

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

модуль №2 «Типові деталі і вузли механізмів машин»:
курс лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти ОПП «Агроінженерія» спеціальності Н7 «Агроінженерія»
заочної форми здобуття вищої освіти

МИКОЛАЇВ
2026

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 18.05.2026 р., протокол № 8.

Укладач:

О. В. Баранова – асистентка кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

І. В. Галич – канд. техн. наук, доцент, завідувач доцент кафедри агроінженерії, Державний біотехнологічний університет, м. Харків;

Д. Д. Марченко – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

ЗМІСТ

Вступ	4
Лекція 1. Вали та осі. Муфти.	5
Лекція 2. Підшипники кочення та ковзання.	29
Лекція 3. Роз'ємні з'єднання.	54
Лекція 4. Шпонкові і шліцьові з'єднання.	65
Лекція 5. Зварні та заклепкові з'єднання.	82
Література	95

Вступ

Навчальна дисципліна «Деталі машин» є компонентою освітньо-професійної програми підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю Н7 «Агроінженерія» та узгоджується з її метою – підготовка бакалаврів за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти – здатність розв’язувати складні спеціалізовані задачі та практичні проблеми у галузі агропромислового виробництва, що передбачає застосування певних знань та вмінь, технологічних методів та прийомів і характеризується комплексністю та невизначеністю умов; формування знань, умінь та досвіду з принципів дії, будови, основ теорії та методів інженерних розрахунків деталей і вузлів машин загального призначення, правил і норм їхнього конструювання з урахуванням реальних умов роботи та вимог сучасних стандартів, які має продемонструвати здобувач вищої освіти після засвоєння навчальної дисципліни.

Основні завдання вивчення навчальної дисципліни:

- знання і розуміння засад технологічних, фундаментальних та інженерних наук, що лежать в основі галузевого машинобудування відповідної галузі;
- знання та розуміння механіки і машинобудування та перспектив їхнього розвитку;
- здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні;
- обирати і застосовувати потрібне обладнання, інструменти та методи;
- розробляти деталі та вузли машин із застосуванням систем автоматизованого проєкту.

Курс лекцій розроблено відповідно до навчального плану підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю Н7 «Агроінженерія» заочної форми здобуття вищої освіти.

Лекція 1. Вали та осі. Муфти.

1.1. Вали та осі. Загальні відомості та класифікація.

На вали та осі встановлюються деталі, що обертаються: зубчасті колеса, шків, зірочки та ін. Вал призначений для передачі крутного моменту, що сприймається або передається, встановленими на валу деталями. При роботі машини вал випробовує згин і кручення, а в деяких випадках додатково розтяг або стиск. Вісь відрізняється від вала тим, що не передає крутного моменту.

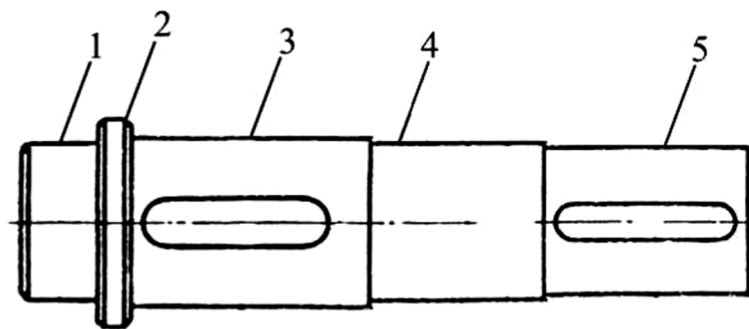


Рис. 1.1.

Вали та осі підрозділяються на прямі, колінчасті та гнучкі. В даному курсі вивчаються тільки прямі вали та осі. Конструктивно прямі вали виконуються гладкими і ступінчастими. Частіше виконання валів буває ступінчастим, тобто діаметри ділянок вала до середини вала збільшуються. Приклад ступінчастого вала показаний на рис. 1.1.

Циліндричні поверхні ступенів мають різне призначення. Так, наприклад, у вала (рис. 1.1) поверхні 1 і 4 є опорними або цапфами, і служать для установки на них підшипників. Цапфа 4, розташована в середній частині вала, називається шийкою, а цапфа 1, що знаходиться в кінці вала, називається шипом. П'ятою називають торцеву поверхню цапфи, через яку на опору, звану підп'ятником передається осьове

навантаження. На валу також виконані ступені 3 і 4, на яких встановлюються деталі. Ці поверхні іноді називають несучими поверхнями. Поверхня 2 – проміжна, служить для упора ступиці.

Як видно з рисунка, форма ступінчастого валу наближається до форми двоопорної балки рівного опору згину. Ступінчастість валу забезпечує зручність збірки механізму і приблизну рівність напружень по довжині валу.

З метою зменшення маси вали іноді виконують порожнистими. Наявність внутрішньої порожнини практично не впливають на міцність валу. Наприклад, якщо по осі валу виконаний отвір діаметром удвічі меншим зовнішнього діаметра валу, то його маса зменшується на 25%, а напруження згину і кручення за інших незмінних умов зростуть всього на 6%.

1.2. Матеріали валів.

У разі застосування підшипників кочення вали та осі виготовляються переважно з вуглецевих і низьколегованих сталей марок 45, 40Х, 40 ХМ. Якщо вали та осі встановлені на підшипниках ковзання, то вони виготовляються з низьковуглецевих сталей 20, 20Х, 15ХНЗА. Цапфи таких валів і осей для підвищення зносостійкості піддають поверхневому зміцненню (цементації та гартуванню), шліфуванню і поліровці.

До типових видів руйнування валів відноситься втомний злам, що є слідством дії напружень, що циклічно змінюються, від згину і кручення. Напруження від розтягу або стиску звичайно бувають невеликими. Відповідно до цього основного виду розрахунку валів є розрахунок на втомленість.

Як відомо, втомна міцність визначається діючими навантаженнями, розмірами деталі, наявністю і видом концентраторів напружень, якістю обробки поверхні та ін. Вплив цих чинників важко врахувати на першій стадії проектування, тому розрахунок на втомну міцність виконують як перевірочний після розробки конструкції машини. Для попереднього визначення діаметра вала проводять проектувальний розрахунок, що носить умовний характер.

1.3. Критерії працездатності валів та осей.

Основними критеріями працездатності валів та осей є міцність і жорсткість. Вали та осі, що обертаються при роботі випробовують тим, що циклічно змінюються напруги. Міцність оцінюють коефіцієнтом запасу міцності при розрахунку валів та осей на опір втоми, а жорсткість — прогинанням, кутами повороту або закручення перетинів в місцях установки деталей. Практикою встановлено, що руйнування валів та осей швидкохідних машин в більшості випадків носить втомний характер, тому основним є розрахунок на опір втомленості.

Основними розрахунковими силовими чинниками є моменти: крутні T і згинаючі M . Вплив розтягуючих і стискаючих сил на міцність не велике та їх в більшості випадків не враховують.

1.4. Проектний розрахунок валів.

При проведенні проектувального розрахунку враховують дію тільки крутного моменту T , оскільки величина згинаючого моменту M визначається розмірами вала і може бути найдена тільки після розробки конструкції машини в цілому. Дія згинаючого

моменту, яка може бути більш істотною в порівнянні з крутним, вплив концентраторів напружень та інших чинників, що зменшують міцність, при проектувальному розрахунку, приблизно враховують значним зниженням допустимих дотичних напружень $[\tau]$. В результаті розрахунку звичайно *визначають діаметр кінцевої ділянки вала*. Для проміжних валів *визначають діаметр під деталлю, встановлюваною на валу*. Решта діаметрів валів визначається при конструюванні.

Виходячи з умови $\tau < [\tau]$ і рахуючи момент опору площі поперечного вала рівним $W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^2$, одержують формулу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (1.1)$$

де $[\tau]$ – допустимі дотичні напруження, які звичайно приймають для валів редукторів в межах 15...20 МПа.

Існує стандарт, що встановлює значення діаметрів вихідних ділянок валів редукторів залежно від величини крутного моменту, що передається і міцністних характеристик матеріалу вала, визначуваних через твердість згідно стандарту. Цей же стандарт визначає конструкцію кінцевих ділянок валів і усі їхні розміри. Сам проектувальний розрахунок вхідного і вихідного валів фактично зводиться до знаходження розмірів кінцевих ділянок всіх валів згідно стандарту. Завдяки застосуванню вказаного стандарту скорочується число типорозмірів муфт, що використовуються для з'єднання валів.

1.5. Перевірочний розрахунок валів.

Вали перевіряються на міцність, жорсткість, а у ряді випадків на коливання (критичну частоту обертання). Задачею перевірконого розрахунку на міцність є визначення запасу втомної міцності в перетині вала, де цей запас мінімальний, і в порівнянні отриманого запасу допустимої міцності, тобто критерієм міцності вала є виконання умови $s \geq s_{min}$.

В процесі перевірконого розрахунку приймаються наступні допущення:

- діючі на вал розподілені навантаження замінюють зосередженими силами;
- навантаження, що передаються на вал з боку надітих на нього деталей, приймають прикладеними в середині ширини ступиці;
- підшипники розглядають як шарнірні опори, одна з яких вважається нерухомою;
- сам вал вважають шарнірно опорним круглим брусом, що працює на згин і кручення;
- впливом сили тяжкості валів і надітих на нього деталей, як правило, нехтують.

Як приклад на рис. 1.2, *а*, *б* приведена схема навантаження вала одноступінчастого редуктора.

В середині кінцевих ділянок вхідного і вихідного валів прикладаються так звані консольні навантаження, що виникають від неточностей монтажу, неминучих при з'єднанні валів.

Величини консольних навантажень визначаються за емпіричною формулою

$$F_k = (120 \dots 280) \sqrt{T}, \quad (1.2)$$

де F_k – консольне навантаження, Н; T – момент на валу, Нм.

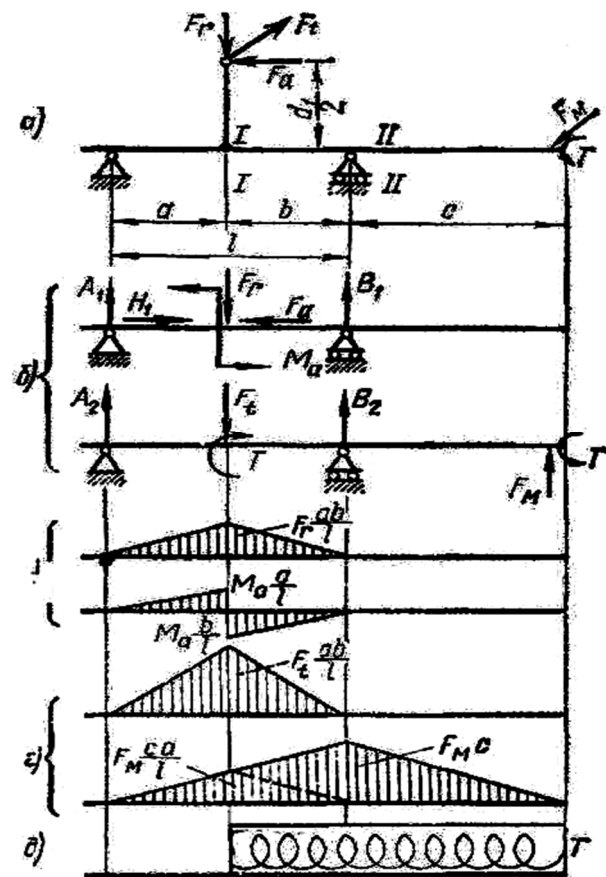


Рис. 1.2.

В загальному випадку вали навантажені просторовою системою сил, тому епюри згинаючих моментів, необхідні для проведення розрахунку, будують в двох взаємно перпендикулярних площинах, що проходять через вісь симетрії валу.

Побудову епюр проводять на основі схеми навантаження прийомами, висловлюваними в курсі опору матеріалів. Заздалегідь в кожній з площин визначають складові реакцій опор. Для визначення цих складових використовуються два рівняння моментів щодо опор, а рівняння в проекціях на ось, перпендикулярно осі вала, застосовують для контролю правильності проведених обчислень.

Зразковий вид епюр згинаючих моментів M_z і M_y , діючих на вал в площинах xoy і xoz відповідно, показані на рис. 1.2, в, г. Там же

показана епюра результуючого згинаючого моменту M_{Σ} , що є геометричною сумою моментів M_z і M_y . Величина цього моменту обчислюється за формулою:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}. \quad (1.3)$$

При прийнятих допущеннях епюри M_y і M_z лінійні, але епюра M_{Σ} в загальному випадку нелінійна і є просторовою; проте цією обставиною можна нехтувати, вважати її шматково-лінійною і будувати епюру M_{Σ} по точках, в яких епюри M_y і M_z мають злами.

Під епюрою M_{Σ} показана епюра крутного моменту і схематичне креслення вала. Зіставляючи епюри з кресленням вала, можна намітити розрахункові перетини, які ймовірно можуть бути небезпечними перетинами вала. В одному з цих перетинів запас втомної міцності буде якнайменшим. *Цей перетин називається небезпечним.*

При виборі розрахункових перетинів керуються значеннями крутних і згинальних моментів, розмірами і формою поперечного перетину вала, наявністю концентраторів напружень (канавок, виточок, шпонкових пазів, посадок та ін.), якістю (чистотою) обробки поверхні. Однозначно визначити небезпечний перетин без проведення розрахунків в декількох перетинах, як правило, не представляється можливим.

В даному прикладі як розрахункові доцільно розглянути перетини I-I і II-II. В перетині I-I діє максимальний згинаючий момент (M_{Σ}^{max}), є концентратори напружень у вигляді шпонкового паза, посадки з натягом; в перетині II-II діє також значний згинаючий момент і концентратори напружень у вигляді переходів від одного

діаметра до іншого, а також посадка з натягом.

В кожному з розрахункових перетинів обчислюють напруження згину $\sigma_{зз}$, стиску або розтягу σ і кручення τ :

$$\sigma_{зз} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{зз}}; \quad \sigma = \frac{F_a}{A}; \quad \tau = \frac{T}{W_{кр}}. \quad (1.4)$$

Для поперечного перетину у формі кола діаметром d існує наступна залежність

$$W_{зз} = 0,1 \cdot d^3; \quad W_{кр} = 2W_{зз}; \quad A = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (1.5)$$

Знайдені напруження є початковими для визначення амплітудних σ_a , τ_a і середніх σ_m , τ_m напружень циклів навантаження вала від згину і кручення.

Звичайно вал обертається щодо нерухомих векторів зовнішнього навантаження. При цьому напруження згину міняються по симетричному циклу, тобто $\sigma_a = \sigma_{зз}$, $\sigma_m = 0$. Напруження стиску або розтягу будуть малі, тобто $\sigma = 0$. Напруження від кручення змінюються тільки при зміні величини крутного моменту на перехідних режимах, при зупинках і пусках і зміні напрямку обертання вала (реверсі). Проте, в практиці розрахунків звичайно приймають, що при *нереверсивному* навантаженні *дотичні напруження* змінюються по пульсуючому (віднулевому) циклу, тобто

$$\tau_a = \frac{\tau}{2} \quad \text{і} \quad \tau_m = \frac{\tau}{2}. \quad (1.6)$$

А при *реверсивному* навантаженні – по симетричному циклу, тобто

$$\tau_a = \tau \quad \text{і} \quad \tau_m = 0. \quad (1.7)$$

Більш детально порядок перевірного розрахунку вала

висловлюється в посібниках, тут лише вкажемо загальний підхід до розрахунку.

Знаючи марку матеріалу і вид термообробки валу, визначають характеристики втомної міцності матеріалу валу, тобто межі втомної міцності σ_{-1} і τ_{-1} і значення коефіцієнтів ψ_σ і ψ_τ , що враховують дію середніх напружень циклу.

При орієнтовних розрахунках і відсутності даних можна приймати для сталей

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,46) \sigma_e; \quad \tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}. \quad (1.8)$$

Для середньовуглецевих сталей можна приймати $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$; для легованих сталей – $\psi_\sigma = 0,30$, $\psi_\tau = 0,10$.

Після конструювання валу, тобто визначення його форми, розмірів, якості обробки та ін., використовуючи довідкові таблиці, визначають значення коефіцієнтів, що враховують вплив на міцність валу концентраторів напружень, розмірів вала та обробки поверхні.

Маючи ці дані, обчислюють значення коефіцієнтів $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$, які враховують комбіновану дію різних чинників на зниження меж витривалості. Потім в кожному з вибраних перетинів визначають запаси втомної міцності по згину s_σ і крученню s_τ за формулами

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D} + \sigma_m \psi_\sigma}; \quad (1.9)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \tau_m \psi_\tau}. \quad (1.10)$$

Потім визначають загальний запас втомної міцності s за формулою:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}. \quad (1.11)$$

В небезпечному перетині повинна виконуватися умова

$$s \geq s_{min} = 1,5. \quad (1.12)$$

Оптимально проєктований вал повинен мати запас втомної міцності дещо більший 1,5. Якщо він істотно перевищує вказаний, то це свідчить про те, що конструкція валу перевантажена і з метою зниження металоємності машини її слід переробити. Проте, часто це неможливо, оскільки розміри валу визначаються його жорсткістю або вантажопідйомністю і розмірами встановлюваних на вал підшипників.

1.6. Муфти.

1.6.1. Загальні відомості та класифікація.

Муфтами називають пристрої, призначені для з'єднання і передачі обертання між валами спільно працюючих елементів машини (двигун–передача–виконавчий механізм). Вали переважно розташовані так, що геометрична ось одного складає продовження геометричної осі іншого валу. В сучасному машинобудуванні застосовується велика кількість муфт, що розрізняються за принципом дії, призначенням і конструкцією. За цих ознаках і класифікують муфти.

Якщо вали, що сполучаються, добре відцентровані та в процесі роботи не очікуються деформації, то можна застосовувати глухі муфти.

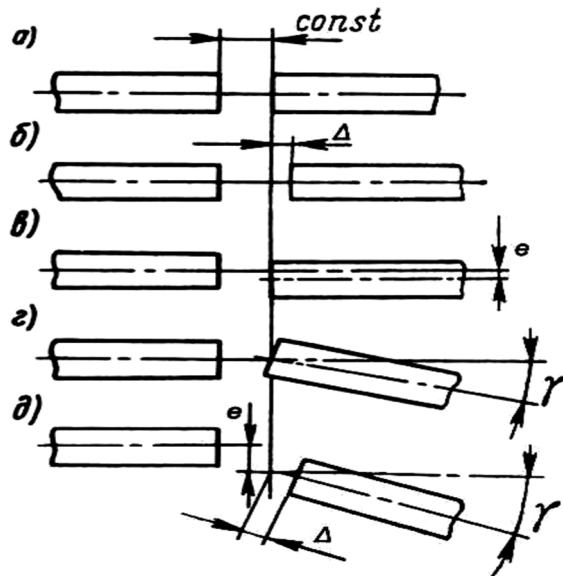


Рис. 1.3. Види відхилень розташування осей валів

Але на практиці завжди є деяка неточність взаємного розташування геометричних осей валів, що сполучаються. Розрізняють три види відхилень від номінального (ідеального) розташування осей валів (рис. 1.3): подовжній зсув Δ ; радіальний зсув (ексцентриситет) e , кутовий зсув (перекос) γ . На практиці вони зустрічаються в комплексі та при підборі муфт не співвісність валів необхідно враховувати, оскільки при жорсткому з'єднанні валів, вони деформуються, перекошуються на опорах і при роботі машини створюють додаткові навантаження на вали та опори.

Для усунення шкідливих наслідків таких зсувів вибирають компенсуючі муфти. Для захисту від дії динамічних навантажень встановлюють муфти з пружними елементами. При необхідності передачі обертаючого моменту між валами, осі яких має великий кут зламу $\gamma = 15...25^\circ$ застосовують карданні шарніри. При частих включеннях і виключеннях приводу при працюючому двигуні застосовують зчіпні (керовані) муфти. Для обмеження величини моменту, що передається (при перевантаженнях) служать запобіжні

муфти.

Основні показники при виборі муфт: номінальні діаметри валів, що сполучаються, розрахунковий обертаючий момент, частота обертання і умови експлуатації. Розрахунковий обертаючий момент можна визначити за спрощеною залежністю

$$T = K \cdot T_n,$$

де T_n – номінальний обертаючий момент, Нм; K – розрахунковий коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження в умовах експлуатації.

При орієнтовних розрахунках приймають $K = 1,25 \dots 2$ – транспортери стрічкові, скребкові; $K = 1,25 \dots 2,5$ – металоріжучі верстати; $K = 3 \dots 4$ – крани підйомні, елеватори.

1.6.2. Пружні муфти.

При роботі будь-якої машини в ній виникають коливання, викликані неврівноваженістю обертаючих мас, не співвісністю валів окремих агрегатів, періодичними силами, створювані робочим процесом, які створюють динамічні навантаження. Для зниження шкідливих динамічних навантажень застосовують пружні муфти. Принципова схема муфти показана (рис. 1.4), складається з напівмуфти 1 і 2 зв'язані пружним елементом 3. Пружний зв'язок напівмуфт дозволяє знижувати поштовхи та удари обертаючого моменту, захистити привід від шкідливих крутних коливань, компенсувати неспіввісність валів. Основною характеристикою пружної муфти є її жорсткість.

Для муфт змінної жорсткості

$$C_\varphi = d \cdot T / d \cdot \varphi,$$

для муфт постійної жорсткості

$$C_{\varphi} = T / \varphi = \text{const} ,$$

де T – обертаючий момент; φ – кут закручування муфти моментом T .

