...0,036)a_m + 12$ ; $d_1 = 0,072R_e + 12$ ;
Діаметр болтів: у підшипників що з'єднують корпус з кришкою	$d_2 = (0,7...0,75)d_1$ ; $d_3 = (0,5...0,6)d_1$
Розміри, що визначають положення болтів $d_2$	$e \approx (1...1,2)d_2$ ; $q \geq 0,5d_2 + d_4$
Висота бобишки $h_6$ під болт $d_2$	$h_6$ вибирають конструктивно так, щоб утворювалась опорна поверхня під болт та гайку

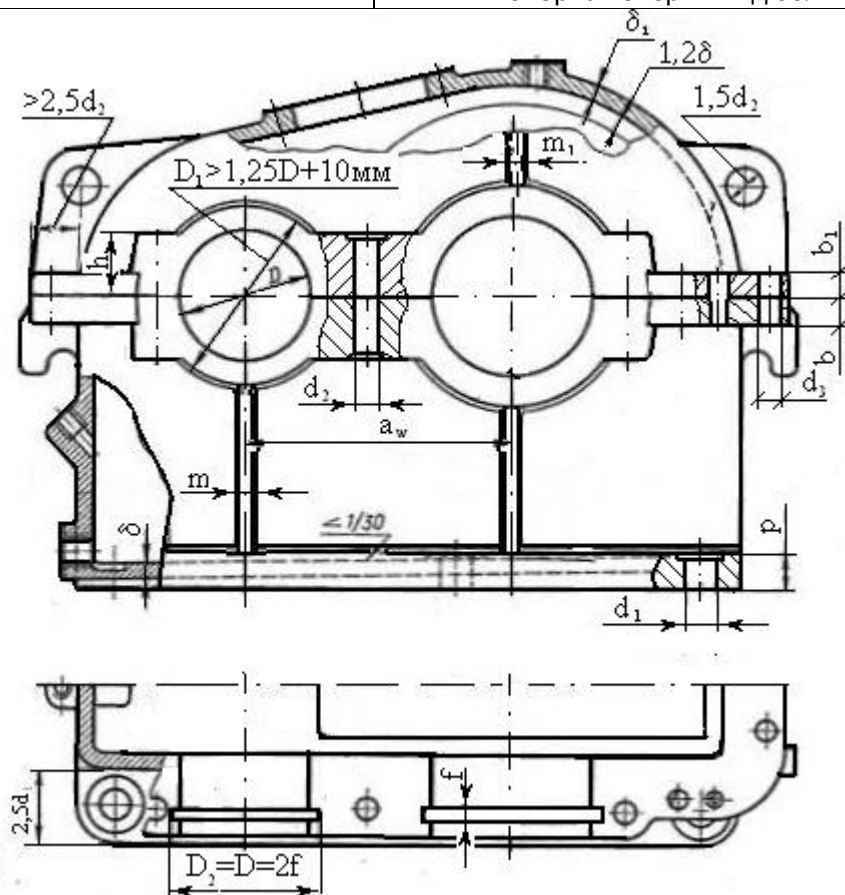


Рис. 16.1. Корпус редуктора

## 17 ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

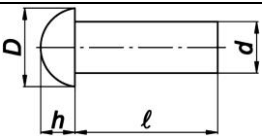
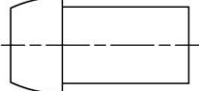
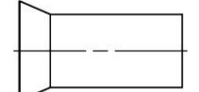
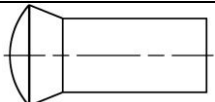
### 17.1 Загальні відомості і класифікація

Заклепкові з'єднання відносяться до нероз'ємних з'єднань деталей машин [2, 22, 23, 30].

Основним елементом, за допомогою якого здійснюють заклепкове з'єднання є спеціальна деталь – заклепка, яку вставляють у отвори з'єднуваних деталей (рис. 17.1)

Найбільше поширення одержали сталеві заклепки (табл. 17.1) з напівкруглою головкою. Основним параметром заклепки є діаметр стержня  $d$ ; розміри інших елементів заклепки визначені в залежності від його величини за нормами ГОСТ (табл. 17.2).

Таблиця 17.1. Стандарти на заклепки для міцних швів

Ескізи клепок	Типи клепок	ГОСТ
	Заклепки сталеві з напівкруглою головкою	10299-62
	Заклепки сталеві з плоско-конічною головкою	10303-62
	Заклепки сталеві з потайною головкою	10300-62
	Заклепки сталеві з напівпотайною головкою	10301-62

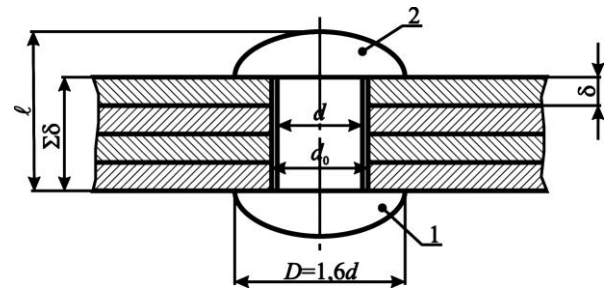
Таблиця 17.2. Заклепки з напівкруглою головкою для міцних швів (витяг з ГОСТ 10299-62). Розміри в мм (рисунок табл. 17.1)

$d$ , мм	$D$ , мм	$h$ , мм	$R \approx$ , мм	$r_2$ не більше, мм	Довжина, мм	
					від	до
6	11	3,6	6	0,4	10	42
7	12,8	4,2	7	0,4	14	50
8	14	4,8	7,5	0,4	16	60
10	16	6	9	0,5	16	85
13	21	8	11	0,5	22	100
16	25	9,5	13	1	26	110
19	30	11	16	1	32	150
22	35	13	18	1	38	180
25	40	15	21	1	52	180
28	45	17	23,5	1,5	55	180

Заклепка має циліндричний стержень і **закладну головку 1** (рис. 17.1) на одному кінці. Після пластичного деформування другого кінця утворюється **замикаюча головка 2**, і таким чином здійснюється з'єднання деталей. Під час клепаання стержень заклепки збільшує свій діаметр (осаджується) і щільно заповнює отвір. У готовому з'єднанні діаметр заклепки  $d$  дорівнює діаметру отвору  $d_0$  під заклепку. Заклепки щільно стягують з'єднувані деталі, завдяки чому частина навантаження передається за рахунок сил тертя у площині стику, а частина сприймається стержнем заклепки.

Отвори у деталях під заклепки отримують свердлінням або продавлюванням. Свердління менш продуктивне, але підвищує міцність заклепкового з'єднання.

Клепання виконують ручним або машинним способом. Останній дає з'єднання кращої якості, оскільки забезпечує однорідність посадки заклепок і збільшує сили стиску деталей.



1 – закладна головка; 2 – замикаюча головка  
Рис. 17.1. Схема заклепкового з'єднання

Довжина заклепки  $\ell$  після утворення замикаючої головки (рис. 17.1) дорівнює

$$\ell = 1,12 \sum \delta + 1,4d. \quad (17.1)$$

На рис. 17.2 показані деякі конструкції заклепкових з'єднань. Відстань між заклепками ( $t$ ) по довжині шва називається кроком заклепкового шва. Приймається  $t = (3 \div 4)d$ . Відстань між рядами  $m = (2,5 \div 3)d$ ; відстань заклепок до краю з'єднувальних елементів  $a = (1,5 \div 2)d$  і  $b \approx 2d$ .

Заклепкові шви розрізняють за формою розташування заклепок, типом стиску, кількістю площинок зрізу заклепок та призначенням.

За формою розташування заклепок шви поділяють на **однорядні** (рис. 17.2, а), **дворядні** (рис. 17.2, б) і багаторядні. До того ж останні можуть бути з паралельним розташування заклепок (рис. 17.2, б) або з шаховим.

За типом стику шви бувають внапусток (рис. 17.2, в) і встик з однією (рис. 17.2, г) або двома (рис. 17.2, д) накладками.

За кількістю площин зрізу шви бувають однозрізні (рис. 17.2, в, г), двозрізні (рис. 17.2, д) і багатозрізні.

За призначенням заклепкові шви поділяють на міцні, щільноміцні та щільні. Щільноміцні та щільні шви застосовують для з'єднання елементів котлів, резервуарів та трубопроводів високого тиску. Міцні або силові шви використовують головним чином у різних металевих конструкціях, що сприймають інтенсивні вібрації або ударні навантаження (ферми мостів, обшивки літаків тощо).

Переваги заклепкових з'єднань:

- висока надійність з'єднання;
- підвищена опірність ударним та вібраційним навантаженням;
- можливість з'єднання деталей із матеріалів, що не допускають зварювання; різнорідних матеріалів і таких, що не допускають нагрівання через небезпеку викривлення або відпускання загартованих деталей.

Недоліки:

- висока вартість і трудомісткість одержати з'єднання;
- неможливість з'єднання деталей складної конфігурації;

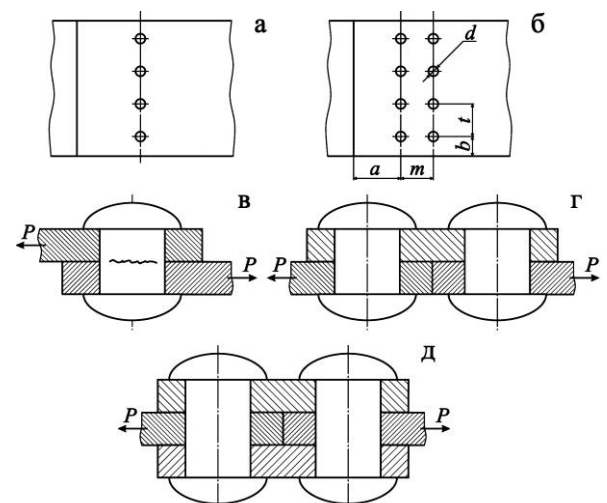


Рис. 17.2. Конструкції заклепкових з'єднань

- підвищена витрата матеріалу (накладки, збільшення товщини через ослаблення деталей отворами під заклепки).

Область застосування заклепкових з'єднань в техніці скорочується, бо вони витісняються більш економічним і прогресивним видом з'єднань за допомогою зварювальних швів.

Заклепкові з'єднання застосовують для деталей, матеріал яких погано зварюється, а також у конструкціях, що сприймають дію значних змінних, ударних та вібраційних навантажень.

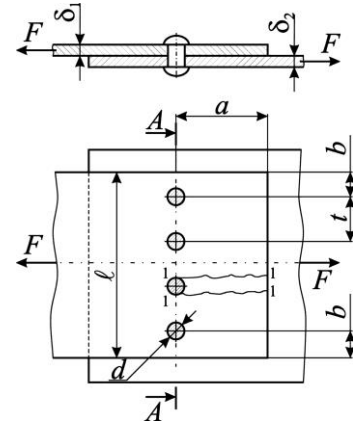


Рис. 17.3. До розрахунку заклепкового з'єднання

## 17.2 Розрахунок заклепкових з'єднань

Заклепкові з'єднання необхідно конструювати так, щоб лінія дії зовнішнього навантаження проходила через центр ваги поперечних перерізів заклепок у площині стику з'єднаних деталей. У такому разі можна припустити, що всі заклепки навантажуються рівномірно.

На рис. 17.3 зображений заклепковий шов з одним рядом заклепок при напусковому з'єднанні деталей, які навантажені зовнішньою силою  $F$ , що лежить у площині стику і проходить через центр ваги перерізів заклепок. Для визначеності припустимо, що  $\delta_1 < \delta_2$ , а розміри  $d$ ,  $\ell$ ,  $a$  і  $b$  попередньо вибрані.

Для заданої схеми навантажень виконують такі види розрахунків на міцність заклепкового з'єднання.

1. Перевірка міцності заклепок на зрізування

$$\tau_{\zeta\delta} = 4F / (z\pi d^2 i) \leq [\tau]_{\zeta\delta}, \quad (17.2)$$

де  $z$  – число заклепок у шві;  
 $i$  – кількість площин зрізу.

2. Перевірка міцності заклепок та з'єднаних листів на зминання

$$\sigma_{\zeta i} = F / z d \delta_1 \leq [\sigma]_{\zeta i}. \quad (17.3)$$

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

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

$$\sigma_{\delta} = F / [\delta_1 (\ell - z d)] \leq [\sigma]_{\delta}. \quad (17.4)$$

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

$$\tau_{\zeta\delta} = F / [2z\delta_1 (a - 0,5d)] \leq [\tau]_{\zeta\delta}. \quad (17.5)$$

За умовами міцності (17.2)-(17.5) можна виконати перевірний розрахунок заклепкового з'єднання з відомими розмірами. Якщо не виконуються умови (17.2) і (17.3), то треба збільшити число заклепок або їхній діаметр  $d$ . Якщо умова (17.4) не виконується, то треба збільшити розмір  $\ell$  і відповідно крок  $t$  заклепок при числі їх  $z$ , яке задовольняє умови (17.2) і (17.3). Перевірка міцності за умовою (17.5) потрібна для підтвердження правильності вибору розміру  $a$ .

Значення допустимих напружень приймають по табл. 17.3 та табл. 17.4.

Таблиця 17.3. Допустимі напруження, у з'єднуваних деталях при розрахунку сталевих конструкцій за статичними навантаженнями

Вид напруження	Матеріал конструкції	
	Ст. 0, Ст. 2	Ст. 3
$[\sigma]_p$ , МПа	140	160
$[\tau]_{зр}$ , МПа	90	100
$[\sigma]_{зм}$ , МПа	210	240

Таблиця 17.4. Допустимі напруження  $[\tau]_{зр}$  і  $[\sigma]_{зм}$  при статичних навантаженнях

Напруження	Обробка отвору	Ст. 2	Ст. 3	Ст. 5
$[\tau]_{зр}$ , МПа	Свердлування	140	140	140-160
$[\tau]_{зр}$ , МПа	Продавлювання	100	100	–
$[\sigma]_{зм}$ , МПа	Свердлування	280	320	350-240
$[\sigma]_{зм}$ , МПа	Продавлювання	240	280	–

### 17.3 Приклад розрахунку заклепкового з'єднання

**Задача.** Визначити основні розміри заклепкового з'єднання кронштейна з балкою (рис. 17.4) за такими даними:  $F = 21$  кН;  $\delta_1 = 6$  мм;  $\delta_2 = 8$  мм; число заклепок  $z = 3$ ; матеріал деталей та заклепок сталь Ст3; навантаження постійне.

**Розв'язання.** Діаметр заклепок визначають за умовою їхньої міцності на зріз [див. вираз 17.2] при допустимому напруженні  $[\tau]_{зр} = 140$  МПа (табл. 17.4).

$$d \geq \sqrt{4F / (z\pi[\tau]_{зр})} = \sqrt{4 \cdot 21 \cdot 10^3 / (3 \cdot 3.14 \cdot 140)} = 7,8 \text{ мм.}$$

Візьмемо діаметр заклепок  $d = 8$  мм. Розміщення заклепок показано на рис. 17.4. Відстань між заклепками згідно з рекомендаціями 17.1  $t = 3d = 3 \cdot 8 = 24$  мм;  $m = 3d = 24$  мм. Ширина кронштейна  $c = t + 3d = 24 + 3 \cdot 8 = 48$  мм. Розмір  $a = 2d = 2 \cdot 8 = 16$  мм.

Перевірка міцності з'єднання на зминання за умовою (17.3) має вигляд

$$\sigma_{\phi} = F / (zd\delta_1) = 21 \cdot 10^3 / (3 \cdot 8 \cdot 6) = 146 \text{ Н/мм}^2 \text{ і } \delta_1.$$

Якщо допустиме напруження на зминання  $[\sigma]_{зм} = 280$  МПа, то міцність забезпечується.

Перевірка міцності кронштейна на розтяг виконується для перерізу, де розміщені дві заклепки (найбільш ослаблений переріз). У ньому діє сила  $F_1 = F - F/3 = 21 - 21/3 = 14$  кН. Допустиме напруження на розтяг  $[\sigma]_p = 160$  МПа. Розрахункове напруження

$$\sigma_{\phi} = F_1 / [(c - zd)\delta_2] = 14 \cdot 10^3 / [(48 - 2 \cdot 8) \cdot 8] = 54,7 \text{ Н/мм}^2 \text{ і } \delta_2.$$

Якщо  $\sigma_p = 54,7$  МПа  $< [\sigma]_p = 160$  МПа, то міцність на розтяг забезпечується.

### 17.4 Контрольні запитання

- Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють?
- Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань.
- Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їх основних розмірів.
- Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками?
- Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання?

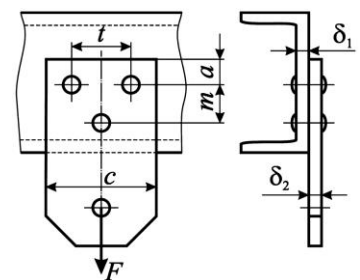


Рис. 17.4. Конструкція заклепкового з'єднання кронштейна з балкою

## 18 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ З НАТЯГОМ

### 18.1 Загальні відомості і класифікація

З'єднання з натягом (пресові з'єднання) здійснюються підбором відповідних насадок, у яких натяг утворюється різницею посадочних розмірів в з'єднуваних деталях. З'єднання деталей за допомогою насадок із гарантованим натягом називають пресовими [22, 23, 30, 37].

З'єднання деталей з натягом умовно відносять до нероз'ємних. Однак циліндричні з'єднання, особливо при загартованих поверхнях, допускають розбирання (розпресування) і нове збирання (запресування) деталей. Але при цьому дещо зменшується несуча здатність з'єднання.

Пресові з'єднання поділяють на дві групи.

З'єднання типу «вал-маточина» (рис. 18.1, а-д), в яких з'єднувані поверхні деталей мають циліндричну (рис. 18.1, а, б, в, г) або конічну (рис. 18.1, д) форми. В останньому випадку потрібний натяг створюється відповідною затяжкою гайки на валу. Пресові з'єднання такого типу застосовують для з'єднання вінців зубчастих коліс та бандажів коліс з колесом; колеса з валом; підшипників кочення та роторів електродвигунів з валом та ін. (рис. 18.1, а-д).

Взаємна нерухомість з'єднуваних деталей забезпечується силами тертя, що виникають на поверхні контакту деталі.

Стяжні з'єднання двох або більшої кількості деталей за допомогою спеціальних стягувальних планок – анкерів (рис. 18.1, е) або кілець (рис. 18.1, ж). Контакт деталей у цих випадках здійснюється по площинах.

Циліндричні з'єднання з натягом за способом збирання поділяються на з'єднання, що збираються запресуванням і з'єднання, що збираються з попереднім нагріванням або охолодженням охоплюючої деталі. В останньому випадку міцність з'єднання вище.

Запресовку деталей виконують на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах. Швидкість запресування  $V \leq 5$  мм/с.

При складанні з'єднання за допомогою нагрівання необ-

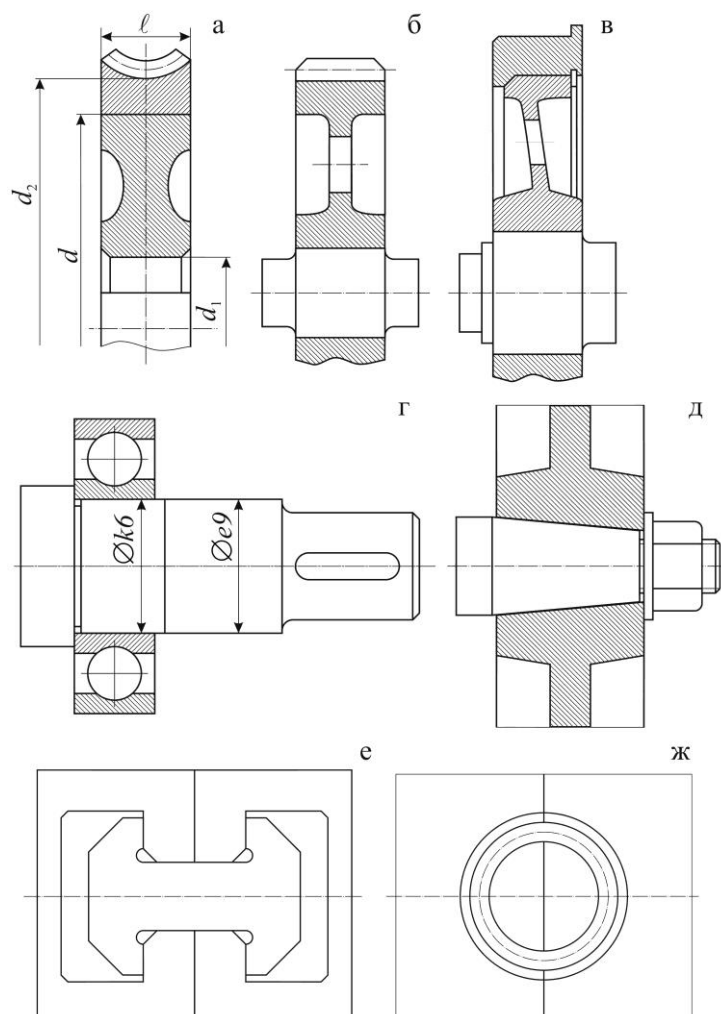


Рис. 18.1. Конструкції з'єднань деталей з натягом



хідну різницю температур деталей визначають за формулою

$$\Delta = (\delta_{\max} + \Delta) / (\alpha d), \quad (18.1)$$

де  $\delta_{\max}$  – максимальний натяг у з'єднанні, мм;

$\Delta = (0,10 \div 0,08)$  мм – зазор для зручності складання;

$d$  – номінальний діаметр поверхонь з'єднання, мм;

$\alpha$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталей при нагріванні (для сталей  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  мм/°С).

Для збирання за допомогою нагрівання температура нагрівання деталей повинна бути нижча температури низького відпускання, щоб у кристалічній решітці металу не відбулося структурних змін. Для сталей допустима температура нагріву  $[t] = (230 \dots 240)$  °С, для бронз  $[t] = (150 \dots 200)$  °С. У залежності від потрібної температури охоплюючи деталь нагрівають у воді (до 100 °С), у маслі до (130 °С), в електро- або газовій печі до (200...240 °С).

Охоплювану деталь охолоджують сухою вуглекислотою (температура випаровування – (-80 °С) або рідким киснем (температура випаровування – (-190 °С). В останньому випадку для дотримання норм безпеки деталі повинні бути ретельно знежирені.

Переваги з'єднань з натягом:

- простота і технологічність конструкції;
- висока точність центрування деталей і рівномірний розподіл навантаження;
- велика навантажувальна здатність.

Недоліки:

- складність збирання і особливо розбирання;
- розсіювання міцності з'єднання у випадку недотримання геометричної точності сполучених поверхонь.

Для з'єднань деталей з натягом найбільш прийнятні наступні посадки: Н7/п6; Н7/р6; Н7/р6; Н7/с6; Н7/х6; Р7/х6 тощо [2, 15 тощо].

## 18.2 Розрахунок на міцність

Міцність з'єднання визначається натягом. Значення натягу визначається **потрібним контактним тиском  $p$**  на посадочній поверхні спряжених деталей. Цей тиск повинен бути таким, щоб сили тертя, які виникають на посадочній поверхні з'єднання, були більшими зовнішніх зрушуючих сил. Водночас слід перевірити міцність спряжених деталей, бо потрібний натяг може спричинити їх руйнування або недопустимі деформації. Отже, розрахунок виконують **за двома умовами**: міцності (нерухомості) з'єднання; міцності деталей з'єднання.

**Розрахунок на міцність з'єднання з натягом.** З'єднання може бути навантаженим осьовою силою  $F_a$ , крутним моментом  $T$  або осьовою силою і крутним моментом одночасно (рис. 18.2). Контактний тиск по довжині деталей змінюється за криволінійним законом (рис. 18.2, а).

Концентрація тиску біля країв отвору обумовлена витисненням стиснутого матеріалу від середини в обидві сторони. Розрахунок на міцність деталей з'єднання заснований на припущенні, що контактний тиск розподіляється рівномірно по поверхні контакту. Взаємна нерухомість деталей забезпечується при дотриманні умов:

- 1) при навантаженні з'єднання осьовою силою  $F_a$

$$KF_a \leq \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot f, \quad (18.2)$$

звідки

$$p \geq KF_a / (\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f), \quad (18.3)$$

де  $p$  – середній контактний тиск; $K = 1 \dots 4$  – коефіцієнт запасу зачеплення деталей; $d, \ell$  – діаметр і довжина посадочної поверхні; $f$  – коефіцієнт зчеплення (тертя) – (табл. 18.1.);2) при навантаженні з'єднання крутним моментом  $T$ 

$$KT \leq \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot (d/2) \cdot f, \quad (18.4)$$

звідки

$$p \geq 2KT / (\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f); \quad (18.5)$$

3) при навантаженні з'єднанні одночасно осьюовою силою  $F_a$  і крутним моментом  $T$ 

$$K\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} \leq \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot f, \quad (18.6)$$

або

$$K\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot f, \quad (18.7)$$

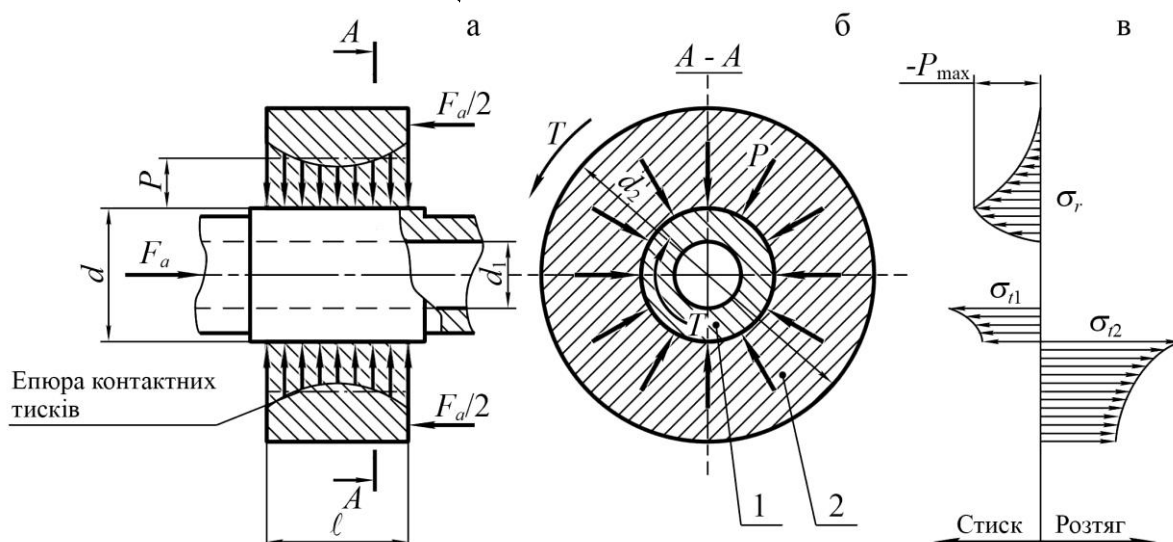


Рис. 18.2. До розрахунку на міцність пресового з'єднання та його деталей

Таблиця 18.1. Коефіцієнти зчеплення (тертя)  $f$  у з'єднаннях з натягом, якщо охоплювана деталь (вал) виконана із сталі

Матеріал втулки (маточини, охоплюючої деталі)	Стан поверхонь	Спосіб збирання	$f$
Сталь	Без покриття	Температурна	0,14
		Гідрозапресування	0,12
		Запресування (під пресом)	0,08
Сталь	Цементация бо азотування вала	Температурна	0,28
		Гідрозапресування	0,25
Сталь	З порошком корунду	Температурна	0,45
Чавун	Без покриття	Під пресом із змащення	0,08
		Під пресом без змащення	0,09
		Температурна	0,13
Латунь, бронза	Без покриття	Під пресом	0,05
		Температурна	0,05
Алюмінієві сплави	Без покриття	Під пресом без змащення	0,03
		Температурна	0,045

де  $F_t = 2T/d$  – колова (тангенціальна) сила від дії крутного моменту  $T$ , віднесена до спряжених поверхонь;

звідки

$$p \geq K \sqrt{F_a^2 + F_t^2} / (\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f). \quad (18.8)$$

Розрахунковий натяг  $\delta_p$ , пов'язаний з тиском  $p$  залежністю Ляме, що виводиться в курсі опру матеріалу для рахунку товстостінних порожнистих циліндрів

$$\delta_\delta = p \cdot d \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (18.9)$$

де  $E_1$  і  $E_2$  – модулі пружності при розтягу матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей відповідно (табл. 18.2);

$C_1$  і  $C_2$  – коефіцієнти Ляме, які визначаються за формулами

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} - \mu_2, \quad (18.10)$$

$\mu_1$  та  $\mu_2$  – коефіцієнти Пуассона матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей відповідно (табл. 18.2).

