

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Ю.Д. Музикін, В.В. Клітної, О.І. Наумов

ОСНОВИ ІНЖЕНЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Конспект лекцій з прикладної механіки
для студентів немашинобудівних спеціальностей

ЧАСТИНА ІІІ

Харків 2019

Лекція 11. Основи інженерного проектування. Механічні трансмісії.

11.1. Основні поняття та визначення.

11.2. Основні технічні вимоги до конструкції деталей машин та особливості їх розрахунку.

11.3. Матеріали машинобудівні.

11.4. Загальні відомості про механічні трансмісії.

11.5. Основні співвідношення потужності і кінематичних параметрів зубчастих коліс.

11.1. Основні поняття та визначення.

У цьому розділі висвітлюються основні моменти з курсу «Деталі машин».

Деталі машин - це дисципліна, яка вивчає основи розрахунку і проектування деталей і вузлів машин загального призначення.

Машина - це пристрій, який виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної та розумової праці.

Залежно від характеру робочого процесу і виконуваних функцій машини умовно поділяють: енергетичні (двигуни, генератори, турбіни), інформаційні (комп'ютери), транспортні (автомобілі, конвеєри), технологічні (верстати).

Конструктивно верстат являє собою єдину сукупність механізмів, складальних одиниць (агрегатів) і деталей, що забезпечують виконання властивих йому функцій.

Деталь - це деталь машини, виготовлена з однойменного матеріалу і назви без використання складальних одиниць. Деталі, які використовуються тільки для певних машин, відносяться до деталей спеціального призначення (лопатки турбін, канати і т. Д.). Деталі, які зустрічаються практично у всіх машинах, називаються деталями загального призначення (гайки, ключі, шестерні). В курсі деталей верстата розглядаються тільки розрахунки і конструкція деталей загального призначення.

Деталі формують складальні одиниці або вузли.

Агрегат - це сукупність деталей, з'єднаних у виробника складальними операціями (гвинтування, клепка, зварювання) і призначених для спільної роботи. Найпростіший вузол є складовою частиною більш складного, який в свою чергу виявляється вузлом виробу, комплексом і так далі. Наприклад, підшипник, опорний вузол, коробка передач. Деякі вузли є механізмами одночасно.

11.2. Основні технічні вимоги до конструкції деталей машин та особливості їх розрахунку.

Досконалість конструкції деталі оцінюється по її надійності, продуктивності і технологічності. При цьому під надійністю розуміється ймовірність безаварійного виконання частиною своїх функцій протягом заданого терміну служби без позапланового ремонту. Технологічні деталі - це деталі, які вимагають мінімальних трудовитрат, коштів і часу на виготовлення. Продуктивність - це стан деталі, в якій вона здатна виконувати задані функції з параметрами, встановленими вимогами технічної документації. Основними критеріями ефективності є міцність, жорсткість, зносостійкість, жаро- і вібростійкість. Розрахунки продуктивності деталей за цими критеріями є предметом вивчення дисципліни «Деталі машин».

Міцність - це здатність деталей не руйнуватися і не отримувати залишкових деформацій під впливом зовнішніх сил протягом заданого терміну служби.

Розрізняють статичну (порушення статичної міцності зазвичай пов'язане з перевантаженнями) і втомну (втрата втомної міцності викликана тривалими діями знакозмінних напружень) міцність деталей. Розрахунок міцності виконується методами опору матеріалів, при яких виключається можливість небезпечних деформацій, поломок або поверхневих руйнувань. Підвищення міцності за рахунок раціональної форми деталі, усунення напружених концентратів, застосування поверхневого загартування.

Жорсткість - це здатність деталей чинити опір змінам форми і розмірів під навантаженням.

Жорсткість деталей забезпечує необхідну точність роботи верстата. Деформації деталей змінюють не тільки розміри і форму деталей, але і характер їх сполучення. Останній впливає на міцність і зносостійкість. Роль жорсткості як критерію продуктивності постійно зростає через збільшення швидкості машин, зменшення ваги і габаритів деталей.

Зносостійкість - це здатність деталей чинити опір зносу, тобто процес руйнування і відділення матеріалу від поверхні твердого тіла при терті, що приводить до поступової зміни розмірів, форми і стану поверхні деталей.

Знос деталі протягом даного терміну служби не повинен викликати порушення характеру її сполучення з іншими деталями і привести до неприпустимого зниження її міцності. Найбільше машини (85-90%) виходять з ладу в результаті зносу.

Жаростійкість - це здатність деталей працювати при заданих температурах протягом заданого терміну служби.

Питання термостійкості часто мають вирішальне значення для деталей машин, робота яких пов'язана з високим виділенням тепла. З підвищенням температури погіршуються механічні властивості матеріалів, знижується в'язкість мастильних матеріалів, збільшується знос, змінюються зазори, збільшуються динамічні навантаження.

Вібростійкість - це здатність конструкції працювати в потрібному діапазоні режимів в межах допустимих вібрацій.

Вібрації знижують якість машин, викликають додаткові знакозмінні напруги в деталях, підвищують шум. Основне завдання розрахунку вібростійкості - вибрати таку жорсткість конструкції, при якій не буде небезпеки резонансу.

При проектуванні деталей машин виконується два види розрахунків: проектування - попередній розрахунок за основними критеріями ефективності, що проводиться за спрощеною методикою для визначення основних розмірів деталі. За результатами проектного розрахунку розробляється ескізний варіант конструкції деталі; верифікація - проводиться для уточнення ескізного варіанту за необхідними (одним або двома) критеріями ефективності за допомогою уточненої методики розрахунку.

11.3. Матеріали машинобудівні.

При розрахунку деталей машин одним з відповідальних етапів є вибір матеріалів. Правильний матеріал визначає якість деталей і машини в цілому.

При виборі матеріалів для виготовлення конкретних деталей необхідно враховувати наступні фактори: відповідність властивостей матеріалу основному критерію експлуатаційних характеристик деталі (міцність, жорсткість, зносостійкість і т. Д.); вимоги, пов'язані з призначенням деталі та умовами її експлуатації (корозійна стійкість, фрикційні властивості, електроізоляційні властивості тощо); вартість і дефіцит матеріалу.

У машинобудуванні застосовують чорні (сталь, чавун) і кольорові (мідь, алюміній) метали, їх сплави (бронза, дюралюміній), неметалеві (пластик, дерево, гума) і комбіновані (кераміка, композит) матеріали.

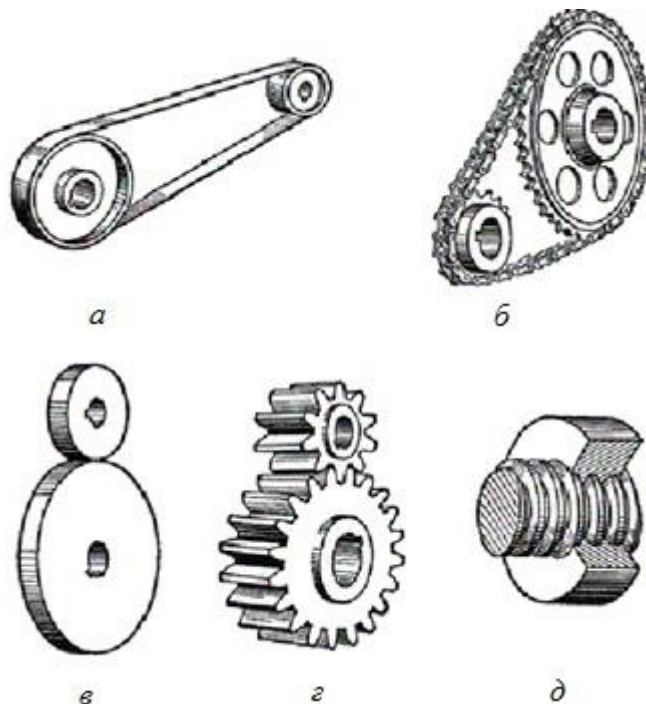
При виборі матеріалу необхідно прийняти рішення про вибір саме для цієї деталі (або її частини) способу обробки, що підвищує міцність, експлуатаційні характеристики і

довговічність проекрованої деталі. Для поліпшення механічних та інших властивостей матеріалів існують наступні методи: термічна обробка (відпал, загартування); хіміко-термічна обробка (цементація, азотування); механічне зміцнення (загартування).

11.4. Загальні відомості про механічні трансмісії.

Конструктивно довільну технологічну або транспортну машину можна розділити на три основні частини: двигун, механізм трансмісії (механічна передача), виконавчий (робочий) орган. Мотор і механічна трансмісія утворюють привід - пристрій для приведення в дію робочого органу машини.

Найбільш поширені механічні передачі обертового руху, оскільки обертовий рух легко зробити безперервним, легше домогтися рівномірності ходу, зменшити втрати на тертя. В курсі «Деталі машин» вивчаються тільки механічні передачі обертового руху, які прийнято називати просто шестернями.



Малюнок 11.1.

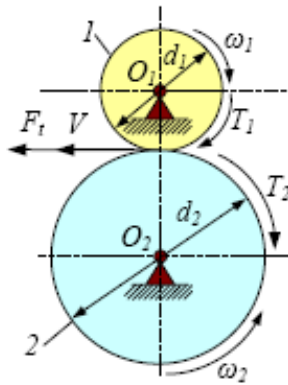
Трансмісія - це механізм, який служить для передачі руху від двигуна до виконавчого механізму, зазвичай з перетворенням швидкості і зміною крутного моменту.

Необхідність використання зубчастих передач викликана:

- регулювання кінематичних параметрів і параметрів навантаження;
- трансформація видів руху (обертовий в поступальний і навпаки, рівномірний в розривний);
- забезпечення заданої компоновки машин.

Передачі обертового руху поділяються на передачі при безпосередньому контакті тіл обертання і передачі з гнучким з'єднанням, в яких тіла обертання з'єднані між собою гнучкою ланкою. До перших передач відносяться фрикційні (рис. 11.1, в) і шестеренні (рис. 11.1, г), а до других - ремінні (рис. 11.1, а) і ланцюгові (рис. 11.1, б) перекази. Залежно від способу передачі руху від провідного органу обертання до веденого розрізняють фрикційні передачі (фрикційну, ремінну) і зубчасту передачу (ланцюгову, шестерінчасту). До шестерень обертового руху відносяться також гвинтово-гайкові передачі (рис. 11.1, д), призначення яких полягає в перетворенні обертового руху в поступальний.

При передачі ланки, що передають крутний момент, називаються майстрами, а ті, які їх сприймають, - веденими.



Малюнок 11.2.