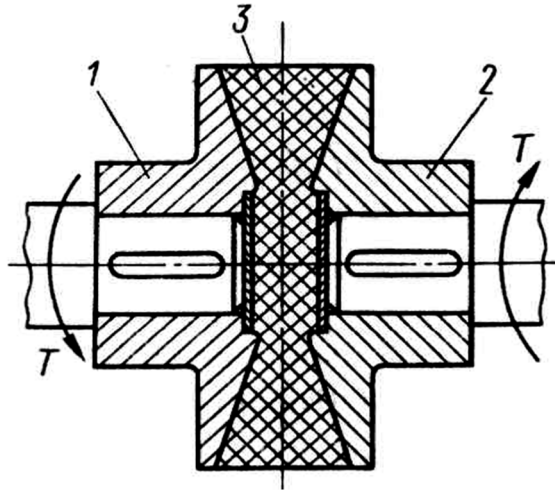


Рис. 1.4. Схема муфти

Зміною жорсткістю володіють муфти з неметалічними пружними елементами, матеріали яких (гума, шкіра та ін.) не підкоряються закону Гука, а також муфти з металевими пружними елементами, умови деформації яких обмежені конструкцією. Найважливішою властивістю пружної муфти є її демпфируюча здатність, яка характеризується енергією, необоротно, що поглинається муфтою за один цикл (рис. 1.5): навантаження OA і розвантаження ($I BC$). Як відомо, це енергія вимірюється площею петлі гістерезису $OA I BC$. Енергія в муфтах витрачається на внутрішнє і зовнішнє тертя при деформації пружних елементів. Демпфируюча здатність пружних муфт знижує динамічні навантаження і прискорює загасання коливань.

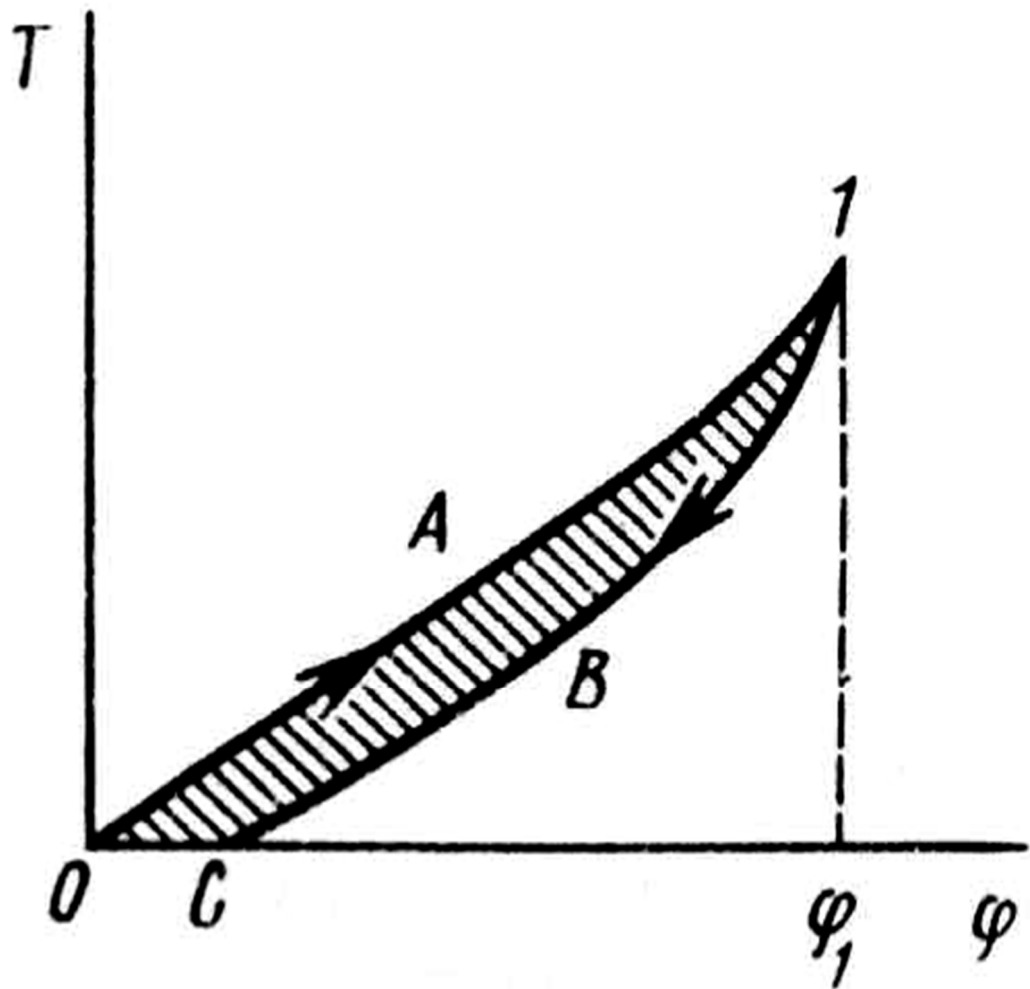


Рис. 1.5.

В машинобудуванні застосовують велику кількість різноманітних за конструкціями муфт. Більшість конструкцій стандартизовано. Муфти з металево-пружними елементами володіють малими габаритними розмірами, високою довговічністю, великою здатністю навантаження. Основні типи металевих пружних елементів зображені на (рис. 1.6): *a* – виті циліндричні пружини; *б* – стержні, пластини або пакети пластин, розташовані по радіусу або по створюючій; *в* – пакети розрізних гільзових пружин; *г* – змієподібні пластинчасті пружини. Ці елементи працюють на кручення або на згин.

Основним матеріалом неметалічних пружних елементів є гума,

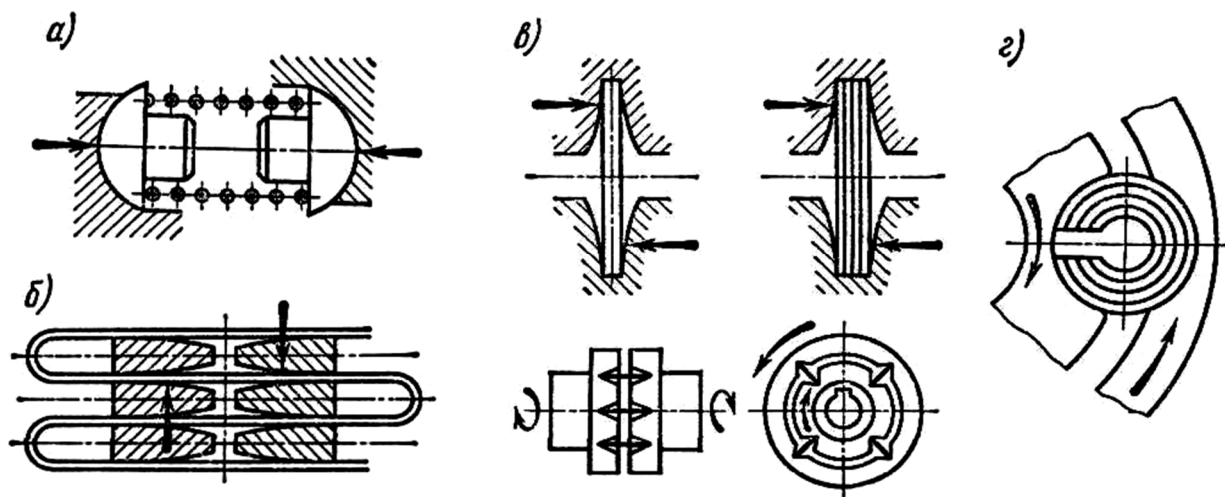


Рис. 1.6.

вона володіє високою еластичністю і через великі деформації може акумулювати велику кількість енергії (в 10 разів більш ніж сталь); високою демпфуючою здатністю внаслідок внутрішнього тертя, електроізоляційною здатністю. Вони прості та дешеві, ніж із сталевими пружними елементами. Основні типи гумових пружних елементів і схеми їх навантаження зображені на (рис. 1.7).

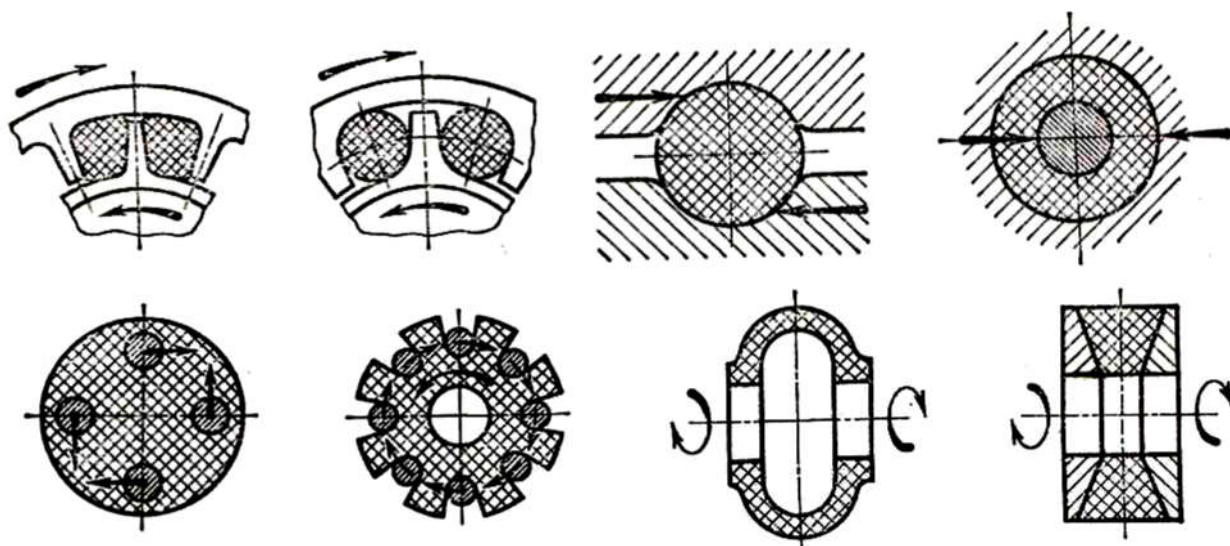


Рис. 1.7.

З пружних муфт найширше застосування в машинобудуванні знаходять пружні втулково-пальцеві муфти згідно стандарту (рис. 1.8). Їх широко застосовують з електродвигунами, оскільки напівмуфти не мають безпосереднього металевого контакту. Обертаючий момент передається пальцями, жорстко закріпленими на одній напівмуфті; на пальці надіті гумові втулки або набір кілець. Такі муфти допускають залежно від типу розміру, подовжній зсув валів на 10...15 мм, радіальний зсув на 0,2...0,4 мм і кут перекосу валів до 1°. Вони використовуються для валів діаметром 9...150 мм при значеннях обертаючого моменту від 6,3 до 16000 Нм. Стандартом передбачено два виконання: тип 1 – з циліндричним розточуванням отворів, тип 2 – з конічним.

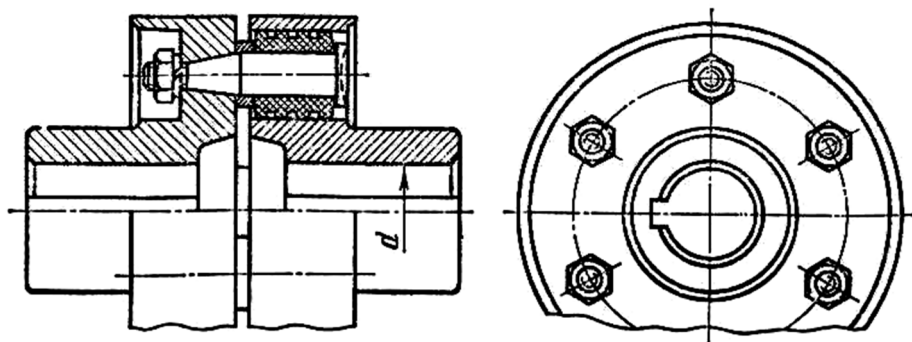


Рис. 1.8.

Розміри елементів муфт, вказані в стандарті визначені при достатньо великому запасі міцності, тому перевірочний розрахунок виконують для пальців і втулок. Для обмеження зносу втулки перевіряють на контактний тиск пальця

$$p = \frac{2T}{z \cdot D_0 \cdot d_n \cdot l} = [p],$$

де z – кількість пальців; D_0 – діаметр розкладу пальців; d_n – діаметр

пальців; l – довжина втулки; $[p]$ – допустимий тиск (звичайно рівний 2 МПа).

1.6.3. Глухі муфти.

Для постійного з'єднання валів, які добре центровані та не мають осьових зсувів, в умовах експлуатації застосовують глухі втулкові та фланцеві муфти.

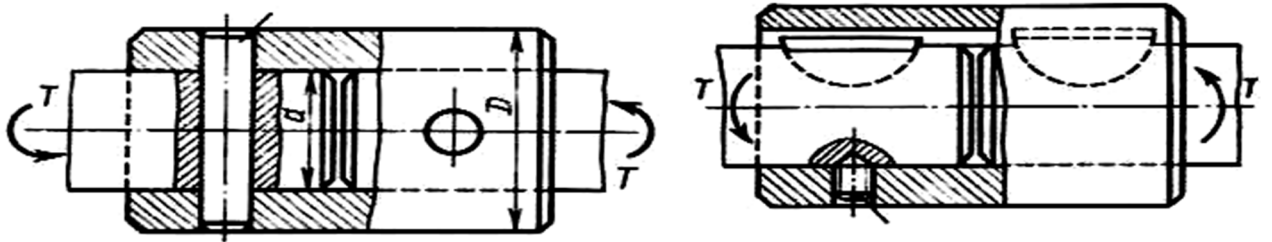
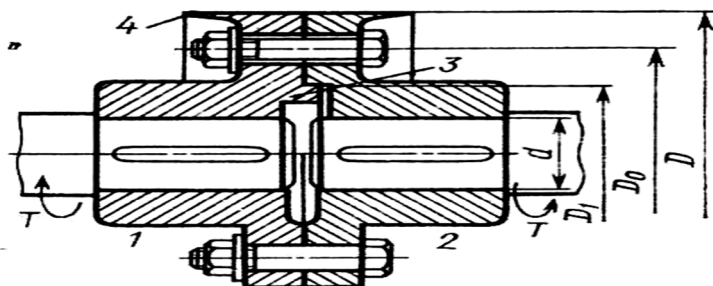


Рис. 1.9.

Втулкові муфти виготовляють згідно стандарту в трьох варіантах: штифтові, шпонкові та шліцьові (рис. 1.9). Стандарти розповсюджуються для з'єднання валів діаметром до 100 мм, і передачі обертаючого моменту від 1 до 12500 Нм без обмеження частоти обертання. Оцінка міцності проводиться по міцності штифтів, шпонок і зубів шліцьових з'єднань.

I варіант



II варіант

Рис. 1.10.

Фланцеві муфти (рис. 1.10) виготовляють згідно стандарту з чавуну і сталі, призначені для з'єднання співвісних валів діаметром до 250 мм і передачі обертаючого моменту від 16 до 40000 Нм. Напівмуфти з'єднуються між собою обертаючий момент передається силами тертя на фланцях. Необхідно центрувати фланці. При установці болтів без зазору обертаючий момент передається стержнями болтів.

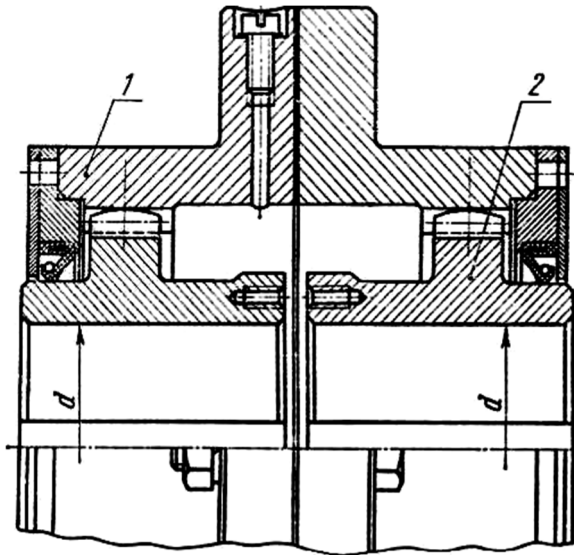
Іноді половину болтів встановлюють у фланцях напівмуфт без зазору. В цьому випадку центрування напівмуфт здійснюють ці болти. В результаті загвинчування гайок фланці притискаються силами затягування болтів. Обертаючий момент передаються з однієї напівмуфти на іншу стержнями болтів, поставлених без зазору та силами тертя на фланцях.

1.6.4. Компенсуючі муфти.

Муфти повинні володіти здатністю компенсувати відхилення від співвісного положення валів, що сполучаються, обумовлені особливостями конструкції машини, і практично неминучі зсуви валів, викликані погрішностями монтажу, а так само деформаціями валів від експлуатаційних навантажень, теплових дій та ін. В протилежному випадку деталі муфт, вали та їх опори виявляться під впливом додаткових навантажень.

Для з'єднання валів з не співпадаючими осями застосовують компенсуючі муфти. Вони можуть бути зубчастими, ланцюговими, хрестовими, шарнірними та інш.

Самою поширеною є зубчаста муфта для з'єднання валів діаметром від 40 до 560 мм. Муфта складається з двох обойм 1 (рис. 1.11) з внутрішніми зубами і двох втулок 2 із зовнішніми зубами. Зуби мають евольвентний профіль, що дозволяє нарізувати їх



нормальним зуборізним інструментом. Для зменшення зносу зубів муфти в її обойму заливають мастило великої в'язкості і встановлюють ущільнення. Зубчасті муфти володіють невеликими габаритами і масою; великою здатністю навантаження; допустимістю високих колових

Рис. 1.11. швидкостей (більше 25 м/с) і технологічністю.

В транспортному машинобудуванні широке застосування знаходять шарнірні муфти за принципом шарніра Гука. Вони служать для передачі обертаючого моменту між валами з великими кутами перекосу до $\gamma = 40 \dots 45^\circ$, що змінюється під час роботи. Муфта складається з двох напівмуфт – вилок 1 і 2, насаджених на кінці валів, взаємно розташованих під прямим кутом, і хрестовини 3 шарнірно сполученої з вилками.

Для забезпечення обертання відомого вала з постійною кутовою швидкістю або для можливості передачі обертального руху між паралельними валами із зсувом, а також при необхідності збільшення кута нахилу між валами застосовують здвоєну шарнірну муфту (рис. 1.12, б). Для того, щоб відомий вал мав постійну частоту обертання, необхідно щоб обидва вали, ведучий і відомий, були

паралельні та нахилені щодо проміжного валу здвоєної шарнірної муфти під однаковим кутом, а обидві вилки проміжного валику лежали в одній площині. Для можливості зсуву під час роботи вали з'єднують шарнірною здвоєною муфтою з телескопічним проміжним валиком (рис. 1.12) тобто валиком, що змінює довжину. Шарнірні муфти підрозділяються на малогабаритні для діаметрів валів від 10 до 40 мм і крупно габаритні для передачі великих моментів.

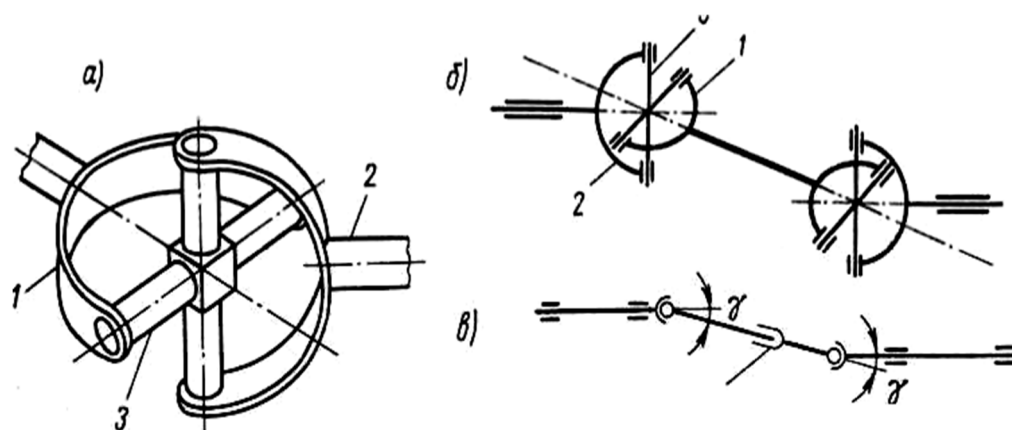


Рис. 1.12.

1.6.5. Керовані муфти. Розрахунок.

Керовані муфти призначені для з'єднання і роз'єднання валів, а так само валів і встановлених на них деталей в рухомому або нерухомому станах. Їх використовують в коробках передач та інших механізмах. Передача обертаючого моменту може здійснюватися або за рахунок зачеплення (кулачкові або зубчасті муфти), або силами тертя (фрикційні муфти). Конструкції керованих муфт різноманітні. Кулачкові зчіпні муфти мають на торцевій поверхні кулачки різного профілю. Одна напівмуфта закріплюється на валу нерухомо, а друга може переміщатися вздовж валу. Муфти не допускають не співвісності валів.

Керована зубчаста муфта по конструкції аналогічна зубчастій компенсуючої муфті. Одна напівмуфта переміщається по осі валу. Включення і виключення кулачкових і зубчастих муфт може проводитися тільки при непрацюючому двигуні. Фрикційні муфти передають обертаючий момент між напівмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях (дискової або конічної форми). Тиск на поверхнях контакту (змащених або сухих) створюється за допомогою механізмів включення різного типу (механізмів пружно-важельних механізмів, електричних, гідравлічних і пневматичних пристроїв). При включенні фрикційних муфт обертаючий момент наростає із збільшенням сили стиску. Завдяки цьому вали можна сполучати під навантаженням. Фрикційні муфти повинні володіти надійністю зчеплення, високою зносостійкістю контактуючих поверхонь. Матеріали фрикційних муфт повинні володіти теплостійкістю. Нагрів муфт відбувається у момент перемикавання або пробуксовування, коли має місце ковзання робочих поверхонь. Перегрів приводить до збільшення зносу або задеру поверхонь.