Таблиця 18.2. Значення модулів пружності ( $E$ ) та коефіцієнтів Пуассона ( $\mu$ )

Матеріал	$E$ , МПа	$\mu$
Сталь	$2,1 \cdot 10^5$	0,3
Сірий чавун	$1,4 \cdot 10^5$	0,25
Бронза	$1,1 \cdot 10^5$	0,33
Алюмінієві сплави	$0,78 \cdot 10^5$	0,32
Титанові сплави	$1,0 \cdot 10^5$	0,33

Дійсний натяг  $\delta$  повинен бути більше від розрахункового  $\delta_p$  через те, що вимірювання діаметрів поверхонь з'єднання виконується по вершинах мікро нерівностей, які зрізуються та згладжуються при запресуванні деталей. Отже

$$\delta_\delta = \delta_\delta + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (18.11)$$

де  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  – висоти мікронерівностей поверхонь деталей з'єднання, які назначають у межах (8...2) мкм.

Якщо складання пресового з'єднання виконують за допомогою нагрівання або охолодження однієї з деталей, то дійсний натяг приймають рівним розрахунковому, тобто  $\delta_\delta = \delta_p$ .

За  $\delta_\delta$  підбирають відповідну стандартну посадку [2, 15 тощо], для якої найменший натяг  $\delta_{\min} \geq \delta_\delta$ .

#### Розрахунок а міцність деталей пресового з'єднання.

При перевірці міцності деталей з'єднання в розрахунках використовують найбільший можливий натяг  $\delta_{\max}$  вибраної посадки і відповідний йому найбільший розрахунковий натяг  $\delta_{p\max}$ , який визначають:

- при запресуванні

$$\delta_{\sigma\max} = \delta_{\max} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}); \quad (18.12)$$

- при температурному збиранні

$$\delta_{\sigma\max} = \delta_{\max}. \quad (18.13)$$

Найбільший розрахунковий натяг спричиняє появу на сполучених поверхнях відповідного максимального тиску, який на основі формули (18.9) дорівнює

$$p_{\max} = \delta_{\sigma_{\max}} / \left[ d \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2) \right]. \quad (18.13)$$

Епюри напруження у деталей 1 і 2 пресового з'єднання показані на рисунку 18.2, в, де  $\sigma_r$  напруження тиску у радіальному напрямі;  $\sigma_{t1}$ ,  $\sigma_{t2}$  – відповідно напруження тиску і розтягу у тангенціальному напрямі.

Для охоплюючої деталі 2 є небезпечні точки її внутрішньої поверхні для цих точок радіальне  $\sigma_r$  і тангенціальне  $\sigma_{t2}$  нормальні напруження визначають за формулами:

$$\sigma_r = -p_{\max}; \quad (18.14)$$

$$\sigma_{t2} = p_{\max} (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2). \quad (18.15)$$

У точках внутрішньої поверхні деталі 2 виникає плоский напружений стан, при якому головні напруження  $\sigma_1 = \sigma_{t2}$ ;  $\sigma_2 = 0$  і  $\sigma_3 = \sigma_r$ . Умова міцності для охоплюючої деталі 2 із пластичного матеріалу за гіпотезою найбільших дотичних напружень виглядає так

$$\sigma_{E2} = \sigma_1 - \sigma_3 = p_{\max} (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2) - (-p_{\max}) \leq [\sigma]_2.$$

Після перетворення одержимо

$$\sigma_{E2} = 2d_2^2 p_{\max} / (d_2^2 - d^2) \leq [\sigma]_2, \quad (18.16)$$

де  $[\sigma]_2$  – допустиме напруження розтягу для матеріалу охоплюючої деталі.

Для охоплюваної деталі 1 (рис. 18.2, б) кінцевого поперечного перерізу небезпечними є також точки внутрішньої поверхні. У цих точках виникає небезпечний стиск, при якому головні напруження такі

$$\sigma_1 = 0; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = \sigma_{t1} = -2d^2 p_{\max} / (d^2 - d_1^2).$$

Умова міцності для охоплюваної деталі

$$\sigma_{E1} = -\sigma_3 = 2d^2 p_{\max} / (d^2 - d_1^2) \leq [\sigma]_1 \quad (18.17)$$

де  $[\sigma]_1$  – допустиме напруження для матеріалу охоплюваної деталі.

Якщо охоплювана деталь має суцільний переріз, тобто  $d_1 = 0$ , то в довільній її точці виникає довільний стиск. Тоді головні напруження  $\sigma_1 = 0$ ;  $\sigma_2 = \sigma_3 = -p_{\max}$ . Умова міцності в цьому випадку матиме вигляд

$$\sigma_{E1} = p_{\max} \leq [\sigma]_1. \quad (18.18)$$

Допустимі напруження  $[\sigma]_1$  і  $[\sigma]_2$  можна брати близькими до границі текучості  $\sigma_T$  матеріалу деталей пресового з'єднання.

### 18.3 Приклад розрахунку пресового з'єднання

**Задача.** На рис. 18.2 зображене пресове з'єднання сталевого вала із сталевим шківом. Розрахувати на міцність з'єднання та його деталі за такими даними: крутний момент, що передає пресове з'єднання,  $T = 40$  Н·м; розміри деталей з'єднання –  $d = 40$  мм;  $d_1 = 12$  мм;  $d_2 = 112$  мм;  $\ell = 50$  мм; матеріал вала – сталь 45 ( $\sigma_{t1} = 360$  МПа;  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu_1 = 0,3$ ); матеріал шківа – сталь 30 ( $\sigma_{t2} = 290$  МПа;  $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu_2 = 0,3$ ); передбачається складання з'єднання за допомогою нагрівання шківа; коефіцієнт запасу зчеплення  $K = 1$ .

#### Розв'язання.

1. Розрахунок на міцність пресового з'єднання. Оскільки з'єднання передає тільки крутний момент, потрібний тиск на сполучених поверхнях вала та шківа слід визначити за формулою (18.5)

$$p \geq \frac{2KT}{\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f} = 2 \cdot 40 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40^2 \cdot 50 \cdot 0,12) = 2,65 \text{ МПа},$$

де  $f = 0,12$  – коефіцієнт тертя ковзання при складанні з'єднання за допомогою нагрівання шківів.

Розрахунковий натяг у з'єднанні дістанемо за формулою (18.9). Для деталей з'єднання коефіцієнти Ляме

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{40^2 + 12^2}{40^2 - 12^2} - 0,3 = 0,90; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{112^2 + 40^2}{112^2 - 40^2} + 0,3 = 1,60.$$

Тоді

$$\delta_\delta = p \cdot d \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2) = 2,65 \cdot 40 \cdot [0,90/(2,1 \cdot 10^5) + 1,6/(2,1 \cdot 10^5)] = 0,0013 \text{ мм}.$$

За цим натягом підбираємо потрібну стандартну посадку, що забезпечує такий натяг. У даному випадку можна вибрати посадку  $\varnothing 40H7/p6 \text{ } +0,025 / \text{ } \begin{smallmatrix} +0,042 \\ +0,026 \end{smallmatrix}$  із гарантованим мінімальним натягом  $\sigma_{\min} = 0,001 \text{ мм}$  (найбільш імовірний значно більший), а її можливий найбільший натяг  $\sigma_{\max} = 0,042 \text{ мм}$ , [2, 15 тощо].

При коефіцієнті лінійного розширення сталі  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ мм/}^\circ\text{C}$  потрібна різниця температур вала та шківів для складання з'єднання за формулою (18.1)

$$\Delta t = (\delta_{\max} + 0,08) / (\alpha d) = (0,042 + 0,08) / (12 \cdot 10^{-6} \cdot 40) = 254^\circ\text{C}.$$

2. Розрахунок на міцність деталей пресового з'єднання. За формулою (18.13) можливий максимальний тиск на сполучених поверхнях з'єднання

$$p_{\max} = \delta_{\max} / [d(C_1/E_1 + C_2/E_2)] = 0,042 / [40(0,90/(2,1 \cdot 10^5) + 1,6/(2,1 \cdot 10^5))] = 88,2 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне напруження у точках на поверхні отвору шківів дістанемо за формулою (18.16)

$$\sigma_{E2} = \frac{2d_2^2 p_{\max}}{d_2^2 - d^2} = 2 \cdot 112^2 \cdot 88,2 / (112^2 - 40^2) = 202,2 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне напруження у точках на поверхні отвору вала визначимо за формулою (18.17)  $\sigma_{E1} = 2d^2 p_{\max} / (d^2 - d_1^2) = 2 \cdot 40^2 \cdot 88,2 / (40^2 - 12^2) = 193,8 \text{ МПа}.$

Максимальні еквівалентні напруження у шківі  $\sigma_{E2}$  та у валу  $\sigma_{E1}$  не перевищують границь текучості матеріалів цих деталей, що забезпечує достатню міцність шківів та вала.

## 18.4 Контрольні запитання

1. За рахунок чого здійснюється з'єднання деталей з натягом?
2. Які з'єднання називають пресовими? Назвіть основні групи пресових з'єднань.
3. Назвіть переваги та недоліки пресових з'єднань.
4. Назвіть та охарактеризуйте основні технологічні методи складання пресових з'єднань.
5. За якими умовами розраховують пресові з'єднання?
6. У чому полягає розрахунок на міцність пресового з'єднання? Запишіть умови міцності пресового з'єднання для характерних випадків навантаження.
7. Як визначається розрахунковий та дійсний натяг пресового з'єднання?
8. У чому полягає розрахунок на міцність деталей пресового з'єднання?
9. Запишіть та проаналізуйте умови міцності деталей пресового з'єднання.

## 19 КОНІЧНІ ТА КЛЕМОВІ З'ЄДНАННЯ

### 19.1 Конічні з'єднання

В конічних з'єднаннях (рис. 19.1) вал 1 і маточина 2 мають контакт між собою по конічній поверхні; з'єднання затягується гайкою 3. Момент  $T$  на валу передається маточині за допомогою тертя, яке виникає на посадочній конічній поверхні внаслідок застосування осьової сили затягнення.

Конічні з'єднання застосовуються для передачі крутного моменту і осьової сили між валами та іншими деталями: зубчастими колесами, шківками, маховиками [23, 30, 36, 37].

Конусність визначається відношенням

$$K = \frac{d_1 - d_2}{\ell} = 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

де  $d_1$  і  $d_2$  – великий і малий діаметри вала на посадочній поверхні (рис. 19.1);

$\ell$  – довжина конічної поверхні;

$\alpha$  – кут нахилу твірної конічної поверхні до осі.

На практиці для з'єднань, які розбираються рідко, рекомендують конусність  $K = 1:50 \div 1:30$ ; для інших  $K = 1:20 \div 1:10$ .

**Переваги** конічних з'єднань:

- простота конструкції;
- відсутність шпонкових пазів, які зменшують міцність з'єднання;
- можливість змінювати щільність посадки маточини на вал затяганням гайки.

**Недоліки** конічних з'єднань:

- конічні посадочні поверхні вимагають високої точності виготовлення;
- у процесі експлуатації осьова затяжка зменшується і це призводить до зменшення тримкості (несучої здатності) з'єднання.

Розрахунок конічних з'єднань проводиться за умови, що після затягування на конічній поверхні контактні сили тертя  $pf$  ( $p$  – тиск,  $f$  – коефіцієнт тертя) розподілені рівномірно (рис. 19.1). У цьому випадку на конусній поверхні з'єднання виникає тиск

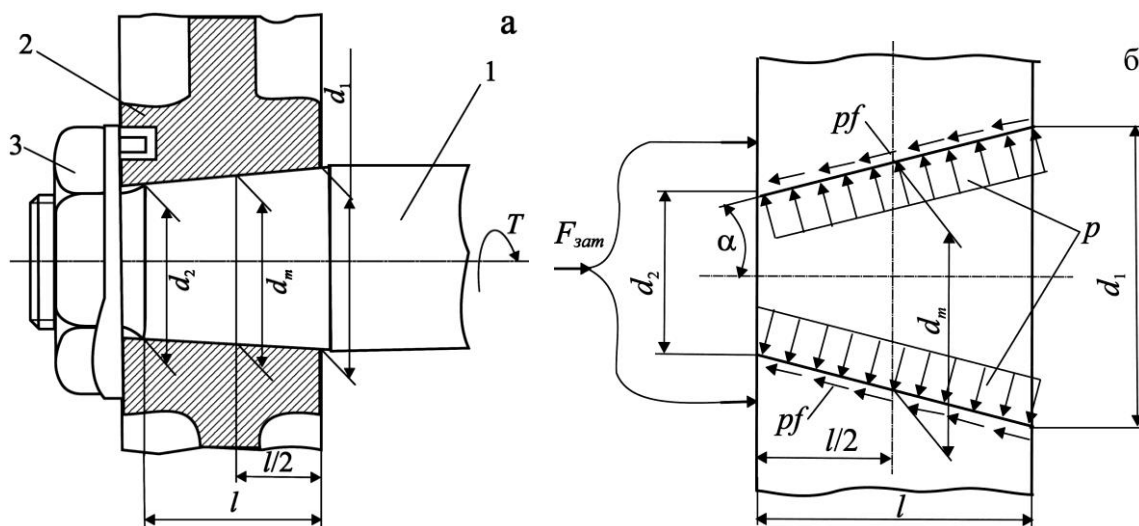


Рис. 19.1. Конічне з'єднання (а) і його розрахункова схема (б)

$$p = \frac{F_{\text{зам}}}{\pi d_m \ell (\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (19.1)$$

де  $F_{\text{зам}}$  – осьова сила затяжки маточини;  
 $d_m = (d_1 + d_2)/2$  – середній діаметр з'єднання.  
 Згідно рис. 19.1

$$kT = p \pi d_m \ell f d_m / 2.$$

З урахуванням (19.1) крутний момент визначається за формулою

$$T = \frac{F_{\text{зам}} d_m f}{2k(\sin \alpha + f \cos \alpha)}. \quad (19.2)$$

Для передачі з'єднанням заданого крутного моменту на поверхні контакту вал-маточина необхідно створити тиск

$$p = \frac{2kT}{\pi d_m^2 \ell f}, \quad (19.3)$$

для чого необхідно прикласти до маточини осьову силу затяжки

$$F_{\text{зам}} = \frac{2kT(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{d_m f}. \quad (19.4)$$

У практиці величини  $T$ ,  $F_{\text{зам}}$ ,  $p$  приймають з запасом міцності  $k = 1,3 \div 1,5$ .

## 19.2 Клемові з'єднання

Клемові з'єднання називають також фрикційно-гвинтовими; їх застосовують для закріплення на валах і осях таких деталей як важелі, шківи, кривошипи.

**Переваги** клемових з'єднань:

- простота монтажних і демонтажних операцій;
- можливість перестановки і регулювання з'єднання вал-клемма як в осьовому, так і в коловому напрямках.

**Недоліки** клемових з'єднань:

- недостатня тримкість;
- нестабільність коефіцієнту тертя;
- значний дисбаланс;
- великі габаритні розміри.

У практиці застосовують два типи клемових з'єднань: із прорізною маточиною (рис. 19.2, а) і з розрізною маточиною (рис. 19.2, б). Після затяжки гвинтів 1 і 2 маточина 4 буде щільно притиснута до валу 3. Завдяки цьому у з'єднанні виникає тиск  $p$ , що дозволяє навантажувати клемове з'єднання як крутним моментом так і осьовою силою.

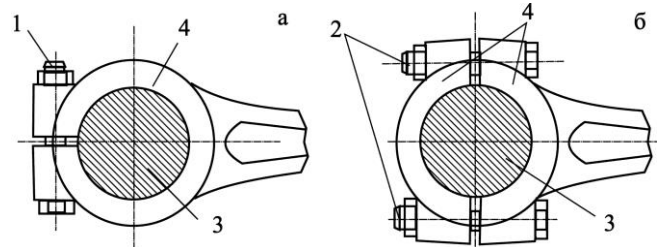


Рис. 19.2. Клемові з'єднання

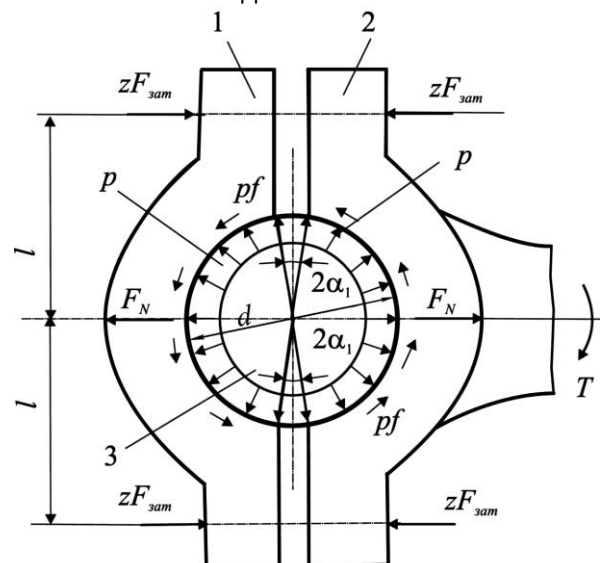


Рис. 19.3. Розрахункова схема клемового з'єднання

При розрахунку клемових з'єднань знаходять силу затяжки болтів і їх розмір. У наближених розрахунках приймають наступні припущення: деталі клеми 1, 2 (рис. 19.3) мають незначну згинальну жорсткість; тиск  $p$  рівномірно розподіляється по поверхням контакту валу 3 з маточиною. В цьому разі рівнодійна тиску на кожну півматочину буде визначатись за формулою

$$F_N = 2 \int_{\alpha_1}^{\pi/2} p \cos \alpha \frac{d \cdot \ell}{2} \cdot d\alpha \cong p \cdot \ell \cdot d, \quad (19.5)$$

де  $\ell$  – довжина клеми.

Сумарну нормальну до поверхні контакту вал-клема силу, що визначає величину сили тертя для кожної півматочини, знайдемо за формулою

$$F_{N\Sigma} \cong \frac{\pi}{2} p \cdot \ell \cdot d \cong \frac{\pi}{2} F_N. \quad (19.6)$$

При дії крутного моменту  $T$  умова міцності зчіплювання клеми з валом буде

$$2F_{N\Sigma} f (d/2) \geq T \quad \text{або} \quad \pi p f \ell (d^2/2) \geq T, \quad (19.7)$$

а при дії осьової сили

$$2F_{N\Sigma} f \geq F_a \quad \text{або} \quad \pi p f \ell d \geq F_a, \quad (19.8)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;

$F_a$  – осьова сила;

$d$  – діаметр валу.

З рівноваги сил, діючих на одну напівматочину (рис. 19.3) маємо  $F_N = 2zF_{зам}$ .

Після деяких перетворень і скорочень необхідна сила затягування  $F_{зам}$  буде визначатись за формулою

$$F_{зам} \geq T / (\pi f z d) \quad (19.9)$$

і при дії осьової сили

$$F_{зам} \geq F_a / (2\pi f z), \quad (19.10)$$

де  $z$  – половина кількості гвинтів, що стягують півматочину.

При одночасному навантаженні клемового з'єднання крутним моментом  $T$  і осьовою силою  $F_a$  силу затягування гвинтів визначають за формулами

$$F_{\Sigma} = \sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}; \quad F_{зам} \geq F_{\Sigma} / (2\pi f z). \quad (19.11)$$

Розрахунок клемових з'єднань з прорізною маточиною виконують за аналогічними формулами.

### 19.3 Контрольні запитання

1. Опишіть будову та призначення конічних з'єднань. Вкажіть їх переваги та недоліки.
2. Опишіть будову та призначення клемових з'єднань. Наведіть приклади їх застосування в сільському машинобудуванні.
3. Запишіть вираз для сили затягування гвинтів напівматочини.



## 20 ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

### 20.1 Загальні відомості та класифікація

Зварюванням називається технологічний процес отримання нероз'ємних з'єднань деталей шляхом місцевого нагрівання ділянок зварювальної зони до пластичного або рідкого стану з подальшим взаємним деформуванням. У результаті у застиглому і затверділому матеріалі стику деталей використовуються сили молекулярного зчеплення [2, 23, 30, 36, 37 тощо].

Нагрів здійснюють у струмені газового полум'я, електродугою, струмами короткого замикання, електронним променем, ультразвуком, тертям тощо. Залежно від способу нагріву розрізняють зварювання газове, електродугове, контактне, тертям тощо.

**Газове зварювання.** Найбільш розповсюджене киснево-ацетиленове зварювання, яке в основному застосовується для зварювання сталених виробів невеликої товщини, а також виробів з кольорових металів і сплавів. Зварювальний дріт, який подається у факел горіння, розплавляється і заповнює шов (рис. 20.1, а). Цей спосіб менш продуктивний, ніж електродугове зварювання.

**Електродугове зварювання.** Явище електричної дуги було відкрито академіком В.А. Петровим в 1802 р., а практичне застосування її для зварювання металів здійснено вперше російським винахідником М.М. Бенардсом у 1882 р. Подальшому розвитку електродугове зварювання завдячує українському академіку Є.О. Патону і його школі (Київський інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України).

Спосіб електродугового зварювання полягає у тому, що до зварюваних деталей 1 і 2 (рис. 20.1, б) наближається металевий електрод 3, приєднаний до одного з полюсів джерела струму. Зварювані деталі при приєднанні до другого полюсу утворюють електричну дугу, що розплавляє електрод і краї зварюваних деталей.

**Ручне** дугове зварювання використовується переважно для з'єднань зі складними за конфігурацією зварними швами, а також в індивідуальному та малосерійному виробництві для з'єднання деталей товщиною 1-60 мм і більше.

**Автоматичне** дугове зварювання металевим електродом під флюсом відрізняється від ручного тим, що воно виконується зварювальною машиною автоматично під шаром флюсу. До складу флюсу входять шлакоутворюючі наповнювачі (для захисту шва від впливу зовнішнього середовища). Таке зварювання забезпечує високу продуктивність та якість зварних швів. Цей метод економічно найдоцільніший для неперервних прямолінійних та кільцевих швів значної довжини, особливо у крупносерійному та масовому виробництві для зва-

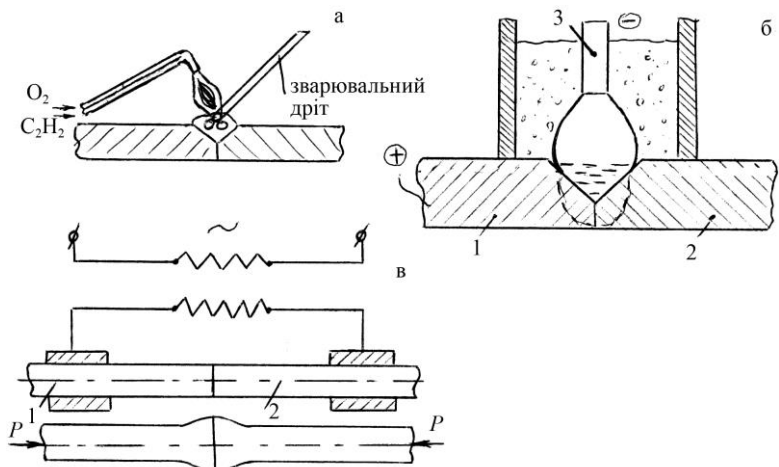


Рис. 20.1. Деякі схеми технологій зварювання

рювання деталей завтовшки 2-130 мм і більше.

**Електрошлакове** зварювання металевим електродом відрізняється від дугового зварювання тим, що в ньому джерелом нагрівання є теплота, яка виділяється при проходженні струму від електроду до деталі через шлакову ванну. Цей спосіб дуже продуктивний при зварюванні сталевих листів завтовшки 40-50 мм. На сьогодні таким способом зварюють сталеві та чавунні вироби завтовшки до 1 м, наприклад, станини прокатних станів, корпуси пресів.

**Контактне** зварювання (рис. 20.1, в) ґрунтується на нагріванні стику з'єднуваних деталей 1 і 2 теплотою, яка виділяється при проходженні через стик електричного струму. Нагрівання стику деталей здійснюється до температури пластичного стану матеріалу з подальшим стисканням деталей. Контактне шовне зварювання використовують для утворення герметичних швів, а контактне точкове – для виготовлення конструкцій, у яких герметичність швів не обов'язкова. Контактним зварюванням з'єднують деталі, виготовлені із тонколистових елементів.

Крім розглянутих вище, широко використовують спеціальні способи зварювання. Для з'єднання деталей із високолегованих сталей, різних сплавів та кольорових металів застосовують зварювання у середовищі інертних газів (аргону, гелію). Тугоплавкі метали і неметалеві матеріали (наприклад кераміка тощо) з'єднують у вакуумних камерах електронним променем або дифузійним зварюванням (для різнорідних матеріалів). Використовують також лазери, ультразвукове, вибухове зварювання. Велику перспективу має застосування плазмового процесу.

Переваги зварних з'єднань:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей;
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота технологічного процесу зварювання.

Недоліки зварних з'єднань:

- поява температурних напружень, що може призвести до викривлення деталей після зварювання;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- зниження стійкості проти корозії.

Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілісних. Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а й як технологічний метод виготовлення самих деталей. Зварені деталі у багатьох випадках успішно замінюють деталі ковані, штамовані або виготовлені литтям. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, корпуси редукторів, зубчасті колеса, шків, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден тощо.

## 20.2 Види зварних з'єднань і типи зварних швів

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

**Стикові з'єднання.** Вони є найраціональнішим видом зварних з'єднань і утворюються за допомогою дугового або контактного зварювання. Таке з'єднання виконують стиковим зварним швом, і його рекомендують для конструкцій, що сприймають вібронавантаження.

Зварні стикові з'єднання (рис. 20.2) бувають з *прямим* (а), *косим* (б) та *кільцевим* (в) швами. Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину  $\delta$  для забезпечення однакового нагрівання. Залежно від товщини  $\delta$  зварювані елементи деталей виготовляють з непідготовленими (рис. 20.2, г) або підготовленими (рис. 20.2, д, е, ж) кромками. Залежно від підготовки кромок деталей стиковий шов буває:

- односторонній без скосу кромок (рис. 20.2, г);
- односторонній зі скосом кромок – V-подібний (рис. 20.2, д);
- двосторонній з двома симетричними скосами однієї кромки – К-подібний (рис. 20.2, е);
- двосторонній з двома симетричними скосами двох кромок – Х-подібний (рис. 20.2, ж).

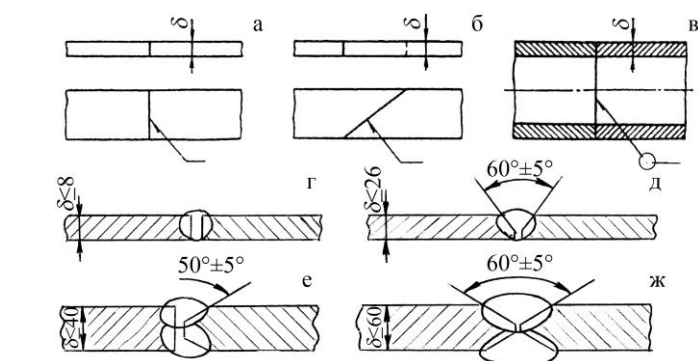


Рис. 20.2. Стикові зварні з'єднання деталей та форми стикових швів

**З'єднання внапусток.** Його виконують за допомогою кутових (валикових) швів (рис. 20.3). Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили  $F$  кутові шви (рис. 20.3) називаються *лобовими* (а), *фланговими* (б), *комбінованими* (в) і *кільцевими* (г).

Форма поперечного перерізу кутових швів (рис. 20.3) може бути нормальною (д), опуклою (е) або поліпшеною (ж, з). Нормальна та поліпшена форми зварних швів досягаються механічною обробкою їх після зварювання. Опукла форма швів сприяє підвищенню концентрації напружень. Мінімальна концентрація напружень має місце у швах поліпшеної форми при відношенні катетів 1:1,5 або 1:2. Катет зварного шва  $k$  треба брати за умови  $k \leq \delta$  (див. рис. 20.2, а), але не менш ніж 3 мм при товщині з'єднуваних елементів деталей  $\delta \geq 3$  мм. Розрахункову висоту  $m$  кутового шва (рис. 20.3, д, е, ж) беруть рівною висоті перерізу по бісектрисі А-А, яка для всіх форм швів приймається  $m = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ .

Довжина лобових швів  $\ell_n$  у напускних з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів  $\ell_\phi$  не повинна бути більш ніж 50 $k$ , оскільки зі збільшенням

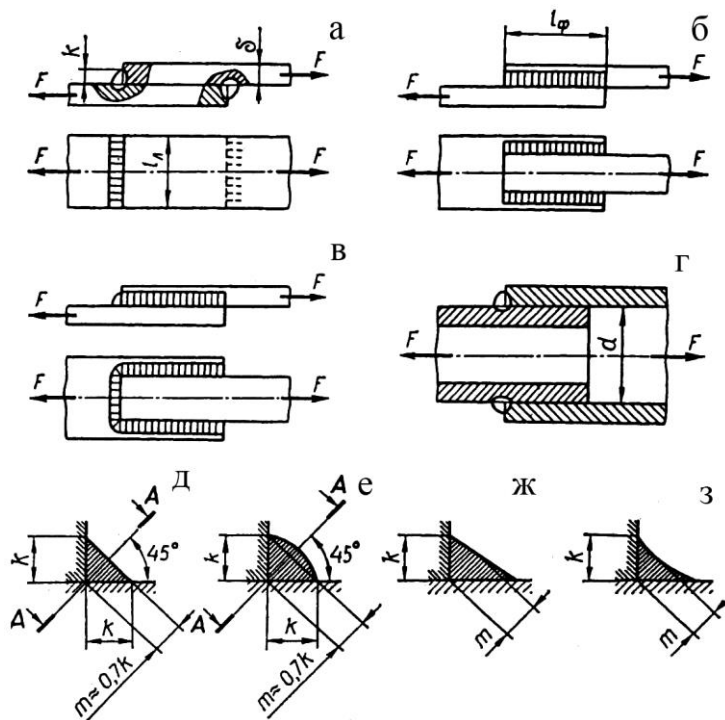


Рис. 20.3. Зварні напускні з'єднання та форми кутових швів

довжини  $\ell_\phi$  підвищується нерівномірність розподілення напружень у шві.

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднуваних деталей у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 20.4). Це з'єднання виконують без підготовки кромки деталі (рис. 20.4, а) або з підготовкою кромки (рис. 20.4, б, в). При статичному навантаженні з'єднання підготовку кромки можна не робити. Тоді катет  $k$  кутових швів не повинен бути більш ніж  $1,2\delta$  ( $\delta$  – найменша товщина зварюваних деталей).

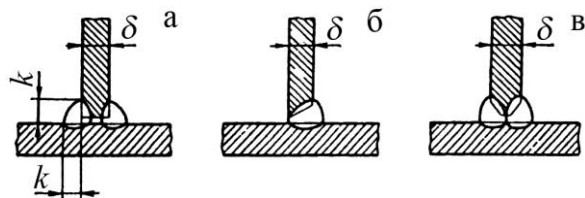


Рис. 20.4. Таврові зварні з'єднання

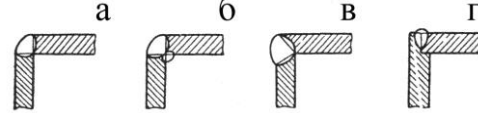


Рис. 20.5. Кутові зварні з'єднання

Кутове з'єднання відповідно з рис. 20.5 здійснюють без попередньої підготовки кромки (а, б) і з підготовкою кромки (в, г). У більшості випадків такі з'єднання є мало-навантажуваними і використовуються для забезпечення щільності.

У деяких випадках, коли міцність напускних з'єднань, виконаних лобовими та фланговими кутовими швами,

не забезпечується, додатково здійснюються коркові (рис. 20.6, а), прорізні (рис. 20.6, б) або проплавні (рис. 20.6, в) зварні шви. Корковий шов отримують шляхом заповнення розплавленим металом отворів круглої форми в одній (або в двох) із з'єднуваних деталей (так зване з'єднання електрозаклепками). Проріз для прорізного шва виконують уздовж лінії дії сили  $F$ . Проплавний шов здійснюється проплавленням однієї деталі з'єднання, що має меншу товщину.

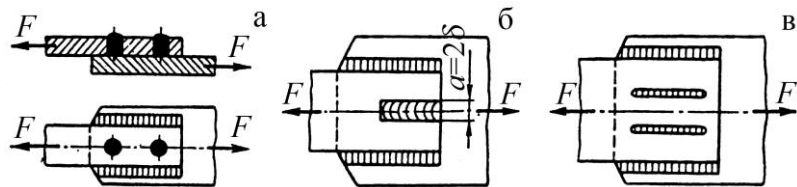


Рис. 20.6. Коркові, прорізні та проплавні зварні шви

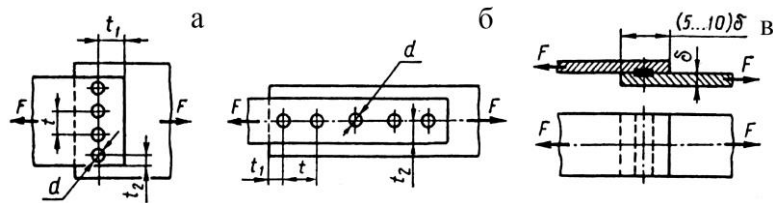


Рис. 20.7. З'єднання деталей контактним зварюванням

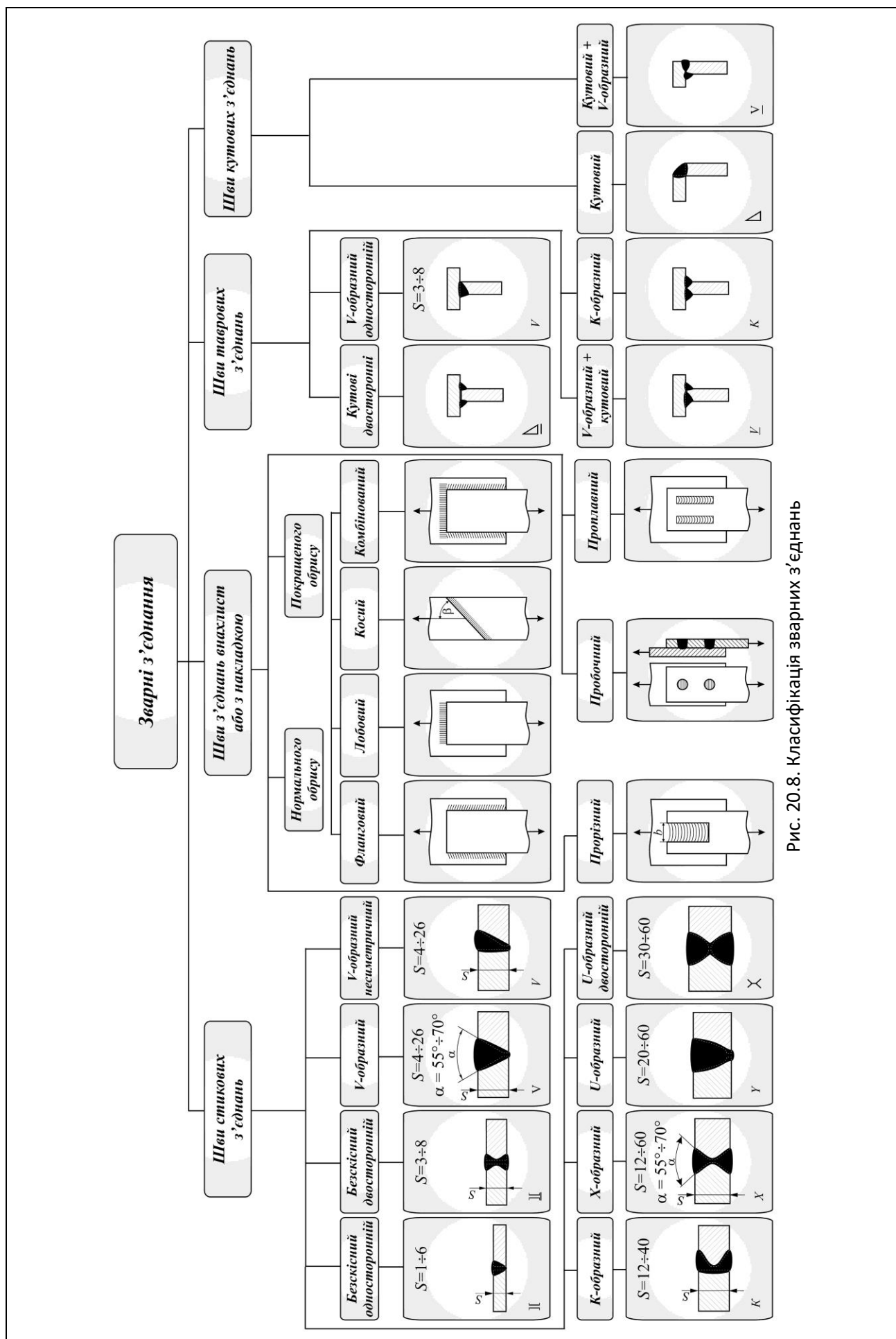
З'єднання точковим контактним зварюванням (рис. 20.7, а, б) застосовують для плоских деталей, сумарна товщина яких не перевищує 8-10 мм.

При товщині  $\delta \geq 2$  мм найтоншого із з'єднуваних сталевих елементів діаметр зварної точки  $d$  повинен задовольняти умові  $1,2\delta + 4 < d < 1,5\delta + 5$ .

Крок  $t$  зварних точок не повинен перевищувати  $3d$ , а відстань зварних точок від країв деталей  $t_1 \geq 2d$  і  $t_2 = 1,5d$ .

З'єднання шовним контактним зварюванням (рис. 20.7, в) використовують для тонколистових деталей ( $\delta \leq 2 \div 3$  мм).

Найбільш поширена класифікація зварних з'єднань подана на рис. 20.8.



### 20.3 Розрахунок зварних з'єднань

У залежності від прикладеного навантаження різні типи швів сприймають різні види напружень. У з'єднаннях встик шви можуть сприймати напруження розтягу, стиску чи згину. У з'єднаннях, виконаних валиковими швами (з'єднання внапусток, накладки, таврові і кутові), незалежно від напрямку сили, завжди виникають напруження зрізу.

На практиці розміри та типи зварних швів визначають за формою та конструкцією деталей. Тому розрахунок зварних з'єднань в основному виконують як перевірний.

При розрахунку зварних швів роблять наступні припущення.

1. Зусилля розподіляється рівномірно по довжині шва.
2. Напруження поширюється рівномірно по його робочому перетину.

При розрахунку зварного з'єднання дуже важливо встановити спочатку, до якого типу відноситься дане з'єднання і які сили діють на шов, їхнє взаємне розташування стосовно шва.

Розрахунок зварних з'єднань ведеться з урахуванням типу шва.

Стикові шви є найбільш досконалими у порівнянні з іншими швами, бо вони майже повноцінно відтворюють цілі деталі.

Стикові шви розраховуються на розрив чи на розтяг, при цьому за розрахункову висоту приймають товщину самої тонкої зі з'єднуваних деталей. Розрахунок стикових швів найчастіше зводиться до визначення довжини шва з умови міцності на розрив (рис. 20.9).

Якщо навантаження  $P$  невідоме, то вихідною умовою для розрахунку є рівномірність основного металу і зварного шва:

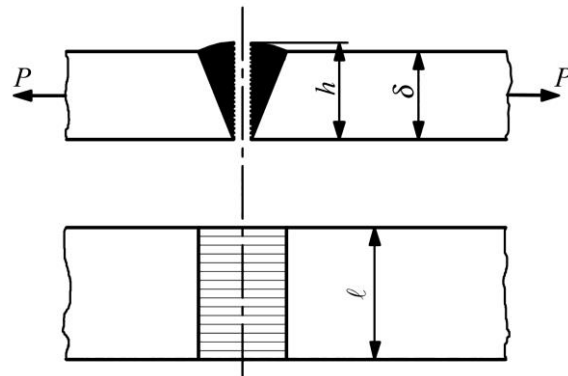


Рис. 20.9. Стикове зварне з'єднання

$$b\delta[\sigma]_p = \ell h[\sigma]'_p, \quad (20.1)$$

де  $[\sigma]_p$  – допустиме напруження на розрив для основного матеріалу (табл. 20.1, табл. 20.2);

$[\sigma]'_p$  – допустиме напруження для наплавленого металу, що залежить від якості і способів зварювання (табл. 20.1);

$\delta$  – товщина найтоншої деталі, що зварюється;

$h$  – висота шва (її приймають таку, що дорівнює товщині деталі);

$\ell$  – довжина шва;

$b$  – ширина деталі.

У розрахунках прямих швів приймають  $b = \ell$ .

При урахуванні основних і додаткових навантажень наведені у табл. 20.2 величини допустимого напруження варто збільшити на 10-20%.

У розрахунках  $[\sigma]'_p$  приймають у залежності від  $[\sigma]_p$  основного металу згідно з даними табл. 20.3.

Таблиця 20.1. Допустимі напруження для основного металу зварних конструкцій промислових споруд

Вид напружень	Допустимі напруження, МПа			
	Ст.0 та Ст.2		Ст.3	
	При врахуванні основних навантажень	При врахуванні основних і додаткових навантажень	При врахуванні основних навантажень	При врахуванні основних і додаткових навантажень
Розтяг, $[\sigma]_p$ Стиск, $[\sigma]_{cm}$ Згин, $[\sigma]_{zg}$	140	160	160	180
Зріз $[\tau]_{zp}$	90	100	100	110
Зминання торцевої поверхні елемента $[\sigma]_{zm}$	210	240	240	270

Таблиця 20.2. Допустимі напруження для основного металу зварних конструкцій кранових споруд

Види напружень	Допустимі напруження, МПа							
	при врахуванні основних навантажень				при врахуванні основних і додаткових навантажень			
	Ст.0 і Ст.2	Ст.3 і Ст.4	Ст.5	Низьколегована сталь	Ст.0 і Ст.2	Ст.3 і Ст.4	Ст.5	Низьколегована сталь
Розтяг, стиск і згин	120	140	175	210	145	170	210	250
Зріз	95	110	140	170	115	135	170	200
Зминання (торцеве)	180	210	260	315	220	255	315	375

Таблиця 20.3. Допустимі напруження  $[\sigma]'$  у зварних швах з маловуглецевих сталей (Ст.0, Ст.2 і Ст.3) при постійному навантаженні

Вид напружень	Ручне зварювання електродами			Автоматичне зварювання під шаром флюсу: ручне – електродами Е42
	Е34	Е42	Е42А	
Стиск	$0,75[\sigma]_p$	$1,00[\sigma]_p$	$1,00[\sigma]_p$	$1,00[\sigma]_p$
Розтяг і згин	$0,60[\sigma]_p$	$0,90[\sigma]_p$	$1,00[\sigma]_p$	$1,00[\sigma]_p$
Зріз	$0,50[\sigma]_p$	$0,60[\sigma]_p$	$0,70[\sigma]_p$	$0,60[\sigma]_p$

Таблиця 20.4. Коефіцієнти зменшення допустимого напруження

Характер навантаження	Стикові шви	Валикові (і інші) шви
Змінне	$\gamma = 1,0$	–
Знакозмінне	$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}$	$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}$

При дії на зварне з'єднання змінних навантажень допустимі напруження для зварних швів збільшуються на коефіцієнт зменшення допустимого напруження  $\gamma$ , який обчислюється за формулами табл. 20.2 ( $P_{\max}$ ,  $P_{\min}$  – найбільші і найменші за абсолютною величиною зусилля, узяті кожне зі своїм знаком).

Залежність (20.1) для розрахунку стикових швів на розрив чи розтяг дійсна і при стиску, тільки  $[\sigma]_p$  або  $[\sigma]'_p$  замінюють відповідно допустимими величинами  $[\sigma]_c$  або  $[\sigma]'_c$  при стиску.

При дії на стиковий шов моменту  $M$  у площині, перпендикулярній до площини стику (рис. 20.10), розрахунок шва виконують за формулою

$$\sigma' = \frac{M}{\delta \ell^2 / 6} \leq [\sigma]'_p. \quad (20.2)$$

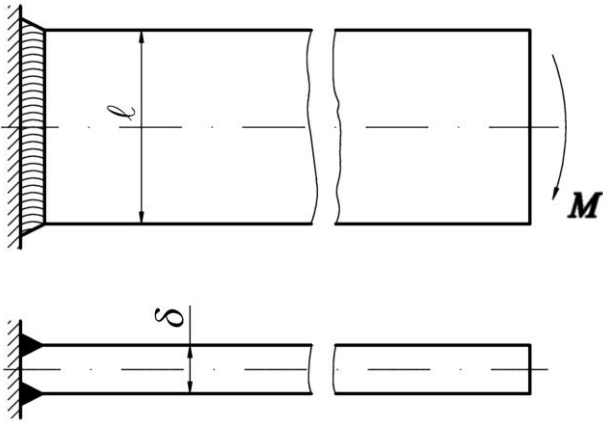


Рис. 20.10. Стиковий шов, навантажений моментом

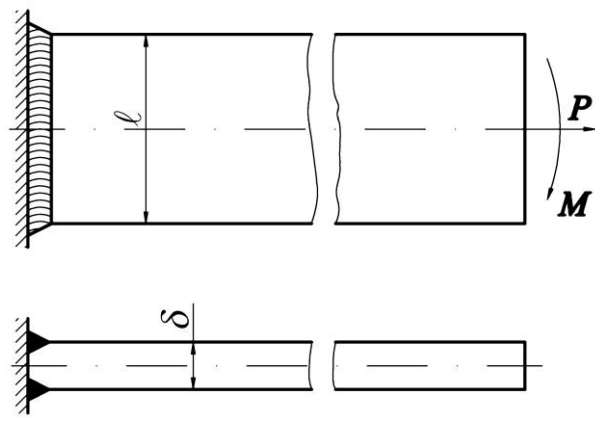


Рис. 20.11. Стиковий шов, навантажений моментом і силою

Якщо стиковий шов знаходиться під дією того ж моменту  $M$  і сили  $P$ , що розтягує (рис. 20.11), то такий шов розраховують за формулою

$$\sigma' = \frac{P}{\delta \ell} + \frac{M}{\delta \ell^2 / 6} \leq [\sigma]'_p, \quad (20.3)$$

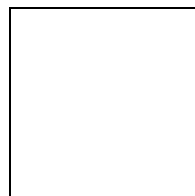
де  $\delta \ell^2 / 6$  – момент опору розрахункового шва при згині.

При звичайній технології зварювання величина  $[\sigma]'_p$  завжди менша  $[\sigma]_p$ . Відношення  $[\sigma]'_p / [\sigma]_p = \varphi$  – є **коефіцієнтом міцності шва**. Він коливається в межах  $0,6 \div 1$  і залежить від способу та якості зварювання, якості електродів.

Таким чином, рівноміцність з'єднання з основним металом можлива лише при  $[\sigma]'_p = [\sigma]_p$ .

Оскільки ця умова важко виконується, то міцність з'єднання збільшують шляхом застосування косих швів (рис. 20.2, б).

Косі стикові шви розраховуються аналогічно прямим, з тією лише різницею, що довжина шва буде



(20.4)

Кут скосу  $\beta$  приймають  $30 \div 45^\circ$ .

Шви внапусток застосовуються у з'єднаннях внапусток з накладками таврових і кутових.

У залежності від положення шва стосовно діючих зусиль шви бувають: лобові, флангові, косі і комбіновані.

При розрахунку таких швів передбачається, що вони працюють на деформацію розриву. Небезпечний переріз збігається з бісектрисою кута (рис. 20.13). Рівняння міцності валикового шва, навантаженого розтягуючою чи стискаючою силою, буде

$$P = 0,7 k \ell [\tau]'. \quad (20.5)$$

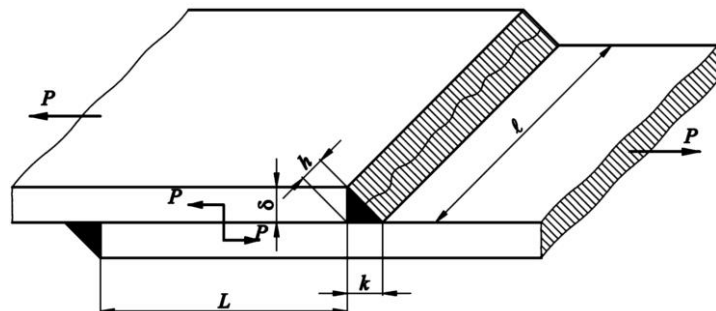


Рис. 20.13. Зварне з'єднання внапусток



При двосторонньому лобовому шві (зверху і знизу) рівняння міцності для розрахунку має вигляд:

$$P = 2 \cdot 0,7k\ell[\tau]'. \quad (20.6)$$

Мінімальна довжина лобового шва приймається рівною 40÷50 мм, а взагалі довжина лобових швів не обмежується.

При розрахунку увігнутих (рис. 20.3, з) і опуклих (рис. 20, е) швів змінюється лише величина  $0,7k$ .

При дії на кутовий шов згинаючого моменту і розтягуючої сили (рис. 20.14) він розраховується за формулою

$$\tau' = \frac{M}{0,7W} + \frac{P}{0,7F} \leq [\tau]'. \quad (20.7)$$

Якщо таке з'єднання навантажене моментом і силою, що зрізає, (рис. 20.15), то його розраховують за формулою

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{M}{0,7W}\right)^2 + \left(\frac{P}{0,7F}\right)^2} \leq [\tau]', \quad (20.8)$$

де  $M = PL$  – крутний момент;

$F = k\ell$  – площа шва;

$W = k\ell^2/6$  – момент опору шва.

При з'єднанні валиковими швами елементів конструкції з несиметричними перетинами (рис. 20.16), як, наприклад, скріплення кутового профілю з листом, довжини швів  $\ell_1$  і  $\ell_2$  приймають обернено пропорційно відстаням шва від лінії центра ваги перетину кутового чи іншого профілю. При загальній довжині швів  $\ell = \ell_1 + \ell_2$  одержимо

$$\ell_1 = \ell \frac{y}{x+y}; \quad \ell_2 = \ell \frac{x}{x+y}. \quad (20.9)$$

Рівняння міцності для такого з'єднання буде

$$P = 0,7k\ell[\tau]'. \quad (20.10)$$

При розрахунку з'єднань внапусток фланговими швами, навантажених моментом (рис. 20.17), максимальні напруження у швах визначають за формулою кручення

$$\tau = M/W_p, \quad (20.11)$$

де  $W_p$  – момент опору кручення, що визначається для перетину швів у площині руйнування.

Напруження розподіляються по

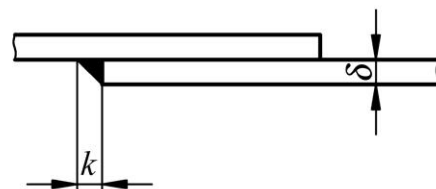
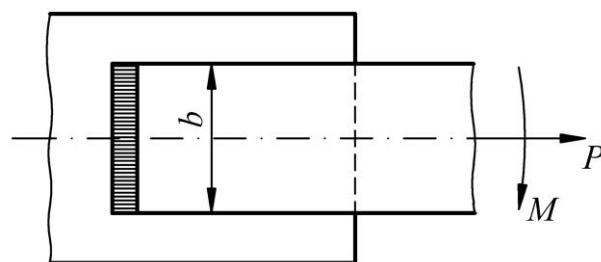


Рис. 20.14. До розрахунку кутових швів

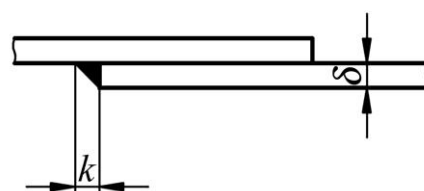
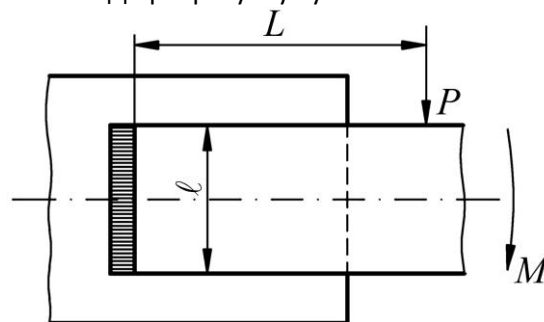


Рис. 20.15. Кутовий шов, навантажений моментом і силою

довжині шва нерівномірно, а їх напрямки різні (рис. 2.17, а). Нерівномірність розподілу напружень тим більша, чим більша довжина шва стосовно ширини штаби.

Для коротких швів ( $\ell < b$ ) вважають, що напруження спрямовані уздовж швів і розподілені по їх довжині рівномірно (рис. 20.17, б).

При цьому напруження у двох швах утворюють пари з плечем, що врівноважує момент навантаження  $M$ .

Наближений розрахунок такого з'єднання виконують за формулою

$$\tau' = \frac{M}{0,7Fb}, \quad (20.12)$$

де  $F = k\ell$  – площа шва.

При розрахунку комбінованого з'єднання (рис. 20.18), що включає лобовий і два флангових шви, умовно допускають, що всі шви працюють на зріз і навантажені однаково. Рівняння міцності з'єднання має вид

$$P = 0,7k\ell[\tau]',$$

де  $\ell = 2\ell_\phi + \ell_\pi$ .

Розрахунок комбінованих швів під дією моменту у площині стику (рис. 20.19) може виконуватися трьома способами: за принципом незалежності дії сил, по осьовому моменту інерції і по полярному моменту інерції.

Перший спосіб є наближеним, але забезпечує найбільшу простоту розрахунку, тому його застосовують частіше за інші.