Параметри передачі, що відносяться до провідних ланок, позначаються індексом 1, а до ведених - індексом 2. На малюнку 11.2: d_1 і d_2 - діаметри ведучого і веденого ланок; ω_1 , T_1 ; ω_2 , T_2 - кутові швидкості і крутні моменти на приводному і веденому валах. Крутний момент на приводному валу T_1 - це момент руху сил, його напрямок збігається з напрямком обертання вала. Крутний момент на веденому валу T_2 - це момент сил опору, тому його напрямок протилежно напрямку обертання вала.

11.5. Основні співвідношення потужності і кінематичних параметрів зубчастих коліс.

Основними характеристиками, які необхідні для розрахунку конструкції будь-якої трансмісії є потужність на вихідному валу; частота обертання вихідного вала N_2 n_2 і передавальне число $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$, яке є відношенням кутових швидкостей ланок приводу і веденої трансмісії.

Додатковими характеристиками є:

- коефіцієнт корисної дії (КК) передачі; $\eta = \frac{N_2}{N_1}$
- окружна швидкість приводу і веденої ланки (м/с); $v = \omega \cdot \frac{d}{2}$
- окружна сила ($F_t = \frac{N}{v}$ Н);
- крутний момент ($T = F_t \cdot \frac{d}{2} = \frac{N}{\omega}$ Нм).

Для визначення потужності (кВт) і швидкості (1 / хв) зручно використовувати такі вирази:

$$N = \frac{F_t \cdot v}{1000} = \frac{T \cdot n}{9550}, (11.1)$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot d}, (11.2)$$

де – в Н; – в м/с; – в Нм; – в 1/с; – в мм. F_t v T ω d

При використанні механічного приводу, що складається з декількох шестерень, з'єднаних послідовно, його сумарний ККД дорівнює добутку на ККД всіх його зубчастих передач: η

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, (11.3)$$

Якщо в приводі є інші пристрої, де можливі втрати потужності (муфти, підшипники ...), то це враховується при розрахунку загального ККД.

Сумарне передавальне число приводу, що складається з декількох шестерень послідовно, дорівнює добутку передавальних чисел всіх його шестерень: i

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n. (11.4)$$

Контрольні питання:

1. Машина. Структурне уявлення машини.
2. Основні критерії продуктивності.
3. Види проектних розрахунків.
4. Матеріали машинобудування.
5. Методи обробки матеріалів.
6. Трансмисії, їх класифікація.
7. Основні та додаткові характеристики зубчастих коліс.

Лекція 12. Передачі з гнучким зв'язком.

12.1. Основні відомості, конструктивні особливості та кінематика ремінних передач.

12.2. Сили і напруги в поясі.

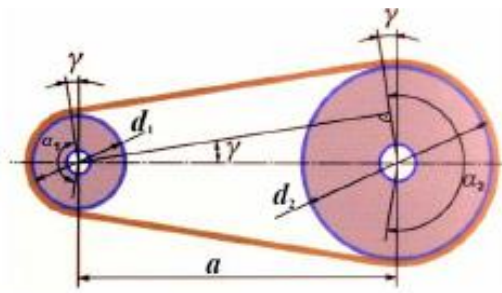
12.3. Критерії продуктивності та розрахунок ремінних передач.

12.4. Конструктивні особливості, геометрія і кінестатика ланцюгових передач.

12.5. Розрахунок ланцюгових передач.

12.1. Основні відомості, конструктивні особливості та кінематика ремінних передач.

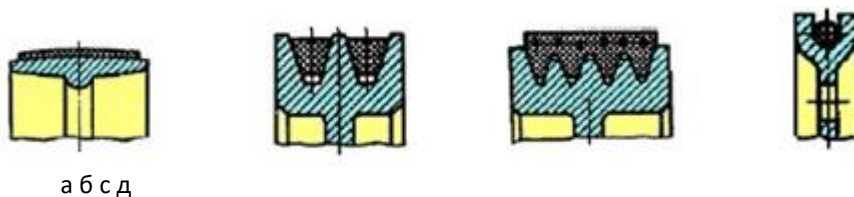
Ремінні передачі - це фрикційні передачі з гнучкою муфтою. Ремінна передача зазвичай складається з двох шківів і приводного ремня замкнутої форми (рис. 12.1). Навантаження передається силами тертя між шківом і ремнем. Для забезпечення необхідної сили тертя ремінь необхідно натягнути, що досягається за рахунок пружного натягу ремня при його надяганні на шків або за рахунок використання спеціальних натяжних пристроїв.



Малюнок 12.1.

Натяг ременя - головна умова роботи ремінних передач.

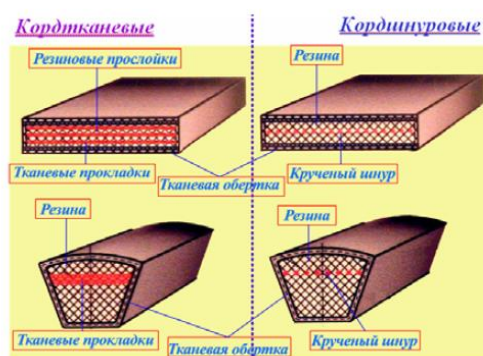
Типи ремінних приводів визначаються формою поперечного перерізу стрічки, серед яких найбільш поширеними є: плоский ремінний (рис. 12.2, а), клиноремінний (рис. 12.2, б), V-подібний (рис. 12.2, в), круглий ремінь (рис. 12.2, г), а також шестерні з зубчастим ременем.



Малюнок 12.2.

У приводах машин загального машинобудування, як правило, використовуються плоско-ремінні і клинопасові передачі.

Ремінь - найважливіший елемент трансмісії, який визначає її працездатність. Найбільш поширеними є прогумовані ремені з несучими елементами з тканини (кордтканини) або кордів (кордкорд). Конструкція таких ременів приведена на малюнку 12.3. Кордкордові ремені забезпечують більш високу ефективність передачі, більш гнучкі і довговічні.



Малюнок 12.3.

Основними геометричними параметрами ремінних передач є (рис. 12.1):

- діаметри шківів d_1 і d_2
- міжосьова відстань, яке визначається конструкцією приводу; a
- розрахункова довжина пояса знаходять як суму довжин дуг обхвату шківів і прямих ділянок стрічки, потім, згідно зі знайденим значенням, вибирається найближча

велика довжина колії зі стандартного ряду, після відбору коригується міжосьова відстань; L_p

- кут обхвату на невеликому шківі. Для плоских передач рекомендується, для клинопасових, при менших значеннях кута обхвату можливе зниження ефективності через часткове пробуксовки ременя під навантаженням. $\alpha_1 \alpha_2 \geq 150^\circ \alpha_1 \geq 110^\circ$

При русі ременя в ремінній передачі розрізняють два види ковзання: еластичне ковзання (неминуче при нормальній роботі трансмісії, виникає через різницю зусиль, що навантажують приводну і ведену гілки стрічки) і ковзання (повна втрата зчеплення ременя зі шківом, що виникає при перевантаженні).

Еластичне ковзання ременя характеризує коефіцієнт ковзання: ξ

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, (12.1)$$

де v_1, v_2 - швидкості провідної і веденої гілок.

За рахунок ковзання ременя по шківів передавальне число ремінних передач не є постійним:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)}. (12.2)$$

Виходячи з усього вищесказаного, відзначимо переваги ремінних передач:

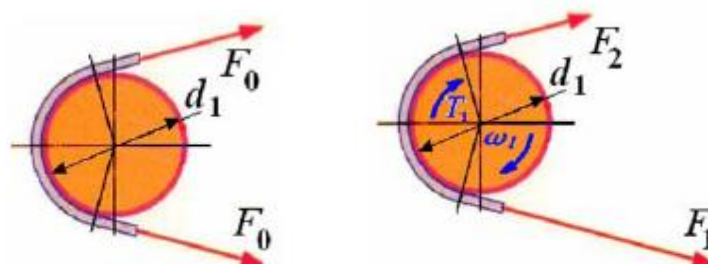
- простота конструкції;
- здатність передавати рух на великі відстані (аж до 15 метрів);
- можливість роботи з високими швидкостями;
- плавність і безшумність роботи;
- пом'якшення вібрацій і ударів;
- захист механізмів від перевантажень через прослизання ременя.

До недоліків ремінних передач можна віднести:

- великі радіальні розміри;
- низька міцність ременя;
- мінливість передаточного числа;
- великі навантаження на вали і підшипники;
- чутливість до стану навколишнього середовища (нафтопродуктів, вологи та ін.).

12.2. Сили і напруги в поясі.

Для створення тертя між ременем і шківом потрібно попереднє натягує зусилля ременя (рис. 12.4, а). Чим більше F_0 , тим вище тягова здатність трансмісії. У спокої або на холостому ході на кожну гілку ременя діє тільки сила попереднього натягу. F_0, F_0, F_0



При передачі корисного крутного моменту напруга в гілках стрічки буде змінюватися. У провідній гілці напруга зростає до сили, а в веденої знижується до (рис. 12.4, б). З умови рівноваги ведучого шківa можна записати: , де T F_1 F_2 $F_1 - F_2 = F_t$

$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1}$ – окружна (корисна) сила. Якщо брати до уваги силу попереднього натягу, то сили в гілках визначаються наступним чином:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (12.3)$$

Коли ремінь проходить навколо шківів, в поясі виникає відцентрова сила F_v :

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (12.4)$$

де ρ – щільність матеріалу стрічки; A – площа поперечного перерізу стрічки; v – швидкість руху ремня. Вплив відцентрових сил зазвичай не враховується при швидкостях м / с, такий режим роботи ремінних передач характерний для більшості приводів загального машинобудування. $\rho \cdot A \cdot v \leq 10$

Сили створюють навантаження на вали і підшипники, але на практиці навантаження на вал розраховується за приблизною формулою (похибка менше 7%): F_1 F_2

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (12.5)$$

Сили, описані вище , , відповідають напругам: F_0 F_t F_v

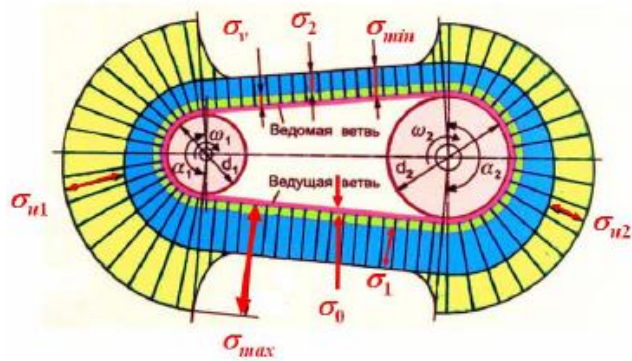
$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \quad \sigma_t = \frac{F_t}{A}, \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A} \quad (12.6)$$

де A – площа поперечного перерізу пояса. Крім перерахованих напружень в поясі, при його згинанні навколо шківa додатково виникають напруги на вигин, які визначаються за законом Гука: σ_u

$$\sigma_u = E \cdot \frac{\delta}{d}, \quad (12.7)$$

де δ – поздовжня деформація в поясі; d – товщина (висота) стрічки. Вигинальні напруги не впливають на тягову здатність трансмісії, але, змінюючись в нульовому циклі, є основною причиною втомного виходу ремня з ладу. $\frac{\delta}{d}$ δ σ_u

В процесі роботи ремінних передач напруги по довжині стрічки розподіляються нерівномірно, це видно на діаграмі розподілу напруги (12, 5).