Найбільше розповсюдження на практиці отримали наступні комбінації матеріалів: загартована сталь по загартованій сталі або сталь по чавуну при доброму мастилі; азбестові або порошкові обкладки по сталі або чавуну без мастила. Матеріал вибирається залежно від середнього контактного тиску

$$p = \frac{2Tk}{f \cdot z \cdot A \cdot D_m} \leq [p],$$

де T – обертаючий момент; k – коефіцієнт запасу зчеплення, $k = 1,3 \dots 1,5$; z – кількість пар поверхонь тертя; A – площа поверхні

тертя, $A = \pi D_0 \cdot b$; D_m – середній діаметр робочих поверхонь дисків;
 b – ширина обкладки; $[p]$ – допустимий тиск (звичайно рівний 2 МПа).

Необхідна осьова сила стиску дисків

$$F_a = \frac{2TK}{f \cdot z \cdot D_m},$$

де D_m – середній діаметр робочої поверхні диска.

Можна визначити розрахунковий обертаючий момент на муфті

$$T_p = 1/2 F_a \cdot f \cdot z \cdot D_m \cdot k.$$

Існує велика кількість конструкцій фрикційних муфт. Широке розповсюдження отримала багатодискова муфта (рис. 1.13). Муфта складається з насадженого на вал 1 барабана 2 з внутрішніми шліцями, шліцьової втулки 8 насадженої на вал 9, а також ведучих 5 і відомих 4 дисків, що стискаються повідцем 3 при осьовому переміщенні втулки 6 по направляючій шпонки 7. Осьове переміщення дисків відбувається за рахунок ковзання виступів по шліцьових пазах барабана і втулки.

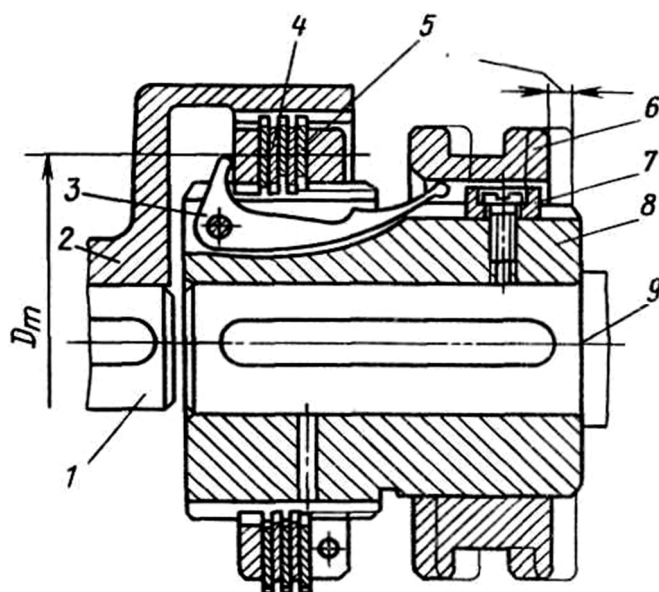


Рис. 1.13.

Питання і завдання для контролю знань

1. Яка основа різниці між валом і віссю?
2. З якою метою використовують осі та вали?
3. Назвіть та охарактеризуйте основні конструктивні форми валів.
4. Назвіть матеріали, з яких виготовляють осі та вали.
5. Які види термообробки застосовують для осей та валів?
6. Назвіть основні критерії працездатності валів.
7. Подайте деякі схеми навантаження осей та валів.
8. Які основні критерії розрахунку валів та осей?
9. У чому полягає різниця в розрахунках осей, що обертаються, і нерухомих?
10. У чому полягає суть розрахунку валів на статичну міцність?
11. У чому полягає суть розрахунку валів на витривалість?
12. В яких випадках слід забезпечити жорсткість валів?
13. Як ведеться розрахунок валів на жорсткість?
14. У чому полягає проектний розрахунок валів?
15. У чому полягає перевірочний розрахунок валів?
16. Які основні рекомендації щодо конструювання осей та валів?
17. Які є основні та додаткові функції, що можуть виконувати муфти у приводах машин?
18. Назвіть класифікацію механічних муфт приводів?
19. Наведіть приклади основних груп некерованих муфт. Які функції виконують ці муфти?
20. В яких випадках застосовують керовані муфти? Наведіть приклади керованих муфт.

21. За якими параметрами роботи машини можна здійснювати регулювання роботи самокерованих муфт?
22. Наведіть приклади пружних муфт. Які види розрахунків передбачають для таких муфт?
23. Наведіть приклади глухих муфт. В яких випадках їх застосовують?
24. Які погрішності розташування валів можуть бути при монтажі та експлуатації?

Лекція 2. Підшипники кочення та ковзання.

2.1. Підшипники кочення. Загальні відомості. Конструкція і класифікація.

Підшипник кочення є готовим виробом, основними деталями якого є: тіла кочення, внутрішнє і зовнішнє кільце та сепаратор – пристрій, який утримує тіла кочення на певній відстані (рис. 2.1). В процесі роботи тіла кочення котяться по доріжках колеса, тобто між деталями, що рухаються, має місце тертя кочення, що істотно знижує втрати тертя.

Підшипники стандартизовані і виготовляються в масових кількостях на підшипникових заводах в широкому діапазоні розмірів внутрішніх діаметрів від 1 до 800 мм. Випускається велике число типів підшипників різної конструкції для застосування їх в різних вузлах і умовах.

Підшипники класифікують за наступними ознаками.

За формою тіл кочення (рис. 2.1) – кулькові з тілами кочення у вигляді кульок (а); роликові циліндричні (б); роликові конічні (в); бочкоподібні (г); голчасті (д).

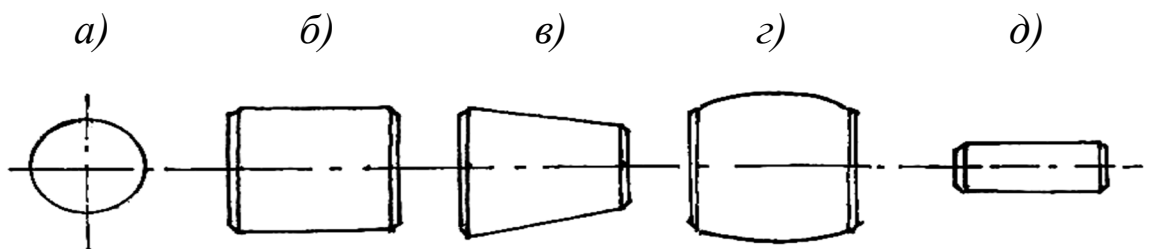


Рис. 2.1.

За напрямом сприйманого навантаження – радіальні, радіально-упорні та упорні.

За числом рядів тіл кочення – однорядні та багаторядні.

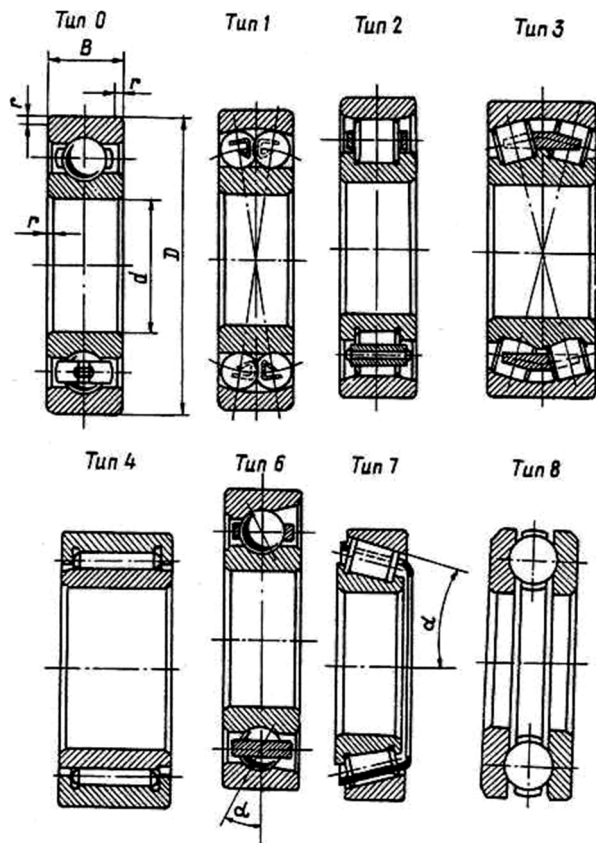
Конструкція основних типів підшипників показана на рис. 2.2. Тут же дано умовне позначення деяких найбільш поширених типів підшипників. Найширше застосування знайшли кулькові радіальні підшипники (тип 0). Вони найбільш дешеві і прості у виробництві та експлуатації, не вимагають строгого регулювання осьового зазору, призначені для радіального навантаження, але можуть сприймати і деяку осьову силу, мають відносно малі втрати на тертя і можуть застосовуватися при великій кутовій швидкості обертання вала.

Кулькові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 1) призначені для радіального навантаження, але можуть сприймати невелику осьову силу. На відміну від типу 0 вони можуть працювати при значному (до 3°) перекосі внутрішнього кільця щодо зовнішнього.

Роликові радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами (тип 2) призначені для сприйняття тільки радіального навантаження, оскільки у них зовнішнє кільце може зміщуватися по відношенню до внутрішнього. Такі підшипники застосовуються для опор, що не фіксують вал в осьовому напрямі.

Роликові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 3) з бочкоподібними роликами за властивостями аналогічні кульковим дворядним сферичним, але володіють більшою вантажністю. Вони знайшли широке застосування в опорах осей залізничних транспортних засобів.

Роликові радіальні із довгими циліндричними роликами або голчасті підшипники (тип 4) збираються без сепаратора, сприймають



тільки радіальне навантаження. При невеликих габаритах володіють великою вантажністю, але застосовують при обмеженій швидкості обертання.

Кулькові радіально-упорні підшипники (тип 6) призначені для комбінованих радіальних і осьових навантажень або чисто осьових навантажень. Вони можуть працювати при порівняно високих частотах обертання.

Рис. 2.2.

Роликові радіально-упорні конічні підшипники (тип 7) в порівнянні з кульковими радіально-упорними підшипниками мають велику вантажність, але менші значення граничних частот обертання. Підшипники цього типу, як і попереднього, встановлюються попарно. Для нормальної роботи вони повинні бути навантажені осьовою силою (зовнішньої або створеної шляхом попереднього осьового натягу при збірці).

Кулькові упорні підшипники (тип 8) сприймають одностороннє осьове навантаження. Упорні підшипники застосовують тільки при середніх і низьких частотах обертання, оскільки при високих кутових швидкостях можливо заклинювання кульок під впливом відцентрових сил.

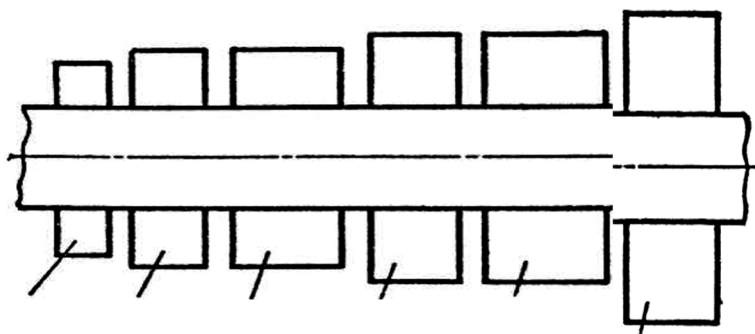
Роликові упорні підшипники (тип 9) сприймають одностороннє

осьове навантаження. Застосування підшипників цього типу як і у попередніх.

Позначення підшипників. Всі підшипники позначаються шляхом нанесення на торці кілець або на спеціальні бирки (при малих розмірах підшипників) цифр і букв, що позначають тип підшипника і його основні дані, а також номер заводу виготівника. *В позначенні підшипника перші дві цифри (при читанні справа наліво) позначають внутрішній діаметр.* В діапазоні від 1 до 9 мм він позначається однією цифрою. Для діаметрів цього діапазону друга цифра означає серію діаметрів і ширини (див. нижче). На третьому місці, якщо позначення підшипника містить чотири цифри і більше, ставиться нуль. Внутрішні діаметри, розміри, що мають, 10, 12, 15 і 17 мм, умовно позначаються цифрами 00, 01, 02 і 03 відповідно, а внутрішні діаметри від 20 мм до 495 мм – цифрами від 04 до 99, які є приватним від розподілу розміру внутрішнього діаметра в міліметрах на 5.

Для кожного типу підшипника при одному і тому ж внутрішньому діаметрі для розширення діапазону несучої здатності підшипника стандартом встановлюються серії підшипників (рис. 2.3), у яких різними є зовнішні діаметри і ширини підшипників.

Залежно від зовнішнього діаметра (при однаковому внутрішньому діаметрі) підшипники можуть бути надлегкої, особливо легкої, легкої, середньої і важкої серій. По ширині кільця підшипники розрізняють особливо вузької, вузької, нормальної, широкої і особливо широкої серій. Цифри, позначаючи серії діаметрів і ширини, ставляться на третьому місці справа. Особливо легка серія позначається цифрами 1 або 7, легка – цифрою 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6, надлегка серія позначається цифрами 8 або 9. Четверта цифра справа позначає тип підшипника (див. рис. 2.2).



<i>Особливо легка серія</i>	<i>Легка серія</i>	<i>Легка широка серія</i>	<i>Середня серія</i>	<i>Середня широка серія</i>	<i>Важка серія</i>
-------------------------------------	------------------------	-----------------------------------	--------------------------	-------------------------------------	------------------------

Рис. 2.3.

В позначенні кулькових радіальних підшипників цифра 0, характеризує тип підшипника, не ставиться, якщо перед нею немає інших цифр.

П'ята і шоста цифри позначають конструктивні особливості підшипника. Цифра 2, 4, 5 або 6, що стоїть зліва перед іншими і відокремлена від них дефісом, позначає клас точності підшипника.

Точності підшипника убиває із зростанням її класу (2, 4, 5, 6),

тобто з найвищою точністю виготовляються підшипника класу точності 2. Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка в позначенні підшипника не проставляється.

Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника і гранично допустима частота обертання. Проте з підвищенням точності різко зростає вартість підшипника.

Зліва і праворуч від основного позначення можуть стояти цифри і букви, додаткові відомості про підшипник. Наприклад, у підшипників з нержавіючої сталі ставиться буква «Ю», у підшипників з латунним сепаратором – буква «Л», з текстолітовим – буква «Е» та ін.

Таким чином, за позначенням підшипника можна встановити його основні дані. Наприклад, підшипник 201 – кульковий радіальний, легкої серії з внутрішнім діаметром 12 мм; підшипник 17 – кульковий радіальний особливо легкої серії з внутрішнім діаметром 7 мм; підшипник 7311 – роликівий радіально-упорний конічний середньої серії з внутрішнім діаметром 55 мм.

Всі перераховані підшипники мають нормальний клас точності. Підшипник 6-0308 – кульковий радіальний середньої серії з внутрішнім діаметром 40 мм, 6-го класу точності.

2.2. Критерії працездатності підшипників кочення.

На рис. 2.4 показана схема навантаження тіл кочення підшипника при дії на нього радіальної сили F_r . Кожне i -є тіло кочення, що сприймає навантаження, виявляється при цьому під впливом сили F_i , також направленою радіально. Найбільше значення $F_i = F_0$ буде у тіла кочення, розташованого на лінії дії сили F_r . В точках a і b контакту

тіла кочення з доріжками кілець виникають контактні. За напруження, при цьому напруження в точці a буде більше чим в точці b що пояснюється меншою сумою головних радіусів кривини контактуючих поверхонь в точці a в порівняні з точкою b .

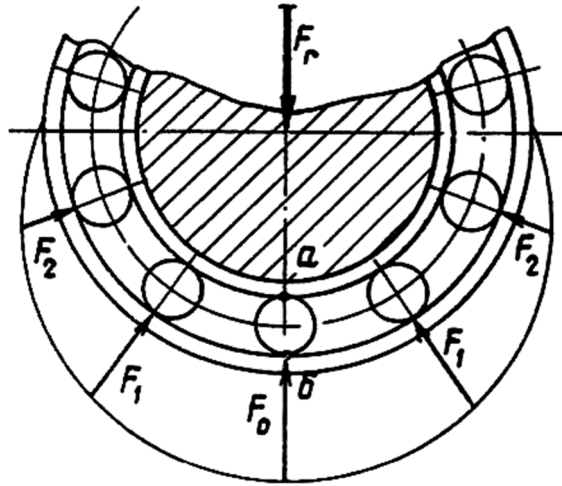


Рис. 2.4.

Період роботи підшипників, число навантажень кілець в точках a і b буде різним і залежить від того, яке з кілець обертається щодо вектора сили F_r . На кільці, нерухомому щодо вектора F_r , число навантажень буде рівне числу тіл кочення, що прокотилися через цю точку. На кільці, що обертається щодо цього вектора, число навантажень в кожній точці буде рівне числу оборотів, яке зробить кільце. В першому випадку число навантажень буде приблизно в $z/2$ раз більше, ніж в другому (z – число тіл кочення). Звідси витікає, що більш швидкого руйнування слід чекати на нерухомому щодо вектора F_r внутрішньому кільці, оскільки в цьому випадку найбільші контактні напруження діятимуть в перебігу більшого числа циклів. Навантаження кільця, нерухомого по відношенню до вектора зовнішнього навантаження, прийнято називати місцевим, навантаження рухомого – циклічним. Розглянуте явище

враховується при розрахунку підшипників введенням коефіцієнта обертання V .

Багато разів виникаючі контактні напруження можуть викликати *втомне викришування* поверхонь кілець і тіл кочення. Причинами втрати працездатності підшипників кочення також можуть бути *пластичні деформації, абразивний знос, руйнування сепараторів і поломка кілець*.

Втомне викришування робочих поверхонь тіл кочення і доріжок кочення є основним, найтипівішим видом руйнування підшипників кочення. Процес руйнування починається з утворення невеликих раковин, які дуже швидко ростуть в розмірах. При цьому посилюється вібрація, стукіт. При появі перших ознак викришування підшипник прийнято замінити. Процес утворення раковин, мікротріщин та інших концентраторів напружень залежить від дії безлічі чинників і носить випадковий характер. Тому розрахунок на запобігання втомного викришування проводиться з використанням методів ймовірності. Даний розрахунок називають розрахунком за динамічною вантажністю.

Пластичні деформації на доріжках кочення і деформації тіл кочення з'являються унаслідок дії ударних або великих статичних навантажень за відсутності відносного обертання кілець підшипника або при дуже малій швидкості обертання. Розрахунок на запобігання залишкових деформацій кілець і тіл кочення називають розрахунком за статичною вантажністю.

Абразивне зношування спостерігається при попаданні в підшипник пилу та інших дрібних, але твердих частот. Застосуванням ущільнень та інших способів захисту підшипників і мастил від

забруднень можна зменшити абразивний знос до допустимої величини.

Руйнування сепараторів відбувається під дією відцентрових сил і від тиску на сепаратора тіл кочення; спостерігається при великих швидкостях обертання. *Поломки кілець* можуть бути викликані перекосами при монтажі або великими ударними навантаженнями.

Останнім трьом видам руйнування можуть запобігти конструктивні, технологічні і експлуатаційні заходи.

2.3. Практичний розрахунок і підбір підшипників кочення.

При проектуванні машин і механізмів розрахунок підшипників проводиться умовно в два етапи. На першому етапі, в процесі конструювання валу, передач, опор та ін. вибирають підшипник за наступними рекомендаціями, отриманими на підставі досвіду проектування і експлуатації.

Для циліндричних прямозубих і косозубих коліс редукторів застосовують частіше за все кулькові радіальні підшипники. Причому, як правило, спочатку рекомендується вибирати підшипник середньої або легкої серії. Якщо при подальшій перевірці вантажність підшипника виявиться недостатньою, то приймають підшипник наступної більш важкої серії, при дуже збільшеній приймають підшипник наступної більш легкої серії.

Конічні та черв'ячні колеса повинні бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямі, тому, як правило, для опор коліс цих передач застосовують конічні роликові підшипники.

Опори черв'яка в силових передачах навантажені значними осьовими силами. Тому для опори валу черв'яка застосовують конічні

роликові підшипники.

Підібрані підшипники характеризуються значеннями *динамічної* C і *статичної* C_0 *вантажністю* і граничною частотою обертання ($n_{пред}$), вказаною в довідниках і каталогах.

Динамічна вантажність (C) – найбільше навантаження, характерне для даного типу підшипника, яку підшипник витримує з ймовірністю не руйнування 0,9 протягом 1 млн. оборотів при циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця (тобто при внутрішньому кільці, що обертається).

Статична вантажність (C_0) – це найбільше характерне для даного типу підшипника навантаження, після дії якого сумарні залишкові деформації кілець і тіл кочення не перевищує 0,0001 діаметри тіл кочення.

Показник C_0 використовується для перевірки вантажності нерухомих або дуже повільно обертаючих підшипників – $n < 1$ об/хв.

Перш ніж розглянемо порядок перевірки статичного і динамічного навантаження розглянемо ще один показник – еквівалентне навантаження.

Еквівалентне навантаження – це або чисто радіальна, або чисто осьова сила, яка по своїй дії рівнозначна навантаженню, діючому на підшипник в реальних умовах його експлуатації.