Розрахунок базується на наступних припущеннях: шви працюють незалежно; флангові шви короткі ( $\ell_\phi < b$ ) і передають тільки сили спрямовані уздовж осі; катет шва  $k$  малий у порівнянні з розміром  $b$ . У розрахунках цим способом вважають, що зовнішній момент розподіляється між лобовим і фланговим швами пропорційно їхній навантажувальній здатності та визначається згідно формули

$$M = M_\phi + M_\pi, \quad (20.13)$$

де  $M_\phi$  – момент у флангових швах,

$$M_\phi = 0,7k\ell_\phi b\tau_\phi; \quad (20.14)$$

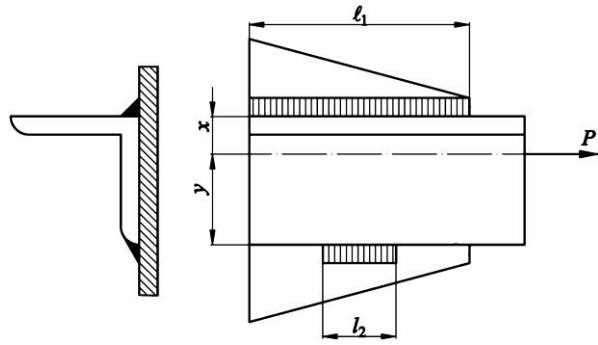


Рис. 20.16. Зварне з'єднання конструкції з несиметричними перетинами

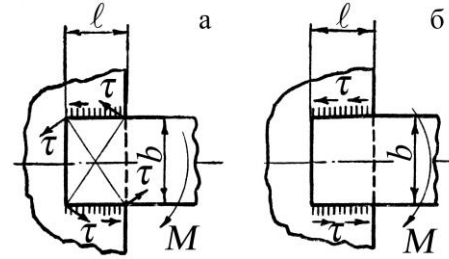


Рис. 20.17. До розподілу напружень по довжині шва

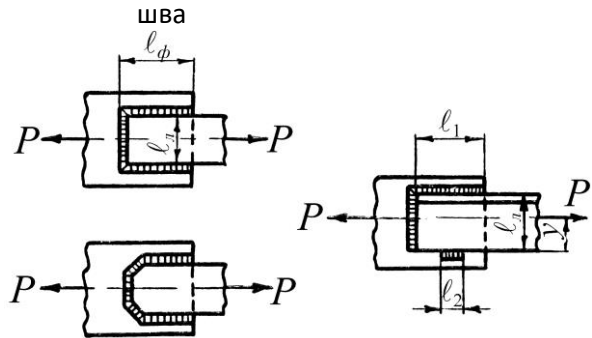


Рис. 20.18. Комбіноване зварне з'єднання

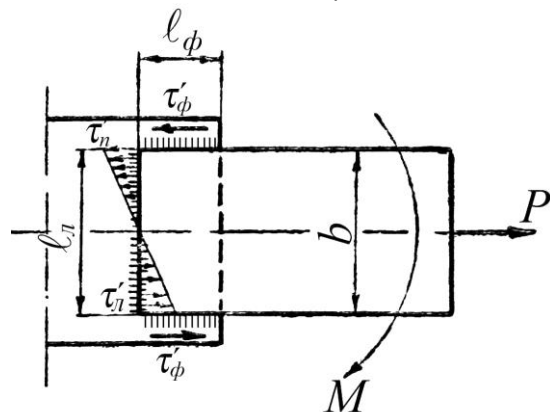


Рис. 20.19. Комбіноване зварне з'єднання, навантажене моментом

$M_n$  – момент у лобовому шві,

$$M_{\bar{e}} = 0,7 \frac{k \ell_{\bar{e}}^2}{6} \tau'_{\bar{e}}. \quad (20.15)$$

За умовами рівномірності приймають довжину флангових швів у комбінованих з'єднаннях не більше половини лобового

$$\ell_{\delta} = 0,5 \ell_{\bar{e}}, \text{ а } \tau'_{\delta} = \tau'_{\bar{e}}.$$

Розрахункове рівняння при даному способі розрахунку має вигляд

$$\tau'_M = \frac{M}{0,7 k \ell_{\delta} \ell_{\bar{e}} + 0,7 k \ell_{\bar{e}}^2 / 6}. \quad (20.16)$$

Напруження у швах від розтягуючої сили розподіляються, як зазначено вище, та визначаються згідно формули

$$\tau'_P = \frac{P}{2 \cdot 0,7 k \ell_{\delta} + 0,7 k \ell_{\bar{e}}}. \quad (20.17)$$

Позначивши ці напруження через  $\tau'$ , отримаємо сумарне максимальне напруження:

$$\tau' = \tau'_M + \tau'_P \leq [\tau]. \quad (20.18)$$

## 20.4 Приклади розрахунків зварних з'єднань

**ПРИКЛАД 1.** Розрахувати довжину швів  $\ell_1$  і  $\ell_2$  (рис. 20.20). Навантаження статичне. Матеріал швелера і косинки – сталь Ст3;  $F = 35$  кН;  $\ell = 0,6$  м;  $\delta = 6$  мм, електроди Е42; зварювання ручне.

**РОЗРАХУНОК.**

1. Вибір катета  $k$  зварних швів та допустимих напружень.

Оскільки товщина стінки швелера №30  $\delta_m = 6,5$  мм і товщина косинки  $\delta = 6$  мм, можна прийняти довжину катета зварних швів  $k = 6$  мм.

Оскільки матеріал деталей з'єднання є Ст3 з межею текучості  $\sigma_T = 235$  МПа [2], то за умови, що коефіцієнт запасу міцності  $s = 2$ , допустиме напруження розтягу для деталей визначиться

$$[\sigma]_p = \sigma_{\delta} / s = 235 / 2 = 118 \text{ МПа}.$$

Тоді допустиме напруження зрізу для кутових зварних швів, виконаних ручним зварюванням електродами Е42 згідно табл. 20.3 буде

$$[\tau]' = 0,60 [\sigma]_p = 0,60 \cdot 118 = 70,8 \text{ МПа}.$$

2. Визначення навантажень на зварні шви (рис. 20.20).

За умови, що  $\ell_1 = \ell_2 < h$ , де  $h = 300$  мм – висота швелера № 30, то діючі уздовж зварних швів навантаження  $F_1$  і  $F_2$  можна визначити за умовою рівноваги косинки

$$F(\ell + 0,5h) - F_2 h = 0,$$

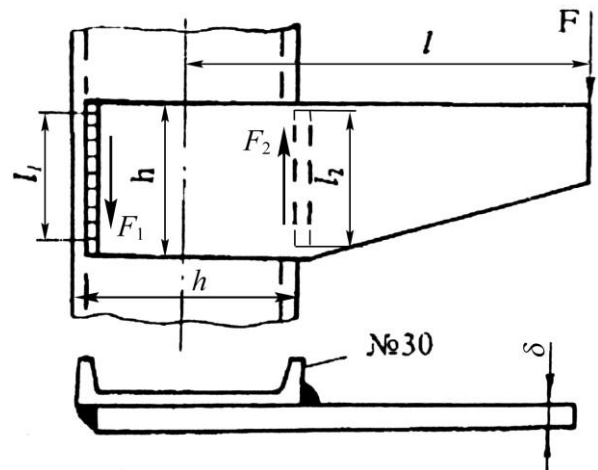


Рис. 20.20. Зварне з'єднання швелера і косинки

$$F_2 = F(\ell + 0,5h)/h = 35000(0,6 + 0,5 \cdot 0,3)/0,3 = 87500 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_2 - F = 87500 - 35000 = 52500 \text{ Н}.$$

3. Визначення довжини зварних швів.

За умовою міцності зварних швів на зріз маємо

$$\tau'_1 = F_1(0,7k\ell_1) \leq [\tau]'; \quad \ell_1 = F_1 / (0,7k[\tau]') = 52500 / (0,7 \cdot 6 \cdot 70,8) = 176 \text{ мм};$$

$$\tau'_2 = F_2(0,7k\ell_2) \leq [\tau]'; \quad \ell_2 = F_2 / (0,7k[\tau]') = 87500 / (0,7 \cdot 6 \cdot 70,8) = 294 \text{ мм}.$$

Остаточно можна прийняти  $\ell_1 = 180 \text{ мм}$  і  $\ell_2 = 295 \text{ мм}$ . При цьому витримується умова  $\ell \leq 50k = 50 \cdot 6 = 300 \text{ мм}$ .

4. Перевірка міцності косинки.

Косинка знаходиться під дією деформації згину, причому максимальний згинальний момент

$$M_{\max} = F(\ell - 0,5h) = 35000(0,6 - 0,5 \cdot 0,3) = 15750 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а осьовий момент опору перерізу косинки

$$W_0 = \delta b^2 / 6 = 6 \cdot 295^2 / 6 = 87025 \text{ мм}^3.$$

Для матеріалу косинки Ст3 допустиме напруження згину можна прийняти  $[\sigma]_{\text{зг}} = [\sigma]_p = 118 \text{ МПа}$  (див. п. 1). Тоді за умовою міцності косинки на згин маємо

$$\sigma_{\text{зг}} = M_{\text{зг}} / W_0 = 15750 \cdot 10^3 / 87025 = 18,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зг}} = 118 \text{ МПа},$$

тобто міцність косинки забезпечується.

ПРИКЛАД 2. Розрахувати довжину швів

$\ell$  зварного з'єднання кронштейна блока зі швелером (рис. 20.21) за такими параметрами:  $F = 6,5 \text{ кН}$ ;  $h = 0,3 \text{ м}$ ;  $\delta = 10 \text{ мм}$ ,  $\alpha = 90^\circ$ , матеріал кронштейна та швелера – сталь Ст3.

РОЗРАХУНОК.

1. Вибір основних параметрів зварного з'єднання.

Ураховуючи товщину кронштейна  $\delta = 10 \text{ мм}$ , можна прийняти довжину катета зварних швів  $k = 10 \text{ мм}$ .

Зварювання доцільно виконувати ручним способом електродами Е42. Допустиме напруження зрізу для кутових зварних швів

$$[\tau]_{\text{зг}}' = 0,60[\sigma]_p = 0,60 \cdot 157 = 94,2 \text{ МПа}.$$

Для деталей, виготовлених із Ст3 з межею текучості  $\sigma_t = 235 \text{ МПа}$  та при коефіцієнті запасу міцності  $s = 1,5$ , допустиме напруження розтягу буде

$$[\sigma]_p = \sigma_t / s = 235 / 1,5 = 118 \text{ МПа}.$$

Ширина полицки швелера, згідно з рис. 20.21 повинна бути  $b \geq 5\delta = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм}$ . За стандартом приймаємо швелер № 14а, що має ширину полицки  $b = 62 \text{ мм}$ .

2. Визначення ширини  $\ell$  кронштейна.

Кронштейн знаходиться під дією деформації згину, причому максимальний згинальний момент

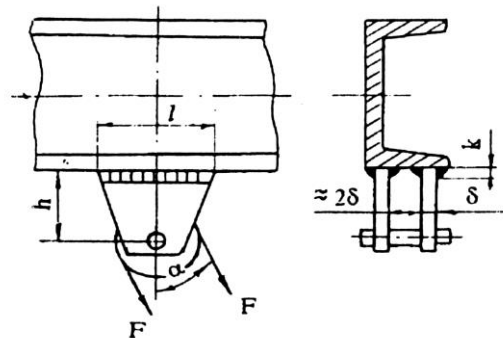


Рис. 20.21. Зварне з'єднання до прикладу 2

$$M = 2Fh = 2 \cdot 6,5 \cdot 0,3 = 3,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Осьовий момент опору перерізу кронштейна, де діє максимальний згинальний момент, визначиться за формулою

$$W_0 = 2\delta\ell^2/6 = 2 \cdot 10\ell^2/6 = 3,33\ell^2.$$

З умови міцності кронштейна на згин  $\sigma_{32} = M/W_0 = [\sigma]_{32}$  маємо

$$\ell \geq \sqrt{M/(3,33[\sigma]_{32})} = \sqrt{3,9 \cdot 10^6 / (3,33 \cdot 157)} = 86 \text{ мм}.$$

Тут для Ст3 прийнято допустиме напруження згину  $[\sigma]_{32} = 157 \text{ МПа}$ .

Остаточно приймаємо  $\ell = 95 \text{ мм}$ , тоді загальна довжина швів  $\ell_w = 4\ell = 4 \cdot 95 = 380 \text{ мм}$ .

3. Перевірка міцності зварних швів.

У заданих швах виникають напруження зрізу: від дії згинального моменту  $M$

$$\tau_M = M/W_0 = 6M/(4 \cdot 0,7k \cdot \ell^2) = 6 \cdot 3,9 \cdot 10^6 / (4 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 95^2) = 92,6 \text{ МПа};$$

від дії сили  $2F$

$$\tau_F = 2F/A = 2F/(4 \cdot 0,7k \cdot \ell) = 2 \cdot 6,5 \cdot 10^3 / (4 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 95) = 4,9 \text{ МПа}.$$

Сумарне напруження зрізу на кінцях зварних швів

$$\tau = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2} = \sqrt{92,6^2 + 4,9^2} = 92,73 \text{ МПа}.$$

Міцність зварних швів забезпечується, оскільки

$$\tau = 92,73 \text{ МПа} < [\tau]_{32} = 94,2 \text{ МПа}.$$

## 20.5 Контрольні запитання

1. Назвіть та охарактеризуйте основні способи з'єднання деталей зварюванням.
2. Які переваги та недоліки зварних з'єднань?
3. Які бувають види зварних з'єднань? Назвіть типи зварних швів. Наведіть приклади.
4. Яка основна умова має бути при розрахунках стикових зварних з'єднань? Наведіть приклад розрахунку.
5. За якою умовою міцності розраховують кутові зварні шви? Визначте переріз кутового шва, де проходить його руйнування.
6. Наведіть приклади розрахунку на міцність зварного з'єднання внапусток.
7. Наведіть приклад розрахунку на міцність зварного таврового з'єднання.
8. Охарактеризуйте розрахунок на міцність з'єднань, виконаних контактним зварюванням.
9. Від яких факторів залежать допустимі напруження для зварних швів?
10. Визначте фактори, що впливають на міцність зварних з'єднань.

## 21 ПАЯНІ ТА КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ

### 21.1 Паяні з'єднання

**21.1.1. Загальні відомості.** Паянням називається спосіб з'єднання деталей розплавленим припоєм, який затікає у зазор між ними. Паяні з'єднання є нерознімними, міцність яких базується на взаємній дифузії елементів припою і металу з'єднуваних деталей і забезпечується силами молекулярної взаємодії [23, 30, 36, 37].

**Переваги** паяних з'єднань:

- можливість з'єднання деталей з різнорідних матеріалів, наприклад, чорних металів з кольоровими металами, металів з графітом, феритом;
- висока технологічність;
- можливість розпаяння з'єднань.

**Недоліки** паяних з'єднань:

- велика доля ручної роботи і мала можливість застосування автоматичних пристроїв;
- порівняно невелика міцність з'єднання на зсув і на відрив;
- висока трудомісткість високотемпературного паяння.

Високотемпературні методи паяння застосовують для одержання нерознімних з'єднань таких важливих конструкцій, як камери згорання реактивних двигунів, лопаток турбін, деталей ядерних реакторів і других конструкцій із тугоплавких матеріалів (молібдену, ніобію, вольфраму), що погано зварюються. У сільськогосподарському машинобудуванні і при ремонті техніки методи паяння застосовують для одержання герметичних з'єднань, наприклад, деталей карбюраторів, масляних і водяних радіаторів тощо.

**21.1.2. Конструкції паяних з'єднань.** Мето-

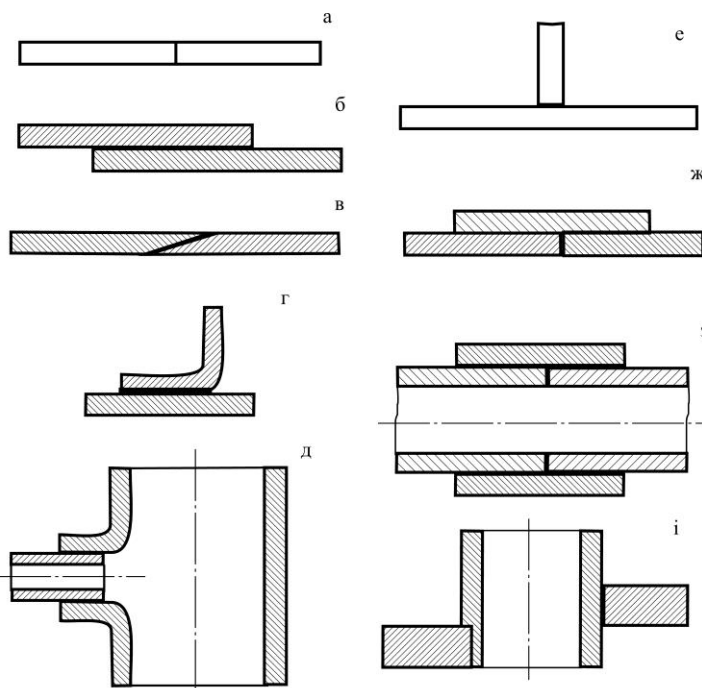


Рис. 21.1. Види паяних з'єднань: а – стикове; б – напусткове; в – косостикове; г – кутове; д, і – герметичні; е – таврове; ж – комбіноване; з – телескопічне

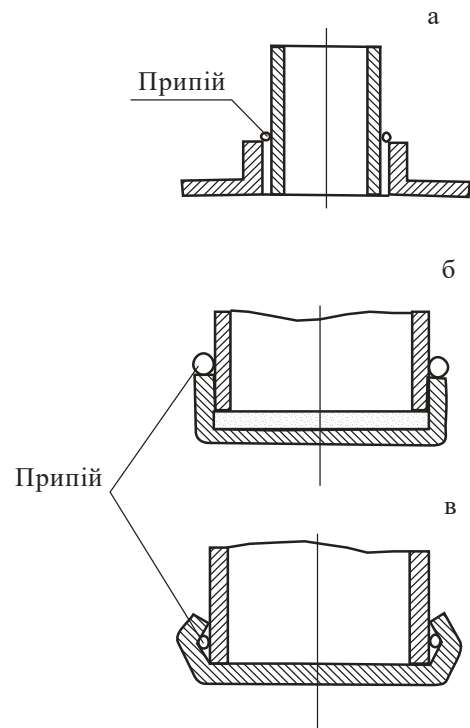


Рис. 21.2. Паяні з'єднання з посадочним пояском (а) та упорами (б, в)

дом паяння з'єднують деталі різної форми: листи, труби, кутники, стрижні. При цьому застосовують такі види з'єднань: стикові, напусткові, таврові, кутові, комбіновані, телескопічні та інші. Найбільш поширеними є напусткові з'єднання, стикові і таврові застосовуються обмежено. Види паяних з'єднань показані на рис. 21.1. При виготовленні герметичних конструкцій необхідно застосовувати напусткові з'єднання (рис. 21.1, б, д, е, ж, з, і); при з'єднанні труб з фланцями потрібно передбачити установчий поясок або опору (рис. 21.2).

При будь-якому методі паяння між деталями необхідно залишати зазор 0,01-0,4 мм, щоб туди міг затікати припій.

**21.1.3. Припої.** Міцність паяних з'єднань залежить від міцності припою, механічної обробки та чистоти з'єднуваних поверхонь, активності взаємодії розплавленого припою та основного металу тощо.

Припої поділяються на низькотемпературні ( $T_{пл} < 450^\circ\text{C}$ ) та високотемпературні ( $T_{пл} \geq 450^\circ\text{C}$ ). Основними компонентами низькотемпературних припоїв є олово і свинець; високотемпературних – цинк, мідь, срібло та нікель.

Механічні характеристики та сфери застосування припоїв подаються у табл. 21.1.

Таблиця 21.1. Механічні характеристики та сфери застосування поширених припоїв

Припій	Основа	Температура плавлення, $^\circ\text{C}$	Границі міцності		Призначення
			$\sigma_b$ , МПа	$\tau_{мц}$ , МПа	
Цинково-олов'яний ПОССу40-2	Цинк олово	230	45	30	Для паяння деталей електротехнічної та приладобудівної промисловості та медичної апаратури
Мідно-цинковий ПМЦ54	Мідь цинк	860	350	220	Для більшості деталей, окрім тих, які піддаються ударним чи вібраційним навантаженням
Срібно-мідний ПСр45	Срібло мідь	720	400	170	Для паяння трубопроводів, патрубків та ін. деталей і вузлів з конструкційних та корозійностійких сталей, які працюють до температур 350-450 $^\circ\text{C}$

Для зменшення окислення поверхонь деталей з'єднання використовують спеціальні флюси. Для низькотемпературних припоїв використовують в основному кислотні та каніфольні флюси; для високотемпературних припоїв – боридні, боридно-вуглекислі та інші.

**21.1.4. Розрахунки паяних з'єднань.** Такі розрахунки аналогічні розрахункам зварних з'єднань. Допустимі напруження обумовлюються міцністю використаного припою.

Для стикових паяних з'єднань (рис. 21.3, а) умова міцності на розтяг

$$\sigma = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma],$$

де  $F$  – сила розтягу;  
 $b, \delta$  – геометричні розміри з'єднання;

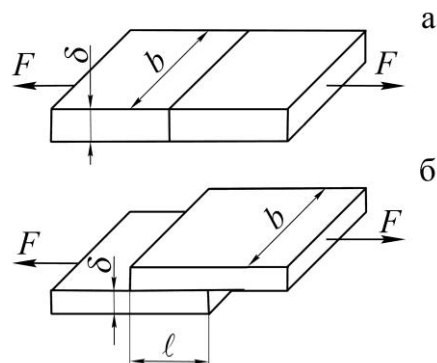


Рис. 21.3. Стикове (а) і напусткове (б) паяне з'єднання

$\sigma$  – діюче напруження;

$[\sigma]$  – допустиме напруження розтягу для паяних з'єднань (табл. 21.2).

При розрахунку напусткових з'єднань (рис. 21.3, б) умова міцності на зріз буде

$$\tau = \frac{F}{b\ell} \leq [\tau],$$

де  $\ell$  – величина напустку;

$[\tau]$  – допустиме напруження на зріз для паяних з'єднань (табл. 21.2).

При других видах навантажень розрахунок напусткових з'єднань проводять за формулами, що аналогічні для зварних з'єднань.

Таблиця 21.2. Допустимі напруження для паяних з'єднань

Матеріал з'єднуваних деталей	Припій	Способи нагріву при паянні	Допустимі напруження для з'єднань, МПа	
			Стикових	Напусткових
Мідь	Цинк	Паяльником	40 – 50	30 – 40
	ПОС40	–«–	60 – 70	40 – 50
	ПОС18	–«–	80 – 90	25 – 40
	ПСр45	У печі	300 – 320	240 – 300
Маловуглецева сталь	Цинк	Паяльником	80	40
	ПОС40	–«–	100	60
	ПОС18	–«–	105	50
	ПСр45	У печі	220 – 240	170 – 180
	ВПр2	–«–	300 – 400	150 – 300
	Мідь МІ	–«–	350 – 400	170 – 200

## 21.2 Клейові з'єднання

**21.2.1. Загальні відомості.** Клейові з'єднання відносяться до нероз'ємних з'єднань деталей за допомогою клею, який утворює між ними тонкий прошарок, так званий клейовий шов. В основі цього процесу лежать два явища: явище адгезії, тобто поверхневого схоплення, і когезії – внутрішнього міжмолекулярного зв'язку.

**Переваги** клейових з'єднань:

- технологічність операцій склеювання;
- можливість з'єднання деталей з різнорідних матеріалів (сталь, гума, пластмаса, мідь та інші);
- клей заповнює мікрозазори, що дає можливість створити герметичні з'єднання;
- прошарок клею є хорошим теплоступовоїзолятором;
- прошарок клею не зменшує міцність деталей з'єднання.

**Недоліки** клейових з'єднань:

- нестабільність фізико-механічних параметрів з'єднання з часом експлуатації, так званий ефект старіння, що приводить до зменшення міцності клейового шва;
- незначна міцність при відриві і особливо при відриві зі згинанням;
- залежність міцності з'єднань від температури, умов роботи, хімічних реагентів;
- особлива вимога до підготовки поверхонь для склеювання.

Процес склеювання складається з наступних операцій: механічна і хімічна підготовка поверхонь деталей (обробка наждачною шкіркою або піском для придання поверхні більшої шорсткості; обезжирювання поверхні бензином, бензолом або ацетоном); нанесення клею на поверхні та складання деталей; витримування з'єднання при заданій температурі та тиску.



Клейові з'єднання набули значного поширення у машинобудуванні, у ремонті сільськогосподарської техніки, у приладобудуванні для з'єднання тонкостінних конструкцій, листових матеріалів, гумових виробів (в основному шинної промисловості), пластмас. Як приклад міцності клейових з'єднань можна навести конструкції мостів, деякі деталі у літаках.

**21.2.2. Види і марки клеїв.** В останній час завдяки розвитку хімії на базі фенольних, епоксидних та інших смол створені різні види клеїв: неорганічні, поліуретанові, епоксидні, фенолформальдегідні, поліакрилові, синтетичні.

Слід зазначити, що ця галузь інтенсивно розвивається і кількість клеїв сьогодні сягає десятків тисяч. У практиці потрібно користуватись довідковою літературою і підбирати марку клею, його механічні характеристики, а також метод полімеризації (наприклад, при кімнатній температурі), які найбільше відповідали б технологічному процесу з'єднання деталей.

**21.2.3. Види клейових з'єднань.** Конструктивно клейові з'єднання аналогічні зварним і паяним, основні види з'єднань такі самі, як і на рис. 21.1. З'єднання мають високу міцність при деформаціях стиску і зсуву; при нерівномірному відриві їх міцність значно зменшується. Для одержання особливо міцних клейових з'єднань, що працюють при вібраційних і ударних навантаженнях, потрібно використовувати комбіновані з'єднання: клеєрізьбові, клеєзаклепкові та клеєзварні.

У практиці при проектуванні клейових з'єднань звичайно віддають перевагу таким конструкціям, які працюють на стиск і зсув.

### **21.3 Контрольні запитання**

1. Назвіть області застосування паяних і клейових з'єднань. Їх переваги і недоліки.
2. Наведіть приклади застосування паяних і клейових з'єднань в сільському машинобудуванні.
3. Наведіть конструкції паяних з'єднань.
4. Наведіть конструкції клейових з'єднань. Види і марки клеїв.

## 22 РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

### 22.1 Загальні відомості і класифікація

Різьбовими називають роз'ємні з'єднання деталей машин, які здійснюються за допомогою елементів, що мають різьбу. У деталях різьбових з'єднань застосовують кріпильні різьби [3, 23, 26, 30, 31, 44].

Основним елементом різьбових з'єднань є різьба, яка уявляє собою по чергово розташовані по гвинтовій лінії на поверхнях з'єднувальних деталей виступи і канавки визначеного профілю. Гвинтову лінію утворює гіпотенуза прямокутного трикутника при навірчуванні її на прямий круговий циліндр або конус (рис. 22.1).

Контур різьби в осьовій площині циліндра або конуса називається профілем різьби. Якщо плоску фігуру (трикутник, трапецію та ін.) переміщати по гвинтовій лінії так, щоб її площина при русі завжди проходила через вісь гвинта, то ця фігура утворює різьбу відповідного профілю.

Різьби класифікують за такими основними ознаками:

- залежно від форми профілю розрізняють різьби трикутні, трапецеїдальні, прямокутні, круглі;
- залежно від виду поверхні, на якій утворена різьба розрізняють циліндричні та конічні різьби;
- залежно від розташування поверхні, на якій утворена різьба, розрізняють зовнішню (нарізну на валу) і внутрішню (нарізну в отворі) різьби;
- за експлуатаційним призначенням різьби поділяють на кріпильні (метричні), кріпильно-ущільнювальні (трубні, конічні), ходові (трапецеїдальні, упорні);
- в залежності від напрямку гвинтової лінії різьби бувають праві і ліві. У правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і уверх, а у лівої – справа наліво і уверх; найбільш поширена права різьба;
- в залежності від числа заходів різьби поділяються на однозахідні і багатозахідні; якщо на різьбовій деталі у поперечному перерізі спостерігається один виток, то це – однозахідна різьба, два (через  $180^\circ$ ) – двозахідна, три (через  $120^\circ$ ) – тризахідна тощо;
- за величиною кроку розрізняють різьби з нормальним (крупним) і малим кроками.

Переваги різьбових з'єднань:

- простота конструкції;
- висока несуча здатність;
- надійність;
- зручність з'єднання та роз'єднання деталей;
- наявність значної номенклатури різьбових деталей;
- широка стандартизація, уніфікація, взаємозамінність та мала вартість в умовах масового виробництва.

Основним недоліком різьбових з'єднань є наявність значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових де-

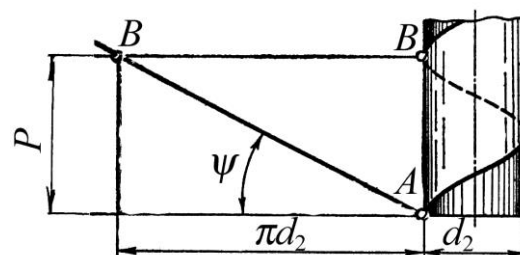


Рис. 22.1. Схема утворення гвинтової лінії

талей, що знижує їх втомну міцність при дії змінних навантажень.

## 22.2 Основні геометричні параметри кріпильних різьб

Для з'єднання деталей застосовують в основному циліндричні кріпильні різьби. Конічна різьба використовується лише для герметичних з'єднань.

Кріпильні різьби поділяються на метричні, трубні та круглі.

Метрична різьба (рис. 22.2, а) – основна і найбільш розповсюджена. Таку назву вона має тому, що всі її розміри задаються в міліметрах, на відміну від дюймової різьби, розміри якої задаються в дюймах. Має профіль у вигляді рівнобічного трикутника. Вершини витків та впадин притуплені, що знижує концентрацію напружень, запобігає пошкодженням різьби, а також задовольняє нормам техніки безпеки. Радіальний зазор у різьбі робить її негерметичною.