Малюнок 12.5.

Максимальна напруга спостерігається в поперечному перерізі ременя в місці його зіткнення з малим шківом (рис. 12.5).

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{u1} = \sigma_v + \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_{u1} \cdot (12.8)$$

12.3. Критерії продуктивності та розрахунок ремінних передач.

Основні критерії продуктивності ремінної передачі:

тягова здатність (здатність передавати заданий вантаж без пробуксовки);

довговічність ременя (властивість ременя чинити опір втомному руйнуванню).

Тягова здатність характеризується експериментальними відносними кривими ковзання в поєднанні з кривими ефективності в залежності від ступеня трансмісійного навантаження. Ступінь завантаженості характеризується коефіцієнтом тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0} \cdot (12.9)$$

Оптимальні значення коефіцієнта тяги для довідки: плоскохідні передачі; Клинопасові приводи. $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,6$ $\varphi_0 = 0,6 \dots 0,75$

Розрахунок тягової здатності ремінної передачі розроблений і зводиться до визначення розрахункової площі поперечного перерізу стрічки:

$$A \geq \frac{F_t}{[\sigma_t]} \cdot (12.10)$$

При цьому з виразу (12, 9) з урахуванням оптимальних значень тягового коефіцієнта допустимі значення напруги в ремені для конкретної передачі можна визначити наступним чином: , де - коефіцієнт кута обхвату ременя малого шківа; - коефіцієнт впливу відцентрових сил; - коефіцієнт режиму роботи; - коефіцієнт, який враховує тип передачі і кут її нахилу до горизонту. $[\sigma_t] [\sigma_t] = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta C_\alpha C_v C_p C_\theta$

При розрахунку клинопасової передачі величина в виразі (12, 10) представляється в наступному вигляді, де - кількість клинових ременів; - площа поперечного перерізу одного клинового ременя. $A = z' \cdot A_0$ $z' A_0$

Довговічність стрічки визначається її втомною стійкістю і залежить від величини напружень на вигин і кількості циклів навантаження, пропорційних кількості прогонів стрічки. σ_u Π

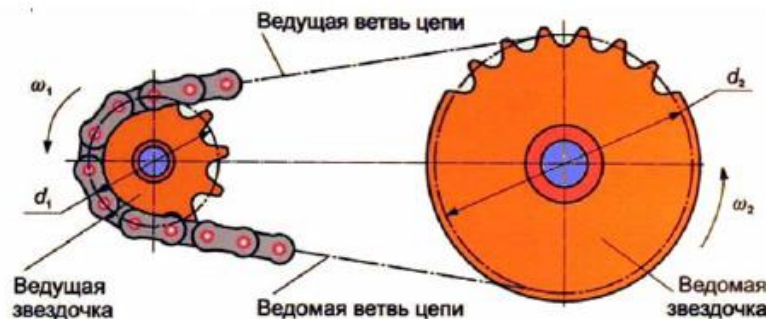
При розрахунку довговічності (проводиться у вигляді випробування) спрощена оцінка довговічності стрічки може проводитися з умови обмеження кількості його пробігів в одиницю часу:

$$\Pi = \frac{v}{L_p} \leq [\Pi], (12.11)$$

де - допустима кількість прогонів (для плоских ременів, для клинопасів). $[\Pi] [\Pi] \leq 3 \dots 5 \text{ c}^{-1}$
 $[\Pi] \leq 10 \dots 15 \text{ c}^{-1}$

12.4. Конструктивні особливості, геометрія і кінестатика ланцюгових передач.

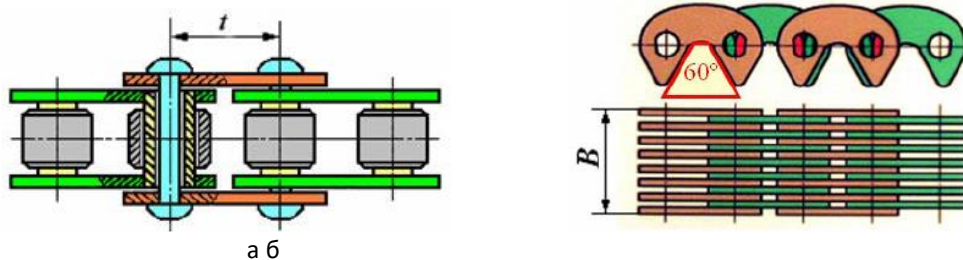
Ланцюгова передача являє собою сітчасту передачу з гнучким з'єднанням. Вона складається з провідної і веденої зірочок, обведених ланцюгом (рис. 12.6).



Малюнок 12.6.

Ланцюгові передачі застосовуються в верстатах, транспортних, сільськогосподарських та інших машинах для передачі руху між паралельними валами на великі відстані, коли використання зубчастих передач недоцільно, а ремінні передачі неможливі.

Розрізняють вантажний, тяговий і приводний типи ланцюгів. Приводні ланцюги бувають втулковими, роликowymi і зубчастими.



Малюнок 12.7.

Роликовий ланцюг складається з зовнішніх і внутрішніх ланок (рис. 12.7, а). Зовнішня ланка збирається з двох зовнішніх пластин і роликів, запресованих в їх отвори. Внутрішня ланка складається з двох внутрішніх пластин і втулок, закріплених в отворах внутрішніх пластин. Загартовані валики нещільно надягають на гільзу. Ролики, перекочуючись на зуби зірочок, зменшують їх знос. Роликові ланцюги використовуються на швидкості до 15 м/с.

Втулкові ланцюги не мають роликів, тому вони дешевше і легше роликових ланцюгів, але їх зносостійкість нижче. Втулкові ланцюги використовуються в некритичних трансмісіях зі швидкістю до 10 м/с.

Роликові і втулкові ланцюги можуть бути однорядними або багаторядними. Застосування багаторядних ланцюгів значно підвищує тягову здатність трансмісії.

Зубчасті передачі використовуються для швидкісних передач високої потужності. Ланки зубчастого ланцюга (рис. 12.7, б) складаються з набору шарнірно з'єднаних двозубцевих пластин. Робочі кромки пластин розташовані під кутом 60° . Кількість пластин визначає ширину ланцюга, яка залежить від потужності, що передається. Зубчасті ланцюги використовуються на значних швидкостях (до 35 м/с).

В даний час в загальному машинобудуванні найчастіше (більше 90° від числа ланцюгових передач) використовуються роликові ланцюгові передачі.

До основних геометричних параметрів ланцюгових передач відносять крок ланцюга (рис. 12.7, а) і ширину ланцюга (рис. 12.7, б), а також діаметри розділових кіл D зірочок, які проходять через центри шарнірів ланцюга (рис. 12.6), міжосьова відстань (оптимальні значення рекомендується вибирати в діапазоні), d_o довжину а ланцюга $a = (30 \dots 50) \cdot t$ (виражається в кроках або в числах ланок). L_t

Основна відмінність руху ланцюга від ремня полягає в тому, що ланцюг охоплює не коло, а багатокутник як геометричну модель зірочки. При його обертанні окружні швидкості точок різні.

Аналіз цієї особливості свідчить про те, що зменшення кількості зубів зірочки збільшує негативні кінематичні і динамічні особливості ланцюгової передачі. З іншого боку, збільшення кількості зубів збільшує плавність роботи, але в міру її зносу крок ланцюга збільшується і її шарніри піднімаються уздовж профілю зуба зірочки на більший діаметр, що може привести до того, що ланцюг зістрибне. Для вирішення перерахованих вище протиріч спираються на досвід експлуатації - кількість зубів провідної зірочки вибирається в залежності від передавального числа, а z_1 кількість зубів веденої зірочки обмежена: $z_2 \leq 120$

На практиці не враховується мінливість кінематичних характеристик ланцюгових передач, а розрахунки проводяться за середньою окружною швидкістю ланцюга :

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} \cdot (12.12)$$

Швидкість ланцюга обмежена зносостійкістю з'єднань, силою удару в сітці і шумом. Найбільшого поширення набули ланцюгові передачі з окружною швидкістю м/с , $v \leq 15$ але за умови ретельного монтажу і хорошою мастилом продуктивність приводу при швидкості м/с забезпечена $30 \dots 35$.

Передавальне число ланцюга з урахуванням (12,12):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot (12.13)$$

Передавальне число обмежене габаритами трансмісії, діаметром веденої зірочки, кутом обхвату ланцюга маленької зірочки і рекомендують $i \leq 7$

В процесі роботи ланцюгової передачі виділяють наступні сили, що діють на ланцюг:

- окружна сила, що передається ланцюгом; $F_t = \frac{1000 \cdot N}{v} = \frac{2 \cdot T}{d}$

- сила попереднього натягу ланцюга від провисання веденої гілки, де - коефіцієнт провисання ланцюга; – вага одного метра ланцюга ($F_q = K_f \cdot q \cdot g \cdot a$ K_f q кг); – прискорення за рахунок сили тяжіння (g м/с²); – міжосьова відстань (a м);
- сила натягу ланцюга від відцентрового $F_v = q \cdot v^2$ впливу.

Загальна напруга, що відчувається відповідно приводною та веденою гілками робочої ланцюгової передачі:

$$F_1 = K_1 \cdot F_t + F_q + F_v, (12.14) \quad F_2 = F_q + F_v$$

де - коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

K_1

Навантаження, що діє на вал для зубчастих коліс, нахилених до горизонту до 40°, приблизно розраховується наступним чином:

$$R = (1,15 \dots 1,20) \cdot F_t. (12.15)$$

До переваг ланцюгових передач можна віднести наступне:

- приведення в рух декількох валів з одним ланцюгом;
- здатність передавати рух на великі відстані (аж до); 8 м

У порівнянні з ремінною передачею:

- Компактність;
- можливість передачі великих потужностей;
- менше радіальне навантаження на вали;
- Сталість передавального числа.

До недоліків часто відносять:

- значний шум під час роботи;
- погана продуктивність на високих швидкостях;
- швидкий знос ланцюгових шарнірів;
- подовження ланцюга при зносі і її спуск від зірочок.