Статичне еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$P_0 = X_0 Fr + Y_0 Fa, \quad (2.1)$$

де X_0, Y_0 – коефіцієнти радіальної і осьової сили; Fr, Fa – радіальна і осьова сили, що діють на підшипник.

Статичне еквівалентне навантаження не може бути менше радіальної сили, діючої на підшипник, тому, якщо розрахунок за

формулою (2.1) дає $P_0 < Fr$, то приймають $P_0 = Fr$. Значення X_0 і Y_0 даються в довідниках [12, 15]. Умова відсутності в підшипнику пластичних деформацій записується у вигляді

$$P_0 \leq C_0. \quad (2.2)$$

Якщо даний критерій не виконується, то необхідно підібрати підшипник з більшою вантажністю. Власне, перевірка підшипника на *статичну вантажність* і полягає в перевірці виконання умови (6.2).

На практиці значно більший інтерес представляє перевірка на *динамічну вантажність*, якій підлягають підшипники з частотою обертання більш 1 об/хв. При цьому як мінімальна швидкість обертання в розрахунках приймається $n = 10$ об/хв, навіть якщо $n < 10$ об/хв.

При оцінці працездатності підшипників прийнятий підхід ймовірності. Суть підходу полягає в тому, що для підшипників, вживаних в загальному машинобудуванні, ймовірність не руйнування, характеризуюча надійність підшипника, повинна бути не менше 0,9.

Розрахункова динамічна вантажність визначається за формулою:

$$C = P \sqrt[m]{L / a_1 a_2}, \quad (2.3)$$

де C – розрахункова динамічна вантажність; P – еквівалентне динамічне навантаження; L – розрахункова (задана) довговічність в млн. оборот; a_1 – коефіцієнт надійності (для звичайних умов застосування кулькових підшипників $a_1 = 0,7 \dots 0,8$, при доброму мастилi $a_1 = 1,0$); a_2 – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу і умов експлуатації (при надійності результатів 0,9 $a_2 = 1,0$, при – 0,99 $a_2 = 0,21$).

Еквівалентне динамічне навантаження – поняття аналогічне еквівалентного статичного навантаження – визначається за наступною формулою

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (2.4)$$

де F_r і F_a – відповідно радіальне і осьове навантаження; X і Y – коефіцієнти радіального і осьового навантажень; V – коефіцієнт обертання (при циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця $V = 1$, при місцевому – $V = 1,2$); K_δ – коефіцієнт безпеки, враховуючий характер навантаження при спокійному навантаженні $K_\delta = 1,3 \dots 1,8$); K_T – температурний коефіцієнт, якщо підшипник працює при температурі $t \leq 105$ °С, то $K_T = 1$.

Значення коефіцієнтів радіальної X і осьової Y навантажень для роликових підшипників визначається типорозмірами підшипника.

Для кулькових підшипників значення X і Y залежать не тільки від типу підшипника, але і від відносної величини осьового навантаження.

Довговічність, виражена в мільйонах оборотів, пов'язана з довговічністю, вираженою в годинах L_h , формулою

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot 10^{-6}, \quad (2.5)$$

де n – частота обертання підшипника, об/хв.

За допомогою формули (2.3) можна проводити підбір підшипників та їх перевірочний розрахунок. Для підбору підшипників, використовуючи компоувальне креслення і дані технічного завдання на проектування механізму, визначають реакції в опорах, підраховують еквівалентне навантаження P і необхідну довговічність L (в млн.об.) і потім за формулою (2.3) визначають потрібну динамічну вантажність для кожного

підшипника. По довіднику знаходять підшипник, який окрім відповідності діаметру валу забезпечує виконання умови $C_{\text{потр}} \leq C_{\text{катал}}$.

Якщо установка вибраного підшипника істотно змінює схему навантаження, то проводять перевірочний розрахунок: з формул (2.3) і (2.5) знаходять розрахункову довговічність в годинах і порівнюють її з необхідним терміном роботи машини.

2.4. Гранична частота обертання і посадки підшипників кочення.

Швидкість обертання підшипників кочення обмежується *граничною частотою* ($n_{\text{пред}}$), при перевищенні якою не забезпечується розрахунковий термін служби підшипників. В довідниках і каталогах підшипників даються (як правило) граничні значення частот обертання для підшипників нормального тобто 0 класу точності із звичайною для даного типу підшипника конструкцією сепаратора. Гранична частота істотно залежить від виду мастила. При рідкому мастилi вона більше, ніж при пластичному.

Для деяких типів підшипників можна досягти більш високих граничних частот обертання шляхом застосування підшипників більш високого класу точності з сепараторами з кольорових металів і текстоліту. При використанні підшипників класу точності 6 і 5 з сепараторами з кольорових металів граничну частоту їх обертання можна підвищити приблизно в 1,5 разів, а застосування підшипників класу точності 4 або 2 з текстолітовими сепараторами, що центруються по зовнішньому кільцю, дозволяє збільшити граничну частоту обертання майже удвічі.

Окрім вказаних заходів, або в комплексі з ними, підвищення

граничної частоти досягається застосуванням досконалішої системи мастила, що забезпечує подачу рідкого мастила безпосередньо на поверхні контакту тіл і доріжок кочення, а також до поверхонь кілець, що використовуються для центрування сепараторів. Одночасно повинен бути забезпечений вільний відтік мастила, що виключає її перемішування. В деяких конструкціях застосовують мастило підшипників масляним туманом.

Посадочні місця під високошвидкісні підшипники кочення виконуються з високою точністю, особливо по дотриманню співвісності. Деталі підшипникового вузла, що обертаються, піддаються ретельному динамічному балансуванню.

2.5. Посадки підшипників кочення.

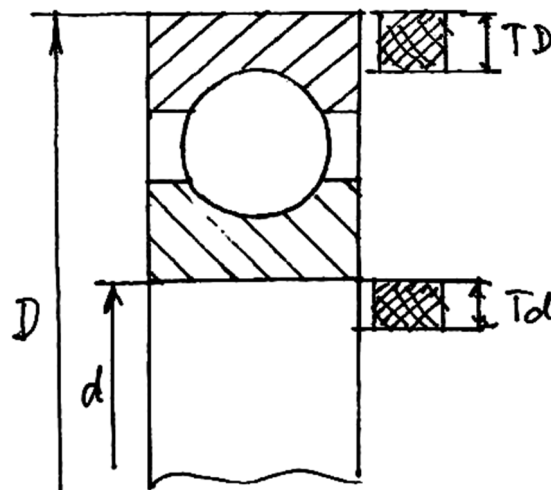


Рис. 2.5.

Вид посадки підшипників визначається допусками на виготовлення цапф валів під установку внутрішніх кілець і гнізд під підшипники. На складальних кресленнях вказуються тільки допусками

на виготовлення відповідних посадочних місць під підшипники і клас точності підшипника.

Отвір внутрішнього кільця підшипника виконується з верхнім відхиленням, рівним нулю, і полем допуску (ТД), розташованим всередині отвору (рис. 2.5). Тому, наприклад, при допусках на виготовлення валу, забезпечуючи в звичайній системі отвір перехідну посадку, посадка підшипника буде нерухомою. Зовнішній діаметр зовнішнього кільця виготовляється з основним відхиленням виду h , його посадки відповідають звичайним посадкам в системі валу.

Вибір посадки визначається умовами навантаження відповідного кільця. При місцевому навантаженні рекомендується рухомі посадки, при циркуляційному – нерухомі, при коливальному – перехідні.

2.6. Підшипники ковзання. Загальні відомості. Класифікація та матеріали.

Підшипники ковзання служать для з'єднання валів та осей, що обертаються, з корпусом. Їх застосовують в парових турбінах і турбогенераторах, прокатних станах, конвеєрах, кранах, верстатах та ін. Особливо широке розповсюдження підшипники ковзання отримали для швидко обертаючих валів – в сепараторах, центрифугах, газових турбінах та ін. Пристрій підшипників ковзання заснований на здатності сприймати навантаження, забезпечуючи розділення змащувальним матеріалом $З$, що рухаються щодо один одного поверхонь 1 і 2 до повного виключення їх безпосереднього контакту, тобто перехід від сухого тертя (рис. 2.6, *a*) до напіврідинного

(рис. 2.6, б) і, нарешті, до рідинного (рис. 2.6, в).

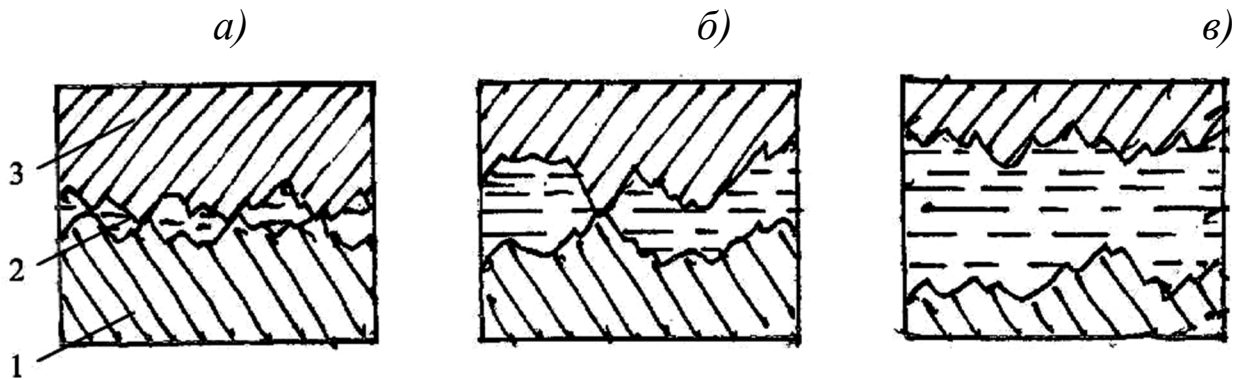


Рис. 2.6.

Класифікація. За напрямом зовнішнього навантаження щодо осі обертання розрізняють радіальні, осьові підшипники (підп'ятники) і комбіновані. Існують нероз'ємні і роз'ємні радіальні та осьові підшипники.

Радіальний підшипник (рис. 2.7, а) складається з корпусу 1, вкладишів 2, вкладиша 3, в якому поміщається вал, і кріпильних деталей 4. Осьовий підшипник (рис. 2.7, б) складається з корпусу 1, кришки 2, упорних кілець (або сегментів) 3, на які спирається п'ята валу, і кріпильних деталей 4. Обов'язковою частиною підшипника ковзання є змащувальний пристрій, призначений для утворення стійкого масляного шару, безперервної подачі змащувального матеріалу, підтримка постійної температури та ін.

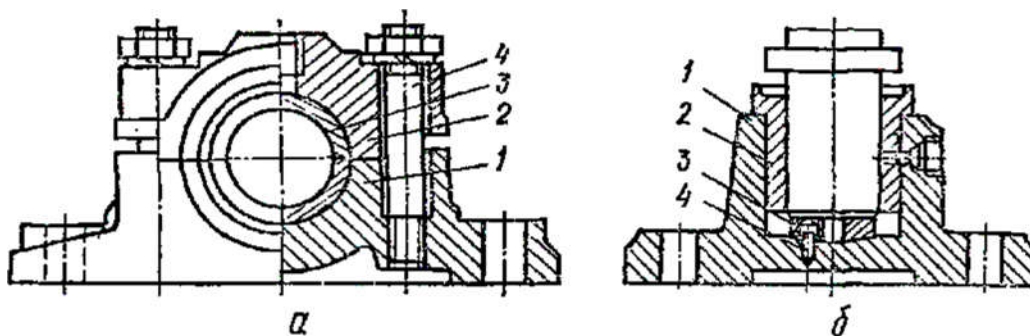


Рис. 2.7.

Переваги та недоліки. Гідродинамічні найпростіші підшипники можуть бути виконані практично в будь-яких виробничих умовах. Роз'ємні зручні при збірці, особливо в конструкціях машин з колінчастими валами. В регульованих радіальних підшипниках при зносі вкладишів можна змінювати зазор, забезпечуючи працездатність на весь термін експлуатації.

Недоліки – великі втрати на тертя в періоди пуску і можливий знос в сталий період роботи, якщо не можна забезпечити рідинний режим тертя. Гідростатичні підшипники в цьому відношенні мають переваги перед гідродинамічними, але вони складніше і дорожче.

Переваги осьових підшипників для малих навантажень і частот обертання – простота конструкції. Проте вони відрізняються великими втратами на тертя.

Конструкція і матеріали деяких типів підшипників ковзання.
Радіальні підшипники. Нероз'ємні підшипники (рис. 2.8) забезпечені втулками різних конструкцій (рис. 2.8), які запресовані в корпус або утримуються від провертання стопорними гвинтами. В роз'ємних підшипниках (рис. 2.8) для підвищення точності установки кришки стик її з корпусом виконується з уступами.

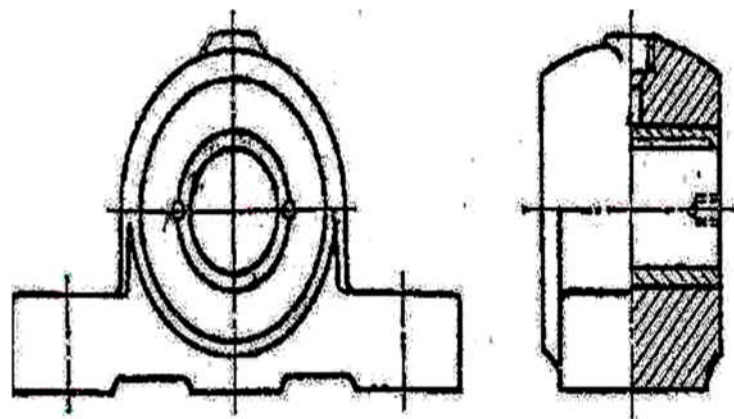


Рис. 2.8.

Вкладиші можуть складатися з двох або більшого числа частин або у вигляді сегментів; за зносом таких вкладишів зазор можна регулювати за допомогою гвинтів або клинів. Якщо підшипник повинен мати значну довжину, застосовують вкладиші, що самоустановлюються, з сферичною зовнішньою поверхнею. Корпуси підшипників можуть бути виконані або у згоді з якою-небудь деталлю машини – рамою, кожухом, шатуном, або у вигляді окремого виробу. Матеріалом для литих корпусів служить звичайно сірий чавун, для зварних – низьковуглецева сталь.

Для змазування у вкладиші передбачають свердлення (рис. 2.9), а для розповсюдження мастила на внутрішній поверхні – подовжні та кільцеві (розподільні) канавки.

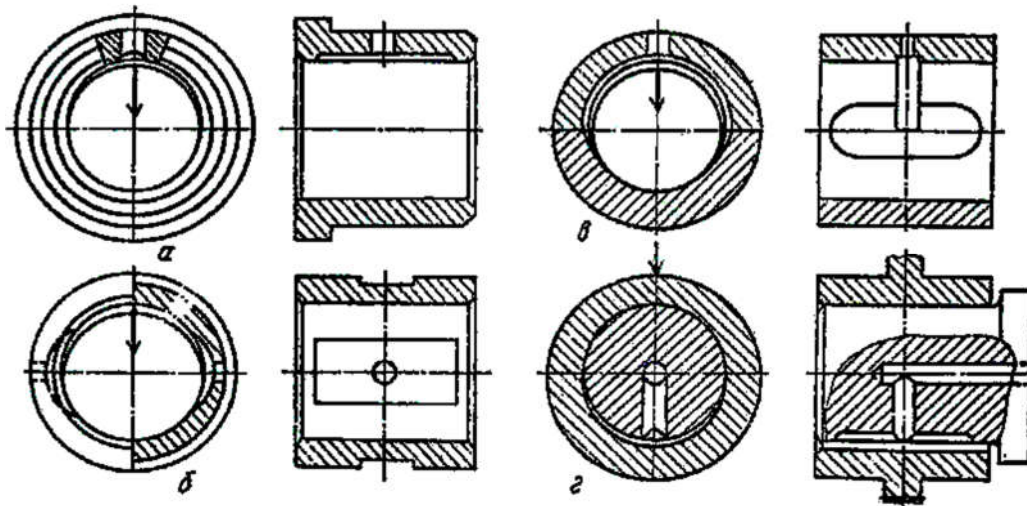


Рис. 2.9.

Матеріал для вкладишів. Матеріал валу і вкладиша повинні утворити антифрикційну пару, яка володіє низьким коефіцієнтом тертя, відсутністю схильності до захоплення і заїдання,

здатністю прироблятися, добре чинити опір зношуванню. Широке розповсюдження в підшипниках ковзання отримали бабіти, бронза, латунь, сплави алюмінію, неметалічні і порошкові матеріали, якими покривають робочу поверхню вкладишів. Якнайкращим матеріалом вважається високо олов'яний бабіт марки Б83; при швидкостях ковзання менше 3 м/с застосовують бабіт марки БН. Олов'яні, олов'яно-цинково-свинцеві і без олов'яні бронзи застосовують при різних швидкостях при постійному навантаженні для вкладишів підшипників електродвигунів, компресорів; алюмінієву бронзу, як правило, застосовують в підшипниках редукторів, верстатів. Латунь застосовується при великому тиску – до 12 МПа, але малих швидкостях ковзання – до 2 м/с (крани, конвеєри та ін.); антифрикційні чавуни – при малих навантаженнях і рясному змазуванні.

В підшипниках ковзання застосовують тверді породи дерева, гуму, пластмаси (текстоліт, нейлон, капрон та ін.). Ці матеріали відрізняються добрим спрацюванням, відсутністю небезпеки схоплювання. Як мастило застосовують воду, яка, звичайно, служить і для відведення теплоти від пар, що труться. Пластмаси мають низький коефіцієнт тертя, при цьому їх зносостійкість вище в 5...6 разів, ніж у бронзи.

Порошкові матеріали застосовують для втулок підшипників, що працюють при тиску 1,0...4,0 МПа і колових швидкостях $v = 5...30$ м/с. Завдяки пористій будові металокерамічних втулок (вкладишів) в них зберігається деяка кількість мастила, у зв'язку з чим, ці підшипники не вимагають додаткового мастила.

Змащувальні пристрої. В своїй більшості підшипники

ковзання вельми вимогливі до мастила. Подача змащувального матеріалу в підшипниках здійснюється або самопливом, або під тиском за допомогою індивідуальних засобів або централізовано.

Отримали розповсюдження краплинне або капілярне змазування, а також змазування за допомогою змащувальних систем, в яких мастило подається по маслопроводах під тиском, спеціальним масляним насосом, що розвиває.

2.6.1. Основи теорії підшипників ковзання.

В підшипниках ковзання реалізується напівсухе, напіврідинне або рідинне тертя, послідовно перехідне одне в інше по мірі зростання швидкості обертання валу. При нерухомому валу його цапфа лежить на вкладиші і вісь валу лежить нижче за центр вкладиша, природно, за наявності зазору δ (рис. 2.10, а). Навкруги валу всередині вкладиша утворюється зазор у вигляді клину, який заповнений змащувальним матеріалом (мастилом).

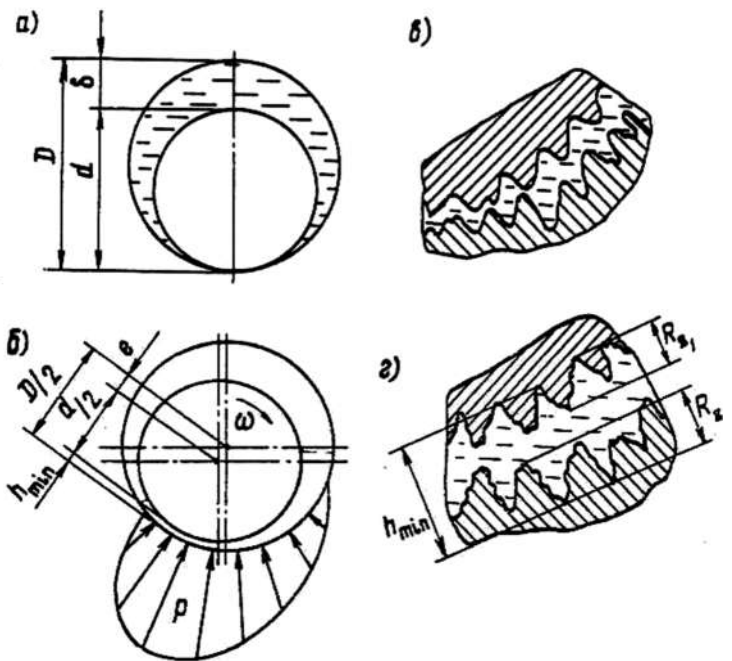


Рис. 2.10.

Найбільша величина зазору $\delta = D - d$ визначається видом посадки цапфи вала у вкладиш. З початком обертання вала, він, унаслідок прилипності (адгезії) і в'язкості мастила, захоплює мастило в частину клинового зазору, що звужується, де за рахунок цього створюється підвищений гідродинамічний тиск. Під дією тиску, епюра

якого показана на рис. 2.10. б, цапфа спливає. Чим більше в'язкість мастила і кутова швидкість валу, тим ближче ось валу зміщується до осі вкладиша.

Розглянемо режими тертя залежно від швидкості обертання валу. При малій швидкості обертання (на початку пуску) велика частина поверхонь тертя не розділена мастилом і тертя буде напівсухим. При збільшенні швидкості обертання товщина шару мастила збільшується, але окремі виступи мікронерівностей стикатимуться (рис. 2.10, в). Тертя в цьому випадку напіврідинне. При подальшому збільшенні швидкості наступить момент, коли з'явиться суцільний стійкий шар мастила, повністю розділяючий шорсткі поверхні цапфи і вкладиша (рис. 2.10, г) встановлюється рідинний режим тертя, при якому у разі чистого не забрудненого мастила не буде зносу цапфи і вкладиша.