Основні геометричні параметри регламентовані ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81 та ГОСТ 24705-81. До них відносять:  $\alpha = 60^\circ$  – кут профілю,  $d$  – зовнішній (номінальний) діаметр;  $d_1$  – внутрішній діаметр;  $d_2$  – середній діаметр.  $P$  – крок – відстань між од- нойменними точками двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта;  $h = 0,866 P$  – теоретична висота профілю витка різьби;  $h_1 = 0,541P$  – робоча висота профілю, на який дотикаються витки гвинта і гайки;  $n$  – число заходів (для кріпильних метричних різьб  $n = 1$ );  $\psi$  – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру, який до- рівнює (рис. 22.1)

$$\operatorname{tg} \psi = Pn / (\pi d_2). \quad (22.1)$$

Стандарт передбачає метричні різьби з нормальним (крупним) і малим кроком [2, 30, 31], який залежить від зовнішнього (номінального) діаметра різьби  $d$ . Напри- клад, для різьби діаметром  $d = 14$  мм передбачено нормальний крок  $P = 2$  мм і малі кроки: 1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5 мм; для різьби діаметром  $d = 24$  мм – нормальний крок  $P = 3$  мм і малі – 2; 1,5; 1 мм тощо. При зменшенні кроку відповідно зменшується кут підйому гвинтової лінії  $\psi$ , а внутрішній діаметр різьби  $d_1$  збільшується. Тому різьби з малим кроком менше послаблюють деталі і характеризуються кращим самогальму- ванням.

Згідно вказаних стандартів метрична різьба позначається на кресленнях таким чином: M24 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром  $d = 24$  мм; M24×1 – різьба з малим кроком  $P = 1$  мм і зовнішнім діаметром  $d = 24$  мм; M24×1LN – та сама різьба, але ліва. Трубна різьба (рис. 22.2, б) за ГОСТ 6357-81 вико- ристовується для герметичного з'єднання труб та з'єднувальної арматури (фітингів). Відсутність радіальних зазорів надає з'єднанню деталей високу щільність. Для цієї різьби застосовують малі кроки, оскільки труби мають невелику товщину стінки. За міжнародним стандартом трубна різьба вимірюється в дюймах. Позначення: G $\frac{3}{4}$ B – трубна різьба з номінальним діаметром  $\frac{3}{4}$  дюйма за класом точності B; R $\frac{3}{4}$  – позна- чення конічної трубної різь- би.

Кругла різьба (рис. 22.2, в) за ГОСТ 6042-83 має обмежене застосування і використовується для дета- лей, що часто з'єднуються і роз'єднуються (цоколі елек-

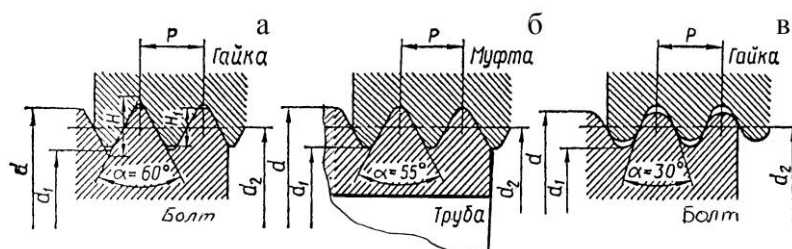


Рис. 22.2. Основні геометричні параметри кріпильних різьб

троламп, пожежна арматура, вагонні стяжки та ін.)

### 22.3 Конструкції та матеріали різьбових деталей

З'єднання деталей машин за допомогою різьбових деталей здійснюються одним з наступних способів:

Основною перевагою болтового з'єднання є те, що при цьому не треба нарізувати різьбу в з'єднуваних деталях. Це важливо в тих випадках, коли матеріал деталей не забезпечує необхідну міцність і довговічність різьби.

До недоліків болтового з'єднання відносяться наступне: з'єднувальні деталі повинні мати передбачені місця для розташування гайки або головки гвинта; при загвинчуванні і відгвинчуванні гайки треба утримувати головку гвинта від прокручування, що ускладнює складання; збільшується маса виробу.

Гвинти і шпильки застосовуються у тих випадках, коли установлення болта неможливе за конструкцією з'єднання. Наприклад, нема місця або доступу до гайки (головки); при великій товщині деталей необхідні глибоке свердління та задовгий болт тощо.

При частому складанні і розбиранні деталей доцільніше використовувати з'єднання болтами або шпильками, бо гвинти при багаторазовому загвинчуванні пошкоджують різьбу деталі.

Підкладні плоскі шайби (ГОСТ 11371-78) ставлять під гайку або під головку гвинта (рис. 22.3, г) для поменшення зминання деталі, якщо вона виготовлена з менш міцного матеріалу (кольорові метали, пластмаси тощо); охорони поверхонь деталей від подряпин; перекриття надмірного зазору отвору тощо.

У відповідній довідковій літературі [28] докладно описані геометричні форми та розміри кріпильних деталей. Тому обмежимося лише загальним виглядом деяких болтів (гвинтів), що відрізняються конструкцією головок (рис. 22.4) та гайок (рис. 22.5).

При виборі матеріалів різьбових кріпильних деталей ураховують умови роботи (температуру, агресивне середовище тощо), значення і характер навантажень (статичний або змінний), спосіб виготовлення та обсяг виробництва тощо. Наприклад, кріпильні вироби загального призначення виготовляють з низько – або середньовуглецевих сталей марок Ст 10, ..., Ст 35. Леговані сталі (30Х, 38ХА, 40Г2 та ін.) використовують для деталей, що сприймають значні змінні та ударні навантаження, при високих температурах, в агресивному середовищі тощо.

Для підвищення міцності, корозійної стійкості і жароміцності використовують термообробку, хіміко-термічну обробку, гальванічне покриття тощо. В окремих випа-

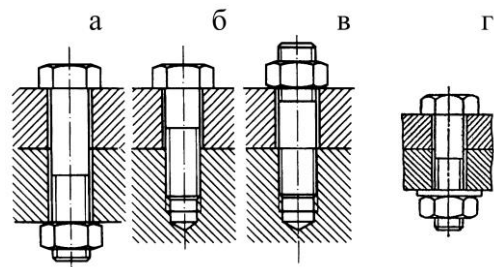


Рис. 22.3. Способи різьбових з'єднань

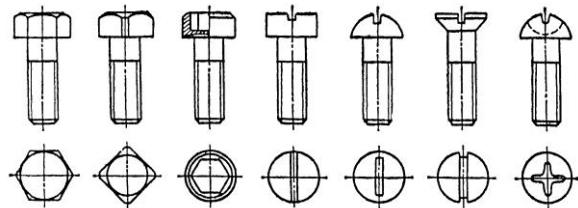


Рис. 22.4. Конструкції болтів (гвинтів)

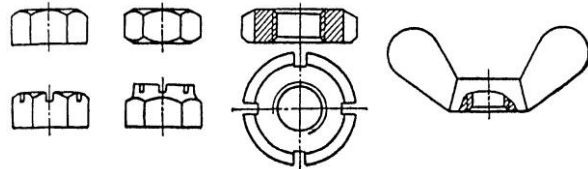


Рис. 22.5. Конструкції гайок

дках (вибухонебезпечні середовища та ін.) використовують сплави кольорових металів.

Механічні властивості сталевих різьбових деталей регламентовані стандартом (ГОСТ 1759.4-87), згідно з яким болти (гвинти, шпильки) поділяють на 11 класів міцності, а гайки – на 7 класів. Деякі витяги з указанного стандарту наведені у табл. 22.1 – для болтів і у табл. 22.2 – для гайок.

Таблиця 22.1. Механічні характеристики матеріалів болтів деяких класів міцності

Клас міцності	Марка сталі	Границя міцності $\sigma_b$ , МПа		Границя текучості $\sigma_T$ , МПа	Границя витривалості $\sigma_{-1}$ , МПа
		min	max		
3.6	Ст 3; 10	3000	490	~200	160
4.6	20	400	550	240	170
5.6	30; 35	500	700	300	180
6.6	35; 45; 40Г	600	800	360	240
8.8	30Х; 38ХА	800	1000	640	280
10.9	40Г2; 40Х	1000	1200	900	300

Таблиця 22.2. Механічні характеристики матеріалів гайок деяких класів міцності

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

Згідно стандарту клас міцності болтів (гвинтів, шпильок) позначається двома цифрами (для найвищих класів – числом і цифрою), роз'єднаних крапкою. Перша цифра (число), помножена на 100, вказує мінімальне значення границі міцності  $\sigma_b$  (МПа) матеріалу болта. Добуток цифр, помножений на 10 вказує границю текучості  $\sigma_T$  (МПа).

Клас міцності гайки позначається однією цифрою (для найвищих класів – числом), добуток якої з числом 100 вказує напруження від навантаження випробувань  $\sigma_F$  (МПа).

При виборі матеріалу гайки рекомендують приймати  $\sigma_F$  відповідно мінімальній границі міцності ( $\sigma_{bmin}$ ) матеріалу болта (шпильки), з яким комплектується гайка.

Допустимі напруження та запаси міцності для різьбових з'єднань ураховують якість їх монтажу (перекося тощо), характер зміни навантажень, характер затяжки болтів (контрольована чи не контрольована затяжка) та ін.

Контрольована затяжка застосовується у випадках, коли недоцільне збільшення маси конструкції (наприклад, авіабудування та ін.) через збільшення діаметра болтів; для відповідальних з'єднань тощо.

Затяжка контролюється методом вимірювання деформації болтів чи спеціальних пружних шайб або за допомогою динамометричних ключів (ключів граничного моменту).

Для затягнутих болтів (гвинтів), що сприймають статичні навантаження, допустиме напруження визначають

$$[\sigma]_s = \sigma_b / [S]_s,$$

де  $\sigma_T$  – границя текучості матеріалу болта;

$[S]_T$  – допустимий запас статичної міцності по текучості матеріалу, який при не-

контрольованій зтяжці в залежності від матеріалу, характеру навантаження та діаметра різьби  $d$  вибирається із табл. 22.3.

Таблиця 22.3. Значення коефіцієнтів допустимого запасу міцності  $[S]_T$ 

Матеріал болта (гвинта)	[S] <sub>Т</sub>					
	Постійне навантаження			Змінне навантаження		
	Діаметр різьби <i>d</i> , мм					
	6÷16	16÷30	30÷60	6÷16	16÷30	30÷60
Сталь						
вуглецева	5÷4	4÷2,5	2,5÷1,6	10÷6,5	6,5	6,5÷5
легована	6,6÷5	5÷3,3	3,3	7,5÷5	5	5÷4

При контрольованій зтяжці значення  $[S]_T$  не залежить від діаметра різьби і приймається для вуглецевих сталей  $[S]_T = 1,7÷2,2$ ; для легованих –  $2÷3$ .

Для силових різьбових з'єднань (гвинтові стяжки та ін.) не допускається приймати болти діаметром  $d$  менше 8 мм. Це пов'язано з можливістю руйнування болтів малого діаметра при неконтрольованій зтяжці.

У розрахунках болтів на зріз приймають допустимі напруження  $[\tau]_{зр} = (0,3÷0,4)\sigma_T$  (більші значення – для постійних навантажень).

## 22.4 Основні елементи теорії гвинтової пари

**Залежність між моментом, прикладеним до гайки, і осьовою силою гвинта.** При навантаженні гвинта осьовою силою  $F$  (рис. 22.6), то для загвинчування гайки до ключа необхідно прикласти момент  $T_{загв}$ , а до стержня гвинта реактивний момент  $T_p$ , що утримує стержень від обертання. Сумарний момент, прикладений до гайки при її загвинчуванні буде

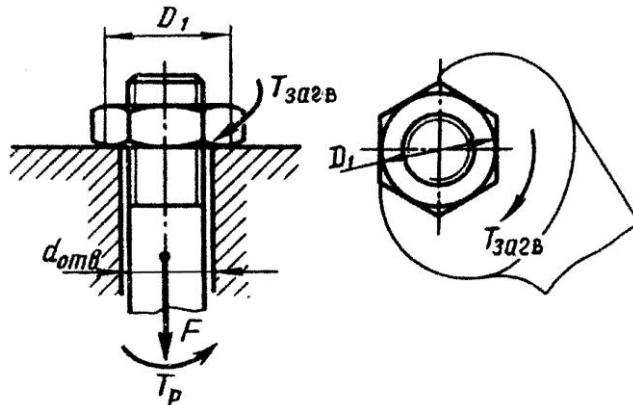


Рис. 22.6. Залежність між моментом прикладеним до гайки і осьовою силою гвинта

$$T_{загв} = T_{\delta} + T_{\sigma}, \quad (22.2)$$

де  $T_m$  – момент сил тертя на опорному торці гайки;

$T_p$  – момент сил у різьбі.

Момент сил тертя на опорному торці гайки обчислюють за формулою

$$T_{\delta} = Ff(D_{\delta}/2), \quad (22.3)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя на торці гайки;

$D_m$  – середній діаметр опорного торця гайки,  $D_m = (D_1 - d_{отв})/2$ ;

$D_1$  – зовнішній діаметр опорного торця гайки;

$d_{отв}$  – діаметр отвору під гвинт.

Момент сил у різьбі визначають, розглядаючи гайку як повзун, що піднімається по витках різьби як по похилій площині (рис. 22.7, а). Згідно відомій теоремі механіки, що урахує сили тертя, повзун знаходиться в стані рівноваги, якщо рівнодійна  $F_n$  системи зовнішніх сил відхилена від нормалі  $n - n$  на кут тертя  $\varphi$ . У нашому випадку зов-

нішніми є осьова сила  $F$  та колова сила  $F_t = 2T_p/d_2$ . Тут  $T_p$  – не реактивний, а активний момент з боку ключа, що дорівнює згідно формули (22.2)

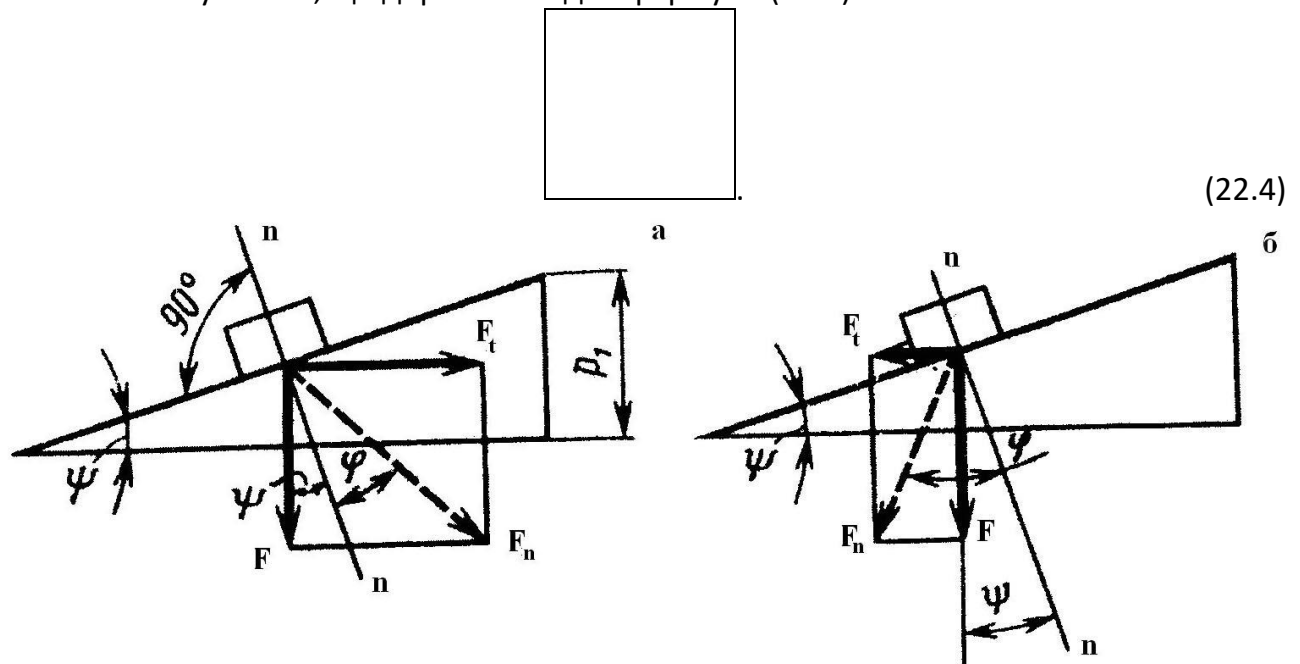


Рис. 22.7. Визначення моментів загвинчування (а) і відгвинчування (б) гайки

Згідно рис. 22.7, а маємо

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi), \quad (22.5)$$

звідки момент сил у різьбі

$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \psi), \quad (22.6)$$

де  $\varphi = \operatorname{arctg} f_{зв}$  – кут тертя у різьбі.

Формула (22.5) справедлива тільки для прямокутної різьби; в трикутній різьбі виникає підвищене тертя внаслідок нахилу профілю різьби, що ураховується зведеним коефіцієнтом тертя  $f_{зв}$ . Щоб відрізнити кут тертя у трикутних різьбах його позначають через  $\varphi'$  і називають зведений кут тертя. Отже

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f_{\hat{\alpha}} = \operatorname{arctg} \left( \frac{f}{\cos \alpha/2} \right). \quad (22.7)$$

Момент сил для подолання сил тертя у трикутній різьбі буде

$$T_p = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\varphi' + \psi). \quad (22.8)$$

Підставляючи значення моментів у формулу (22.2) дістанемо

$$\dot{O}_{\hat{\alpha}\hat{\alpha}\hat{\alpha}} = 0,5 F d_2 \left[ (D_m/d_2) f + \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \right]. \quad (22.9)$$

При відгвинчуванні гайки колова сила  $F_t$  і сили тертя змінюють свій напрямок (рис. 22.7, б) і цей процес можна розглядати як спускання повзуна униз по похилій площині, тобто

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi), \quad (22.10)$$

а момент відгвинчування гайки з урахуванням тертя на її торці за аналогією з формулою (22.9) буде

$$\dot{O}_{\hat{\alpha}\hat{\alpha}\hat{\alpha}} = 0,5 F d_2 \left[ (D_m/d_2) f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right]. \quad (22.11)$$

**Самогальмування гвинтової пари.** Умова самогальмування може бути записана у вигляді  $T_{відгв} = 0$ , а  $T_{відгв}$  визначається за формулою (22.11).

Якщо розглядати самогальмування тільки у різьбі без урахування тертя на торці гайки, то дістанемо

$$\operatorname{tg}(\varphi - \psi) > 0 \quad \text{або} \quad \psi < \varphi. \quad (22.12)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому  $\psi$  знаходиться у межах ( $2^\circ 30' \div 3^\circ 30'$ ), а кут тертя  $\varphi$ , в залежності від коефіцієнту тертя  $f$ , змінюється в межах від  $6^\circ$  (при  $f \approx 0,1$ ) до  $16^\circ$  (при  $f \approx 0,3$ ). Отже, всі кріпильні різьби самогальмівні. Різьби гвинтових механізмів виконують як самогальмівні (домкрати, преси тощо), так і несамогальмівними (ходові та установні гвинти).

**Розподіл осевого навантаження болта по витках різьби гайки.** Осьове навантаження  $F$  (рис. 22.9) на болт (шпильку) передається через різьбу гайці і врівноважується реакцією її опори. Кожен виток різьби ( $1, 2, \dots, z$ ) навантажується відповідно силами  $F_1, F_2, \dots, F_z$ . При цьому  $\sum_{i=1}^z F_i = F$ . В загальному випадку сили  $F_i$  не рівні між собою

через несприятливе сполучення деформацій болта і гайки; витки найбільш розтягнутої частини болта контактують з витками найбільш стиснутої частини гайки.

Задача про розподіл навантаження по витках статично невизначена. Вперше її розв'язав російський учений М.Є. Жуковський у 1902 р., він доповнив рівняння рівноваги рівняннями деформацій [23, 30 тощо].

Подальші теоретичні та експериментальні дослідження дали змогу розробити конструкції спеціальних гайок, що вирівнюють розподіл осевої сили по їхніх витках [23, 30, 37 тощо].

## 22.5 Способи стопоріння різьбових з'єднань

Усі кріпильні різьби задовольняють умові самогальмування, яка виконується тільки при статичному навантаженні. При дії змінних вібраційних та ударних навантажень відбувається самовідгвинчування різьбових деталей, що може призвести до аварії. Вібрації знижують тертя у різьбі і порушують умову самогальмування.

Існуюча різноманітність засобів стопоріння різьбових з'єднань [23, 30, 31] базується на наступних основних принципах.

1. Створення додаткового тертя у різьбі за допомогою контргайок, пружинних шайб, різьбових пар з натягом у різьбі та ін.

Контргайка (рис. 22.8, а) створює додаткове тертя у різьбі за рахунок пружних сил розтягнутого стержня болта між гайками. Пружинні шайби (шайби Гровера) уявляють собою один виток циліндричної гвинтової пружини із квадратним перерізом та загостреними краями (рис. 22.8, б). Внаслідок великої пружності такої шайби підтримується натяг у різьбі, а її гострі краї урізаються у торці гайки і перешкоджають деталі самовідгвинчуватися.

2. Використання фіксуючих деталей, наприклад шплінтів, дроту (рис. 22.8, в), спеціальних шайб з лапками, які відгинають після загвинчу-

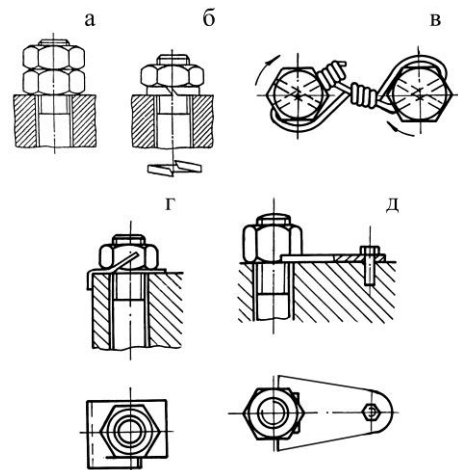


Рис. 22.8. Способи стопоріння різьбових з'єднань



вання гайок або гвинтів (рис. 22.8, г), стопорних планок (рис. 22.8, д) та ін.

## 22.6 Розрахунок різьбових з'єднань

Найчастішими видами руйнування статично навантажених різьбових з'єднань є:

- зрізування або зминання витків різьби;
- розрив стержня болта в перерізі на різьбовій ділянці;
- зминання і руйнування поверхонь стику з'єднувальних деталей від надмірної сили затяжки болтів.

**22.6.1. Розрахунок різьби на міцність.** Руйнування різьби відбувається через зрізування чи спрацювання витків. У зв'язку з цим основними критеріями працездатності при розрахунку різьб є міцність, пов'язана з напруженнями зрізування  $\tau_{зр}$ , та зносостійкість, пов'язана з напруженнями зминання  $\sigma_{зм}$  (рис. 22.9).

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напружень їх зрізування та зминання на поверхнях їх контакту.

Умови міцності витків різьби за напруженнями зрізування:

$$\text{для болта (гвинта):} \quad \tau_{\zeta\delta} = \frac{F}{A_{\zeta\delta} K_m} = \frac{F}{\pi d_1 a z K_m} \leq [\tau]_{\zeta\delta};$$

$$\text{для гайки:} \quad \tau_{\zeta\delta} = \frac{F}{A_{\zeta\delta} K_m} = \frac{F}{\pi d b z K_m} \leq [\tau]_{\zeta\delta}, \quad (22.13)$$

де  $A_{зр}$  – площа зрізування витків;

$z$  – кількість витків у гайці висотою  $H$ ;

$K_m = 0,6 \div 0,7$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження по витках різьби [23, 30, 31];

$a$  і  $b$  – відповідно товщина профілю різьби гвинта і гайки у точках дотикання.

Для трикутної різьби  $a = b = 0,8P$  [23, 30, 31], а  $Pz = H$ ,

де  $H$  – висота гайки або глибина загвинчування гвинта у деталь; умови міцності (22.13) мають вигляд:

$$\text{для болта (гвинта):} \quad \tau_{\zeta\delta} = \frac{F}{0,8\pi d_1 H K_m} \leq [\tau]_{\zeta\delta};$$

$$\text{для гайки:} \quad \tau_{\zeta\delta} = \frac{F}{0,8\pi d H K_m} \leq [\tau]_{\zeta\delta}. \quad (22.14)$$

Якщо матеріал болта (гвинта) і гайки однаковий, то за напруженнями зрізування розраховують тільки витки болта, бо  $d > d_1$ . Допустимі напруження зрізування приймають  $[\tau]_{зр} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ .

Умова міцності витків різьби за напруженнями зминання має вигляд

$$\sigma_{\zeta i} = \frac{F}{A_{\zeta i}} = \frac{F}{\pi d_2 h_1 z} \leq [\sigma]_{\zeta i}, \quad (22.15)$$

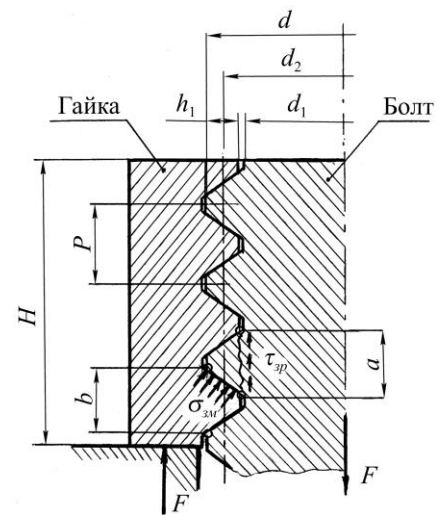


Рис. 22.9. Схема з'єднання до розрахунку різьби на міцність

де  $A_{зм}$  – умовна площа зминання витків;  
 $h_1$  – робоча висота витків.

Визначення висоти гайки і глибини загвинчування гвинтів і шпильок у деталі з'єднання є прикладом оптимізації конструкції різьбової пари.

Рівноміцність різьби і стержня гвинта є умовою визначення висоти стандартних гайок. Приймавши за граничні напруження границі текучості матеріалу при розтягу і зрушенні за умови, що  $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$ , записують умову рівноміцності різьби на зрізування та стержня гвинта на розтяг.

$$\tau_{ср} = \tau_{\delta} = 0,6\sigma_{\delta}, \quad (22.16)$$

або

$$\frac{F}{0,8\pi d_1 H K_m} = \frac{0,6 \cdot 4F}{\pi d_1^2}, \quad (22.17)$$

звідки отримують

$$H \approx 0,8d_1. \quad (22.18)$$

Згідно з цим висоту нормальних стандартних гайок приймають

$$H \approx 0,8d. \quad (22.19)$$

Крім нормальних стандартом передбачені високі  $H \approx 1,2d$  та низькі  $H \approx 0,5d$  гайки. Через те, що  $d > d_1$  (наприклад, для кріпильних різьб  $d \approx 1,2d_1$ ), міцність різьби при нормальних і високих гайках не перевищує міцність стержня гвинта.

За аналогічною методикою встановлюють глибину загвинчування гвинтів та шпильок у деталі: у сталеві деталі  $H_1 = d$ , у чавунні або силумінові –  $H_1 = 1,5d$ .

**22.6.2. Розрахунок на міцність стержня болта.** Розрахунок виконують за основним критерієм працездатності – міцності нарізаної частини стержня. При цьому визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_{\delta}(d_1) \approx d - 0,94 \cdot p, \quad (22.20)$$

де  $d$  і  $p$  – зовнішній діаметр і крок різьби відповідно.

Довжину болта, гвинта або шпильки вибирають в залежності від товщини з'єднуваних деталей. Решту розмірів деталей різьбового з'єднання (гайки, шайби тощо) приймають за ГОСТ згідно діаметра різьби.

Розглянемо основні випадки розрахунку різьбового з'єднання.

**1. Болт навантажений тільки зовнішньою розтягуючою силою  $F$  (без попередньої затяжки).** З'єднання відрізняються тим, що між його деталями є зазор. Наприклад, болтове з'єднання вантажної скоби (рис. 22.10), гакова підвіска, де стержень болта працює тільки на розтяг та ін.

Розрахунок зводиться до визначення розрахункового діаметра  $d_p$  різьби з умови міцності на розтяг

$$\sigma_{\delta} = 4 \cdot F / (\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_1 \geq \sqrt{4 \cdot F / (\pi [\sigma]_p)}, \quad (22.21)$$

де  $[\sigma]_p$  – допустиме напруження на розтяг.

Для вуглецевої сталі  $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$ , де  $\sigma_T$  – границя текучості матеріалу болта (табл. 22.1).