12.5. Розрахунок ланцюгових передач.

Основним критерієм продуктивності для більшості ланцюгів є зносостійкість їх шарнірів. Відповідно до цього розрахунок ланцюгових передач проводиться за умовою, що тиск в шарнірах не повинно перевищувати допустимого значення.

У конструктивній конструкції роликового ланцюга вантажопідйомність ланцюга визначається з умови: середній розрахунковий тиск в шарнірі ланки ланцюга при роботі трансмісії не повинно перевищувати допустимого: p [p]

$$p \leq [p]. (12.16)$$

При цьому розрахунковий тиск в шарнірах визначається як , де - коефіцієнт спрацьовування; – коефіцієнт, який враховує кількість ланцюгових рядів; - площа несучої поверхні шарніра, яка в свою чергу виражається через квадрат кроку ланцюга, для ведених роликових ланцюгів. З урахуванням формул (12, 16) і (12, 12) розрахункове значення кроку ланцюга

визначається за формулою: $p = K_E \cdot \frac{F_t}{K_m \cdot S_{OP}} K_E K_m S_{OP} S_{OP} = S_t \cdot t^2 S_t \approx 0.28$

$$t \geq 183 \cdot \sqrt[3]{\frac{N \cdot K_E \cdot 10}{K_m \cdot S_t \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot [p]}} \cdot (12.17)$$

Знайдене значення кроку ланцюга узгоджується зі стандартним і вибирається ланцюг.

Під час повірного розрахунку перевіряється термін служби трансмісії і її запас міцності.

При проектному розрахунку зубчастого ланцюга робоча ширина ланцюга визначається в залежності від навантаження:

$$B = \frac{0,25 \cdot F_t \cdot \sqrt[3]{v}}{t} \cdot K_E \cdot (12.8)$$

Під час повірного розрахунку перевіряється запас міцності ланцюга.

Контрольні питання:

1. Бельтінг. Види ременів.
2. Геометричні параметри ремінних передач.
3. Сили і напруга в поясі. Діаграма напруги.
4. Тягова здатність. Коефіцієнт тяги.
5. Повірочний розрахунок ремінної передачі.
6. Ланцюгові передачі. Достойнства і недоліки.
7. Особливості кінематики ланцюгових приводів.

Лекція 13. Передач.

13.1. Загальні відомості та класифікація зубчастих коліс.

13.2. Основи теорії зубчастого зачеплення.

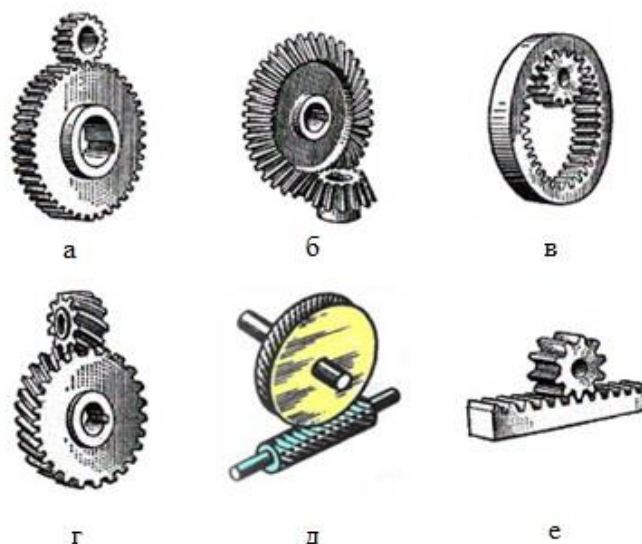
13.3. Основні елементи евольвентного зачеплення.

13.1. Загальні відомості та класифікація зубчастих коліс.

Шестерні з круглими колесами є найпоширенішими механічними трансмісіями в сучасному машинобудуванні. Найпростіший редуктор складається з двох коліс з зубами, за допомогою яких зачіпаються ведуче і ведене колеса. Менша шестерня називається шестернею, більша - колесом. Термін «шестерня» відноситься як до колеса, так і до шестерні.

Зубчасті передачі класифікуються:

1. Залежно від характеру трансформації руху:
 - обертальний рух ведучого колеса перетворюється в обертальний рух веденого колеса (рис. 13.1, а, б);
 - Обертальний рух ведучого колеса перетворюється в поступальний рух рейки (рис. 13.1, е).



Малюнок 13.1.

Рейка розглядається як зубчасте колесо нескінченно великого діаметру. Зубчасті передачі використовуються не тільки у вигляді пари шестерень, але і в більш складних комбінаціях. У вигляді планетарних передач, що складаються з шестерень з рухомими геометричними осями, і у вигляді хвильових шестерень, у яких одне з коліс являє собою гнучке кільце.

2. Залежно від взаємного розташування геометричних осей валів:

- паралельні осі (циліндрична передача (рис. 13.1, а));
- осі перетину (конічна шестерня (рис. 13.1, б) – кут перетину 90°);
- пересічні осі (гвинтова шестерня (рис. 13.1, г), черв'ячна (рис. 13.1, е)).

Найбільш поширеними є циліндричні і конічні шестерні, а циліндричні більш прості у виготовленні і установці. У конічних передачах в процесі роботи утворюються значні осьові сили. Гвинтові і черв'ячні передачі, в порівнянні з циліндричними і конічними, мають велику плавність ходу і можливість виводити обидва вала з трансмісії в обидві сторони, але їх ККД нижче і зуби швидше зношуються за рахунок збільшеного ковзання. Несуча здатність гвинтових шестерень невелика, черв'ячні передачі мають підвищену несучу здатність, внаслідок чого мають більш широке застосування.

3. Залежно від взаємного розташування коліс в просторі:

- зовнішнє зачеплення;
- внутрішнє залучення (рис. 13.1, в).

Хоча внутрішнє зачеплення більш компактне, ніж зовнішнє, його виготовлення і установка більш складна і тому частіше зустрічається зовнішнє зачеплення.

4. Залежно від конструкції:

- відкриті трансмісії;
- закриті перекази.

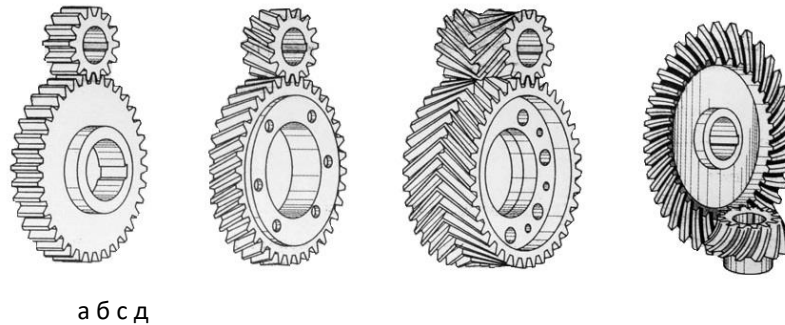
У відкритих передачах зуби коліс не захищені від зовнішнього середовища, такі шестерні використовуються для ручного і механічного тиххідного приводу. Установка трансмісії в окремий корпус гарантує точність збірки, кращу мастило, більш високий ККД, менший знос, а також захист від попадання в неї пилу і бруду. Шестерня, поміщена в окремий корпус і призначена для зниження кутової швидкості і збільшення крутного моменту на веденому валу, називається редуктором, призначеним для збільшення кутової швидкості веденого вала - множником.

5. Залежно від кількості кроків:

- одноступінчасті (одна пара коліс в зачепленні);
- багатоступінчасті (дві пари шестерень в зачепленні і більше).

6. Залежно від розташування зубів на ободі колеса:

- шпора (рис. 13.2, а);
- косозубая (рис. 13.2, б);
- шеврон (рис. 13.2, в);
- з круговими зубами (рис. 13.2, г).



Малюнок 13.2.

Під час роботи прямозубої передачі пара зубів зачіпається відразу по всій довжині контакту, що супроводжується ударом зуба і підвищеним шумом, тому прямозубі передачі використовуються на малих окружних швидкостях. Під час роботи косозубих коліс зуби зачіпаються не відразу по всій довжині, а поступово, що сприяє: плавній роботі трансмісії; зниження динамічних навантажень; шумозаглушення. Недоліком косозубих передач є наявність осьової сили, яка додатково навантажує опори вала. Для зменшення осьових сил кут нахилу лінії зуба рекомендується виконувати в межах $\beta = 8 \dots 20^\circ$ 15 м / с). У шевронній трансмісії осьові сили на напівшевронах спрямовані в протилежні сторони, завдяки чому взаємно врівноважуються і не передаються на опори. Баланс осьових сил шевронних коліс дозволяє збільшити кут нахилу зубів до 40° , що підвищує вантажопідйомність і плавність ходу трансмісії. Шевронні передачі зазвичай бувають. Застосовується при великих навантаженнях і особливо важких умовах праці, на середніх і високих окружних швидкостях.

7. Залежно від форми профілю зуба:

- евольвентний (формує профіль - евольвентний) (рис. 13.3, а);
- циклоїдальний (формує профіль - циклоїдний) (рис. 13.3, б);
- з сіткою Новікова (утворює профіль - дугу кола) (рис. 13.3, в).



Малюнок 13.3.

Циклоїдний профіль зубів в основному використовується в годинникових рухах, так як дозволяє отримати колеса з невеликою кількістю зубів (до 5 - 6). Зачеплення Новікова використовується в високонавантажених передачах, які з конструкторських міркувань повинні мати невеликі габарити. На практиці в основному використовується евольвентний

профіль зубів, що забезпечує їх міцність, низькі швидкості ковзання в зоні сітки і високий ККД.

Основними перевагами зубчастих передач є:

- невеликі габарити;
- сталість передавального числа;
- більша довговічність і надійність;
- висока ефективність;
- Простота обслуговування.

До недоліків можна віднести:

- шум на високих швидкостях;
- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу.

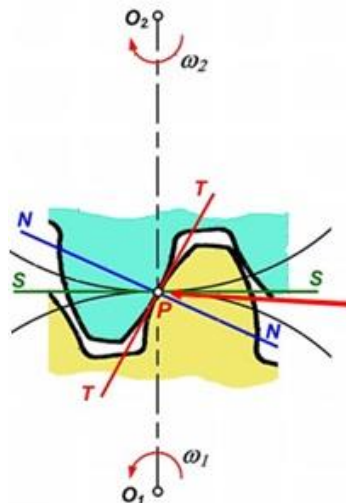
13.2. Основи теорії зубчастого зачеплення.

Кінематичною умовою придатності профілів зубів зубчастих коліс є сталість передавального числа.