Основним видом руйнування підшипників ковзання є знос, який може бути механічним (абразивний) і молекулярно-механічним (схоплювання, заїдання).

Схоплювання звичайно з'являється як результат втрати масляним шаром своєї захисної здатності через підвищення загальної та особливо місцевої температури. Кінцевою стадією відмови підшипника унаслідок схоплювання, якщо вчасно не зупинити обертання, є виплавка антифрикційного шару з вкладиша і повне схоплювання цапфи в підшипнику. Порівняно дуже рідко зустрічається втомне руйнування фрикційного шару, що спостерігається при значній пульсації навантаження.

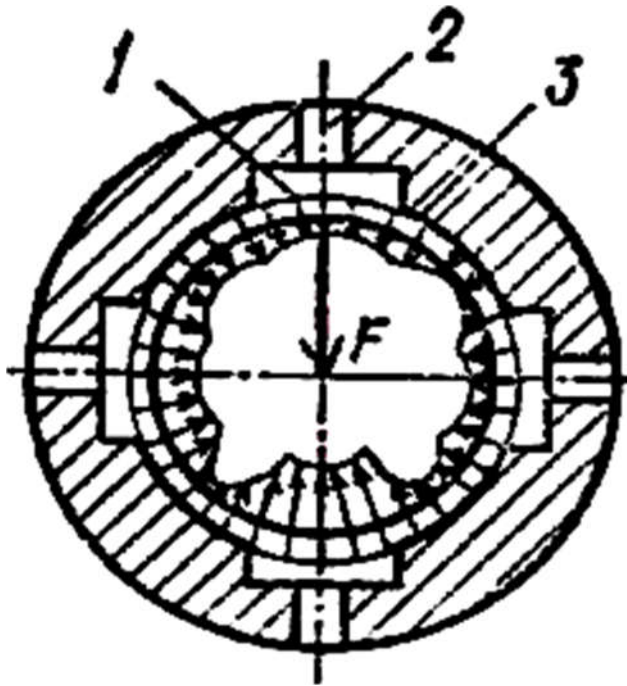


Рис. 2.11.

Найважчим і небезпечним є режим пуску, оскільки в цей період має місце сухе або напівсухе тертя. Для усунення цього режиму застосовуються гідростатичні підшипники (рис. 2.11), в яких поверхні, що труться, розділяються масляним шаром, який створюється примусовою подачею мастила ще до пуску машини і зміна режимних параметрів – швидкості і навантаження – не позначаються на працездатності підшипників. Тиск мастила в кишнях *1* визначається величиною і напрямом навантаження, співвідношенням гідравлічних опорів в дозуючих отворах *2* і в зазорах *3*. При вказаному напрямі навантаження несучою є нижня кишень; в бічних кишнях тиск взаємно урівноважений. Зсув цапфи в якому – або напрямом унаслідок зміни напрямку навантаження приводить до збільшення тиску мастила в камерах тієї зони, куди направлений зсув, що автоматично забезпечує точне центрування валу.

2.6.2. Методика розрахунку підшипників ковзання.

Умовний розрахунок включає перевірки за середнім тиском і за середній питомій потужності тертя, що доводиться на одиницю поверхні контакту цапфи і вкладиша відповідно до прийнятих критеріїв $p \leq [p]$ і $pv \leq [pv]$. Обидва вказаних параметра визначаються при допущеннях, що роблять розрахунок умовним (спрощеним). Розрахунок за тиском проводять в припущенні, що воно постійне і діє на половині площі обхвату цапфи вкладишем

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [p], \quad (2.6)$$

де F_r – навантаження на підшипник; l – довжина вкладиша; d – діаметр цапфи валу; $[p]$ – середній допустимий тиск.

Величина допустимого тиску встановлюється на основі досвіду проектування та експлуатації аналогічних підшипників. Значення $[p]$ змінюються в широких межах залежно від матеріалу цапфи і вкладиша, точності виготовлення, шорсткості поверхонь і ряду інших чинників. Наприклад, для підшипників стаціонарних машин $[p] = 2...5$ МПа, а для підшипників автомобільних двигунів $[p] = 4...20$ МПа.

Середня питома потужність тертя визначається як вираз середнього тиску на колову швидкість поверхні цапфи $v = 0,5\omega d$. Можна показати, що цей вираз дає потужність тертя, ділену на коефіцієнт тертя. Значення $[pv]$, що допускається, встановлюється досвідченим шляхом. Для вказаних раніше машин $[pv] = 2...10$ МПа·м/с і $[p_m v] = 25...35$ МПа·м/с відповідно.

Крім того, виконується (може виконуватися) розрахунок на забезпечення режиму рідинного тертя. Результатом розрахунку є визначення величини h_{\min} , тобто мінімальної товщини масляного

шару, що допускається.

Питання і завдання для контролю знань

1. Яка будова підшипників кочення та перелічите переваги і недоліки? Яка класифікація підшипників кочення за різними ознаками?
2. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?
3. Як розшифровують позначення підшипників кочення?
4. Які бувають класи точності підшипників кочення?
5. Які є основні способи закріплення підшипників на валах та у гніздах корпусу?
6. В яких випадках використовують радіально-упорні підшипники?
7. Назвіть основні види руйнувань та їх причини для деталей підшипників кочення.
8. Дайте визначення статичної і динамічної вантажності?
9. У чому полягає суть підбору підшипників кочення за статичною вантажністю?
10. У чому полягає суть підбору підшипників кочення за динамічною вантажністю?
11. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення ресурсу підшипників кочення.
12. За якими формулами визначають розрахункове еквівалентне навантаження для підшипників різних типів?
13. Які способи мастила застосовують для підшипників кочення?
14. Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників.
15. Допуски і посадки для підшипників кочення.
16. Коли доцільно застосовувати підшипники ковзання?

17. Наведіть приклади конструкцій підшипників ковзання.
18. Які вимоги ставляться до матеріалу вкладишів у підшипниках ковзання?
19. Які властивості повинні мати мастила, що використовуються у підшипниках ковзання. Назвіть основні групи мастил.
20. Які є основні критерії працездатності підшипників ковзання?
21. Які потрібні умови для досягнення режиму рідинного тертя в підшипниках ковзання?
22. За якими умовами ведуть розрахунок підшипників ковзання?
23. У чому полягає суть розрахунків підшипників рідинного тертя?
24. Що таке коефіцієнт завантаженості підшипника ковзання? Від яких факторів він залежить?

Лекція 3. Роз'ємні з'єднання.

3.1. Загальні відомості та класифікація.

У всіх технічних елементах машини (двигун, передача, робочий орган, корпус) є однакові елементи – з'єднання. Вони бувають двох типів: роз'ємні, які можна розібрати без руйнування якого-небудь елемента, і нероз'ємні, коли треба поруйнувати який-небудь елемент при розбиранні. Групу роз'ємних з'єднань складають: різьбові, клемові, шпонкові, шліцьові, з натягом, конусні профільні, конічними стягнутими кільцями, штифтові. Групу нероз'ємних з'єднань складають: зварні, заклепкові, паяні, клейові, пресові.

Призначення і вибір типу з'єднання визначається конструктивними, технологічними, експлуатаційними і економічними вимогами. Нероз'ємні з'єднання застосовують там, де в їх розбиранні немає необхідності. Якщо потрібна збірка і розбирання деталей в процесі експлуатації машини, то вибір типу з'єднання визначатиметься конструкцією, технологічними вимогами, а також економічними показниками.

Основним критерієм працездатності всіх з'єднань є міцність. Необхідно прагнути того, щоб з'єднання було рівномірне з деталями, що сполучаються. Бажано, щоб з'єднання не спотворювало форму виробу.

3.2. Різьбові з'єднання.

Різьбові з'єднання утворюються двома деталями: одна із зовнішньою, а інша з внутрішньою різьбою. Різьба може наноситися на циліндричні або конічні поверхні. Конічна різьба застосовується переважно при з'єднанні труб. Різьба може бути однозахідною (один гвинтовий виступ), дво- і трьо- західною.

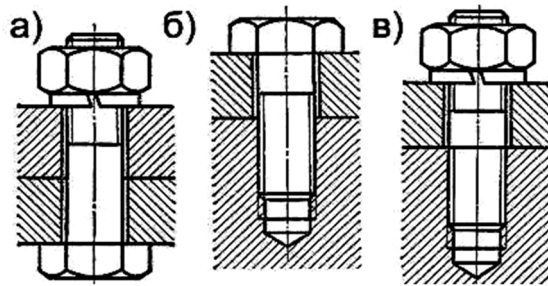


Рис. 3.1.

Основними кріпильними деталями різьбових з'єднань є болти (рис. 3.1, а), гвинти (рис. 3.1, б), шпильки (рис. 3.1, в). Болт є стержнем з різьбою для гайки на одному кінці і головкою на іншому. Болтами скріпляються деталі невеликої товщини і при частих збираннях і розбираннях з'єднань.

Гвинт – це болт, який вгвинчується в одну з деталей, що скріпляються. Вони застосовуються, коли одна з деталей, що скріпляються, має велику товщину і за відсутності місця для гайок, надання красивого зовнішнього вигляду і при рідкісних збираннях і розбираннях з'єднання.

Шпилька є стержнем з різьбою на обох кінцях; одним кінцем вона вгвинчується в одну з деталей, що скріпляються, а на інший кінець нагвинчується гайка. Вони застосовуються замість гвинтів в тих випадках, коли матеріал деталі, що скріпляється, з нарізаним отвором не забезпечує необхідної довговічності різьби при частих розбираннях і збираннях з'єднань.

В різьбових з'єднаннях застосовують шайби, які поміщаються під гайки, головки гвинтів і болтів для збільшення опорної поверхні та її захисту від пошкоджень.

Всі деталі різьбових з'єднань за формою і розмірами стандартизовані.

3.3. Геометричні параметри різьби.

За формою профілю витків розрізняють трикутну, трапецеїдальну та круглу різьби. За призначенням розрізняють кріпильні різьби; кріпильно-ущільнюючі, які служать для скріплення деталей і герметизації з'єднання; різьби ходових гвинтів, вживаних для передачі руху. В якості кріпильної застосовується трикутна різьба (рис. 3.2), оскільки вона володіє підвищеною міцністю і високим коефіцієнтом тертя, тим самим, оберігаючи з'єднання від самовідгвинчування. Ходові різьби звичайно трапецеїдальні симетричні (рис. 3.3), якщо навантаження може передаватися з двох сторін і несиметрична (упорна) при односторонньому навантаженні (рис. 3.4). Симетрична різьба має профіль рівнобедреної трапеції з кутом профілю 30° . Вона технологічна володіє малим коефіцієнтом тертя і високою зносостійкістю. Застосовується для передачі реверсивного руху під навантаженням (ходові гвинти верстатів та ін.). Несиметрична (упорна) має профіль у вигляді не рівнобічної трапеції з кутом 30° . Для можливого виготовлення різьби фрезеруванням робоча сторона профілю має нахил 3° . Застосовується в передачі гвинт-гайка при великих односторонніх осьових навантаженнях (вантажні гвинти пресів, домкратів та ін.). Кругла різьба наноситься на тонкостінні поверхні (цоколі електролампочок) і

на пластмасових деталях при формоутворенні видавлюванням (пресуванням).

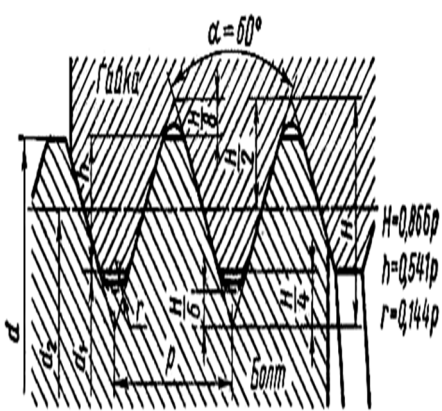


Рис. 3.2.

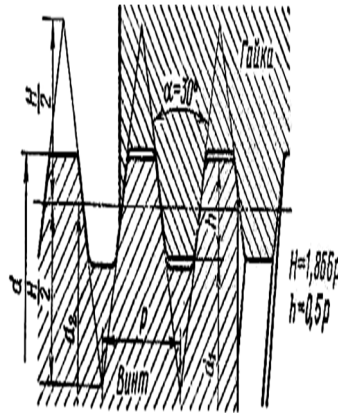


Рис. 3.3.

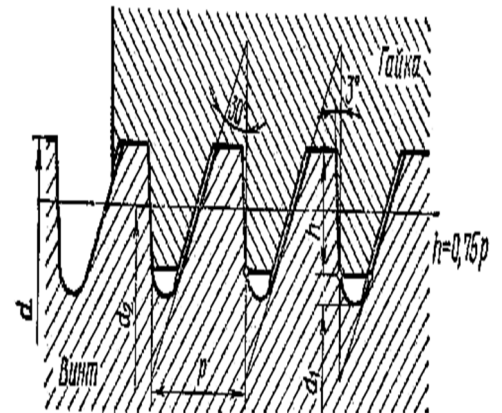
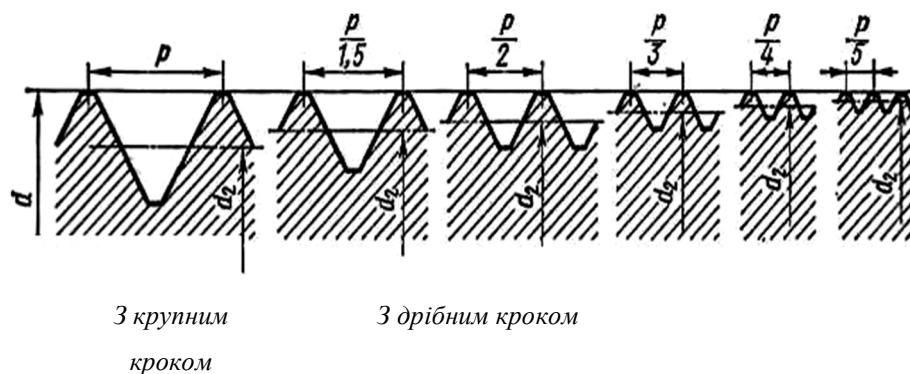


Рис. 3.4.

Основними геометричними параметрами різьби (за стержнем) є: внутрішній діаметр різьби – d_1 ; зовнішній діаметр різьби – d ; середній діаметр – d_2 ; крок різьби – p ; кут підйому гвинтової лінії – γ ; робоча висота профілю – h ; кут профілю витка – α ; біля трикутної кут профілю 60° . H – висота гайки.



З крупним
кроком

З дрібним кроком

Рис. 3.5.

Кріпильна різьба стандартом підрозділяється на основну (крупну) і п'ять дрібних на кожний діаметр (рис. 3.5). Дрібна різьба має менший крок і кут підйому різьби, що забезпечує більше самогальмування при дії змінних (динамічних) навантажень і більший

внутрішній діаметр, що забезпечує більш високу міцність стержня на розтяг в порівнянні з крупною різьбою.

3.4. Розподіл осьової сили за витками різьби гайки.

При затягуванні різьбового з'єднання стержень болта навантажується осьовою розтягуючою силою F . Момент прикладений до гайкового ключа $T_K = F_K l$, де F_K – сила на ключі; l – довжина ключа (стандартна $l = 15d$). Легко встановити зв'язок між F_K і F . Момент на ключі врівноважується моментами тертя на торці гайки T_m і в різьбі T_p , тобто можна записати

$$T_K = T_T + T_p \quad \text{або} \quad F_K \cdot l = F[0,5 \cdot d_1 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 0,5 \cdot f \cdot D_{cp}],$$

де D_{cp} – середній діаметр торця гайки; φ' – приведений кут тертя.

При стандартній різьбі та коефіцієнті тертя $f = 0,15$ після підстановки параметрів і перетворень отримаємо $F = (70 \dots 80)F_K$; тобто при загвинчуванні гайки стандартним ключем на стержень болта діє значна осьова сила.

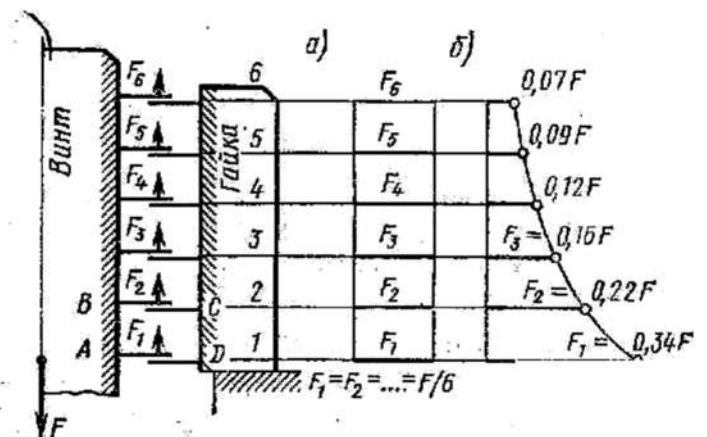


Рис. 3.6.

Для гвинтових механізмів можна визначити величину ККД, розглядаючи відношення моментів загвинчування без урахування тертя (T_K' при $f = 0$ і $\varphi' = 0$) до моменту з урахуванням тертя в різьбі отримаємо

$$\eta = T_K' / T_K = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi).$$

Осьова сила T_K' передається на витки по висоті гайки H .

Дослідженнями Жуковського встановлено, що навантаження по витках розподіляється нерівномірно (рис. 3.6). Це пов'язано з характером деформації стержня і гайки. Перший від опорної поверхні гайки виток стержня болта має найбільше переміщення (на величину подовження стержня між крайніми витками) по мірі видалення витка від опорної поверхні переміщення витка буде зменшуватиметься. Гайка під дією сили стискатиметься, тому перший від опорної поверхні виток матиме мінімальне переміщення, оскільки висота ділянки стискання мінімальна. Різниця переміщень перших витків стержня і гайки буде максимальною. За законом Гука навантаження пропорційне деформації, тобто перший сприймає максимальну частину. По мірі видалення від опорної поверхні різниця деформацій зменшуватиметься, отже і навантаження на виток буде менше. Для вирівнювання навантаження між витками необхідно зробити так, щоб гайка також випробовувала розтяг.

3.5. Розрахунок різьби гвинтових механізмів.

Гвинтові механізми (передачі) служать в основному для перетворення обертального руху в поступальний.

Гвинтові механізми знаходять широке застосування в техніці: від точного приладобудування до важко навантажених приводів прокатних станів, пресів, домкратів.

Для гвинтових кінематичних пар ковзання застосовуються в основному трапецеїдальна (рис. 1.3) та упорна різьби (рис. 1.4), як такі, що мають менші втрати на тертя в порівнянні з трикутною різьбою. Проте в гвинтових механізмах приладів, де величина втрат істотного значення не має, використовується і трикутна різьба. На

трапецеїдальну і упорну різьби є стандарти, згідно яким регламентуються діаметри, кроки і розміри всієї решти елементів різьби.

Основним критерієм працездатності гвинтової кінематичної пари тертя ковзання є зносостійкість робочих поверхонь витків різьби, що характеризується величиною тиску. З метою зменшення зносу застосовують антифрикційні пари матеріалів гвинта і гайки (сталь – чавун, сталь – бронза та ін.), здійснюють змазку поверхонь, що труться, і використовують порівняно невисокі значення допустимого тиску.

Умову зносостійкості робочих поверхонь витків різьби можна записати таким чином

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [p], \quad (3.1)$$

де F_a – осьове навантаження на гвинтову пару, Н; d_2 – середній діаметр різьби, мм; h – глибина заходу (висота робочої поверхні витків), мм; z – число витків гайки; $[p]$ – допустимий тиск, МПа.

Для проектувального розрахунку формулу (3.1) необхідно перетворити, замінивши число витків гайки через співвідношення

висоти гайки H_z до кроку p різьби, тобто $z = \frac{H_z}{p}$, а також позначивши

$\frac{H_z}{d_2} = \psi_H$ – коефіцієнт висоти гайки і $\frac{h}{p} = \psi_h$ – коефіцієнт різьби.

Тоді отримаємо

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]}}. \quad (3.2)$$

Для трапецеїдальної та прямокутної різьби коефіцієнт $\psi_h = 0,5$;

для упорної – $\psi_h = 0,75$.

Нерівномірність розподілу навантаження по витках гайки в гвинтових механізмах менше ніж в різьбових з'єднаннях за рахунок припрацювання різьби. Тому тут допускаються більш високі гайки, ніж в кріпильних виробках. Рекомендується приймати коефіцієнт $\psi_H = 1,2...2,5$, а число витків гайки до 12.

Допустимий тиск залежно від поєднання матеріалів гвинта – гайки рекомендується приймати наступний:

для сталі з твердістю 240...300НВ по бронзі $[p] = 10...13$ МПа;

для сталі з твердістю 200...240 НВ по бронзі $[p] = 8...10$ МПа;

для сталі з твердістю 200...300НВ $[p] = 7...12$ МПа.

Отримане за формулою значення d_2 узгоджується із стандартом, призначається крок різьби. Далі визначається висота гайки H_z , число витків z і коефіцієнт ψ_H , величини яких порівнюються з тими, що рекомендуються вище. Якщо рекомендації не виконуються, то розрахунок повторюється при іншому значенні кроку різьби. Далі проводиться перевірочний розрахунок гвинта на міцність при складному напруженому стані та на подовжній згин, визначаються розміри елементів гайки і проводиться її розрахунок.

3.6. Розрахунок різьби на міцність.