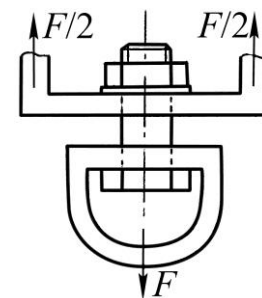


Рис. 22.10. Незатягнутий болт навантажений зовнішньою осьовою силою

**2. Болт затягнутий силою  $F_0$  без зовнішнього навантаження.** Прикладом є болти для кріплення кришок корпусів механізмів і машин (рис. 22.11). В момент затягування болт сприймає розтягування і скручування. Напруження розтягування від сили  $F_0$

$$\sigma_\delta = 4F_0 / (\pi \cdot d_1^2). \quad (22.22)$$

Напруження скручування від моменту у різьбі  $T_p$  визначають за формулою (22.8).

$$\tau_\delta = \frac{\Delta_\delta}{W_\delta} = \frac{(F_0 d_2 / 2) \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi)}{\pi d_1^3 / 16}. \quad (22.23)$$

Еквівалентне напруження у болті згідно гіпотези енергії формозміни буде

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma_\delta^2 + 3\tau_\delta^2} = \sigma_\delta \sqrt{1 + 3(\tau_\delta / \sigma_\delta)^2}. \quad (22.24)$$

Згідно (22.22) і (22.23) записують відношення напружень

$$\frac{\tau_\delta}{\sigma_\delta} = \frac{(F_0 d_2 / 2) \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \pi d_1^2}{(\pi d_1^3 / 16) 4F_0} = (2d_2 / d_1) \operatorname{tg}(\varphi' + \psi). \quad (22.25)$$

Для метричної різьби з крупним кроком приймають  $d_2 \approx 1,1d_1$ ,  $\psi = 2^\circ 30'$  і  $\varphi' = 9^\circ 45'$ , при цьому отримують  $\tau_\delta / \sigma_\delta \approx 0,5$  і, відповідно

$$\sigma_A \approx 1,3\sigma_\delta. \quad (22.26)$$

Отже, розрахунок болта на спільну дію деформацій розтягу і скручування можна замінити розрахунком на розтяг, а для розрахунку беруть не силу затяжки  $F_0$ , а збільшену з урахуванням скручування розрахункову силу  $F_p$ .

Для метричних різьб у середньому

$$F_p = 1,3F_0. \quad (22.27)$$

Розрахунковий діаметр різьби болта визначається з умови міцності  $\sigma_A = 4F / (\pi d_1^2) \leq [\sigma]_p$ , звідки дістанемо

$$d_1 \geq \sqrt{4F_p / (\pi [\sigma]_p)}. \quad (22.28)$$

де  $[\sigma]_p$  – допустиме напруження для болта, яке визначається за формулою

$$[\sigma]_p = \sigma$$

$[S]_T$  – потрібний (допустимий) коефіцієнт запасу міцності (див. табл. 22.3).

**3. Болтове з'єднання попередньо затягнуте при складанні і навантажене осьовою силою.** Цей випадок з'єднання часто зустрічається в машинобудуванні для кріпильних кришок циліндрів, ресиверів (сосудів під тиском (рис. 22.12, б),

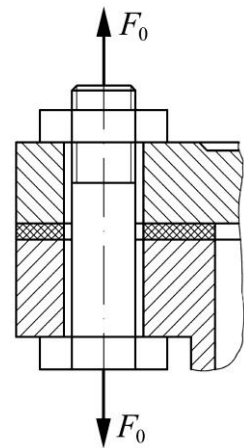
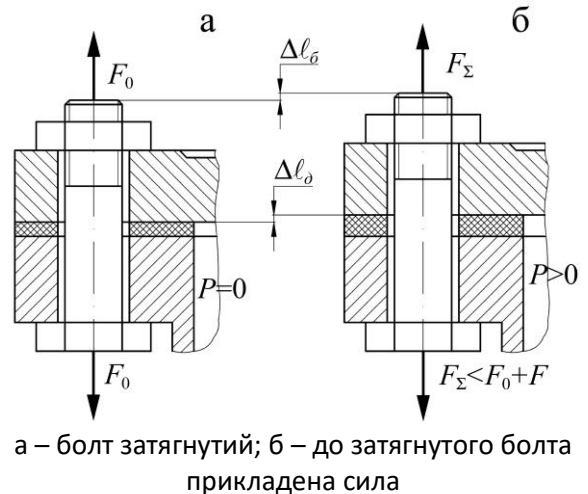


Рис. 22.11. З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження



а – болт затягнутий; б – до затягнутого болта прикладена сила  
Рис. 22.12. Схема затягнутого болтового з'єднання, навантаженого осьовою силою

фланцевих з'єднань трубопроводів, підшипникових вузлів тощо)

Попередня затяжка болта при складанні повинна забезпечити щільність з'єднання і нерозкриття стику після прикладання зовнішньої осьової сили  $F$ , яка передається болту.

Під дією сили  $F$  болт подовжується на величину  $\Delta l_b$ . На це ж значення  $\Delta l_d = \Delta l_b$  зменшується стискування деталей. Сумарне навантаження на болт  $F_\Sigma < F_0 + F$ .

Прийнято вважати, що болтом стримається  $\chi F$  частина сили  $F$ , а решта  $(1-\chi)F$  – стиснутими деталями. Сумарна сила, що діє на болт

$$F_\Sigma < F_0 + \chi F, \quad (22.30)$$

де  $\chi$  – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$\chi = 0,2 \div 0,3$  – для з'єднання чавунних і сталевих деталей без пружних прокладок;

$\chi = 0,4 \div 0,5$  – для з'єднання чавунних і сталевих деталей з пружними прокладками (пароніт, гума).

Формула (22.30) справедлива до тих пір, поки залишкова сила попередньої затяжки не знизиться до значення  $(1-\chi)F$ . Інакше почнеться розкриття стику деталей і, отже, щільність з'єднання порушиться. Мінімальна сила попередньої затяжки болта, що забезпечує нерозкриття стику деталей

$$F_{0\min} = (1-\chi)F. \quad (22.31)$$

Практично, попередня затяжка болта  $F_0$  повинна бути більшою за  $F_{0\min}$ . З умови збереження щільності стику деталей приймають

$$F_0 = K_{\text{зат}} (1-\chi)F, \quad (22.32)$$

де  $K_{\text{зат}}$  – коефіцієнт запасу попередньої затяжки, при постійному навантаженні

$K_{\text{зат}} = 1,25 \div 2$ , при змінному  $K_{\text{зат}} = 2 \div 4$ .

Підвищені значення  $K_{\text{зат}}$  приймають для з'єднань з неконтрольованою затяжкою.

При розрахунку болта на міцність в формулі (22.30) необхідно врахувати вплив крутильного моменту при затягуванні. Розрахункова сила з урахуванням впливу крутіння при затяжці

$$F_p = 1,3 \cdot F_0 + \chi \cdot F. \quad (22.33)$$

Розрахунковий діаметр різьби болта визначають за формулою (22.28).

**4. Болтове з'єднання, навантажене поперечною силою  $F_r$ .** В цьому з'єднанні болт ставиться як із зазором в отворі деталей (рис. 22.13), так і без нього.

При затяжці болта у першому випадку на стику деталей виникають сили тертя, які перешкоджають їх відносному зсувенню. Зовнішня сила  $F_r$  безпосередньо на болт не передається, тому його розраховують за силою затяжки  $F_0$

$$F_0 = F_r K / (f \cdot z \cdot i), \quad (22.34)$$

де  $K = 1,4 \div 2$  – коефіцієнт запасу по зсуву;

$f$  – коефіцієнт тертя;

$z$  – число болтів;

$i$  – число площин стику деталей (на рис. 22.13  $i = 2$ ).

При затяжці болт працює на розтягування і скручування, отже  $F_p = 1,3F_0$  і розрахунковий діаметр болта визначають за формулою (22.28).

Слід зауважити, що у болтах, поставлених із зазором, сила затяжки  $F_0$  значно перевищує значення поперечної сили  $F_r$ , що потребує використання болтів збільшеного діаметра або більшої їх кількості. Наприклад, при  $K = 1,5$ ;  $f = 0,15$ ;  $z = 1$ ;  $i = 1$  за формулою (22.34)

$$F_0 = 1,5F_r / (0,15 \cdot 1 \cdot 2) = 5F_r. \quad (22.35)$$

Якщо болт встановлений в отвори деталей без зазору (рис. 22.14) поперечна сила передається безпосередньо на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, що виключає затяжку болта.

Болти розраховують за умовою міцності на зрізування

$$\tau_{\zeta\delta} = F_r / A_{\zeta\delta} = 4F_r / (zi\pi d_1^2) \leq [\tau]_{\zeta\delta}, \quad (22.36)$$

де  $A_{\zeta\delta} = zi(\pi d_1^2 / 4)$  – площа зрізування;

$z$  – кількість болтів;

$i$  – число площин зрізування болта (на рис. 22.14  $i = 1$ );

$[\tau]_{\zeta\delta}$  – допустиме напруження зрізу стержня болта, яке приймається згідно виразу  $[\tau]_{\zeta\delta} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ .

Звідки потрібний діаметр стержня болта

$$d_1 > \sqrt{4F_r / (zi\pi[\tau]_{\zeta\delta})}. \quad (22.37)$$

**5. З'єднання деталей з ексцентрично навантаженням болтом.** Ексцентричне навантаження виникає у разі використання спеціальних болтів з ексцентричною головою (рис. 22.15, а) через нерівність опорних поверхонь деталі і гайки, наприклад полиці швелера (рис. 22.15, б), рейки, перекося опорних площин під гайку або головку болта тощо.

В усіх цих випадках до напружень розтягу  $\sigma_p$  у стержні болта додаються ще напруження згину  $\sigma_{\zeta\delta}$

$$\sigma_\delta = 4F_0 / (\pi d_1^2); \quad (22.38)$$

$$\sigma_{\zeta\delta} = M / W_0 = F_0 x / (0,1d_1^3), \quad (22.39)$$

де  $x \approx d_1$  – ексцентриситет навантаження силою затяжки  $F_0$ .

З урахуванням цього

$$\sigma_{\zeta\delta} = F_0 / (0,1d_1^2). \quad (22.40)$$

Неважко підрахувати, що відношення  $\sigma_{\zeta\delta} / \sigma_p \approx 7,5$ , тобто напруження згину значно перевищує напруження розтягу і знижує міцність болтів. Тому при конструюванні з'єднань необхідно вживати заходів щодо запобігання умовам ексцентричного навантаження (фрезерування горизонтальних площин або підкладання косих шайб під гайку тощо).

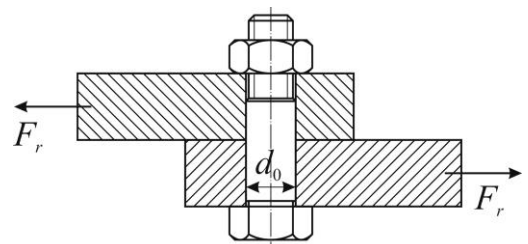


Рис. 22.14. З'єднання болтами, встановленими в отвори без зазору

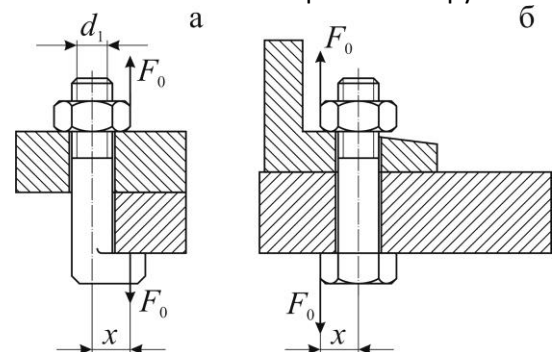


Рис. 22.15. Схеми ексцентрично навантажених болтів

**22.6.3. Розрахунок з'єднань, що містять групу болтів.** Розрахунок зводиться до визначення максимального навантаження для найбільш навантаженого болта, подальший міцністний розрахунок якого виконується за відповідними формулами одного з випадків пункту 22.6.2.

Більшість з'єднань, що містять групу болтів задовольняють наступним вимогам, які є допущеннями при їхніх розрахунках:

- деталі з'єднання достатньо жорсткі, внаслідок чого поверхні їх стику залишаються плоскими після навантаження з'єднання;
- поверхні стику мають як мінімум дві осі симетрії, а болти розташовані симетрично цих осей;
- усі болти з'єднання однакові і рівномірно затягнуті.

Розглянемо три характерних випадки розрахунку з'єднань, що містять групу болтів.

**1. Рівнодійне навантаження перпендикулярне площині стику і проходить через його центр ваги.** Цей випадок типовий для кріплення круглих (рис. 22.16, а) та прямокутних (рис. 22.16, б) кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу.

Згідно прийнятих допущень, зовнішнє навантаження на один болт дорівнює

$$F = R/z, \quad (22.41)$$

де  $z$  – кількість болтів.

Необхідну силу попередньої затяжки кожного болта з'єднання обчислюють за умови герметичності з'єднання

$$F_0 = K_{\text{зам}} F,$$

де  $K_{\text{зам}}$  – коефіцієнт затяжки болтів.

За умови нерозкриття стику деталей при постійному навантаженні  $K_{\text{зам}} = 1,25 \div 2$ , при змінному навантаженні  $K_{\text{зам}} = 2,5 \div 4$ .

Згідно умови герметичності: при м'якій прокладці між деталями  $K_{\text{зам}} = 1,3 \div 2,5$ , при металевій фасонній прокладці  $K_{\text{зам}} = 2 \div 3,5$ , для металевої плоскої прокладки  $K_{\text{зам}} = 3 \div 5$ .

Розрахункове навантаження і потрібний діаметр болтів визначають за формулами (22.33) та (22.28).

**2. Навантаження, що зрушує деталі з'єднання у стику.** Прикладом є з'єднання напівмуфт у фланцевих муфтах, кріплення кронштейнів

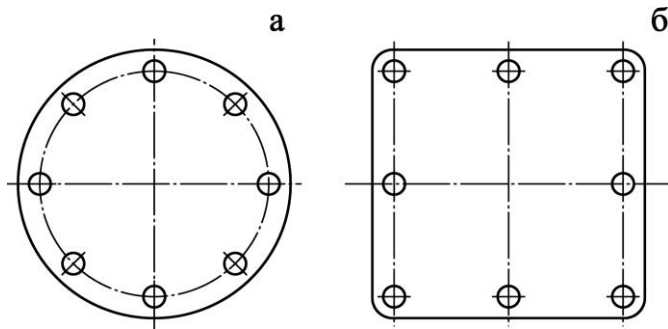


Рис. 22.16. Кріплення кришок резервуарів під тиском

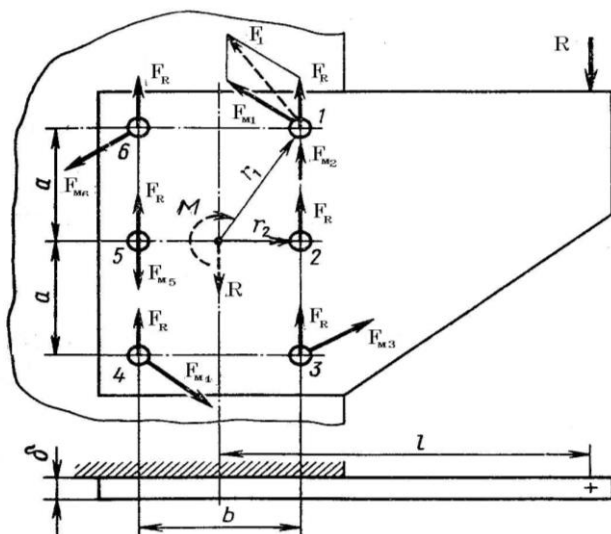


Рис. 22.17. Схема навантаження, що зрушує деталі з'єднання у стику

(рис. 22.17), навантажених силами, що діють у площині стику деталей тощо.

При розрахунку з'єднання силу  $R$  замінюють такою ж силою, прикладеною у центрі ваги стику і моментом  $M = R\ell$ . Момент і сила намагаються розвернути і зрушити кронштейн. Навантаження від сили  $R$  розподіляється по болтах рівномірно (22.41)

$$F_R = R/z. \quad (22.42)$$

Навантаження від моменту (реакції  $F_{M1}, F_{M2}, \dots, F_{MZ}$ ) – обернено пропорційне до відстаней болтів від центру ваги стику, який є центром повороту. Напрямок реакції болтів перпендикулярний до радіусів  $r_1, r_2, \dots, r_z$ .

За умови рівноваги

$$M = F_{M1} \cdot r_1 + F_{M2} \cdot r_2 + \dots + F_{MZ} \cdot r_z, \quad (22.43)$$

де  $F_{M1}/F_{M2} = r_1/r_2$ ,  $F_{M1}/F_{MZ} = r_1/r_z$ .

Наприклад, для схеми на рис. 22.15

$$M = 4F_{M1} \cdot r_1 + 2F_{M2} \cdot r_2.$$

Сумарне навантаження кожного болта дорівнює геометричній сумі відповідних сил  $F_R$  та  $F_M$  (на рис. 22.17 показано сумарне навантаження для першого болта  $F_1$ )

$$\vec{F}_1 = \vec{F}_R + \vec{F}_M. \quad (22.44)$$

За розрахункове приймають сумарне навантаження найбільш навантаженого болта. Для розглянутої схеми найбільш навантаженими є 1-й і 3-й болти (реакції  $F_R$  і  $F_M$  близькі за напрямком) або 2-й ( $F_R$  і  $F_M$  спрямовані однаково, але  $F_{M2}$  менше  $F_{M1}$  і  $F_{M3}$ ).

У з'єднаннях, що розглядаються болти можуть бути поставлені із зазором, чи без зазору.

Якщо болти поставлені із зазором, то потрібно забезпечити умову відсутності зрушення кронштейну. При цьому необхідна сила затяжки, розрахункова сила і потрібний діаметр болтів визначають за формулами (22.34), (22.27) і (22.28).

Болти поставлені без зазору безпосередньо сприймають зовнішню силу  $F$ , і їх розраховують за умови міцності на зрізання згідно формул (22.36) і (22.37).

### 3. Навантаження, що розкриває стик деталей.

Цей випадок навантаження часто зустрічається у практиці (кріплення різноманітних кронштейнів, стояків тощо). Метод рішення розглянемо на прикладі з'єднання кронштейна з основою (рис. 22.18). Розкладаємо силу  $R$  на складові  $R_1$  і  $R_2$ . Дію цих складових замінюємо дією сил  $R_1$  і  $R_2$  прикладених у центрі  $O$  стику і дією моменту

$$M = R_2 \ell_2 - R_1 \ell_1. \quad (22.45)$$

Навантаження  $R_1$  і  $M$  розкривають стик деталей, а  $R_2$  зрушує деталі. Можливість розкриття стику і зрушення деталей усувають затяжкою болтів із силою  $F_0$ .

**Розрахунок за умовою нерозкриття стику.** До прикладення навантаження  $R$  затяжка створює у стику напруження зминання

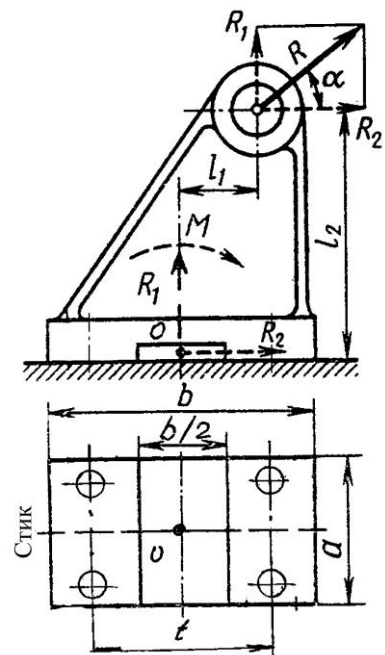


Рис. 22.18. Схема навантаження, що розкриває стик деталей

$$\sigma_{\zeta i} = F_0 z / A_{\zeta i}, \quad (22.46)$$

де  $z$  – кількість болтів;

$A_{\zeta M}$  – площа стику.

Сила  $R_1$  розтягує болти і зменшує  $\sigma_{\zeta M}$  на величину

$$\sigma_{R1} = (R_1 / A_{\zeta i}) (1 - \chi) \approx R_1 / A_{\zeta i}, \quad (22.47)$$

де  $R_1(1 - \chi)$  – частка зовнішнього навантаження, що йде на розвантаження стику.

На практиці для подібних з'єднань значення  $\lambda$  дуже мале і приймається  $\lambda = 0$ , що збільшує надійність з'єднання.

При використанні умови нерозкриття стику від дії моменту  $M$  вважають віссю повороту вісь симетрії стику. Ця умова виконується тільки при достатній затяжці болтів. При розкритті стику вісь повороту зміщується до кромки стику. Якщо затяжка відсутня, то віссю повороту буде кромка стику. Таким чином, затяжка з'єднання поводить себе як паяння або склеювання деталей по усьому стику. До тих пір поки стик не розкрився, кронштейн і основа вважаються як єдине ціле.

Напруження у стику під дією моменту  $M$  за умови, що  $\chi = 0$ , буде

$$\sigma_M \approx i / W_{\text{нб}}, \quad (22.48)$$

де  $W_{cm}$  – момент опору згину, який визначають для площі стику.

Зовнішні осьові сили, що сприймаються одним болтом з'єднання:

від дії сили  $R_1$

$$F_{R1} = R_1 / z;$$

від моменту  $M$

$$F_M = 2i / ti,$$

де  $i$  – число болтів у ряді.

Сумарна зовнішня сила на найнавантаженіші болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику

$$F = F_{R1} + F_M.$$

Необхідну силу затяжки, розрахункову силу і діаметр болтів визначають згідно рекомендаціям 22.6.2 п. 3.

Форма стику значно впливає на міцність з'єднання. Наприклад, для суцільного і несущого (рис. 22.18) стиків значення площин і моментів опору згину дорівнюють

$$A_1 = ab; \quad W_1 = (1/6)ab^2; \quad (22.49)$$

$$A_2 = (1/2)ab; \quad W_2 = 7/8[(1/6)ab^2]. \quad (22.50)$$

Звідси маємо, що при однаковому зовнішньому навантаженні напруження у другому стику збільшується лише на – 12 %, хоча площа зменшується на 50 %. При цьому умова нерозкриття стику забезпечується затяжкою болтів, зменшеною приблизно на 38 % (22.46)-(22.48).

**Розрахунок за умовою запобігання зрушенню деталей у стику.**

Сила зрушення, що сприймається одним болтом з'єднання визначається згідно формули

$$F_{R2} = R_2 / 4.$$

Умова запобігання зрушенню кронштейна може бути записана у вигляді

$$(F_0 z - R_1) f \geq K R_2. \quad (22.51)$$



Зовнішня сила  $F_{R1}$  записана зі знаком мінус, оскільки вона розвантажує стик деталей.

Дія моменту  $M$  не враховується, тому що він не змінює сумарної сили тертя у стикі.

Потрібна сила затяжки болта визначається з умови (22.51)

$$F_0 \geq (KR_2/f + R_1)/z. \quad (22.52)$$

Розрахункова сила при постановці болтів із зазором згідно 22.6.2 п. 4  $F_p = 1,3F_0$ , а потрібний діаметр болтів визначають за формулою (22.28).

Якщо болти ставлять без зазору, то вони безпосередньо сприймають зовнішню силу  $F_{R2}$  і їх розраховують за умови міцності на зрізування за формулами (22.36), (22.37).

**22.6.4. Уникнення пошкоджень поверхонь стикі.** Розрахунок для уникнення зминання та пошкодження поверхонь стикі з'єднувальних деталей виконують у тих випадках, коли з'єднуються деталі з різнорідних матеріалів.

Наприклад, металеві деталі з неметалевими. У цьому випадку площа стикі деталей у з'єднанні повинна бути

$$A_{\text{нб}} \geq F_{0\Sigma} / [\sigma]_{\text{дл}}, \quad (22.53)$$

де  $F_{0\Sigma}$  – сумарна сила попередньої затяжки всіх болтів у з'єднанні деталей;

$[\sigma]_{\text{дл}}$  – допустиме напруження зминання для деталі з менш твердого матеріалу.

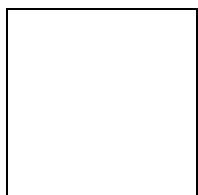
## 22.7 Приклади розрахунків гвинтових з'єднань

**22.7.1. Розрахунок болтів, що скріплюють зубчасте колесо з барабаном лебідки (рис. 22.19).** Вихідні дані для розрахунку: вантажність лебідки  $Q = 52$  кН; діаметри  $D_1 = 300$  мм і  $D_2 = 520$  мм; кількість болтів  $z = 6$ ; матеріал барабана – чавун, а колеса та болтів – сталь 35.

### Розрахунок.

1. Допустиме напруження матеріалу болтів.

Відповідно до завдання для сталі Ст35 межа текучості  $\sigma_T = 314$  МПа. Якщо взяти коефіцієнт запасу міцності для болтів  $[S]_T = 2,5$  (табл. 22.3), тоді допустиме напруження розтягу для болтів



2. Визначення сили затягування одного болта.

Із умов відсутності проковзування колеса відносно барабана під навантаженням сили  $F_0$  затягування одного болта

$$F_0 = K_{\text{ср}} Q D_1 / (z D_2 f) = 1,25 \cdot 52 \cdot 10^3 \cdot 300 / (6 \cdot 520 \cdot 0,15) = 41666,6 \text{ Н}.$$

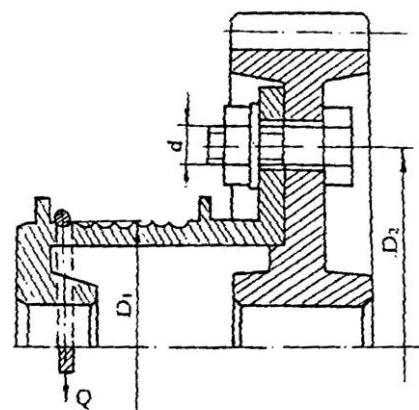


Рис. 22.19. Болтове з'єднання колеса з барабаном

де  $K_{зч} = 1,25$  – коефіцієнти запасу зчеплення між колесом і барабаном;  
 $f = 0,15$  – коефіцієнт тертя пари чавун – сталь.

3. Розрахунок розмірів болтів.

Із умов міцності на розтяг з урахуванням скручування стержня болта під час затягування визначається внутрішній його діаметр

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot F_0 / (\pi [\sigma]_p)} =$$

Згідно із стандартним рядом вибирається болт М27, що має  $d_1 = 23,752$  мм [31].

**22.7.2. Визначити діаметр фундаментальних болтів, які закріплюють стояк до бетонної плити (рис. 22.20).** Вихідні дані для розрахунку:

$F = 4500$  Н;  $h = 660$  мм;  $\ell = 600$  мм;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $f = 0,35$ ;  $[\sigma]_{зм} = 18$  МПа; матеріал болтів – сталь Ст. 3, а їхня кількість  $z = 4$ .

#### Розрахунок

1. Допустиме напруження для матеріалу болтів.

Для сталі Ст3 межа текучості  $\sigma_T = 235$  МПа. Якщо коефіцієнт запасу міцності  $[S]_T = 3$  (табл. 22.3), допустиме напруження розтягу для болтів

$$[\sigma]_\sigma = \sigma_\sigma / [S]_\sigma = 230 / 3 = 76,7 \text{ Н/мм}^2$$

2. Визначення розрахункового навантаження на один болт.

Задане навантаження  $F$  розкладається на дві складові, які переносять до центру стику деталей з урахуванням додаткового моменту цих сил (рис. 22.20).

$$F_1 = F \sin \alpha = 4500 \sin 30^\circ = 2250 \text{ Н};$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 4500 \cos 30^\circ = 3897 \text{ Н};$$

$$M = F_2 \cdot h = 3897 \cdot 0,66 = 2572 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Такі силові фактори і сила затягування болтів викликають у площині стику деталей відповідні напруження, характер розподілу яких показано на рис. 22.20, б.