Для цього необхідно, щоб був виконаний основний закон заплутаності: щоб зберегти сталість передаючого числа, необхідно і достатньо, щоб нормальна NN до профілів в їх точці дотику завжди перетинала лінію центрів O_1O_2 в одній і тій же точці P називається сітчастим стовпом. Ця точка ділить міжосьову відстань на частини, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих передач (рис. 13.4):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \text{const} . \quad (13.1)$$

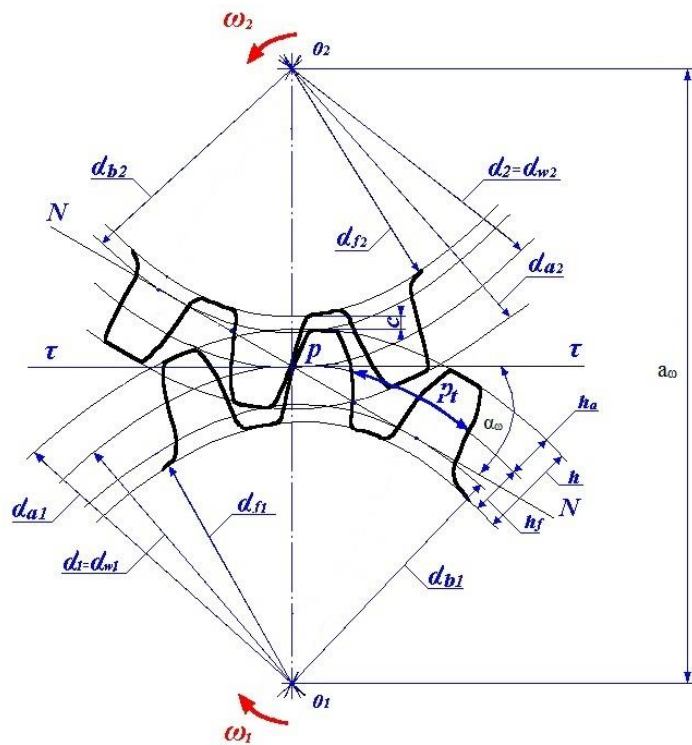
Основний закон заплутаності задовольняє багатьом кривим, але в більшості випадків зуби профільовані по кривій, званої евольвентною. Евольвентна - це крива, що описується точкою, що лежить на прямій, що котиться по колу, не ковзаючи. Лінія прокатки називається виробляє лінією, а коло - основним колом або еволюцією.



Малюнок 13.4.

13.3. Основні елементи евольвентного зачеплення.

Розглянемо основні геометричні та кінематичні параметри стандартного евольвентного зачеплення (рис. 13.5).



Малюнок 13.5.

$d_{\omega 1}$ - діаметри початкових кіл шестерні і колеса. Початковими колами називаються кола, $d_{\omega 2}$ які в процесі зачеплення перекочуються один на інший, не ковзаючи. При зміні значення - міжосьової відстані, змінюються діаметри початкових кіл. Так, пара шестерень може мати набір початкових кіл, а одиночне колесо не має початкового, тому що це кінематичне поняття пари коліс. a_{ω}

d_1 - діаметри розділових кіл шестерні і колеса. В якості основи для визначення основних розмірів колеса вибирають розділові кола, вони ділять зуб на головку зуба і стебло зуба. На відміну від початкових кіл, розділові кола є реальними геометричними фігурами окремих шестерень. Для більшості зубчастих передач, за винятком коректованих передач, діаметри d_2 початкового і розділового кіл однакові, в цьому випадку міжосьова відстань може бути визначеном як: $h_a h_f$

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (13.2)$$

d_{b1} - діаметри основного кола. Зі збільшенням діаметра головного кола кривизна евольвентного зменшується і при зубчастому профілі трансформується в рейку з трапецієподібним профілем - основну рейку. Профіль зуба $d_{b2} d_b d_b \rightarrow \infty$ основної рейки відповідає початковому контуру зуба, регламентованому стандартом. Цей контур є основою для профілювання інструменту для прорізування зубів.

d_{a1} - діаметри кіл вершин шестерні і колеса. d_{a2}

d_{f1} , - діаметри кіл зубчастих і колісних западин. d_{f2}

Лінія NN, по якій рухається точка дотику сполучених профілів, називається лінією сітки, вона утворює кут сітки, перпендикулярний O_1O_2 . Відповідно до $\alpha_{\omega} \alpha_{\omega} = 20^\circ$

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів, виміряне по дузі розділового кола, називається кроком окружної сітки (дорівнює кроку P_t вихідної шпорової рейки і шестерні). З визначення кроку випливає, що довжина розділового кола дорівнює, звідки і крок окружної сітки: $\pi \cdot d = P_t \cdot z$

$$P_t = \frac{\pi \cdot d}{z}, (13.3)$$

де - кількість зубів колеса. z

Для зручності вимірювань і розрахунків вводиться поняття модуля зуба:

$$m = \frac{P_t}{\pi}. (13.4)$$

Модуль є основною характеристикою зубчастого зачеплення. Для забезпечення взаємозамінності зубчастих передач і уніфікації зубчастих інструментів значення стандартизуються в діапазоні від 0,05 до . Для пари шестерень, які зачеплені, крок по колу, а, отже, і модуль повинні бути однаковими. $m \geq 100 \text{ мм } P_t$

Всі геометричні параметри зубчастих передач виражаються через модуль. Висота голови і ноги зуба нормального (некоректованого) зачеплення визначається наступним чином: m

$$h_a = m, (13.5) \quad h_f = h_a + c = m + c$$

де - радіальний зазор при зачепленні шестерні і колеса. c

Теоретична товщина зубів і ширина западин по розділовому колу рівні між собою. Однак для створення бічного зазору, необхідного для нормальної роботи зубчастої пари, зуб роблять дещо тонше, внаслідок чого він вільно входить в порожнину.

Діаметри початкових, розділових кіл вершин і жолобів зубів нормальної (некоректованої) сітки визначаються за такими формулами:

$$d_o = d = m \cdot z; (13.6)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot (z + 2); (13.7)$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m \cdot (z - 2,5). (13.8)$$

Сітчаста дуга - це шлях, пройдений профілем зуба по початковій окружності під час його фактичного сітчастості. Необхідною умовою сітки є вимога, щоб сітчаста дуга була більше, ніж крок сітки. Відношення довжини сітчастої дуги до кроку називається $S P_t$ коефіцієнтом

перекриття $\varepsilon = \frac{S}{P_t}$, він характеризує середню кількість пар зубів, які одночасно зачеплені.

Для циліндричних шестерень це означає, що $80 \varepsilon \geq 1,2 \%$ У сітці бере участь одна пара зубів, решта 20% - це дві пари зубів. Коефіцієнт перекриття характеризує плавність передачі і завжди повинен бути більше одиниці.

Контрольні питання:

1. Типи зубчастих передач.
2. Розташування зубів на ободі коліс.
3. Форми профілів зубів.
4. Переваги та недоліки зубчастих передач.
5. Евольвентні сітки. Коло підстави.
6. Розділове і початкове кола.
7. Модуль кроку і сітки.
8. Коефіцієнт перекриття.

Лекція 14. Шестерні (продовження).

14.1. Геометричні параметри зубчастих коліс.

14.2. Кінематичні та силові розрахунки.

14.3. Критерії ефективності та види руйнування зубчастих коліс.

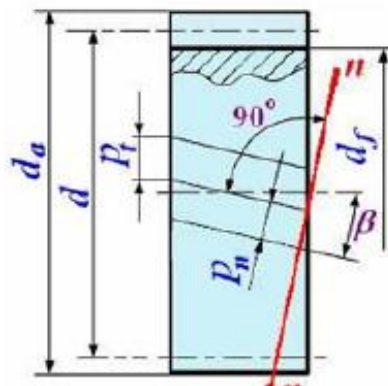
14.4. Основи розрахунків зубчастих коліс.

14.1. Геометричні параметри зубчастих коліс.

Шестерня має наступні елементи будови: кільце - частина шестерні, що містить зуби; маточина - частина зубчастого колеса, встановлена на валу; Диск - це частина шестерні між маточиною і короною.

У прямозубому зачепленні довжина контактної лінії дорівнює ширині коронки. Основні геометричні параметри прямозубих коліс були розглянуті в розділі 13.3. *b*

У гвинтових коліс зуби нахилені під кутом до осі колеса (рис. 14.1). Різновидом гвинтових коліс є шевронні шестерні, які представляють собою два гвинтових колеса, об'єднаних кінцями, так що зуби нахилені в різні боки. β



Малюнок 14.1.

У гвинтових колесах є два кроки і модулі зубів: в нормальному поперечному перерізі p_n - нормальний крок зубів і нормальний модуль ; в кінцевому розрізі - крок по колу і модуль окружності. p_t m_n p_t m_t

$$p_t = \frac{p_n}{\cos(\beta)}, \text{ (14.1)}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)}$$

Оскільки гвинтові колеса різуться тим же стандартним інструментом, що і прямозубі, профіль косого зуба в нормальному розрізі збігається з профілем прямого зуба модуля. m

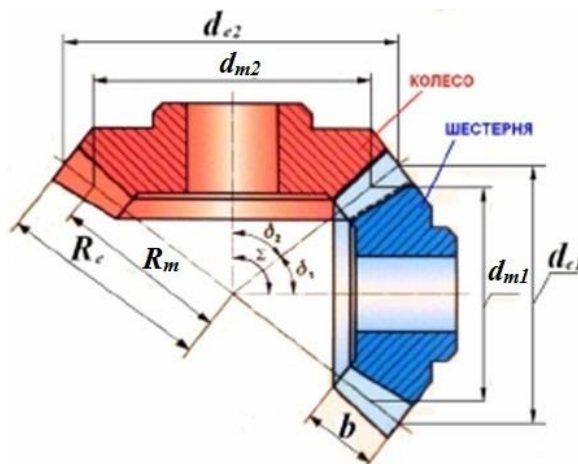
Діаметри початкових, розділових кіл вершин і жолобів зубів нормальних (некоректованих) циліндричних гвинтових коліс визначаються за такими формулами:

$$d_o = d = \frac{m_n \cdot z}{\cos(\beta)}; \quad (14.2)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m_n \cdot \left(\frac{z}{\cos(\beta)} + 2 \right); \quad (14.3)$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m_n \cdot \left(\frac{z}{\cos(\beta)} - 2,5 \right). \quad (14.4)$$

Аналогом початкового і розділового циліндрів циліндричних шестерень в конічних передачах є початковий і розділовий конуси. Далі розглянемо конічні шестерні, для яких кут між осями коліс (рис. 14.2), де δ - кути розділових конусів. $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$



Малюнок 14.2.