При дії осьової сили на стержень болта в різьбі, по висоті гайки H , виникають наступні напруження (рис. 3.7).

В підставі витків виникають напруження зрізу τ , а на поверхні контакту витків напруження змінання $\sigma_{зм}$. Зріз відбувається по бічній поверхні циліндра, але при цьому бере участь не вся поверхня (за вирахуванням площі між витками). Розрахункова формула матиме вигляд:

для гайки

$$\tau = F / \pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m \langle [\tau] \rangle,$$

для стержня болта

$$\tau = F / \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m \langle [\tau] \rangle,$$

де K – коефіцієнт повноти різьби; K_m – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за витками різьби.

З розрахункових виразів видно, що на зріз витки гайки міцніше, ніж біля стержня болта. Основним видом руйнування кріпильних різьб є зріз витків стержня. Для різьб ходових гвинтів основним видом руйнування є знос, що пов'язано з напруженнями змінання, які однакові для витків гайки і стержня.

$$\sigma_{зм} = F / \pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z \langle [\sigma_{зм}] \rangle,$$

де z – число витків у висоті гайки.

Стандартна висота гайки визначається з умови рівної міцності витків на зріз і стержня на розтяг. Прийmemo в якості граничних напружень межі текучості матеріалу на розтяг і зсув

$$\tau_T \approx 0,6\sigma_T.$$

Умову рівноміцності різьби на зріз і стержня на розтяг отримаємо у вигляді

$$F / \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m = 0,6 F \cdot 4 / \pi \cdot d_1^2.$$

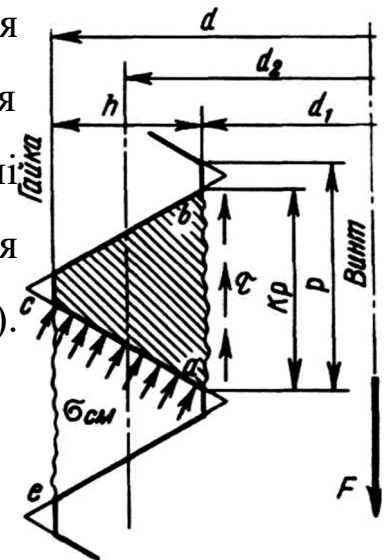


Рис. 3.7.

Звідки отримаємо $H = 0,8d_1$. Відповідно до цього висоту *нормальних* кріпильних гайок приймають $H = 0,8d$; *низьких* $H = 0,5d$; *високих* $H = 1,2d$.

Шпильки в *сталеві* деталі укручують на глибину $H = d$, в *чавунні, силумінові* $H = 1,5 d$.

Оскільки $d > d_1$ (у кріпильних різьб), то міцність різьби при нормальних і високих гайках перевищує міцність стержня болта.

3.7. Матеріали та допустимі напруження.

При виборі матеріалу враховують умови роботи, значення і характер навантаження, спосіб виготовлення і об'єм виробництва. Стандартні кріпильні вироби виготовляють з низько- і середньовуглецевих сталей типу Ст. 3, сталь 10; сталь 20 ... сталь 35, а також легованих сталей 35Х; 30ХГСА.

Допустимі напруження і запаси міцності враховують точність розрахункових формул, характер навантаження, якість монтажу (контрольоване або неконтрольоване затягування). Контроль затягування здійснюється спеціальними динамометричними ключами або ключами граничного моменту.

При неконтрольованому затягуванні допустимі напруження значно зменшуються, збільшуючи запаси міцності до $s = 2,5...6$, тобто

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{s}.$$

При застосуванні контрольованого затягування, з'являється можливість збільшення статичного навантаження болтів, тобто запас міцності можна зменшити до $s = 1,5...2,5$.

Якщо болти встановлені без зазору, то допустимі

напруження зрізу $[\tau] = 0,4\sigma_T$ – при статичному навантаженні; при змінному навантаженні $[\tau] = (0,2\dots 0,3)\sigma_T$. Напруження зминання для сталевих деталей $[\sigma_T] = 0,8 \sigma_T$.

Питання і завдання для контролю знань

1. Перерахуйте типи різьбових з'єднань. Вкажіть область їх застосування.
2. Назвіть основні геометричні параметри метричної різьби.
3. Які матеріали застосовуються для виготовлення кріпильних різьбових деталей?
4. Які існують способи стопоріння різьбових деталей?
5. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення моментів сил тертя в різьбі та на торці гайки.
6. Назвіть причини нерівномірного розподілу навантаження на витках гайки.
7. Запишіть основні умови міцності витків різьби.
8. Чому не розраховують на міцність витки різьби у разі використання стандартних різьбових деталей?
9. Назвіть характерні випадки навантаження різьбових з'єднань.
10. Запишіть вираз для розрахункової сили на болт у разі навантаження з'єднання зовнішньою осьовою силою.
11. Як впливає жорсткість болта та деталей з'єднання на розрахункову силу на болт?
12. Від яких факторів залежать допустимі напруження для різьбових деталей?
13. Чому для болтів малих діаметрів рекомендуються більші коефіцієнти запасу міцності?

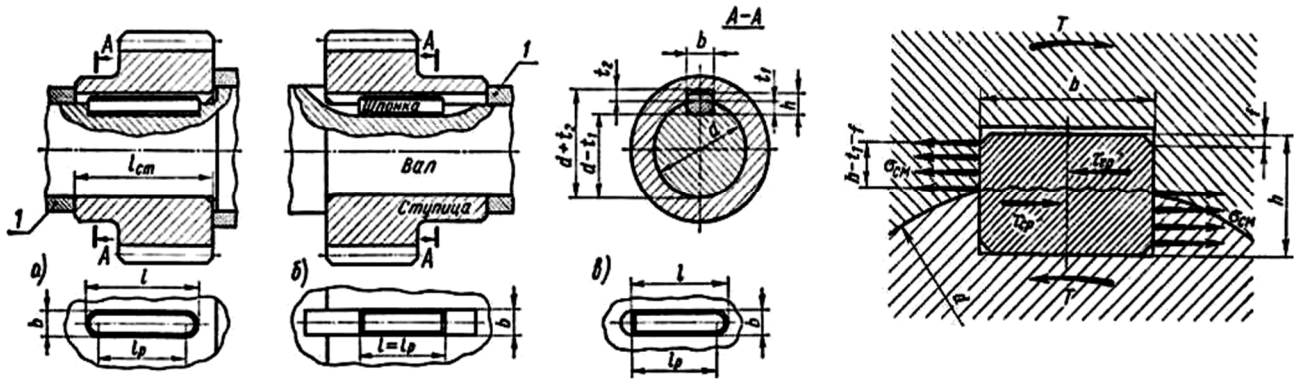
Лекція 4. Шпонкові і шліцьові з'єднання.

4.1. Шпонкові з'єднання. Загальні відомості та класифікація.

Шпонкові з'єднання служать для з'єднання валу зі ступицею (зубчатих коліс, шківів, зірочок та ін.) і передачі обертаючого моменту. Шпонка закладається в пази валу і ступиці. З'єднання можуть бути напруженими і ненапруженими. Напружені з'єднання утворюються клиновими шпонками, мають за довжиною форму клина, робочими гранями біля них є верхня і нижня, а по бічних площинах зазор. При запресовки шпонки, вона зміщує центр ступиці щодо центру валу і перекошує поверхню торця ступиці щодо осі валу. Все це викликає згині коливання валу. Шпонки стандартизовані, але знаходять обмежене застосування.

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються призматичними (рис. 4.1) і сегментними шпонками (рис. 4.3). Призматичні шпонки широко застосовують у всіх галузях машинобудування. Простота конструкції і низька вартість – головні переваги з'єднання. Проте з'єднання ослабляє вал і ступицю шпонковими пазами; міцність з'єднання нижче міцності валу і ступиці; навантаження, що передається концентрується в зоні шпонки; з'єднання вимагає ручного пригону шпонки по пазу.

Призматичні шпонки мають прямокутний перетин з висотою h і шириною b . Вони визначаються згідно стандарту залежно від діаметра валу d . Довжина шпонки l приймається, узгоджуючись з розміром ступиці (звичайно шпонка має довжину на 5...10 мм менше) і округляється до стандартного значення.



Виконання А Виконання В Виконання С

Рис. 4.2.

Рис. 4.1.

За формою торців розрізняють шпонки з округлими торцями – виконання А (рис. 4.1, а), з плоскими торцями – виконання В (рис. 4.1, б) і з одним плоским, а іншим округлим торцем – виконання С (рис. 4.1, в). Осьову фіксацію шпонки на валу найбільш просто здійснюють застосуванням глухого паза, виготовленого кінцевою (пальцевою) фрезою (рис 4.1, а). Переважно виготовлення шпонкового паза на вали дисковою фрезою (рис. 4.1, б), при цьому досягається більш висока точність виконання розміру b шпонкового паза і менша концентрація напружень. Пази в ступиці виконують долбленням (струганням) або простяганням одношліцьовою протяжкою.

Діючий на з'єднання обертаючий момент T викликає напруження зрізу $\tau_{зр}$ в шпонці та напруження зминання $\sigma_{зм}$ на бічних гранях шпонки і пазів ступиці та валу. При стандартизації розмірів b і h , а також глибини урізування шпонок прийнято, щоб несучу здатність з'єднання визначали напруження зминання (рис. 4.3)

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l(k - f)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де T – обертаючий момент, Нм; d – діаметр, мм; l_p – робоча довжина

шпонки, мм; для шпонки з плоскими торцями $l_p = l$; з округлими торцями $l_p = l - b$; k – глибина урізування шпонки в ступицю, мм; f – фаска шпонки; $f = 0,06h$.

Призматичними шпонками можна виконувати рухомі і нерухомі з'єднання. Нерухомі з'єднання утворюються спільно з посадками з натягом. Рухомі в осьовому напрямі з'єднання утворюються довгими шпонками, які кріпляться до валу гвинтами, щоб сили тертя при переміщенні ступиці не порушили її положення. В деяких конструкціях рухомих з'єднань доцільно застосовувати короткі шпонки, прикріплені до ступиці.

Сегментні шпонки (рис. 4.3), виготовляються згідно стандарту і подібно призматичним, працюють бічними гранями.

Для сегментних шпонок пази на валах обробляють дисковими, каліброваними по ширині фрезами з точністю і продуктивністю більшої, ніж для призматичних шпонок. Шпонки виготовляють з чисто тягнутих сегментних профілів.

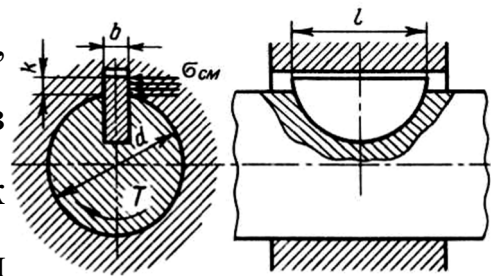


Рис. 4.3.

Перевагами з'єднань з сегментними шпонками є: простота конструкції, взаємозамінність і технологічність. Стійке положення шпонки в глибокому пазу валу виключає можливість її перекосу. Недоліки: необхідність глибокої канавки під шпонку на валу ослабляє вал, а мала довжина шпонок обмежує здатність навантаження з'єднання.

Сегментні шпонки характеризуються двома основними параметрами шириною b і дожиною заготовки d_1 . Висота шпонки

$h = 0,4d_1$; довжина $l = l_p = d_1$. Розрахунок сегментних шпонок проводиться так само, як призматичних.

Стандартні шпонки виготовляють з чистотягнутих сталевих прутків – вуглецевої або легованої сталі з межею міцності не нижче 500 МПа. Значення допустимих напружень залежить від режиму роботи, міцності матеріалу вала і ступиці. Для нерухомих з'єднань допускають:

- при перехідних посадках $\sigma_{зм} = 80...150$ МПа;
- при посадках з натягом $\sigma_{зм} = 110...200$ МПа;
- в рухомих з'єднаннях $\sigma_{зм} = 20...30$ МПа.

4.2. Шліцьові (зубчасті) з'єднання. Загальні відомості та класифікація.

Шліцьове з'єднання застосовують для з'єднання валів зі ступицями зубчастих коліс, шківів, дисків фрикційних муфт.

Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багатошпонкове, у якого шпонки виготовлені у згоді з валом.

Переваги шліцьових з'єднань в порівнянні зі шпонковими: вони мають менші радіальні габарити, високу здатність навантаження, взаємозамінні та і добре забезпечують центрування деталей. Навантаження, що передається розподілено по довжині кола, збільшена площа контакту деталей, що сполучаються. Зубчасті з'єднання можуть бути рухомими і нерухомими.

Залежно від профілю зубів розрізняють з'єднання з прямобічними (рис. 4.4, *a*), евольвентними (рис. 4.4, *г*) і трикутними зубами (рис. 4.4, *e*). Стандартизовані прямобічні та евольвентні з'єднання.

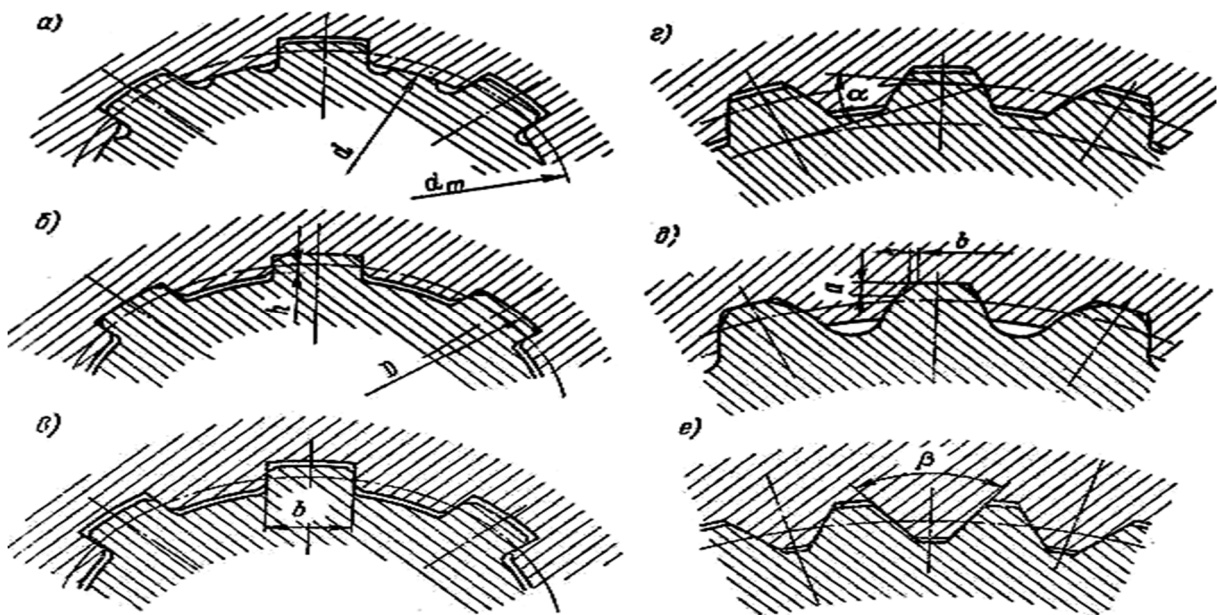
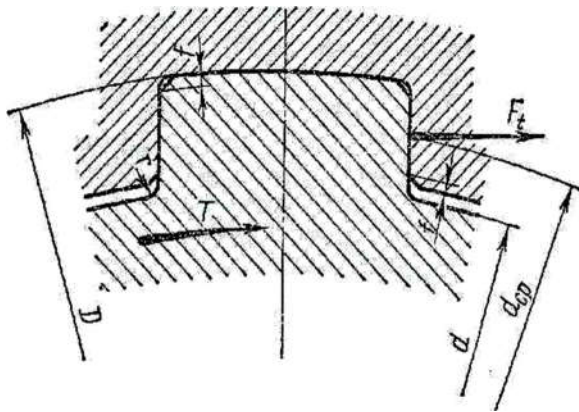


Рис. 4.4.

Основними параметрами прямобічного профілю згідно стандарту є: число зубів z ($z = 6...20$); внутрішній діаметр d ; зовнішній діаметр D ; товщина зубів b ; розмір фаски f . Залежно від числа зубів та їх висоти стандарт передбачає три серії: легку, середню і важку для діаметрів валів від 14 до 125 мм. Центрування зубів може проводитися по зовнішньому, внутрішньому діаметрах і бічних гранях. Центрування по діаметрах проводиться для забезпечення співвісності валу і ступиці. Для вирівнювання навантаження між зубами проводиться центрування по бічних гранях. Стандартом передбачено три форми виконання зубів валу і одна – для западин втулки.

З'єднання з евольвентним профілем згідно стандарту в порівнянні з прямобічними мають наступні переваги: більш технологічні, ніж прямобічні, зуби можна нарізувати на зуборізних верстатах і одержувати більш високу точність. Центрування може проводитися по бічних гранях і дуже рідко по зовнішньому діаметру. Вони мають підвищену міцність на згин унаслідок потовщення зубів біля підстави



і на зминання через збільшення числа зубів; у виробництві потрібна менша номенклатура фрез; оскільки евольвентні зуби однакового модуля можна нарізувати однією фрезою, годі

Рис. 4.5.

як при виготовленні прямобічних зубів

для кожного розміру і числа зубів потрібна окрема фреза. Розмірний стандартний ряд передбачає евольвентное з'єднання діаметром від 40 до 500 мм, з модулем $m = 0,5 \dots 10$ мм і числом зубів $z = 6 \dots 82$.

Основними видами відмов шліцьових з'єднань є знос і зминання робочих поверхонь, можливі втомні руйнування валів, розриви втулок-ступиць, а також зріз зубів. Знос є слідством роботи сил тертя при мікропереміщеннях контакт-туючих поверхонь в процесі роботи, а також при роботі в абразивному середовищі і поганому мастилі. Зминання робочих поверхонь, а також зріз зубів може відбуватися при великих перевантаженнях.

4.2.1. Розрахунок шліцьових (зубчастих) з'єднань.

Розрахунок шліцьових з'єднань проводять по двох критеріях працездатності: опору зминання і зношування. Розрахунок по

критерію зминання як основний проводиться для з'єднань, навантажених тільки обертаючим моментом. Розрахунок зводять до перевірки умови

$$\sigma_{зм} = 2T / K_3 d_{cp} z \cdot h \cdot l [\sigma_{зм}],$$

де T – обертаючий момент, Нм; K_3 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами (рекомендується приймати $K = 0,7 \dots 0,8$); d_{cp} – середній діаметр з'єднання, мм; h – робоча висота зубів, мм; l – довжина з'єднання, мм; z – число зубів; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання, МПа.

Для прямобічного профілю

$$h = 0,5(D - d) - 2f; \quad d_{cp} = 0,5(D + d),$$

де D – зовнішній діаметр зубів вала; d – внутрішній діаметр вала; f – розмір фаски.

Допустимі напруження зминання при середньому режимі роботи можна приймати: для нерухомого з'єднання з термообробкою $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 140$ МПа і без термічної обробки $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 100$ МПа; для рухомих з'єднань під навантаженням $[\sigma_{зм}] = 10 \dots 20$ МПа; з пересуванням без навантаження $[\sigma_{зм}] = 30 \dots 60$ МПа.

З'єднання з трикутними зубами застосовують переважно для нерухомих з'єднань при тонкостінних втулках, а також в з'єднаннях валів зі ступицями з легких сплавів. Вони дозволяють координувати положення валу і втулки в межах малих кутів. Вони застосовуються з кутом профілю 60° при діаметрах до 60 мм. Вони застосовуються в авіаційних і автомобільних коробках передач. Для всіх з'єднань довжина зубів вибирається залежно від довжини ступиці, а при рухомих з'єднаннях від величини ходу.

4.3. Клемові з'єднання.

За конструкцією розрізняють два типи клемових з'єднань: зі ступицею, що має прорізь (рис. 4.6, а), і з роз'ємною ступицею (рис. 4.6, б). Роз'ємна ступиця дещо збільшує масу і вартість з'єднання, але при цьому стає можливим встановлювати клеми на будь-яку частину валу незалежно від форми і розмірів сусідніх ділянок валу, а також без зняття інших деталей вже встановлених на вал. Після затягування болтів ступиця є притиснутою до валу, в з'єднанні виникає тиск p на поверхні контакту і сили тертя, які дозволяють навантажувати клемове з'єднання як обертаючим моментом, так і осьовою силою.

До **переваг** клемового з'єднання відносяться простота монтажу і демонтажу, самозапобігання від перевантаження, а також можливість перестановки і регулювання взаємного розташування деталей як в осьовому, так і в коловому напрямках (регулювання положення тяги і важелів в механізмах керування). До **недоліків** можна віднести малу несучу здатність, нестабільність коефіцієнта тертя і розсіяння здатності навантаження.

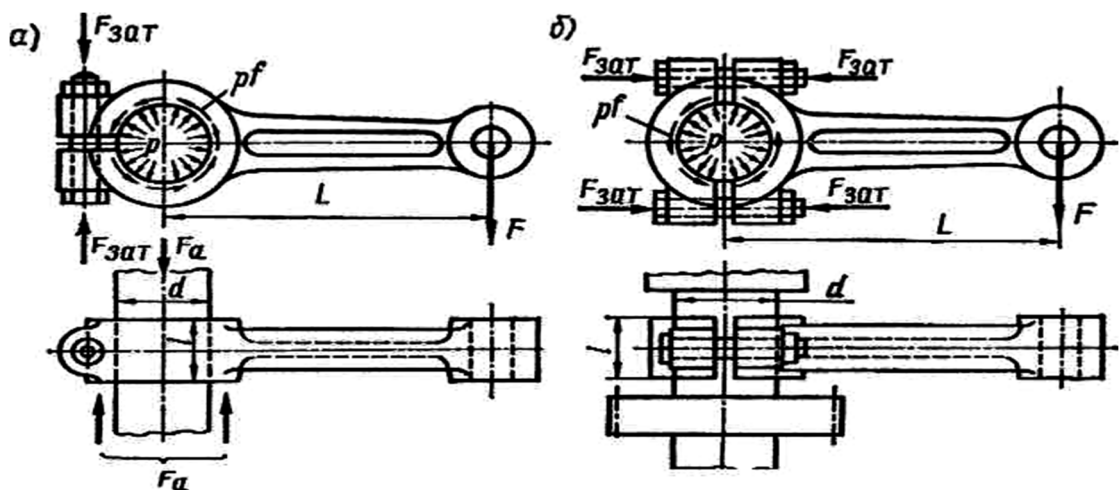


Рис. 4.6.