Значення цих напружень для прямокутної форми площини стику з розмірами  $0,7\ell$  і  $1,2\ell$  дорівнює:

від сили  $F_1$

$$\sigma_1 = F_1 / A = F_1 / (0,7\ell \cdot 1,2\ell) = 2250 / (0,7 \cdot 600 \cdot 1,2 \cdot 600) = 0,0071 \text{ Н/мм}^2;$$

від додаткового моменту  $M$

$$\sigma_i = M / W_0 = 6M / [0,7\ell(1,2\ell)^2] = 6 \cdot 2572 \cdot 103 / (1,2 \cdot 600)^2 = 0,0711 \text{ Н/мм}^2;$$

від сили  $zF_0$  затягування болтів

$$\sigma_0 = zF_0 / A = zF_0 / (0,7\ell \cdot 1,2\ell) = 4F_0 / (0,7 \cdot 600 \cdot 1,2 \cdot 600) = 0,000013F_0.$$

Необхідна сила затягування болтів визначається із умови нерозкриття стику деталей

$$\sigma_{\min} = \sigma_0 - \sigma_i - \sigma_F > 0 \Rightarrow \sigma_0 > \sigma_i + \sigma_F,$$

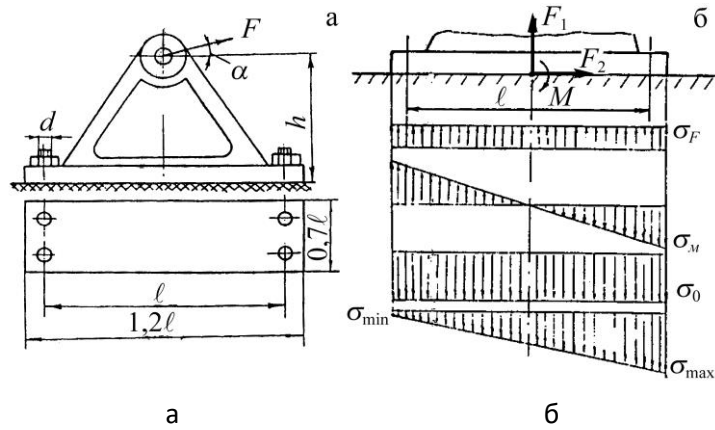


Рис. 22.20. Болтове з'єднання стояка з бетонною плитою (а) і розрахункова схема та епюри напружень у стику (б)

а з урахуванням коефіцієнта надійності зчеплення  $K = 1,5$  маємо  $\sigma_0 = K(\sigma_i + \sigma_F)$  або  $0,000013F_0 = 1,5(0,071 + 0,007) = 0,117$ , звідки

$$F_0 = 0,117 / 0,000013 = 9000 \text{ Н.}$$

Зовнішня сила, що діє на один найбільш навантажений болт

$$F_d = F_1 / z + M / (2\ell) = 2250 / 4 + 2572 \cdot 10^3 / (2 \cdot 600) = 2706 \text{ Н.}$$

Розрахункове навантаження на один болт з урахуванням його скручування під час затягування ( $\beta = 1,3$ )

$$F_{d\sigma} = F_0 \beta + \chi F_d = 9000 \cdot 1,3 + 0,25 \cdot 2706 = 12376 \text{ Í ,}$$

де  $\chi = 0,25$  – коефіцієнт зовнішнього навантаження болта.

3. Визначення розмірів болта.

Із умови міцності на розтяг необхідний внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 \geq \sqrt{4F_{d\sigma} / (\pi[\sigma]_p)} = \sqrt{4 \cdot 12376 / (3,14 \cdot 78,34)} = 14,18 \text{ Í}$$

За таблицями стандарту приймаються болти М18, що мають такі розміри різьбової ділянки:  $d = 18 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 15,294 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 16,376 \text{ мм}$  [31].

4. Перевірка міцності бетонної плити

Бетонна плита не буде руйнуватись за умови

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_i - \sigma_F \leq [\sigma]_{cl} .$$

У даному випадку

$$\sigma_{\max} = 0,000013 \cdot 9000 + 0,071 - 0,007 = 0,181 \text{ Í } \ddot{\text{Í}} \ddot{\text{Í}} < [\sigma]_{cl} = 18 \text{ Í } \ddot{\text{Í}} \ddot{\text{Í}} .$$

Отже, міцність бетонної плити забезпечена.

5. Перевірка з'єднання на відсутність зсуву стояка. Стояк не буде зміщуватись відносно плити, якщо

$$(F_0 z - F_1) f > F_2 K .$$

В даному розрахунку маємо

$$(9000 \cdot 4 - 2250) \cdot 0,35 = 11812 \text{ Í } > 3897 \text{ Н.}$$

Отже, зсуву не буде.

## 22.10 Контрольні запитання

1. Назвіть основні геометричні параметри метричної різьби.
2. Які матеріали застосовуються для виготовлення кріпильних різьбових деталей? Охарактеризуйте їхні класи міцності.
3. Назвіть способи стопоріння різьбових деталей?
4. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення моментів сил тертя в різьбі та на торці гайки.
5. Назвіть причини нерівномірного розподілу навантаження по витках гайки. Які конструктивні заходи використовують для підвищення рівномірності навантаження витків різьби?
6. Запишіть основні умови міцності витків різьби. Чому не розраховують на міцність витки різьби у разі використання стандартних різьбових деталей?
7. Назвіть характерні випадки навантаження різьбових з'єднань. За якими умовами міцність розраховують діаметр болтів для цих випадків навантаження?
8. Охарактеризуйте хід розрахунку групового болтового з'єднання для таких випадків: з'єднання навантажене осьовою силою, що проходить через центр ваги стику; з'єднання навантажене силами, що діють у площині стику; довільне навантаження з'єднання. Які умови ставлять до з'єднань для забезпечення їхньої надійної роботи?
9. Від яких факторів залежать допустимі напруження для різьбових деталей?
10. Чому для болтів малих діаметрів рекомендуються більші коефіцієнти запасу міцності?

## 23 ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ШТИФТОВІ ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

### 23.1 Загальні відомості та класифікація

Шпонкові, шліцьові, штифтові та профільні з'єднання належать до нерухомих роз'ємних з'єднань деталей машин із зачепленням [23, 30, 36, 37]. Їх використовують для передачі навантаження між деталями шляхом безпосереднього тиску між спеціально передбаченими елементами (рис. 23.1).

Застосовують для різних випадків передачі навантаження: з'єднання штанг, валів із шківками, зубчастими колесами, муфтами тощо.

З'єднання (рис. 23.1, а,б,в) складається із з'єднуваних деталей 1 і 2 та з'єднувальної деталі 3.

**Класифікація.** З'єднання зачепленням поділяють на дві групи – з додатковими з'єднувальними деталями (рис. 23.1, а,б,в) і без них (рис. 23.1, г,д,е).

За типом з'єднувальних деталей розрізняють клинові (рис. 23.1, а), штифтові (рис. 23.1, б) і шпонкові (рис. 23.1, в) з'єднання; за формою: клини – одно- і двоскісні; штифти – циліндричні, конічні, суцільні, пустотілі тощо. За типом шпонок розрізняють з'єднання з призматичними, круглими, сегментними, клиновими шпонками.

З'єднання без додаткових деталей за формою поперечного перерізу бувають зубчастими (рис. 23.1, г) і профільними (рис. 23.1, д,е).

В залежності від форми профілю зубців розрізняють з'єднання з прямобічними (рис. 23.1, г), евольвентними і трикутними зубцями.

**Переваги.** Клинові шпонкові і штифтові з'єднання прості і надійні, легко складаються і розбираються.

**Недоліки.** Зниження навантажувальної здатності з'єднуваних деталей, обумовлене зменшенням їх перерізів пазами і отворами для розташування клинів, шпонок і штифтів.

Основні переваги зубчастих з'єднань порівняно зі шпонковими:

- відсутність з'єднувальної деталі;
- можливість передачі більших зусиль внаслідок великої поверхні контакту зубців;
- краще центрування при відносному пересуванні спряжених деталей.

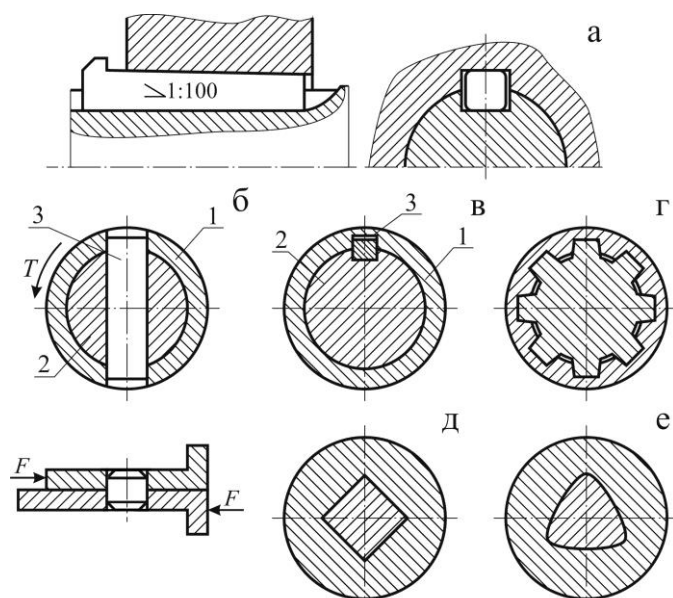


Рис. 23.1. Типи нерухомих роз'ємних з'єднань

Недоліки порівняно зі шпонковими: виникнення в кутах пазів значних місцевих напружень, необхідність використання при виготовленні спеціального обладнання і інструменту.

Профільні з'єднання забезпечують краще центрування і відрізняються більшою витривалістю і надійністю завдяки відсутності пазів, отворів, зубців та інших концентраторів напружень. Однак вони потребують для виготовлення спеціального обладнання і інструменту, що збільшує їх вартість.

## 23.2 Конструкція і матеріали

**23.2.1. Клинові з'єднання.** Конструкція клинового з'єднання відрізняється простотою (рис. 23.1, а). Штанга 1 і муфта 2, що мають відповідні прорізи, з'єднуються клином 3. Кут конусності приймають  $\alpha = 1 \div 3^\circ$ , щоб забезпечити самогальмування. Матеріал клина Ст.5.

**23.2.2. Штифтові з'єднання** (рис. 23.1, б) застосовують для передачі невеликих навантажень – осьової сили  $F$  або крутного моменту  $T$ . Штифти відрізняються великою різноманітністю типів. Конусність конічних штифтів 1/50, що забезпечує умову самогальмування.

Циліндричні штифти утримуються в отворі лише завдяки силам, що виникають в результаті посадки з натягом. При повторному використанні цих штифтів величина натягу зменшується, що знижує точність складання деталей.

Перевагою конічного штифта є те, що він допускає багаторазову постановку в один і той же отвір без зниження якості з'єднання. Штифти виготовляють із сталей марок 15, 35, А12 тощо з границею міцності не нижче 500÷600 МПа.

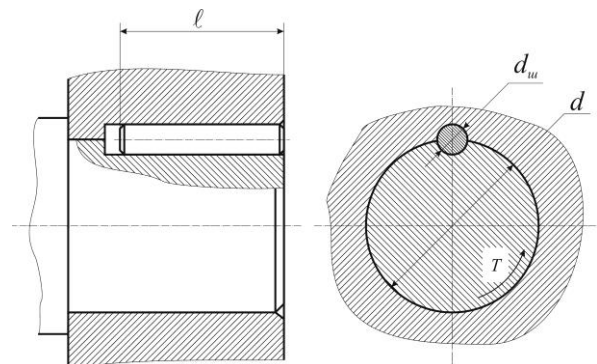


Рис. 23.2. З'єднання деталей циліндричною шпонкою

**23.2.3. Шпонкові з'єднання.** Такі з'єднання (рис. 23.1, в) складаються із вала, шпонки і маточини деталі (зубчасте колесо, шків та ін.).

Шпонка уявляє собою стальний брусок, що уставляється у відповідні пази вала і маточини і служить для передачі між ними обертального моменту. Розміри шпонок і допуски на них стандартизовані.

Усі шпонкові з'єднання поділяють на напружені і ненапружені.

Напружені з'єднання одержують у тих випадках, коли при складанні виникають попередні (монтажні) напруження. Ці з'єднання здійснюють за допомогою клинових та циліндричних (рис. 23.2) шпонок.

Клинові шпонки використовують у тихохідних машинах при необхідності частого розбирання з'єднань.

Циліндричні шпонки (рис. 23.2) уявляють собою штифти, що вставляються в отвори, паралельні осі з'єднання по посадках з натягом. Згідно стандарту (ГОСТ 3128-70, ГОСТ 12207-79) діаметр шпонки (штифта)  $d_w = (0,13 \div 0,16)d$ , а довжина –  $\ell = (2 \div 4)d_w$ .

Такі шпонки використовують для закріплення деталі на кінцевій ділянці вала. Якщо одна шпонка не забезпечує міцність з'єднання, то установлюють дві або три шпонки, розміщені відповідно під кутом  $180^\circ$  або  $120^\circ$ .

Ненапружені шпонкові з'єднання одержують при відсутності попередніх напружень при складанні і здійснюють за допомогою призматичних (рис. 23.3, а, б) та сегментних (рис. 23.3, в) шпонок.

Призматичні шпонки за призначенням поділяють на звичайні (рис. 23.3, а) і напрямні (рис. 23.3, б). Звичайні шпонки (ГОСТ 23360-78) призначені для нерухомого з'єднання маточини з валом. Напрямні (ГОСТ 8790-79) – застосовують при необхідності переміщення деталей уздовж валів (коробки швидкостей та ін.). Напрямна шпонка кріпиться до вала гвинтами. Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів.

Конструкція з'єднання за допомогою сегментної шпонки (ГОСТ 24071-80) більш стійка до перекосів завдяки глибокій посадці шпонки на валу (рис. 23.3, в). Але глибокий паз послаблює вал і тому їх використовують для з'єднання деталей на мало навантажених (кінцевих) ділянках валів.

Ненапружені шпонкові з'єднання найбільш поширені, їх використання в поєднанні з відповідними посадками деталей на вал забезпечує добре центрування та високу надійність з'єднання.

Для виготовлення усіх видів шпонок використовують спеціальний точний прокат із сталі 45 та ін. (ГОСТ 380-88 та ГОСТ 1050-88) з границею міцності не менше, ніж 500 МПа.

Слід урахувати, що установлення декількох шпонок пов'язано з технологічними ускладненнями, а також ослаблює вал і маточину. Тому багатошпонкові з'єднання застосовують дуже рідко, замінюючи їх зубчастими.

**23.2.4. Зубчасті (шліцьові) з'єднання.** Такі з'єднання (рис. 23.1, г; рис. 23.4) утворюються за допомогою зовнішніх зубців (шліців) на валу і внутрішніх – в отворі маточини деталі. Розміри з'єднань і допуски на них стандартизовані.

Стандарт передбачає три серії з'єднань (легка, середня і важка), які відрізняються висотою і кількістю зубців. Кількість зубців змінюється від 6 до 20.

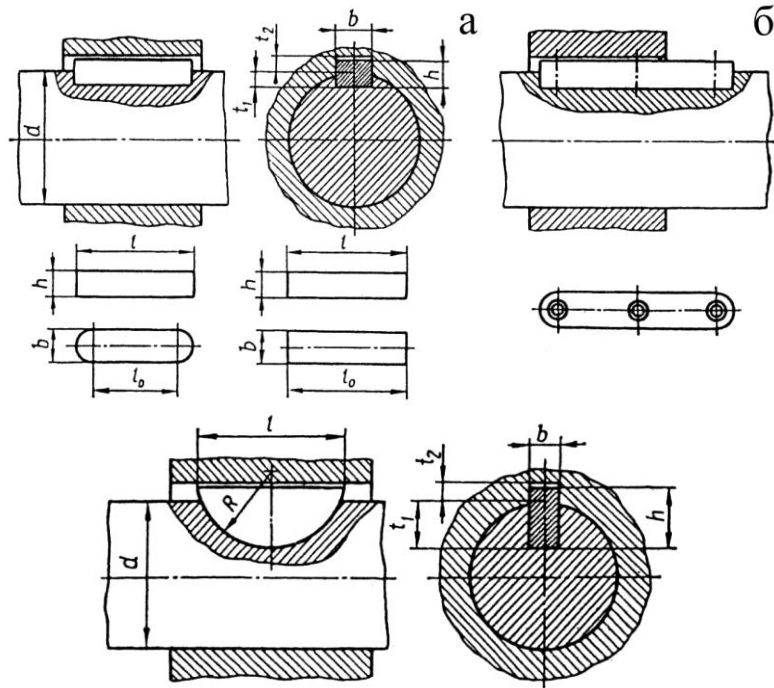


Рис. 23.3. Ненапружені шпонкові з'єднання деталей

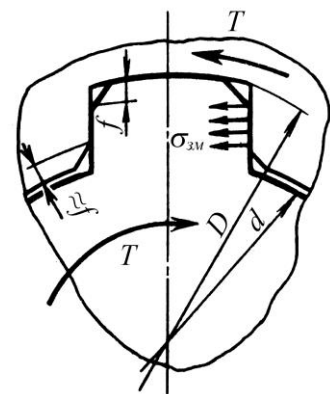


Рис. 23.4. Розрахункова схема шліцьового з'єднання

За формою профілю розрізняють зубці прямобічні, евольвентні і трикутні.

Найбільш поширені прямобічні та евольвентні профілі зубців, які стандартизовані і застосовуються у рухомих і нерухомих з'єднаннях.

З'єднання з евольвентними зубцями (ГОСТ 6033-80) найкращі для великих діаметрів з'єднуваних деталей, бо для нарізування зубців в отворі і на валу можна використовувати високотехнологічне зубонарізне обладнання.

На відміну від зубчастих коліс кут профілю початкового контуру зубців збільшено до  $30^\circ$ , а їхня висота зменшена до  $(0,9 \div 1)$  модуля.

Евольвентні зубці менше послаблюють вал через наявність радіусних галтелей біля основи зубців.

Шліцьові вали і маточини виготовляють із середньовуглецевих та легованих сталей з границею міцності  $\sigma_b \geq 500$  МПа.

Профільні з'єднання застосовують для закріплення на валах маховиків, рукояток, важко навантажених деталей, наприклад, корабельних гвинтів тощо

Застосовують овальний, трикутний (рис. 23.1, е) та квадратний (рис. 23.1, д) профілі поперечного перерізу. З метою спрощення технології обробки поверхонь деталей з'єднання додержуються принципу рівноосності – незмінності відстані між двома паралельними дотичними до контуру.

### 23.3 Розрахунок шпонкових, шліцьових, штифтових та профільних з'єднань

**Критерії розрахунку.** Розміри з'єднувальних деталей (клинів, штифтів, шпонок) і елементи з'єднуваних деталей, що безпосередньо сприймають навантаження визначаються розрахунком на попередження руйнувань від напружень зминання, зрізування і згину.

Основними критеріями працездатності і розрахунку зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацюванню від фретингкорозії. Корозійно-механічне спрацювання виникає через відносні мікроколивальні переміщення контактуючих поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання.

**23.3.1. Клинові і штифтові з'єднання.** У спростованій розрахунковій схемі передбачається, що штифт уявляють собою балку навантажену поперечними силами розподіленими по поверхні контакту спряжених деталей.

Умови міцності мають вигляд:

на зминання

$$\sigma_{\zeta i} = F/A_{\zeta i} \leq [\sigma]_{\zeta i}; \quad (23.1)$$

на зрізування

$$\tau_{\zeta \delta} = F/A_{\zeta \delta} \leq [\tau]_{\zeta \delta}; \quad (23.2)$$

на згин

$$\sigma = M/W_0 = \frac{0,5F(0,25d_1 + 0,5b)}{(bh^2/6)} \leq [\sigma], \quad (23.3)$$

де  $A_{зм}$ ,  $A_{зр}$  – площі поверхонь зминання і зрізу відповідно.  $[\sigma]_{зм} = 200$  МПа;  $[\tau]_{зр} = 80$  МПа;  $[\sigma] = 150$  МПа.

**23.3.2. Шпонкові з'єднання. Загальні зауваження до розрахунку.** Усі розміри шпонок і допуски на них стандартизовані. Згідно із стандартом ширину  $b$  і висоту  $h$  шпонки, а також глибину паза на валу  $t_1$  і у втулці  $t_2$  (рис. 23.3, а) приймають залежно

від діаметра вала  $d$ . Довжину шпонки  $\ell$  приймають залежно від ширини розміщеної на валу деталі і узгоджують із стандартом. У загальному випадку приймають  $\ell$  на  $(5 \div 10)$  мм менше ніж довжина маточини або  $\ell \leq 1,5d$ . Робоча довжина призматичних шпонок з плоскими торцями  $\ell_0 = \ell$ , а із округленими –  $\ell_0 = \ell - b$ .

**Ненапружені шпонкові з'єднання.** Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою базується на умові обмеження напружень зминання

$$\sigma_{\zeta i} = F/A_{\zeta i} \leq [\sigma]_{\zeta i}$$

і зрізування

$$\tau_{\zeta \sigma} = 2T/(d\ell_0 b) \leq [\tau]_{\zeta \sigma},$$

де  $F$  – сила, що діє на навантажені поверхні,

$A_{\zeta i}$  – площа поверхні зминання.

За умови, що

$$F = 2T/d; A_{\zeta i} = (h - t_1)\ell_0,$$

умову міцності записують у вигляді

$$\sigma_{\zeta i} = 2T/[d\ell_0(h - t_1)] \leq [\sigma]_{\zeta i}, \quad (23.4)$$

де  $\ell_0$  – робоча довжина шпонки (рис. 23.3).

Проектний розрахунок з'єднання передбачає визначення потрібної робочої довжини шпонки згідно умови (23.4)

$$\ell_0 \geq 2T/[d(h - t_1)[\sigma]_{\zeta i}]. \quad (23.5)$$

Повна довжина шпонки  $\ell_0 = \ell + b$  приводиться у відповідність із стандартним рядом довжини.

Допустимі напруження  $[\sigma]_{\zeta i}$  для нерухомих з'єднань приймають: при перехідних посадках втулки на вал  $[\sigma]_{\zeta i} = (100 \div 120)$  МПа (втулка сталевая) і  $[\sigma]_{\zeta i} = (70 \div 80)$  МПа (втулка з чавуну); при посадках з гарантованим натягом  $[\sigma]_{\zeta i} = (160 \div 180)$  МПа (втулка сталевая і  $[\sigma]_{\zeta i} = (110 \div 130)$  МПа (втулка із чавуну).

Для рухомих з'єднань з напрямними призматичними шпонками допустиме напруження знижують із метою запобігання задирів та зменшення спрацювання і приймають  $[\sigma]_{\zeta i} = (20 \div 30)$  МПа.

**Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою** (рис. 23.4, в). Умова міцності на зминання згідно з виразом (23.4) має вигляд

$$\sigma_{\zeta i} = 2T/[d\ell_0(h - t_1)] \leq [\sigma]_{\zeta i}. \quad (23.16)$$

При невиконанні указаної умови у з'єднанні зі значною довжиною маточини встановлюють в ряд по осі вала дві сегментні шпонки.

**23.3.3. Зубчасті (шліцьові) з'єднання.** Основними критеріями працездатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь зубців зминанню та спрацюванню, які пов'язані з одним і тим же параметром – напруженням зминання  $\sigma_{\zeta i}$ . Це дає змогу розглядати  $\sigma_{\zeta i}$  як узагальнений критерій розрахунку як на зминання, так і на спрацювання за умови, що допустимі значення напружень зминання  $[\sigma]_{\zeta i}$  призначається на підставі досвіду експлуатації конструкцій шліцьових з'єднань. Такий розрахунок називається спрощеним розрахунком по узагальненому критерію.

Уточнений розрахунок виконують згідно з ГОСТ 21425-75, який урахує нерівномірність розподілу навантаження по зубцях та по довжині зубців, характер і режим



навантаження, термін служби тощо. Ураховуючи достатню складність точного розрахунку стандарт допускає виконання спрощеного розрахунку для машин (наприклад, сільськогосподарських), що працюють у специфічних умовах.

**Спрощений розрахунок по узагальненому критерію.** Параметри шліцьового з'єднання приймають згідно стандартів в залежності від діаметра вала, а потім перевіряють розрахунком за узагальненим критерієм

$$\sigma_{\zeta i} = F_t / A_{\zeta i} \leq [\sigma]_{\zeta i}, \quad (23.17)$$

де  $F_t = 2T / (Kz d_m)$  – колова сила, що передається одним шліцом (рис. 23.4);

$K = (0,7 \div 0,8)$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження по шліцам;

$z$  – кількість шліців;

$d_m$  – середній діаметр з'єднання;

$A_{\zeta m}$  – площа зминання робочої поверхні одного шліца;

$[\sigma]_{\zeta m}$  – допустиме напруження зминання.

Отже,

$$\sigma_{\zeta i} = 2\partial / (0,75z d_m A_{\zeta i}) \leq [\sigma]_{\zeta i}. \quad (23.18)$$

Для з'єднань з прямобічним профілем шліців

$$A_{\zeta i} = [(D-d)/2 - 2f] \ell_p; \quad d_m = (D+d)/2, \quad (23.19)$$

де  $\ell_p$  – робоча довжина шліців;

$f$  – фаска шліца.

Для з'єднань з евольвентним профілем шліців

$$A_{\zeta i} = 0,9m \ell_p; \quad d_m = mz, \quad (23.20)$$

де  $m$  – модуль з'єднання.

Для рухомих з'єднань рекомендують робочу довжину маточини (шліців)  $\ell_m$  ( $\ell_p$ ) приймати не менше ніж діаметр валу, тобто  $\ell_p \geq d$ .

Якщо  $\sigma_{\zeta m}$  перевищує  $[\sigma]_{\zeta m}$  більше ніж на 5 %, то збільшують довжину маточини або приймають іншу серію розмірів шліцьового з'єднання і повторюють перевірний розрахунок.

Допустимі напруження для нерухомих з'єднань з незагартованим робочими поверхнями шліців  $[\sigma]_{\zeta m} = (80 \div 120)$  МПа, а із загартованими –  $[\sigma]_{\zeta m} = (120 \div 150)$  МПа. Для рухомих з'єднань із загартованими поверхнями –  $[\sigma]_{\zeta m} = (10 \div 20)$  МПа.

Профільні з'єднання розраховують за умови обмеження напружень зминання, що виникають на спряжених поверхнях, навантажених крутним моментом за умови відсутності зазору у з'єднанні.

## 23.4 Приклади розрахунку нерухомих роз'ємних з'єднань деталей машин із зачепленням

**ПРИКЛАД 1.** Сталева шестірня з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки зі зкругленими торцями (рис. 23.5). Підібрати за стандартом розміри поперечного перерізу ( $b \times h$ ) призматичної шпонки і визначити її довжину  $\ell$  із умови міцності. Навантаження передається без поштовхів, робота з'єднання реверсивна. Матеріал шпонки, вала і шестірні сталь 45 нормалізована. Крутний момент  $T = 550$  Н·м; діаметр вала  $d = 55$  мм.

**РОЗВ'ЯЗАННЯ.**

1. Допустимі напруження для деталей з'єднання. Для указаних у завданні умов роботи і матеріалів деталей приймаються такі допустимі напруження [36]

$$[\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа}; [\tau]_{зр} = 80 \text{ МПа}.$$

2. Вибір розмірів шпонки.

За діаметром вала  $d$  із стандартного ряду (ГОСТ 23360-78) вибираються ширина і висота шпонки, глибина паза у валу та маточині. Для  $d = 55 \text{ мм}$  ці розміри будуть:  $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$ ;  $t_1 = 6 \text{ мм}$ ;  $t_2 = 4,3 \text{ мм}$  [36].

За умовою міцності з'єднання на зминання довжина шпонки визначається за формулою

$$\ell = 2T / [d[\sigma]_{\sigma} (h - t_1)] + b = 2 \cdot 550 \cdot 10^3 / [55 \cdot 100(10 - 6)] + 16 = 66 \text{ мм}.$$

За стандартом приймаємо  $\ell = 70 \text{ мм}$ .

3. Перевірка міцності шпонки.

У відповідальних випадках вибрана довжина шпонки перевіряється за умовою міцності на зрізування

$$\tau_{\sigma\sigma} = F/A = 2T / (d\ell_0 b) = 2 \cdot 550 \cdot 10^3 / (55 \cdot 54 \cdot 16) = 23,2 \text{ МПа},$$

де  $\ell_0 = \ell - b = 70 - 16 = 54 \text{ мм}$ .

Отже, довжина шпонки вибрана правильно, бо

$$\tau_{\sigma\sigma} = 23,2 \text{ МПа} < [\tau]_{\sigma\sigma} = 80 \text{ МПа}.$$

**ПРИКЛАД 2.** Розрахувати сегментну шпонку 1 для з'єднання чавунного шків 2 з валом 3 (рис. 23.6). Матеріал вала і шпонки – сталь 50. З'єднання працює в умовах навантаження з поштовхами. Крутний момент  $T = 65 \text{ Н·м}$ ; діаметр вала  $d = 25 \text{ мм}$ .