Оскільки модуль зубів конічних коліс в різних нормальних ділянках неоднаковий, виділяють два окружних модуля: – зовнішній окружний модуль (в зовнішньому нормальному розрізі); – модуль середнього кола (в середньому відділі). За стандарт приймається зовнішній окружний модуль. m_{te} m_m m_{te}

Зовнішній і середній діаметри поділу виражаються наступним чином:

$$d_e = m_{te} \cdot z; \quad (14.5)$$

$$d_m = m_m \cdot z = d_e - b \cdot \sin(\delta), \quad (14.6)$$

де b - ширина зубчастого кільця конічного колеса.

Зовнішня і середня відстань конуса

$$R_e = 0,5 \cdot \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (14.7)$$

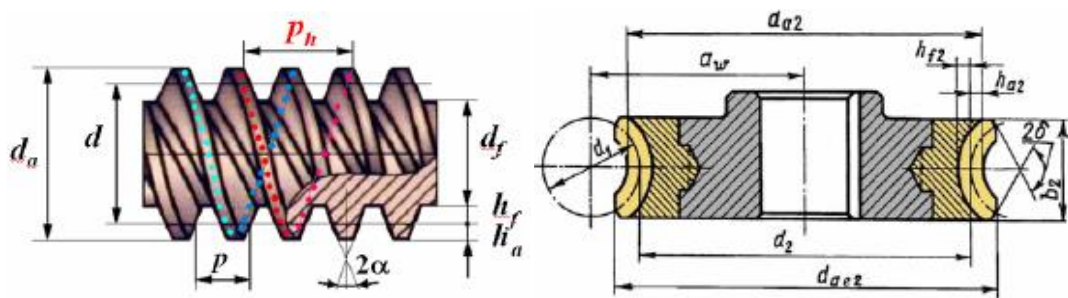
$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b. \quad (14.8)$$

Кути поділу конусів

$$\operatorname{tg}(\delta_1) = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (14.9)$$

Геометричні розміри черв'яка і черв'ячного зубчастого колеса (рис. 14.3) визначаються за формулами, аналогічними зубчастим передачам.

Черв'як - це короткий гвинт з трапецієподібними нарізами. Залежно від форми зовнішньої поверхні розрізняють циліндричних черв'яків (червообразующие - пряма лінія, таких черв'яків простіше у виготовленні); черв'яки кулясті (мають велику вантажопідйомність).



Малюнок 14.3.

За кількістю витків (відвідувань) хробака розрізняють: однопрохідні ($z_1 = 1$); двосторонній ($z_1 = 2$); чотирьохпрохідні ($z_1 = 4$) черв'яки.

Хід гвинтової лінії хробака - це відстань між сусідніми сторонами одного і того ж витка. Осьовий крок - це відстань між сторонами двох сусідніх профілів, виміряне паралельно осі хробака, тоді як $p_h = p \cdot z_1$.

α - кут профілю катушки в осьовому перерізі ($\alpha = 20^\circ$).

У черв'ячній передачі розраховується осьовий модуль черв'яка, який дорівнює торцевому модулю черв'ячного колеса. m

Розподіл діаметрів черв'яка і колеса:

$$d_1 = m \cdot q; \quad d_2 = m \cdot z_2 \quad (14.10)$$

де q - коефіцієнт діаметра хробака (кількість модулів в розділовому діаметрі хробака).

Діаметри западин і верхівок черв'ячних поворотів і зубів коліс:

$$d_f = d - 2,4 \cdot m; \quad d_a = d + 2 \cdot m \quad (14.11)$$

Центральна відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m (z_2 + q) \quad (14.12)$$

14.2. Кінематичні та силові розрахунки.

Розрахункова окружна швидкість циліндричної передачі. З огляду на, що швидкість точок початкових кіл при зачепленні зубчастих передач однакова, маємо:

$$v = \omega \cdot \frac{d_\omega}{2} = \omega \cdot \frac{m \cdot z}{2}$$

$$v = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot z_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{m \cdot z_2}{2} \quad (14.13)$$

Звідси i передавальне число. Надалі співвідношення зубів $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ коліс буде називатися передавальним числом, і позначатися як

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (14.14)$$

Під час роботи зубчастої передачі між зчепленими зубами в полюсі зубчастого зачеплення навантаження, розподілене по контактній площадці, змінюється результуючою силою, спрямованою по загальній нормалі до профілів зубів. Для розрахунків валів і опор зусилля розкладається на складові - F_n , F_n окружні F_t , радіальні F_r і осьові F_a сили.

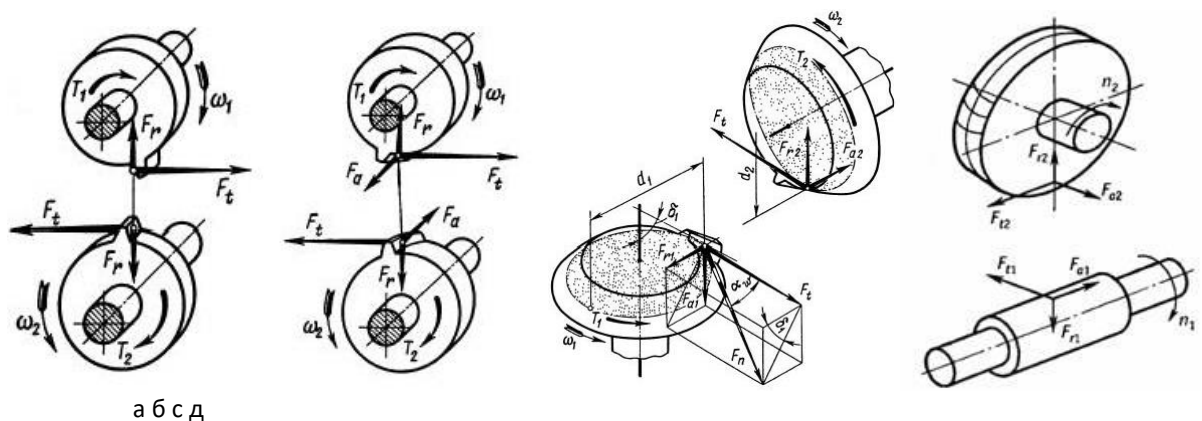
Окружна сила діє по дотичній до початкової окружності і визначається крутним моментом і початковим діаметром шестерні:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{\omega 1}} \quad (14.15)$$

Для зубчастої передачі сила є реакцією з боку веденого колеса і спрямована в сторону, протилежну обертанню, для колеса - сила, що сприяє руху, спрямована в бік обертання. F_t

Радіальна сила завжди спрямована по радіусу до центру шестерні, а осьова - паралельно осі колеса до середини зуба. F_r F_a

Значення радіальних і осьових сил представлені нижче для різних видів сітки (рис. 14.4). F_r F_a



Малюнок 14.4.

Для прямозубих циліндричних передач (рис. 14.4, а):

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_\omega); \quad (14.16) \quad F_a = 0$$

Для косозубих циліндричних передач (рис. 14.4, б):

$$F_r = \frac{F_t}{\cos(\beta)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_\omega); \quad (14.17) \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta)$$

Для конічних прямозубих передач (рис. 14.4, в):

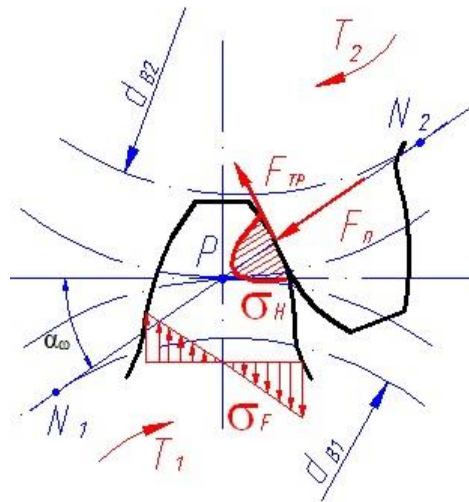
$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_\omega) \cdot \cos(\delta_1); \quad (14.18) \quad F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_\omega) \cdot \sin(\delta_1)$$

Для черв'ячних передач (рис. 14.4, г):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha); \quad (14.19) \quad F_{a1} = F_{t2} \quad F_{a2} = F_{t1}$$

14.3. Критерії ефективності та види руйнування зубчастих коліс.

При роботі при зачепленні двох коліс, як говорилося вище, існує нормальна сила тиску, що діє по лінії зіткнення F_n , і сила тертя, де - коефіцієнт тертя. Під впливом сил зуб знаходиться в складному напруженому стані. Основними напруженнями, що визначають продуктивність сітки, є контактні напруження $F_f = f \cdot F_n$ і σ_H напруги σ_F вигину. Для кожного зуба вони змінюються з плином часу в певний пульсуючий цикл. Схема навантаження зубів під час експлуатації представлена на малюнку 14.5.



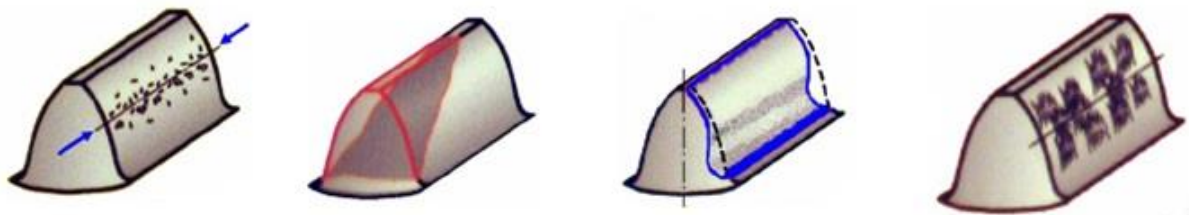
Малюнок 14.5.

Основними елементами, що визначають працездатність трансмісії, є зуби коліс. Повторні знакозмінні напруги і тертя викликають наступну характерну поломку зуба:

- втомне відколювання поверхневих шарів зубів (характерно для закритих, добре змащених шестерень). Сколювання починається поблизу лінії полюса і є наслідком дії переривчастих змінних контактних напружень (рис. 14.6, а); σ_H
- поломка зубів (характерно для високонавантажених шестерень з тонким модулем). Прямі зуби руйнуються по поперечному перерізу біля основи зуба, косі зуби - по

похилій. Поломка є наслідком дії повторюваних напружень вигину або перевантаження (рис. 14.6, б); σ_F

- абразивний знос бічної поверхні зубів (характерний для відкритих шестерень). Початковий профіль зубів спотворюється, перетин зубів зменшується. Абразивний знос відбувається при зачепленні абразивних частинок (рис. 14.6, в);
- заклинювання поверхні зуба (характерно для високонавантажених шестерень, що працюють при високих питомих навантаженнях). В результаті високого тиску масляна плівка ламається. Частинки матеріалу з одного зуба приварюються до іншого зуба. Зварені частинки матеріалу утворюють нарости, які пошкоджують поверхні зубів (рис. 14.6, г).