4.3.3. Розрахунок клемових з'єднань.

При розрахунку клемового з'єднання звичайно визначають силу затягування болтів, що забезпечує необхідну силу притиснення клеми до валу і передачу з'єднанням заданого навантаження. По необхідній силі затягування визначають розмір болтів. В наближених розрахунках приймають, що при затягуванні болтів клема притискається до валу всією внутрішньою поверхнею, а питомий тиск p рівномірно розподіляється по поверхні контакту клеми з валом.

Умова міцності зчеплення клеми з валом при дії обертаючого моменту $T = FL$ виражають у вигляді

$$0,5\pi \cdot p \cdot f \cdot l \cdot d \geq T,$$

а при дії осьової сили

$$\pi \cdot p \cdot f \cdot l \cdot d \geq F_a.$$

Необхідне зусилля затягування одного болта при дії обертаючого моменту

$$F_{зам} \geq T \cdot K / \pi \cdot f \cdot l \cdot d \cdot z,$$

а при дії осьової сили

$$F_{зам} \geq F_a K / 2\pi \cdot f \cdot l \cdot z,$$

де z – число болтів, що стягують напівступицю з одного боку; f – коефіцієнт тертя ($f = 0,15 \dots 0,18$); l – довжина клеми у напрямі осі з'єднання; d – діаметр валу; K – коефіцієнт запасу міцності з'єднання ($K = 1,3 - 1,5$).

Необхідний діаметр болта визначають виходячи із зусилля затягування за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi[\sigma]}}.$$

4.4. З'єднання з натягом.

З'єднання двох деталей по круговій циліндричній поверхні можна здійснити безпосередньо без застосування шпонок, зубів та ін. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити з'єднання валу з натягом, а при збірці одну деталь запресувати в іншу (рис. 4.7).

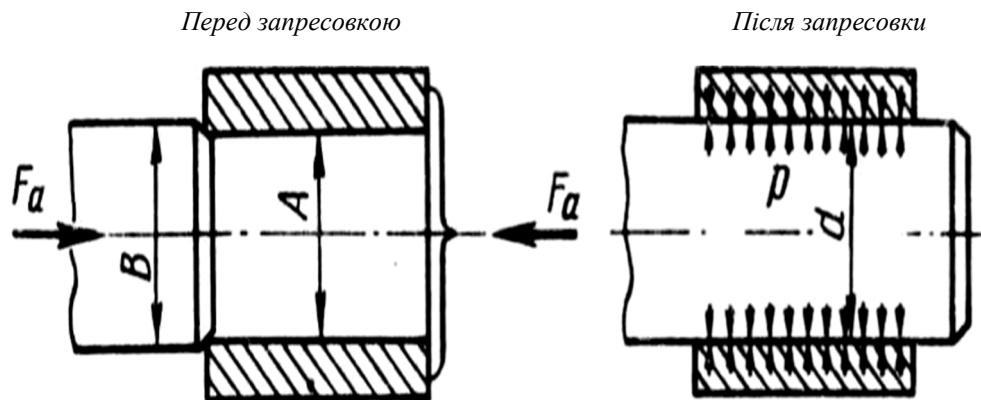


Рис. 4.7.

Натягом називають позитивну різницю діаметрів валу і отвору, $N = B - A$. Після збірки унаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадочних поверхонь стає загальним. На поверхні посадки виникають питомий тиск p і відповідні йому сили тертя. З'єднання з натягом застосовують для установки на вали та осі зубчастих коліс, шківів, зірочок, кілець підшипників кочення. З'єднання з натягом застосовують для виготовлення складових деталей, наприклад, зубчастих і черв'ячних коліс, колінчастих валів. Деталі одного з'єднання можуть бути виготовлені з однакових або різних матеріалів.

Переваги циліндричних з'єднань з натягом: простота конструкції, добре центрування, можливість сприйняття великих навантажень. До **недоліків** можна віднести складність збирання і розбирання, розсіяння натягу і здатності навантаження.

Надійність з'єднання з натягом залежить від розміру натягу, який приймається у відповідність з вибраною посадкою, встановленою стандартною системою допусків і посадок. Існує декілька способів отримання з'єднання з натягом.

Запресовка. Це найпростіший і високопродуктивний спосіб, що забезпечує можливість контролю здатності навантаження шляхом вимірювання сили запресовки. Проте існує небезпека пошкодження посадочних поверхонь; коефіцієнт тертя може мати різну величину через згладжування мікронерівностей поверхонь контакту, а також при запресовці без мастила або з мастилом.

Нагрів охоплюючої деталі технологічно відпрацьований і простий спосіб, що забезпечує підвищення коефіцієнта тертя і здатності навантаження приблизно в 1,5 разів в порівнянні із запресовкою, оскільки відсутній зріз мікронерівностей. Цей спосіб ефективний при великих довжинах посадочних поверхонь. Недоліком може бути зміна механічних характеристик матеріалу або викривлення деталі, що нагрівається.

Охолодження охоплюваної деталі переважно застосовують для установки невеликих деталей в масивні, крупні деталі. Цей спосіб практично позбавлений недоліків.

4.4.1. Розрахунок з'єднань з натягом.

Величина натягу і відповідно вид посадки визначається залежно від необхідної величини питомого тиску на посадочній поверхні. Тиск повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на посадочній поверхні, повністю протидіяли зовнішнім силам.

Умова міцності з'єднання при навантаженні осьовою силою

(рис. 4.8)

$$K \cdot F_a \langle F = f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l.$$

Тоді необхідний тиск на поверхні контакту

$$p \rangle K \cdot F_a = f \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де $K = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу зчеплення; d і l – діаметр і довжина посадочної поверхні.

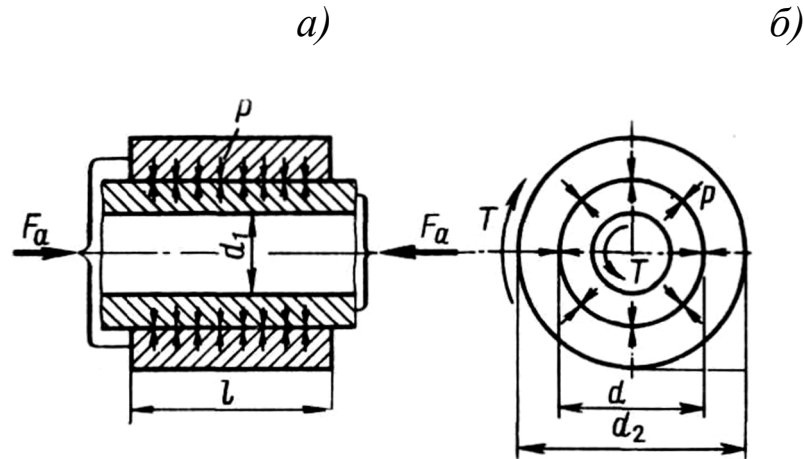


Рис. 4.8.

Умова міцності з'єднання при навантаженні обертаючим моментом (рис. 4.8, б)

$$K \cdot T \langle T_{mp} = 0,5 f \cdot p \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l,$$

потребуємий тиск для передачі обертаючого моменту

$$p \rangle 2K \cdot T / f \cdot p \cdot \pi \cdot l \cdot d_2.$$

При навантаженні з'єднання одночасно осьовою силою і обертаючим моментом розрахунок умовно ведуть по рівнодіючій силі, складовими якої є колова сила $F_t = 2T/d$ і осьова сила F_a .

$$K \sqrt{F_t + F_a} \langle f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l.$$

Тоді

$$p \rangle \frac{K \sqrt{F_t + F_a}}{f \cdot d \cdot l \cdot \pi}.$$

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання пов'язаний з посадочним тиском p наступною залежністю, витікаючою з формули Ляме

$$N_{min} = 10^3 p \cdot d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2),$$

де C_1 і C_2 – безрозмірні коефіцієнти Ляме.

$$\text{для валу } C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1;$$

$$\text{для втулки } C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2,$$

де d – посадочний розмір, мм; d_1 – діаметр отвору в тілі валу (для суцільного валу $d_1 = 0$); d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої деталі, мм; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів, охоплюваної та охоплюючої деталей; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів валу і втулки.

Для сталі $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 105$ МПа і $\mu = 0,3$;

для чавуну $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 105$ МПа і $\mu = 0,25$;

для бронзи $E = (1 \dots 1,1) \cdot 105$ МПа і $\mu = 0,33$.

При збірці пресуванням для компенсації зрізу і згладжування шорсткостей підбір посадки проводиться по дійсному натягу

$$N = N_{min} + (R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} і R_{z2} – висоти нерівностей профілів по десяти точкам, що приймаються за стандартом.

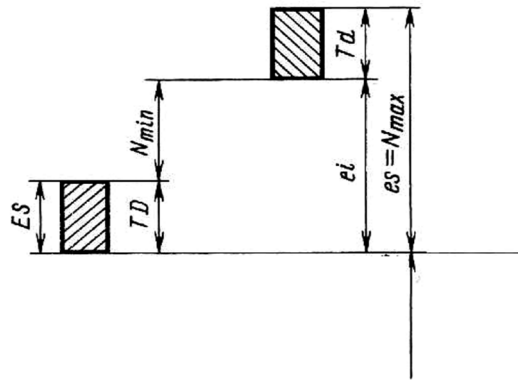
При збірці з'єднання нагрівом ступиці, температура нагріву

$$t = 20 \text{ } ^\circ\text{C} + (N_{max} + \Delta) / \alpha_1 d 10^3.$$

При збірці з'єднання охолодженням вала, температура охолодження

$$t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} - (N_{max} + \Delta) / \alpha_2 d 10^3,$$

де Δ – зазор, необхідний для легкої збірки ($\Delta = 5 \dots 25$ мкм); α_1 і α_2 – температурні коефіцієнти лінійного розширення охоплюваної та охоплюючої деталі, в середньому для сталі вони рівні $12 \cdot 10^{-6}$ мм/°С; для



чавуну $10,5 \cdot 10^{-6}$ мм/°С; для бронзи $17 \cdot 10^{-6}$ мм/°С; температура нагріву не повинна бути вищою за температуру відпустки, при якій твердість і міцність деталей знижується або відбуваються структурні зміни в матеріалі.

Рис. 4.9.

Характер посадки деталей залежить

від дійсних розмірів валу і отвору ступиці, тобто характер посадки визначається поєднанням полів допусків валу та отвору. Існує дві системи утворення посадок: система отвору і система валу. Система отвору більш поширена в машинобудуванні: в основі системи лежить незмінність положення поля допуску для даного діаметра отвору. Величина поля допуску залежить від квалітету. Різні посадки утворюються шляхом зміни поля допуску валу. Отвір в цій системі називають основним, його поле допуску позначають H . Нижнє відхилення EI рівно нулю, а поле допуску TD розташовується вище номінального діаметра посадки, верхнє відхилення основного отвору $ES = TD$. Нижнє відхилення вала при даному діаметрі d кожній стандартній посадці з натягом в системі отвору згідно стандарту відповідають визначені значення мінімального N_{min} і максимального N_{max} стандартного натягу (рис. 4.9).

$$N_{min} = e \cdot i - E \cdot S; \quad N_{max} = e \cdot s,$$

де ES і es – верхнє відхилення отвору і вала; ei — нижнє відхилення вала.

Ймовірність появи валів та отворів з розмірами, близькими до граничних відхилень, дуже мала; ще менше ймовірність поєднання в одному з'єднанні валів та отворів з граничним розміром. Нехтуючи такими малоїмовірними поєднаннями в розподілі натягу, можна збільшити мінімальні і понизити максимальний табличний натяг. Отримані таким чином натяг називають ймовірністю (рис. 4.10). При нормальному законі розподілу розмірів

$$N_{p\ min} = N_m - U_p SN; \quad N_{p\ max} = N_m + U_p SN,$$

де $N_{p\ min}$ і $N_{p\ max}$ – мінімальний і максимальний натяг ймовірності при надійності P . $N_m = 0,5(N_{max} + N_{min})$ – середній натяг;

$SN = \frac{1}{6} \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$ – середнє квадратичне відхилення натягу.

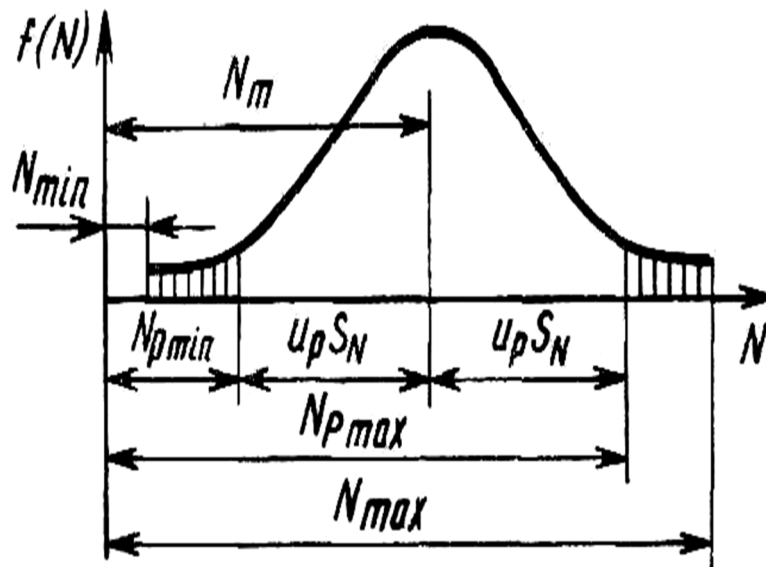


Рис. 4.10.

P	0,5	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,999
U_p	12	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	0,1

Квантілі нормального розподілу U_p приймають залежно від ймовірності P не руйнування з'єднання по таблиці.

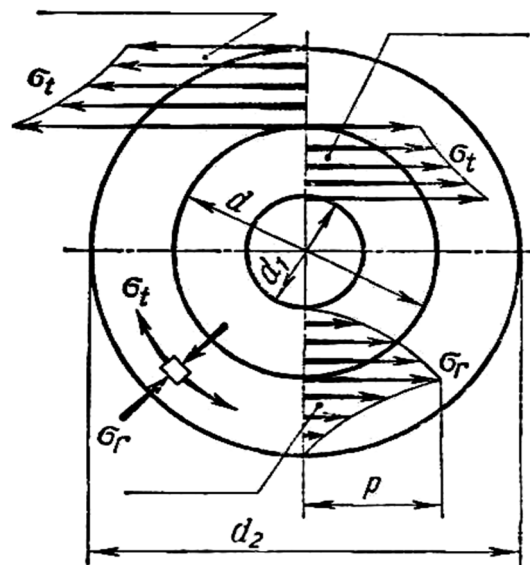


Рис. 4.11.

Після збірки з'єднання на поверхні контакту деталей виникають нормальні напруження колового σ_t і радіального σ_r напрямів. Звичайно більш слабим елементом з'єднання виявляється охоплююча деталь (ступиця). Для стандартної посадки знаходять $N_{p \max}$.

Максимальний тиск на поверхні контакту (рис. 4.11)

$$p_{\max} = N_{p \max} \cdot 10^{-3} / d(C_1 / E_1 + C_2 / E_2).$$

Далі згідно з рішенням Ляме знаходять відповідні максимальні напруження

$$\sigma_{r \max} = -p_{\max};$$

$$\sigma_{t \max} = p_{\max} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right).$$

Найбільші еквівалентні напруження по теорії міцності максимальних дотичних напружень

$$\sigma_{екв\ max} = (2p_{max}) / (1 - (d / d_2)^2).$$

Напруження $\sigma_{екв\ max}$ і $\sigma_t\ max$ не повинні перевищувати межі текучості матеріалу охоплюючої деталі.

Питання і завдання для контролю знань

1. Будова та призначення шпонкових з'єднань. Вкажіть переваги та недоліки.
2. Які є основні види ненапружених та напружених шпонкових з'єднань?
3. За якою умовою міцності розраховують шпонкові з'єднання?
4. Запишіть вираз для умови міцності з'єднання призматичною шпонкою. Проаналізуйте цей вираз.
5. Які фактори впливають на допустимі напруження змінання для шпонкових з'єднань?
6. Назвіть та охарактеризуйте основні типи зубчастих з'єднань?
7. Зазначте переваги зубчастих з'єднань перед шпонковими.
8. Назвіть основний критерій працездатності зубчастих з'єднань.
9. Запишіть умову міцності на змінання зубчастого з'єднання.
10. Чому на міцність зубчастих з'єднань впливають радіальне навантаження ?
11. Які фактори впливають на допустимі напруження для зубчастих з'єднань?
12. В яких випадках використовують з'єднання з натягом?
13. Які навантаження може сприймати з'єднання з натягом?
14. Назвіть методи збірки з'єднання з натягом. Їх достоїнства і недоліки.

Лекція 5. Зварні та заклепкові з'єднання.

5.1. Зварні з'єднання.

В даний час засвоєна зварка всіх конструкційних сталей, чавуну алюмінієвих сплавів і кольорових металів, пластмас. Зварка дозволяє сполучати деталі, а також виготовляти самі деталі або їх заготовки замінюючи литво. Литі деталі мають масу в 2...3 рази більше, ніж зварні. Зварні конструкції витіснили клепані як з машинобудування, так і з будівництва. Зварні з'єднання – найраціональніший і поширеніший вид нероз'ємних з'єднань, що наближає формою складові деталі до цілих; їх широко застосовують в будівництві та машинобудуванні.

Розроблено багато видів зварки: ручна, автоматична під шаром флюсу, електроконтактна, електронпромінева у вакуумній камері та ін.

Переваги зварних з'єднань:

- можливість отримання виробів великих розмірів (кузови автомобілів, резервуари, ферми, мости та ін.);
- зниження маси в порівнянні з литими деталями до 30...50%, з клепаними – до 20%;
- зниження вартості виготовлення складних деталей в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва;
- мала трудомісткість, невисока вартість обладнання.

До недоліків зварних конструкцій відносяться:

- поява залишкових напружень в зварюваних елементах, викривлення, погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень;

- складність і трудомісткість контролю якості зварних швів (візуального, ультразвукового, рентгенівського та ін.);
- місцевий нагрів викликає в зоні термічного впливу зміну механічних властивостей металу.

5.2. Конструкція і розрахунок на міцність стикових з'єднань.

Стикове зварне з'єднання є найпростішим і надійним. Його застосовують скрізь, де допускає конструкція деталі. Залежно від товщини елементів, що сполучаються, з'єднання виконують з обробкою або без обробки кромek (рис. 5.1). При товщині до 8 мм обробку не проводять. При середніх і великих товщин проводять односторонню або двосторонню обробку кромek з тим, щоб приварить на всю товщину деталі.

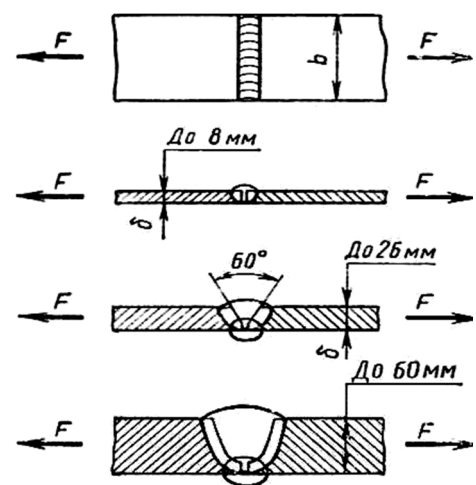


Рис. 5.1.

Стикові зварні з'єднання можуть руйнуватися по шву, по зоні термічного впливу, прилеглій до шва ділянка деталі, в якій при зварці відбувається нагрів і зміна механічних властивостей металу. Практикою встановлено, що при якісній зварці руйнування відбувається по зоні термічного впливу. Тому розрахунок міцності проводиться по перетину основного матеріалу. При розрахунку на розтяг (стиск)

$$\sigma = F / A = F / b \cdot l < [\sigma],$$

де l і b – ширина і товщина смуги; $[\sigma]$ – допустиме напруження для зварних з'єднань.

При дії згинаючого моменту

$$\sigma = M / W_{зг}.$$

5.3. Конструкція і розрахунок напусткових з'єднань.

Напусткове з'єднання виконується кутовими швами (рис. 5.2). Залежно від форми поперечного перетину розрізняють кутові шви: нормальні 1, опуклі 3, вигнуті 2. Найбільш поширені нормальні шви.

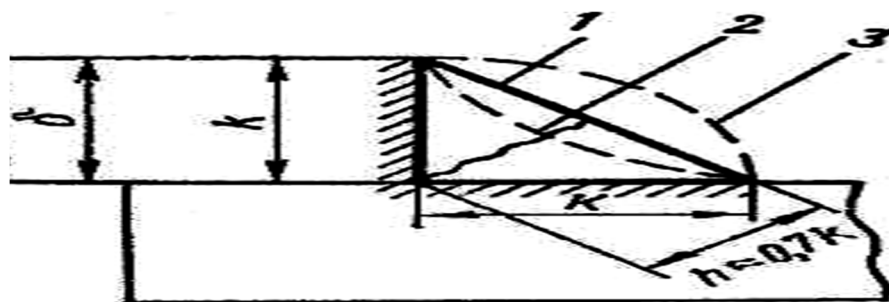


Рис. 5.2.