**РОЗВ'ЯЗАННЯ.**

1. Вибір допустимих напружень.

Вказані у завданні умови роботи та матеріали деталей з'єднання дають змогу прийняти такі допустимі напруження зминання та зрізу [36]

$$[\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа}; [\tau]_{зр} = 80 \text{ МПа}.$$

2. Вибір розмірів перерізу шпонки.

За діаметром вала  $d$  із стандартного ряду (ГОСТ 24071-80) вибираються ширина та висота шпонки  $b \times h = 6 \times 9 \text{ мм}$ ; її довжина  $L = 21,6 \text{ мм}$  і радіус  $R = 11 \text{ мм}$ , а також глибина паза вала  $t_1 = 6,5 \text{ мм}$  і глибина паза маточини  $t_2 = 2,8 \text{ мм}$ .

3. Перевірка міцності шпонки.

Вибрана за стандартом шпонка перевіряється по міцності на зминання та зрізування.

За умовою міцності на зминання

$$\sigma_{\sigma\sigma} = F/A = 2T / [d\ell(h - t_1)] = 2 \cdot 65 \cdot 10^3 / [25 \cdot 21,6(9 - 6,5)] = 23,2 \text{ МПа}.$$

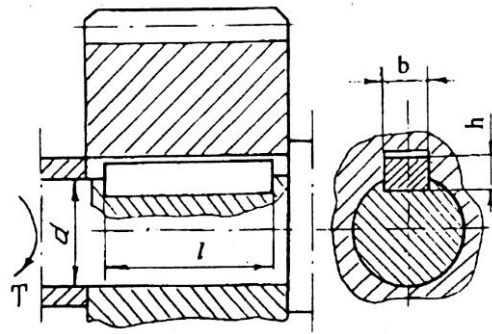


Рис. 23.5. Шпонкове з'єднання шестірні з валом

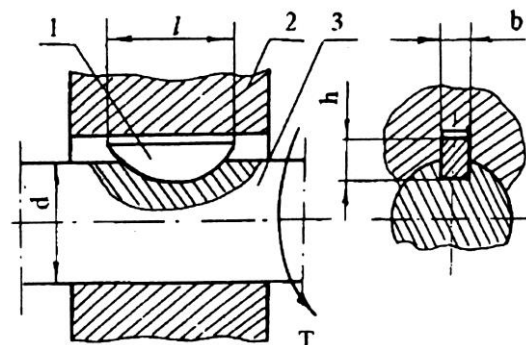


Рис. 23.6. З'єднання сегментною шпонкою

За умовою міцності на зрізування

$$\tau_{\varphi\delta} = F/A_{\varphi\delta} = 2T/(dlb) = 2 \cdot 65 \cdot 10^3 / (25 \cdot 21,6 \cdot 6) = 40,12 \text{ МПа}.$$

Отже, міцність шпонки забезпечується, оскільки

$$\sigma_{\varphi i} = 96,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{\varphi i} = 100 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\varphi\delta} = 40,12 \text{ МПа} < [\tau]_{\varphi\delta} = 80 \text{ МПа}.$$

**ПРИКЛАД 3.** Розрахувати циліндричний штифт та перевірити маточину шестірні на міцність (рис. 23.7) при крутному моменті на валу  $T = 170 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; діаметрі вала  $d = 50 \text{ мм}$ ; діаметрі маточини  $d_m = 1,6d = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}$ ; матеріал елементів з'єднання – сталь 40.

#### РОЗ'ЯЗАННЯ.

1. Вибір допустимих напружень. Для сталі 40 можна вибрати такі допустимі напруження [36]:  $[\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа}$ ;  $[\tau]_{зр} = (40 \div 45) \text{ МПа}$ .

2. Визначення діаметра штифта.

Значення сили, що діє на штифт у його небезпечних перерізах, що знаходяться між валом і маточиною колеса (рис. 23.7) дорівнює

$$F = 2T/d = 2 \cdot 170 \cdot 10^3 / 50 = 5600 \text{ Н}.$$

Із умови міцності на зрізування визначається діаметр штифта за формулою

$$d_{\varphi} = \sqrt{2F/(\pi[\tau]_{\varphi\delta})} = \sqrt{2 \cdot 5600 / (3,14 \cdot 40)} = 9,44 \text{ мм}.$$

Приймається  $d_w = 10 \text{ мм}$ .

3. Перевірка міцності з'єднання штифта з маточиною.

За умовою міцності на зминання перевіряється діаметр маточини

$$\sigma_{\varphi i} = F/[d_{\varphi}(d_i - d)] = 5600/[10(80 - 50)] = 18,67 \text{ МПа}.$$

Отже, міцність маточини забезпечується, оскільки

$$\sigma_{\varphi i} = 18,67 \text{ МПа} < [\sigma]_{\varphi i} = 100 \text{ МПа}.$$

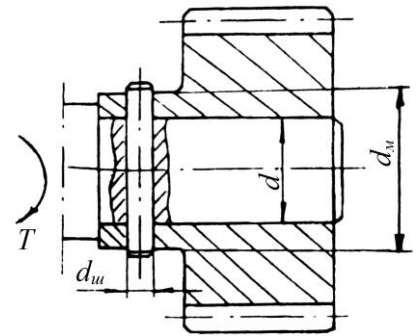


Рис. 23.7. Штифтове з'єднання шестірні з валом

### 23.5 Контрольні запитання

1. Опишіть будову та призначення шпонкових з'єднань. Вкажіть переваги та недоліки.
2. Які є основні види ненапружених та напружених шпонкових з'єднань?
3. Наведіть ескізи ненапружених та напружених шпонкових з'єднань.
4. За якою умовою міцності розраховують шпонкові з'єднання?
5. Запишіть вираз для умови міцності з'єднання призматичною шпонкою.
6. Які фактори впливають на допустимі напруження зминання для шпонкових з'єднань?
7. Назвіть та охарактеризуйте основні типи зубчастих з'єднань.
8. Назвіть основний критерій працездатності зубчастих з'єднань.
9. Запишіть та проаналізуйте умову міцності на зминання зубчастого з'єднання, яке передає тільки обертовий момент.
10. Які фактори впливають на допустимі напруження для зубчастих з'єднань?
11. Наведіть приклади профільних з'єднань і розкажіть принцип їхнього розрахунку.
12. Наведіть приклади клинових і штифтових з'єднань.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

---

1. Войналович О., Моргунюк В. Російсько-український словник наукової і технічної мови (термінологія процесових понять). –Київ: Вирій, Сталкер, 1997. –256 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. –М.: Машиностроение, 1979. –559 с.
3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. –М.: Машиностроение, 1973. –256 с.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. –М.: Машиностроение, 1990. –386 с.
5. Валы и оси. Конструирование и расчет / Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. –М.: Машиностроение, 1970. –320 с.
6. Гаркунов Д.Н. Триботехника. –М.: Машиностроение, 1985. –424 с.
7. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. –Л.: Машиностроение, 1969. –159 с.
8. ГОСТ 18854-94 (ИСО 76-87). Межгосударственный стандарт. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность.
9. ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89). Межгосударственный стандарт. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс.
10. Готовцев А.А., Столбин Г.Б., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. Справочник. –М.: Машиностроение, 1973. –376 с.
11. Гузенков П.Г. Детали машин. –М.: Высшая школа, 1986. –360 с.
12. Детали машин / В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак и др. –М.: Машиностроение, 1972. –503 с.
13. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. –М.: Машиностроение, 1992. –Ч. 2.
14. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. –М.: Машиностроение, 1979. –367 с.
15. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник: В 3-х т. / Под ред. Н.С. Ачеркана. –М.: Машиностроение, 1969. –Т. 3. –472 с.
16. Дмитриев В.А. Детали машин (основы расчета и конструирования машин). – Л.: Судостроение, 1970. –790 с.
17. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. –М.: АCADEMA, 2003.
18. Дырда В.И., Чирик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. –Днепропетровск: Полиграфист, 2000. –581 с.
19. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. Детали машин. Атлас. –М.: Гостехиздат, 1964. –253 с.
20. Заблонский К.И. Детали машин. –К.: Вища школа, 1985. –518 с.
21. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. –М.: Машиностроение, 1981.
22. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. –М.: Высшая школа, 1975. –551 с.
23. Иванов М.Н. Детали машин. –М.: Высшая школа, 1991. –384 с.
24. Иосилевич Г.Б. Детали машин. –М.: Машиностроение, 1988. –368 с.
25. Ковальчук Р.М., Коновалюк Д.М. Деталі машин. –Київ: Кондор, 2004. –584 с.
26. Кудрявцев В.Н. Детали машин. –Л.: Машиностроение, 1980.
27. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет редукторов. Справочное пособие. –Л.: Машиностроение, 1971. –328 с.
28. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. В 3-х кн. –М.: Машиностроение, 1977. –357 с. (кн.3).
29. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. –Киев, 1978.
30. Павлище В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин. –К.: Вища школа, 1993.
31. Павлище В.Т., Данило Я.Я. Різби, різбові та кріпильні деталі: Довідник. –Львів: Інтелект-Захід, 2001. –239 с.
32. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшова. – М., 1977.
33. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. –280 с.
34. Полые оси и валы / Школьник Л.М., Коваленко Ю.Е., Мартынов Н.И. и др. – М.:Машиностроение, 1968.
35. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи: (Вариаторы). –М.: Машиностроение, 1980. –320 с.
36. Решетов Д.Н. Детали машин. –М.: Машиностроение, 1989. –498 с.
37. Детали машин: Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред.

- О.А. Ряховского. –2-е изд., перераб. –М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. –520 с. – (Сер. Механика в техническом университете; Т. 8).
38. Технічна механіка. Кн. 4. Деталі машин: Підручник / Д.В. Чернілевський, В.С. Павленко, М.В. Любін. –К.: НМК ВО, 1992. –360 с.
39. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. –М.: Машиностроение, 1969. –488 с.
40. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. –М.: Машгиз, 1963. –243 с.
41. Овчаренко Ю.М., Дирда В.І. Розрахунок привода сільськогосподарських машин. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2006. –76 с.
42. Дирда В.І., Овчаренко Ю.М. Довідковий посібник до розрахунку сільськогосподарських та підйомно-транспортних машин: Навчально-методичний посібник. –Дніпропетровськ: ДДАУ, 2003. –52 с.
43. Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков І.Є. Практикум з курсу деталі машин: Навчально-методичний посібник. –Дніпропетровськ: ДДАУ, 2005. –76 с.
44. Потураев В.Н., Дырда В.И., Надутый В.П. Резина в горном деле. –М.: Недра, 1974. –152 с.
45. Лавендел Э.Э. Расчет резинотехнических изделий. – М.: Машиностроение, 1976. –232 с.
46. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. –216 с.
47. Прикладные методы расчета изделий из высокоэластичных материалов / Дымников С.И., Лавендел Э.Э., Павловскис А.-М.А., Сниеги М.И.; Под ред. Лавендела Э.Э. –Рига: Зинатне, 1980. –238 с.
48. Ильющин А.А., Победри Б.Е. Основы математической теории термовязкоупругости. –М.: Наука, 1970. –280 с.
49. Термомеханика эластомерных элементов конструкций при циклическом нагружении / Потураев В.Н., Дырда В.И., Карнаухов В.Г. и др.; Под ред. Потураева В.Н. –Киев: Наукова думка, 1987. –288 с.
50. Лурье А.И. Теория упругости. –М.: Наука, 1970. –945 с.
51. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. –Киев: Наукова думка, 1972. –501 с.
52. Работнов Ю.Н. Элементы наследственной механики твердых тел. –М.: Наука, 1977. –384 с.
53. Ржаницын А.Р. Некоторые вопросы механики систем, деформирующихся во времени. –М.;Л.: Гос-техиздат, 1949. –264 с.
54. Колтунов М.А. Ползучесть и релаксация. –М.: Высшая школа, 1976. –277 с.
55. Ферри Д. Вязкоупругие свойства полимеров. –М.: Изд-во иностр. лит., 1963. –536 с.
56. Грин А., Адкинс Дж. Большие упругие деформации и нелинейная механика сплошной среды. –М.: Мир, 1965. –456 с.
57. Трелоар Л. Физика упругости каучука. –М.: Изд-во иностр. лит., 1953. –240 с.
58. Бартенев Г.М., Хазанович Т.Н. О законе высокоэластичности деформаций сеточных полимеров // Высокомолекулярные соединения. –1960. –Т. 2, № 1. –С. 20-28.
59. Черных К.Ф., Шубина И.М. Законы упругости для изотропных несжимаемых материалов (феноменологический подход) // Механика эластомеров. Межвед. сб. –Краснодар: Изд-во Кубанского гос. ун-та, 1977. –С. 54-64.
60. Ogden R.W. Large deformation isotropic elasticity – on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids // Proc. Roy. Soc. – London. – 1972. –V.A.326. –P. 565-584.
61. Гольденблат И.И. Нелинейные проблемы теории упругости. – М.: Наука, 1969. –336 с.
62. Green A.E., Rivlin R.S., Shield R.T. General theory of small elastic deformations superposed of large elastic deformations// Proc. Roy. Soc. Ser. A. –London. –1953. –V.211. –P. 128-154.
63. Spenser A.J.-M. The static theory of finite elasticity// J. Inst. Math. – 1970. – V.6. – P. 164-200.
64. Зубов Л.М. Вариационные принципы нелинейной теории упругости. Случай наложения малой деформации на конечную // Прикладная математика и механика. – 1971. –Т. 35, Вып. 5. – С. 849-852.
65. Лыков А.В. Теория теплопроводности. –М.: Высшая школа. 1967. -599.
66. Дырда В.И. Резиновые элементы вибрационных машин. – Киев: Наукова думка, 1980. – 100 с.
67. Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины. –Киев: Наукова думка, 1980. –260 с.
68. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наукова думка, 1988. – 232 с.
69. Дырда В.И., Мазнецова А.В., Твердохлеб Т.Е. Расчет силовых резинотехнических изделий в горном машиностроении. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1991. – 62 с. (Производство РТИ и АТИ: тем обзор).
70. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. –Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – 1981. –509 с.
71. Тихомиров П.В. Определение жесткости призматического резинометаллического амортизатора// Вопросы динамики и прочности. –Рига: Зинатне, 1083. –№ 42. – С. 104-111.
72. Расчеты на прочность в машиностроении / Пономарев С.Д. Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. –М.: Машгиз, 1958. –Т.2. –974 с.

73. Ляпунов В.Г., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: Справочник. –Л.: Судостроение, 1988. –216 с.
74. Потураев В.Н., Дырда В.И., Санкин В.А. О теплообразовании в резиновых призматических элементах при циклических деформациях сжатия и сдвига // Каучук и резина. –1973. –№ 9. –С. 41-44.
75. Потураев В.Н., Дырда В.И., Карнаухов В.Г., Мазнецова А.В., Сенченков И.К. Исследование вибрационного разогрева прямоугольной вязкоупругой призмы при циклическом сдвиге // Прикладная механика. – 1976. –Т. 12, № 11. – С. 57-61.
76. Дырда В.И., Твердохлеб Т.Е., Мазнецова А.В. Расчет полей температур в резиновых конструкциях с учетом изменяющегося коэффициента диссипации / АН УССР. Ин-т геотехнической механики. – Днепропетровск, 1976. –11 с. –Деп. в ВИНТИ № 2310-76.
77. Тихомиров П.В. Определение стационарного температурного поля при кинематическом возбуждении призматического резинометаллического амортизатора // Вопросы динамики и прочности. –Рига: Зинатне, 1984. –Вып.44. –С.70-79.
78. Губанов В.В. Прогнозирование срока службы резинотехнических изделий, работающих при циклических деформациях // Вопр. динамики и прочности. –Рига: Зинатне, 1982. –Вып. 40. –С. 21-33.
79. Payne A.R. Shape factors and functions in rubber engineering // Engineer. – 1959. –V. 207. –P. 51-59.
80. Лавендел Э.Э. Расчет цилиндрических резинометаллических амортизаторов сжатия // Изв. АН Латв. СССР. –1960. –№ 4. –С. 153.
81. Дымников С.И. Об одном приближенном методе решения задач теории упругости для несжимаемого материала // Вопросы динамики и прочности. –Рига: Зинатне, 1967. –Вып. 15. –С. 42.
82. Расчет слоистых резинометаллических виброизоляторов / В.И. Дырда, Г.Н. Голуб и др.; АН УССР. Ин-т геотехнической механики. –Днепропетровск, 1989. –11 с. –Деп. в ВИНТИ 22.11.89, № 6987-В89.
83. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. –М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.
84. Исследование напряженно-деформированного состояния и расчет жесткости резинометаллических виброизоляторов при деформациях сдвига / И.К. Сенченков, В.И. Дырда и др.; АН УССР. Ин-т геотехнической механики. –Днепропетровск, 1989. – 12 с. – Деп. в ВИНТИ 29.05.89, №3543-В89.
85. Дымников С.И. Расчет резинометаллических шарниров // Вопросы динамики и прочности. –Рига: Зинатне, 1974. –Вып. 29. –С. 153.
86. Потураев В.Н., Санкин В.А., Дырда В.И. О теплообразовании в резинометаллических шарнирах при многократном циклическом нагружении // Каучук и резина. –1972. –№ 12. –С. 36-39.
87. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике. –М.: Мир, 1975. –541 с.
88. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред. – М.: Мир, 1976. –464 с.
89. Горелик Б.М. Цилиндрические резинометаллические амортизаторы: Обзор // Производство резинотехнических и асбестотехнических изделий. –М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1989. –№ 1. –68 с.
90. Cost T.L., Heard M. Finite-element analysis of coupled thermoviscoelastic structures undergoing sustained periodic vibrations// AIAA Journal. – 1978. – V. 16, № 18. – P. 795-799.
91. Козлов В.И., Карнаухов В.Г. Конечноеэлементный метод исследования термомеханического поведения вязкоупругих тел при циклическом нагружении // Прикладная механика. –1983. –Т. 19, № 11. –С. 40-45.
92. Мазнецова А.В. Использование температурного критерия при оценке долговечности резиновых деталей / АН УССР. Ин-т геотехнической механики. – Днепропетровск, 1978. –10 с. –Деп. в ВИНТИ 14.01.78, № 389-78.
93. ОСТ 95. 609-86. Блоки резинометаллические. Конструкция и размеры. – Взамен ОСТ 95.609-78; Введ. 01.01.87. –6 с.
94. ОСТ 95.465-84. Шарниры резинометаллические. Конструкции и размеры. Технические требования. – Взамен ОСТ 95.465-76; Введ. 01.01.85. – 8 с.
95. ОСТ 95.10196-86. Виброизоляторы резиновые. Конструкция и размеры. – Введ. 01.01.87. – 7 с.

# ЗМІСТ

<b>Передмова.....</b>	<b>3</b>
<b>1 Вступ .....</b>	<b>4</b>
1.1 Визначення об'єктів, що розглядаються в курсі «Деталі машин і основи конструювання» .....	5
1.2 Види навантажень, що діють на деталі машин.....	6
1.3 Критерії працездатності машин .....	7
1.4 Машинобудівні матеріали та їх основні механічні характеристики.....	9
1.5 Основи розрахунку деталей машин на міцність .....	14
1.6 Стандартизація та взаємозамінність в машинобудуванні .....	18
1.7 Основи оптимального та автоматизованого проектування (САПР) .....	19
1.8 Контрольні запитання .....	21
<b>2 Механічні передачі.....</b>	<b>22</b>
2.1 Призначення механічних передач та їх класифікація.....	22
2.2 Характеристики механічних передач.....	23
2.3 Приклад розрахунку привода .....	24
2.4 Контрольні запитання .....	25
<b>3 Зубчасті передачі .....</b>	<b>27</b>
3.1 Загальні відомості.....	27
3.2 Циліндричні зубчасті передачі .....	28
3.3 Конічні зубчасті передачі .....	53
3.4 Циліндричні передачі з зачепленням Новикова.....	57
3.5 Планетарні передачі.....	59
3.6 Хвильові передачі.....	63
3.7 Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі .....	66
<b>4 Черв'ячні передачі.....</b>	<b>69</b>
4.1 Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач .....	69
4.2 Основні геометричні співвідношення.....	70
4.3 Кінематично-силові співвідношення .....	73
4.4 Матеріали черв'ячних передач. Критерії працездатності та розрахунків .....	75
4.5 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач .....	76
4.6 Розрахунок зубців колеса на витривалість і міцність .....	78
4.7 Перевірний розрахунок черв'яка на жорсткість .....	79
4.8 Приклад розрахунку черв'ячної передачі .....	79
4.9 Контрольні запитання .....	82
<b>5 Пасові передачі.....</b>	<b>83</b>
5.1 Загальні відомості.....	83
5.2 Класифікація пасових передач .....	83
5.3 Особливості застосування .....	83
5.4 Конструкції і матеріали пасів .....	84
5.5 Основи розрахунку пасових передач.....	85
5.6 Плоскопасові передачі.....	90
5.7 Зубчасті пасові передачі .....	91
5.8 Клинопасові передачі.....	92
5.9 Контрольні запитання .....	100
<b>6 Фрикційні передачі.....</b>	<b>102</b>
6.1 Загальні відомості та класифікація.....	102
6.2 Основні фактори, що визначають якість фрикційної передачі .....	104
6.3 Матеріали, конструкція, натискні пристрої фрикційних передач.....	105
6.4 Види руйнування котків, критерії розрахунку, допустимі контактні напруження та тиски.....	106
6.5 Розрахунок циліндричних фрикційних передач .....	107
6.6 Фрикційні варіатори .....	109
6.7 Приклад розрахунку фрикційної передачі .....	110
6.9 Контрольні запитання .....	111
<b>7 Ланцюгові передачі .....</b>	<b>112</b>
7.1 Загальні відомості.....	112
7.2 Типи ланцюгів .....	112
7.3 Критерії працездатності ланцюгових передач.....	114
7.4 Матеріали ланцюгів .....	114
7.5 Основні параметри ланцюгових передач.....	114
7.6 Розрахунок ланцюгових передач .....	115
7.7 Сили, що діють у вітках ланцюгової передачі .....	117
7.8 Особливості швидкості руху ланцюга .....	118
7.9 Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	119

7.10	Контрольні запитання .....	120
<b>8</b>	<b>Передача гвинт-гайка .....</b>	<b>121</b>
8.1	Загальні відомості і класифікація .....	121
8.2	Конструкції та матеріали деталей передач гвинт-гайка .....	124
8.3	Розрахунок передач гвинт-гайка .....	124
8.4	Контрольні запитання .....	125
<b>9</b>	<b>Вали та осі .....</b>	<b>126</b>
9.1	Загальні відомості .....	126
9.2	Розрахунки валів .....	127
9.3	Приклад розрахунку вала .....	136
9.4	Контрольні запитання .....	140
<b>10</b>	<b>Підшипники ковзання .....</b>	<b>142</b>
10.1	Загальні відомості .....	142
10.2	Конструкції підшипників ковзання .....	142
10.3	Матеріали для підшипників ковзання .....	143
10.4	Системи змащування підшипників ковзання .....	145
10.5	Критерії працездатності підшипників .....	145
10.6	Види тертя у підшипниках ковзання .....	145
10.7	Розрахунок підшипників ковзання напіврідинного тертя .....	145
10.8	Розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя .....	146
10.9	Тепловий розрахунок підшипників ковзання .....	148
10.10	Приклад розрахунку .....	149
10.11	Контрольні запитання .....	149
<b>11</b>	<b>Підшипники кочення .....</b>	<b>150</b>
11.1	Загальні відомості .....	150
11.2	Класифікація підшипників кочення .....	150
11.3	Основні типи підшипників кочення .....	151
11.4	Критерії працездатності .....	152
11.5	Розподіл навантаження між тілами кочення (задача Штрибека) .....	153
11.6	Кінематика підшипників кочення .....	154
11.7	Динаміка підшипників кочення .....	154
11.8	Вибір типу підшипника .....	155
11.9	Порядок вибору підшипників кочення за динамічною вантажністю .....	155
11.10	Особливості вибору радіально-упорних підшипників .....	158
11.11	Швидкохідність підшипників .....	160
11.12	Змащення підшипників .....	160
11.13	Основні напрямки у конструюванні та розрахунках опор кочення .....	160
11.14	Приклад вибору підшипників кочення .....	161
11.15	Контрольні запитання .....	161
<b>12</b>	<b>Пружні елементи машин .....</b>	<b>162</b>
12.1	Основні поняття .....	162
12.2	Класифікація пружних елементів .....	162
12.3	Конструктивні виконання пружин .....	162
12.4	Матеріали пружин .....	163
12.5	Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску .....	164
12.6	Приклад розрахунку пружних елементів .....	166
12.7	Контрольні запитання .....	166
<b>13</b>	<b>Гума як конструкційний матеріал .....</b>	<b>168</b>
13.1	Вступ .....	168
13.2	Методи розрахунку гумових деталей .....	172
<b>14</b>	<b>Муфти .....</b>	<b>211</b>
14.1	Призначення і класифікація .....	211
14.2	Некеровані (нерозчіпні) муфти .....	212
14.3	Керовані (розчіпні) муфти .....	220
14.4	Самокеровані розчіпні муфти .....	223
14.5	Контрольні запитання .....	224
<b>15</b>	<b>Основи триботехніки .....</b>	<b>225</b>
15.1	Тертя .....	225
15.2	Мастильні матеріали .....	226
15.3	Змащувальні пристрої .....	227
15.4	Ущільнювачі .....	228
15.5	Контрольні запитання .....	228
<b>16</b>	<b>Корпусні деталі .....</b>	<b>229</b>
16.1	Класифікація .....	229
16.2	Вибір матеріалу .....	229



16.3	Вибір оптимальних форм та визначення параметрів .....	229
16.4	Конструювання корпусних деталей .....	230
<b>17</b>	<b>Заклепкові з'єднання .....</b>	<b>232</b>
17.1	Загальні відомості і класифікація .....	232
17.2	Розрахунок заклепкових з'єднань .....	234
17.3	Приклад розрахунку заклепкового з'єднання .....	235
17.4	Контрольні запитання .....	235
<b>18</b>	<b>З'єднання деталей з натягом .....</b>	<b>236</b>
18.1	Загальні відомості і класифікація .....	236
18.2	Розрахунок на міцність .....	237
18.3	Приклад розрахунку пресового з'єднання .....	240
18.4	Контрольні запитання .....	241
<b>19</b>	<b>Конічні та клемові з'єднання .....</b>	<b>242</b>
19.1	Конічні з'єднання .....	242
19.2	Клемові з'єднання .....	243
19.3	Контрольні запитання .....	244
<b>20</b>	<b>Зварні з'єднання .....</b>	<b>245</b>
20.1	Загальні відомості та класифікація .....	245
20.2	Види зварних з'єднань і типи зварних швів .....	246
20.3	Розрахунок зварних з'єднань .....	250
20.4	Приклади розрахунків зварних з'єднань .....	255
20.5	Контрольні запитання .....	257
<b>21</b>	<b>Паяні та клейові з'єднання .....</b>	<b>258</b>
21.1	Паяні з'єднання .....	258
21.2	Клейові з'єднання .....	260
21.3	Контрольні запитання .....	261
<b>22</b>	<b>Різьбові з'єднання .....</b>	<b>262</b>
22.1	Загальні відомості і класифікація .....	262
22.2	Основні геометричні параметри кріпильних різьб .....	263
22.3	Конструкції та матеріали різьбових деталей .....	264
22.4	Основні елементи теорії гвинтової пари .....	266
22.5	Способи стопоріння різьбових з'єднань .....	268
22.6	Розрахунок різьбових з'єднань .....	269
22.7	Приклади розрахунків гвинтових з'єднань .....	277
22.10	Контрольні запитання .....	279
<b>23</b>	<b>Шпонкові, шліцеві, штифтові та профільні з'єднання .....</b>	<b>280</b>
23.1	Загальні відомості та класифікація .....	280
23.2	Конструкція і матеріали .....	281
23.3	Розрахунок шпонкових, шліцевих, штифтових та профільних з'єднань .....	283
23.4	Приклади розрахунку нерухомих роз'ємних з'єднань деталей машин із зачепленням .....	285
23.5	Контрольні запитання .....	287
	<b>Список літератури .....</b>	<b>288</b>