а б с д

Малюнок 14.6.

Відмова зубів запобігає технологічними та експлуатаційними заходами (підвищення точності обробки і монтажу, раціональний вибір матеріалів і термічної обробки, підбір мастила і т.д.). Крім того, продуктивність зубчастих коліс залежить від правильного розрахунку і конструкції зубчастих коліс.

Як зазначалося раніше, на характер пошкодження і руйнування зубів впливають умови експлуатації трансмісії. Так, в закритих передачах, що працюють з рясним мастилом, основним видом пошкодження є втомне відколювання робочих поверхонь від контактних напружень, тому закриті передачі розраховують на контактну втому і перевіряють на вигин. Відкриті шестерні, що σ_H працюють без мастила і незахищені від зовнішнього середовища, виходять з ладу в результаті абразивного зносу, що призводить до поломки зубів. Тому основним критерієм продуктивності відкритих передач є міцність зубів на вигин.

14.4. Основи розрахунків зубчастих коліс.

При розрахунку зубів циліндричних шестерень на контактну P міцність контакт зубів розглядається на полюсі зачеплення як контакт двох циліндрів з радіусами і рівний радіусам кривизни евольвти в полюсі зачеплення. $\rho_1 \rho_2$

Найбільше контактне напруження в сітчастій зоні при лінійному контакті визначається за формулою Герца. Для сталевих коліс з відношенням Пуассона вираз має вигляд: $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{Pr}}{\rho_{Pr}}} \quad (14.20)$$

де - нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній; E_{Pr} - зменшений модуль пружності матеріалу колеса; ρ_{Pr} - зменшений радіус кривизни зубів.

Ввівши в формулу (14.20) коефіцієнти, які враховують: геометричні параметри передачі, властивості матеріалу коліс, нерівномірність і динамічність навантаження, виведуть формулу визначення: $d_{\omega 1}$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2 \cdot (u \pm 1)}{\Psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{1}{u}} \quad (14.21)$$

Ця формула використовується для розрахунку конструкції закритих циліндричних шестерень зі сталевими колесами.

Після уточнення початкового діаметра шестерні виконується пробний розрахунок трансмісії:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (u \pm 1)}{b \cdot d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{1}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (14.22)$$

Величина визначається межею контактної витривалості поверхонь зубів з урахуванням впливу на міцність контакту: термін служби, шорсткість поверхні зуба, швидкість передачі і запас міцності. Контактні напруги для прямозубих передач розраховуються для шестерні і колеса, а менша з них приймається за розрахункову. При розрахунку косозубих передач, у яких зуби шестерень значно перевищують твердість зубів коліс, розрахункове контактне напруження становить: $[\sigma_H] \sigma_{Hlim} [\sigma_H] [\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$

При розрахунку міцності на вигин зубчастих коліс зуб розглядається як консольна балка, навантажена концентрованим зусиллям. Зусилля передається по лінії сітки на вісь зуба і отримана точка приймається за вершину параболи, яка визначає контур променя. При визначенні нормальної напруги на небезпечній ділянці використовуються формули опору матеріалів з урахуванням концентрації напружень, викликаних особливою формою зубів. $F_n F_n$

Умови міцності при напруженнях на вигин:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (14.23)$$

Величина визначається межею витривалості при вигині $[\sigma]$ Flim з урахуванням впливу на міцність ресурсу передачі, шорсткість поверхні западин між зубами, оборотність трансмісії і запас міцності. $[\sigma_F]$

Вихідні точки для розрахунку міцності конічних і черв'ячних передач аналогічні тим, які використовуються при розрахунках циліндричних передач. Для черв'ячної передачі проводиться додатковий тепловий розрахунок, так як їх робота супроводжується виділенням великої кількості тепла. При недостатній тепловіддачі погіршуються мастильні властивості масла, виникає небезпека заклинювання і передчасного виходу з ладу трансмісії.

Тепловий розрахунок заснований на тепловому балансі. Кількість тепла, що виділяється в редукторі, дорівнює кількості тепла, що виділяється корпусом в навколишнє середовище. У цьому випадку, de - коефіцієнт тепловіддачі; F - площа охолодженої поверхні

корпусу трансмісії; – температура масла; – температура навколишнього середовища. Q_1 Q_2

$$Q_1 = N_1 \cdot (1 - \eta) \quad Q_2 = K_t \cdot S \cdot (t_M - t_{oc}) \quad K_t \cdot S \cdot t_M \cdot t_{oc}$$

Якщо , то необхідно забезпечити, наприклад, відведення зайвого тепла за рахунок оребрення корпусу, штучного охолодження (вентиляція, додаткова циркуляція масла).

$$Q_1 \triangleright Q_2$$

Контрольні питання:

1. Особливості геометрії конічних передач.
2. Геометрія черв'яка і черв'ячного колеса.
3. Співвідношення.
4. Сили зачеплення.
5. Види пошкоджень зубів.
6. Основи зубчастих розрахунків.
7. Теплотехнічний розрахунок.

Лекція 15. Вали і осі. Підшипники.

15.1. Вали і осі, загальні відомості.

15.2. Розрахунки валів (і осей).

15.3. Опори мостів і валів.

15.4. Критерії експлуатаційних характеристик і практичні розрахунки підшипників.

15.1. Вали і осі, загальні відомості.

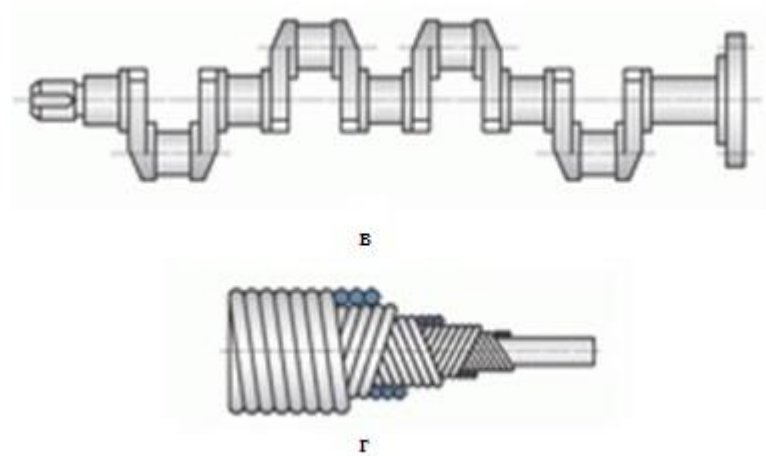
Шестерні, шків, зірочки та інші обертові деталі машини встановлюються на валах або осі.

Осі призначені тільки для підтримки встановлених на них деталей. Вони поглинають навантаження від розташованих на них деталей і працюють на вигин, не передають крутних моментів і, отже, не відчувають кручення. Осі бувають обертовими (вісь вагона) і нерухомими (вісь блоку підйомної машини).

Вали призначені для підтримки встановлених деталей і передач крутного моменту. Вали відчувають вигин і кручення, в деяких випадках розтягнення і стиснення. Деякі вали не підтримують обертові деталі (карданні вали вагонів, з'єднувальні валки прокатних станів і т. д.), Тому такі вали працюють тільки на кручення. Такі вали називаються торсіонами або торсіонами.



а б



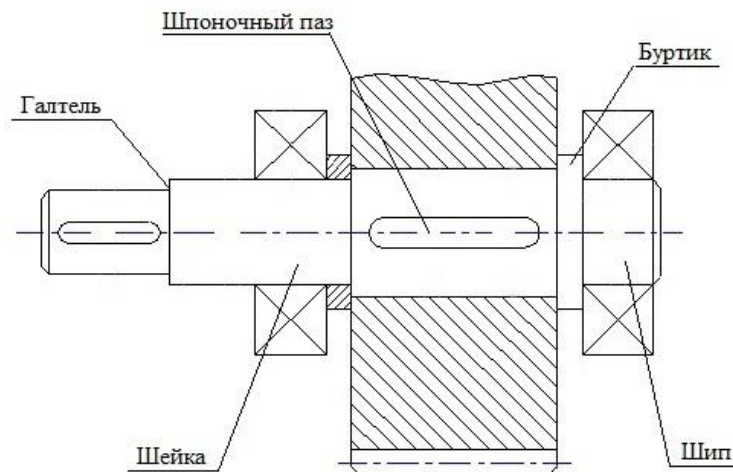
Малюнок 15.1.

Вали розрізняють прямі (рис. 15.1, а, б), колінчасті вали (рис. 15.1, в) і гнучкі (рис. 15.1, г). Найбільшого поширення набули прямі вали. Колінчасті вали використовуються для перетворення зворотно-поступального руху в обертальний або навпаки. Гнучкі вали являють собою багатопрхідні кручені торсіонні пружини і використовуються для передачі крутного моменту між вузлами машин, які змінюють своє взаємне положення в процесі роботи (механізовані інструменти, бормащини і т.д.). Колінчасті вали і гнучкі вали відносяться до спеціальних частин і вивчаються у відповідних спецкурсах. Залежно від поверхні прямих валів розрізняють прямі гладкі вали (рис. 15.1, а) і прямі ступінчасті вали (рис. 15.1, б). Ступінчаста форма сприяє рівномірному натягу окремих ділянок, спрощує монтаж деталей на вал.

Опорні ділянки вала або осі називаються цапфами при сприйнятті радіальних навантажень, або п'ятами при сприйнятті осьових навантажень. Кінцеві цапфи, які сприймають радіальне навантаження, називаються шипами, а цапфи, розташовані на відстані від кінця вала, - журналами. Шипи і шийки вала або осі підтримуються підшипниками, опорною частиною для п'яти є наполегливий підшипник.

Плече - це кільцеве потовщення вала, яке є єдиним цілим з ним, що обмежує свободу осьового переміщення деталей на валу. Плече - це перехідна поверхня від однієї секції до іншої, яка служить для підтримки деталей, встановлених на валу або осі.

Поверхня плавного переходу від однієї стадії до іншої називається філе. Філе виконують: постійний радіус; змінний радіус; з підрізом. Перехідні ділянки є концентраторами напружень. Для зниження концентрації напружень в перехідних ділянках роблять нагнітальні канавки, що збільшують радіуси ниток.



Малюнок 15.2.

Осі і вали в більшості випадків круглі, суцільні, а іноді і кільцеві перерізи для зменшення ваги конструкції. Окремі ділянки вала мають перетин зі шпонковим пазом або пазами, а іноді і профільний перетин. У профільних з'єднаннях з'єднуються деталі скріплюються між собою за допомогою взаємного контакту на гладкій некруглої поверхні і також можуть передавати осьове навантаження разом з крутним моментом. Профільні з'єднання надійні, але не технологічні, тому їх застосування обмежена.