Основною геометричною характеристикою кутового шва є катет – k . В більшості випадків катет рівний товщині листа.

Залежно від розташування відносно діючої сили розрізняють лобові, флангові (рис. 5.2) та косі шви. Лобовий шов розташований перпендикулярно лінії дії сили, а фланговий паралельно.

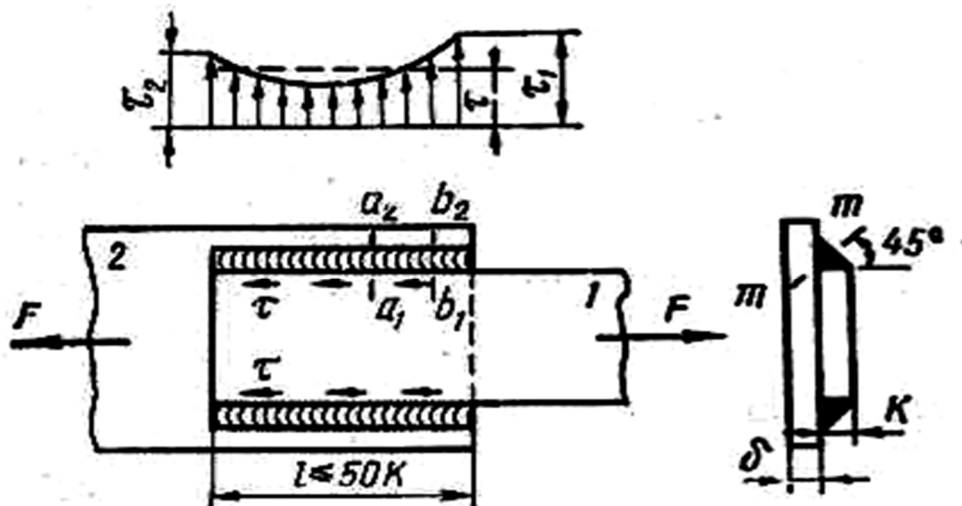


Рис. 5.3.

Основними напруженнями флангового шва є дотичні напруження зрізу в перетині, що проходить по бісектрисі прямого кута. Висота перетину $h = 0,1k$. Напруження по довжині флангового шва розподіляються нерівномірно: на кінцях шва вони більш ніж в середній частині. На практиці довжину флангових швів обмежують умовою $l_\phi < 50k$. Розрахунок виконують по середній нарузі.

Лобові шви по методиці, прийнятій в інженерній практиці, розраховуються по напруженнях зрізу по перетину, що проходить по бісектрисі прямого кута.

Комбіноване з'єднання лобовими і фланговими швами розраховується на основі принципу розподілу навантаження пропорційно несучої здатності окремих швів. При навантаженні силою отримаємо

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi + 0,7k \cdot l_n} \leq [\tau].$$

5.4. Конструкція і розрахунок таврових з'єднань.

Таврове з'єднання, в якому елементи з'єднання розташовані у взаємно перпендикулярних площинах. Це з'єднання виконують стиковим швом з обробленням кромки (рис. 5.5, а) або кутовими швами без оброблення кромки (рис. 5.5, б). У разі оброблення на всю товщину розрахунок міцності з'єднання проводять по перетину основного матеріалу по нормальних напруженнях

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma_p] \quad \text{або} \quad \sigma_{зз} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{зз}].$$

При зварці без оброблення кромки розрахунок міцності проводять по дотичних напруженнях двох швів. Наприклад при дії розтягуючої сили F

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l} \leq [\tau].$$

При навантаженні крутним моментом круглого елемента. Розглянемо випадок зварки круглого елемента (труби, валу) з листом або круглим фланцем і навантаженого крутним моментом T (рис. 5.4). При цьому роблять наступні допущення: катет шва

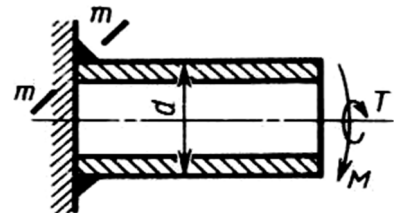


Рис. 5.4.

малий в порівнянні з діаметром. Напруження розподілені рівномірно по кільцевому майданчику руйнування шва, рівного $0,7k$, а середній діаметр цього майданчика

$$d_{cp} = d + 0,7k \approx d.$$

Тоді формула для перевірного розрахунку матиме вигляд

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau].$$

5.5. Допустимі напруження для зварних з'єднань.

Міцність зварного з'єднання залежить від якості основного матеріалу, визначуваного його здатністю до зварювання, досконалість технологічного процесу зварки; конструкції з'єднання; характеру діючих навантажень.

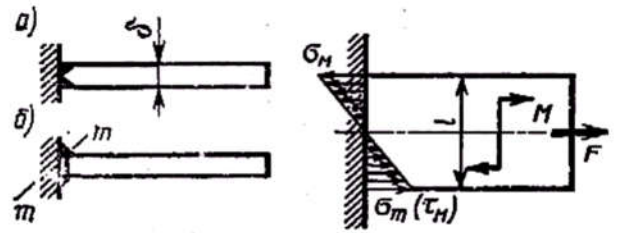


Рис. 5.5.

Різноманіття чинників, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також наближеність і умовність розрахункових формул, викликає необхідність експериментального визначення допустимих напружень. Орієнтовно можна прийняти допустимі напруження зрізу

$$[\tau] = k [\sigma_p],$$

де $k = 0,6 \dots 0,65$ – коефіцієнт, що враховує вид зварки, тип електроду.

Допустимі напруження на розтяг

$$[\sigma_p] = \sigma_v / s.$$

Запас міцності рекомендується приймати в межах $s = 1,4 \dots 1,6$.

5.6. Заклепкові з'єднання.

Заклепковим називається нероз'ємне з'єднання, як правило, листових деталей, за допомогою заклепки-стержня з головками на кінцях. Одну з головок, яка називається закладною, виготовляють на заклепці раніше, а другу (замикаючу) формують при клепанні (рис. 5.6, а). Заклепочні з'єднання застосовують у тих випадках, коли недопустиме нагрівання деталей або для з'єднання не зварюваних деталей.

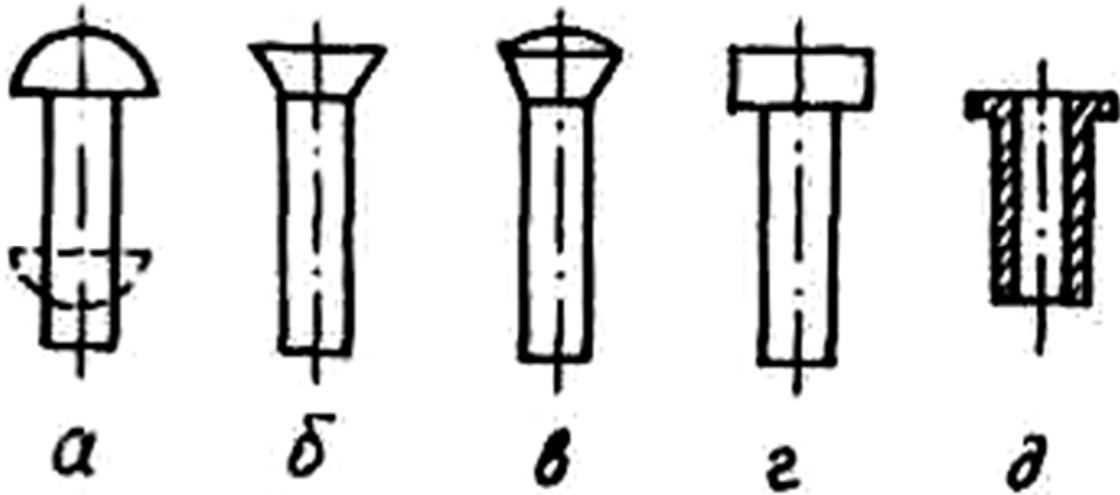


Рис. 5.6.

Матеріал заклепок повинен бути достатньо пластичний (для формування замикаючої головки) і міцний. Для виготовлення заклепок застосовують сталі Ст2, Ст3, 09Г2 та ін.

У практиці машинобудування застосовують різні види заклепок: з напівкруглою головкою (рис. 5.6, а) – для силових швів; з потайною головкою (рис. 5.6, б) – коли недопустимий виступ частин за межі з'єднаних деталей; з плоскою головкою (рис. 5.6, г) – для роботи в корозійних середовищах. Існують також напівпорожністі та порожністі (рис. 5.6, д) заклепки.

Листи з'єднують між собою заклепками напустковим (рис. 5.7, а) і стиковим з'єднаннями з однією (рис. 5.7, б) та двома (рис. 5.7, в) накладками.

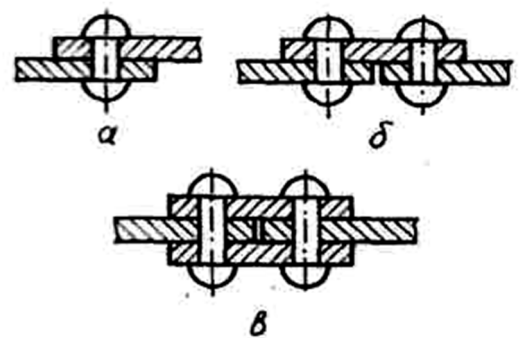


Рис. 5.7.

Недоліками заклепкових з'єднань є великі витрати металу і вартість з'єднання.

Досвід експлуатації конструкцій, які мають заклепкові з'єднання, показав, що можливі такі види руйнувань заклепкових з'єднань:

- руйнування стержня заклепки;
- зминання стінок отворів і стержня заклепки;
- руйнування листів, ослаблених отворами.

5.6.1. Розрахунок заклепкових з'єднань.

У заклепковому з'єднанні при дії сили F (рис. 5.8) у тілі заклепки виникають напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau_{зр}], \quad (5.1)$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу; d – діаметр стержня заклепки; z – кількість заклепок; $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зрізу.

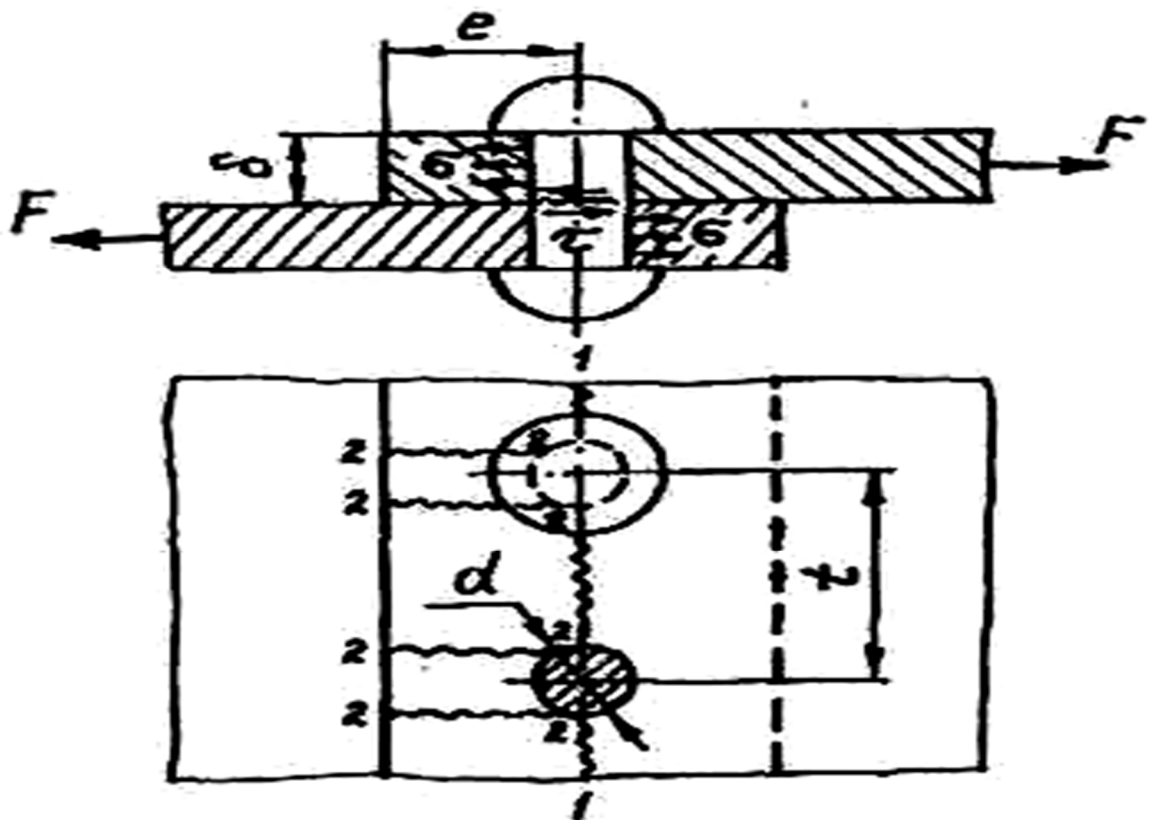


Рис. 5.8.

Необхідно враховувати, що для з'єднання з двома накладками площа зрізу збільшується вдвічі.

При проектуванні з'єднання з умови (5.1) визначається діаметр заклепки:

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot z \cdot [\tau_{зр}]}} \quad (5.2)$$

Напруження зминання на стержні заклепки і стінках отворів:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{d \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma_{зм}], \quad (5.3)$$

де $A_{зм}$ – мінімальна площа зминання;

Рис. 3.3 δ – мінімальна товщина листів; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання.

Якщо прийняти достатньо велику кількість заклепок, тобто крок t заклепок буде малий, виникне можливість руйнування листів по ослабленому перерізу 1-1. Умова міцності в цьому випадку матиме вигляд:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta(l - d \cdot z)} \leq [\sigma_p], \quad (5.4)$$

де A – площа перерізу по лінії 1-1; l – довжина з'єднання; $[\sigma_p]$ – допустимі напруження розриву для матеріалу листів.

У випадку, коли заклепки розміщені достатньо близько до краю листів, тобто відстань e (рис. 5.8) мала, можливе руйнування з'єднання по лінії 2-2. Умова міцності матиме вигляд

$$\tau_{зр}^n = \frac{F}{A_{зр}^n} = \frac{F}{2(e - d/2) \cdot \delta \cdot z} \leq [\tau_{зр}^n], \quad (5.5)$$

де $A_{зр}^n$ – площа зрізу листа; e – відстань до краю листа; $[\tau_{зр}^n]$ – допустимі напруження зрізу для матеріалу листа.

При проектуванні заклепкового з'єднання рекомендується досягати рівномірності його за всіма критеріями, бо в цьому випадку забезпечується мінімальна металоємкість з'єднання. Наведемо співвідношення для умови рівномірності заклепки на зріз і зминання в зоні контакту заклепки і отвору, яку можна отримати з умов (5.2) і (5.3)

$$\delta = \frac{\sqrt{\frac{\pi \cdot F \cdot [\sigma_{зр}]}{z}}}{[\sigma_{зм}]}.$$

5.7. Паяні з'єднання.

Паяні з'єднання – це нероз'ємне з'єднання за рахунок сил молекулярної взаємодії між деталями і припоєм. Припій – це сплав або метал, який вводиться в розплавленому стані між деталями і має нижчу температуру плавлення, ніж з'єднувані деталі. Відмінність паяння від зварювання у відсутності розплавлення деталей, що з'єднуються.

Міцність паяного шва за міцність припою за рахунок розчинення (дифузії) в ньому металу деталей і внаслідок стиснення деформацій у шві.

Пайкою з'єднують деталі різної форми (листи, стержні, труби та ін.) з однорідних або різнорідних матеріалів (чорних і кольорових металів, сплавів, кераміки, скла та ін.). Неметалеві матеріали при цьому попередньо покривають шаром срібла або графіту з наступним покриттям шаром міді гальванічним способом.

Тип паяного з'єднання визначається формою і розміщенням деталей та навантажень і може виконуватись: напуск, стик, тавр та ін.

Припої повинні бути легкоплавкими, мати достатньо високі міцність, пластичність, непроникність. Коефіцієнти лінійного розширення з'єднувальних деталей і припою не повинні сильно різнитися. Найпоширенішими з них є: сплави олова і свинцю ПОС 61, ПОС 40, ПОС 30, ПОС 10 та ін.; олова, свинцю і кадмію (ПОСК); олова, свинцю і сурми згідно стандарту; срібні, олов'яні та олов'яно-свинцеві з вмістом срібла до 10% (згідно стандарту); мідно-цинкові сплави.

Розрахунок паяних з'єднань проводять за номінальними напруженнями. Границя міцності на зріз для олов'яно-свинцевих припоїв залежно від матеріалу деталей $\tau_{зр} = 22 \dots 32$ МПа, на розтяг – для більшості марок сталей на 30...40% вище $\tau_{зр}$.

5.8. Клейові з'єднання.

Клейові з'єднання – це з'єднання неметалевою речовиною за рахунок поверхневого зчеплення (адгезії) і внутрішніх міжмолекулярних зв'язків (когезії) в шарі клею.

Перевагами цих з'єднань є: з'єднання деталей з різнорідних матеріалів, з'єднання тонких листів, менша концентрація напружень, можливість забезпечення герметичності. Основний недолік клейових з'єднань – низька теплостійкість, для більшості клеїв не перевищує 60⁰ С (250⁰ С для теплостійких).

Вибір клею залежить від матеріалів, які потрібно склеїти, і робочих температур. Метали і сплави склеюються між собою і різними неметалевими матеріалами клеями БФ2, БФ4 (розчини синтетичних смол у спирті чи ацетоні), які забезпечують границю міцності при зсуві $\tau_{\epsilon} \geq 10$ МПа. Епоксидні клеї ЭД-5, ЭД-6 ($\tau_{\epsilon} \geq 4 \dots 5$ МПа) застосовують для склеювання сталі, міді, алюмінію та його сплавів, пластмас. Для

склеювання інструмента застосовують клеї на епоксидній основі ТКЛ-75 і ВК-28 (τ_e відповідно дорівнюють 22 та 12 МПа); на основі епоксидних смол, кремнію та органічних матеріалів – ТКМ-75, ВК-13 та інші.

Якість клейового з'єднання значною мірою залежить від способу та якості підготування поверхні. Застосовують механічну, хімічну або одночасно обидві обробки.

Питання і завдання для контролю знань

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?
4. Назвіть типи зварних швів. Наведіть приклади.
5. Яка основна умова має бути при розрахунках стикових зварних з'єднань?
6. За якою умовою міцності розраховують кутові зварні шви?
7. Визначте переріз кутового шва, де проходить його руйнування.
8. Наведіть приклади розрахунку на міцність зварного напусткового з'єднання.
9. Наведіть приклад розрахунку на міцність зварного таврового з'єднання.
10. Охарактеризуйте розрахунок на міцність з'єднань, виконаних контактним зварюванням.
11. Від яких факторів залежать допустимі напруження для зварних швів?
12. Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання.
13. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють?

14. Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань.
15. Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їх основних розмірів.
16. Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками?
17. Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання?
18. Яка є різниця в утворенні паяних та клейових з'єднань порівняно із зварними?
19. Які є області застосування паяних і клейових з'єднань, їх переваги та недоліки?
20. Наведіть приклади конструкцій паяних і клейових з'єднань.
21. Від яких конструктивних параметрів залежить міцність паяних і клейових з'єднань?

Література

1. Коновалюк Д. В., Ковальчук Р. М. Деталі машин. Київ : Центр учбової літератури, 2024. 594 с.
2. Горбатенко Ю. П., Семенчук Р. В. Деталі машин [Електронний ресурс]. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. 262 с. Режим доступу:<https://ela.kpi.ua/items/0a5f1420-a3bd-4b0d-83fe-851b4c15a2dd> (дата звернення: 26.05.2026).
3. Борозенець Г. М., Павлов В. М., Семак І. В. Деталі машин : навч. посіб. Київ : Кондор, 2024. 220 с.
4. Малащенко В. О., Павлице В. Т. Деталі машин : збірник завдань та прикладів розрахунку : навч. посіб. 2-ге вид., допов. і випр. Львів : «Новий Світ-2000», 2023. 214 с.
5. Малащенко В. О., Стрілець В. М., Новіцький Я. М., Стрілець О. Р. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навч. посіб. 2-ге вид. Львів : «Новий Світ-2000», 2023. 347 с.
6. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, Я. М. Новіцький, О. Р. Стрілець. Львів : «Новий Світ-2000», 2021. 347 с.
7. Стрілець В. В. Деталі машин і основи конструювання : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2022. 151 с.
8. Технологія викладання загальнотехнічних дисциплін в умовах цифрового навчального середовища аграрних закладів вищої освіти: монографія / Д. В. Бабенко, Н. А. Доценко, О. А. Горбенко та ін. Миколаїв : МНАУ, 2025. 280 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/20871>.

9. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Полянський П. М., Баранова О. В. Застосування системи управління навчанням для формування агроекологічної компетентності майбутніх інженерів (in English). *Modern Economics*. 2025. № 49(2025). С. 6-14. DOI: [https://doi.org/10.31521/modecon.V49\(2025\)-01](https://doi.org/10.31521/modecon.V49(2025)-01).

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Курс лекцій

Укладач

Баранова Олена Володимирівна

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 10 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.