Кінці осей і валів для полегшення установки на них обертових деталей і запобігання травмування рук виготовляють фасками.

Малюнок 15.2. Як приклад показаний вал редуктора загального призначення.

Осі і вали виготовляються з вуглецевих і легированих конструкційних сталей, так як мають високу міцність, здатність до поверхневого і об'ємного загартування, легкість отримання циліндричних заготовок прокаткою і хорошу оброблюваність на верстатах.

15.2. Розрахунки валів (і осей).

Основними критеріями продуктивності валів і осей є міцність і жорсткість. Основне конструктивне навантаження - крутний момент і згинальні моменти. Вплив стискаючих або розтягуючих сил зазвичай невелике і не враховується. Розрахунок осей є окремим випадком розрахунку валів по крутному моменту. $T \neq 0$

Розрахунок валів складається з двох етапів: проектування і повірки. Розрахунковий розрахунок виконується умовно тільки на кручення, так як моменти вигину можна визначити тільки після відпрацювання конструкції вала.

Після вибору матеріалу вала за умовами міцності на кручення визначається діаметр консолі або опори (якщо консольної частини немає) її деталі:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, (15.1)$$

де - допустима напруга на кручення. Для компенсації згинальних напружень та інших неврахованих факторів допустимі напруги на кручення значно знижуються. Наприклад, для валів редукторів машин загального призначення приймається МПа. Вираз 15.1 записується для вала безперервного круглого перерізу. Отримане значення діаметра округляється до найближчого стандарту. Після цього розробляється вся конструкція вала, визначаються місця посадки пов'язаних з нею деталей (шестерень, зірочок, шківів і т. Д.), Розташування

підшипників і т. Д. В результаті визначаються розміри всіх конструктивних елементів вала, після чого приступають до виконання перевірочних розрахунків. $[\tau] [\tau] = 15 \dots 30$

Випробувальний розрахунок на статичну міцність вала проводиться для запобігання появи пластичних деформацій, які можуть виникнути при короточасних перевантаженнях, наприклад, при пуску. При розрахунку складається розрахункова схема, при цьому враховується, що деталі, встановлені на валу, передають на вал в середині своєї ширини зусилля і моменти. Не враховується власна маса валів, а також маси встановлених на них деталей і сили тертя в опорах. Будуються ділянки вигину і крутного моменту. Якщо навантаження діють в різних площинах, то вони розкладаються на дві взаємно перпендикулярні складові і в кожній площині будуються ділянки згинальних моментів окремо. Для характерних перерізів розраховуються отримані згинальні моменти:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (15.2)$$

За схемами моментів намічаються небезпечні ділянки. Потім обчисліть еквівалентні (зменшені) моменти відповідно до енергетичної теорії сили:

$$M_{pr} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75 \cdot T^2} \quad (15.3)$$

Після цього розрахункові діаметри вала задаються в характерних точках:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{pr}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (15.4)$$

де - гранично допустимі напруги, прийняті близькими до межі плинності матеріалу. $[\sigma]$
 $[\sigma] \approx 0,8 \cdot \sigma_T$

Випробувальний розрахунок на втомну міцність для валів є основним, проводиться він у вигляді перевірки запасу міцності на передбачувано небезпечних ділянках (наявність концентраторів напруги: шпонки, контактні напруги в місцях посадки деталей, філе переходів і т. Д.). При спільній дії вигину і кручення запас міцності для обраного перетину визначається за такою формулою: n

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad (15.5)$$

де - запас втомної міцності при вигині; – втомна міцність на кручення; – амплітудні значення нормальних і зсувних напружень; – середні значення стресу; – коефіцієнти в залежності від механічних характеристик матеріалу; , - коефіцієнти концентрації напружень при вигині і крученні. Допустиме значення коефіцієнта запасу міцності зазвичай приймається, але, з огляду на підвищені вимоги до жорсткості валів, приймається.

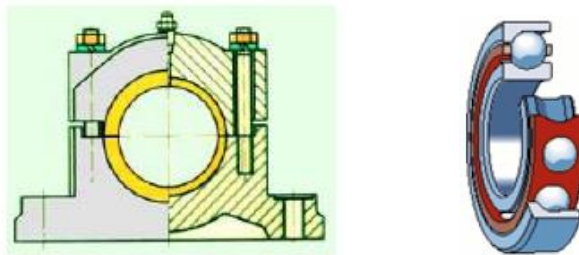
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad \sigma_a \tau_a \sigma_m \tau_m \psi_{\sigma} \psi_{\tau} K_{\sigma} K_{\tau} [n] \geq 1,5 [n] \geq 2,5 \dots 3$$

Розрахунок валів на жорсткість виконується, коли пружні переміщення, що виникають під дією прикладених сил, можуть негативно позначитися на роботі деталей,

розташованих на валу (або осі). Розрахунок зводиться до визначення прогинів, кутів повороту, кутів скручування і порівняння їх з допустимими значеннями.

15.3. Опори мостів і валів.

Підшипники служать опорами для валів і обертових осей. Вони поглинають радіальні і осьові навантаження і передають їх на раму машини. Підшипники забезпечують валам задане положення і можливість обертання з мінімальними втратами на тертя. Продуктивність і довговічність механізмів і машин багато в чому залежить від якості підшипників. За типом тертя підшипники поділяються на підшипники ковзання (див. рис. 15.3, а (секція підшипника вала ковзає по поверхні підшипника) і підшипники кочення див. рис. 15.3, б (ковзання замінюється тертям кочення шляхом установки кульок або роликів між опорними поверхнями підшипника і вала).



а б

Малюнок 15.3.

Підшипники ковзання працюють тільки тоді, коли в зазорі між цапфою вала і гільзою є мастило. При обертанні вал втягує мастило в клиновий зазор між цапфою і гільзою. В результаті виникає несучий масляний шар з великою гідродинамічною підйомною силою, під впливом якого вал спливає.

Мастило подається на підшипник в ході обертання цапфи вала в зону максимального зазору, де відсутній гідродинамічний тиск. Це досягається за рахунок наявності мастильних канавок на гільзі, які розташовуються на ненавантаженій ділянці.

Підшипники ковзання використовуються в тих випадках, коли їх переваги переконливі:

- в прецизійних швидкохідних машинах;
- в роз'ємних вузлах;
- для валів з ударними і вібраційними навантаженнями;
- при роботі у воді або іншому агресивному середовищі;
- Для валів великого діаметру при коченні підшипники відсутні.

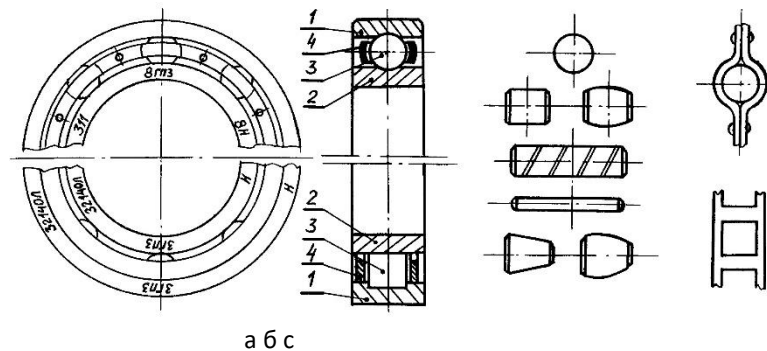
Підшипники кочення є найбільш поширеним типом опор для обертових деталей механізмів і машин, і виготовляються у великих кількостях на спеціалізованих заводах.

Підшипники кочення мають ряд переваг перед підшипниками ковзання: менший опір пуску і обертання на помірних швидкостях, висока вантажопідйомність на одиницю ширини підшипника, простота обслуговування, низька вартість, взаємозамінність.

Однак вони мають великі радіальні розміри і масу, меншу радіальну жорсткість, низьку міцність на високих швидкостях (через перегрів), збитковість дрібносерійного виробництва.

Підшипники кочення є готовим агрегатом, і, як правило, складаються з зовнішніх -1 і внутрішніх - 2 кілець, елементів кочення - 3 і клітини - 4 (рис. 15.4, а). Елементи кочення - кульки або ролики (рис. 15.4, б) кочаються по бігових доріжках кілець на деякій відстані один від одного.

Клітка утримує елементи кочення на певній відстані один від одного і покращує мастило. Конструкція клітини (рис. 15.4, в) залежить від типу підшипника і умов його експлуатації.



Малюнок 15.4.

Стандартні підшипники кочення класифікуються за такими ознаками:

- За напрямком навантаження щодо осі вала підшипники поділяються на: радіальні (сприймають переважно радіальне навантаження), наполегливі (сприймають тільки осьове навантаження), кутово-контактні (сприймають комбіноване навантаження, одночасно впливає на підшипник в радіальному і осьовому напрямках), наполегливо-радіальні (сприймають осьове навантаження з одночасною дією незначної радіальної);
- За формою елементів кочення підшипники поділяються на кулькові і роликові. Роликові підшипники за формою роликів поділяються на підшипники з короткими і довгими циліндричними роликами, з крученими роликами, з голчастими роликами, з конічними і сферичними роликами;
- За кількістю рядів елементів кочення підшипники поділяються на одно-, дво-, чотири- і багаторядні;
- За основними конструктивними особливостями підшипники поділяються на несамоустановлювальні і самоустановлювальні (допускають обертання осі внутрішнього кільця щодо осі зовнішнього кільця).

Підшипники однакового діаметра отвору поділяються за габаритними розмірами (зовнішнім діаметром і шириною) на послідовні. Найбільш поширеними є легкі і середні ряди нормальної ширини.

Промисловість випускає підшипники кочення в п'яти класах точності (0, 6, 5, 4 і 2; позначення даються в порядку підвищення точності). Точність підшипників характеризується точністю основних розмірів, точністю форми і взаємного розташування поверхонь кілець, точністю обертання.

Несучі символи складаються з цифр і букв.

15.4. Критерії експлуатаційних характеристик і практичні розрахунки підшипників.

Основним критерієм експлуатаційних характеристик підшипників ковзання є зносостійкість.

Продуктивність підшипників ковзання оцінюється умовним розрахунком середнього тиску P на робочі поверхні, що гарантує наявність масляної плівки, і розрахунком питомої роботи Pv (- окружної швидкості поверхні цапфи) сил тертя, що гарантує нормальний тепловий режим і відсутність заклинювання. v

$$P = \frac{F_r}{d \cdot l} \geq [P], (15.6) \quad Pv \geq [Pv]$$

де - радіальна сила, що діє на підшипник; i - діаметр і довжина підшипника відповідно. F_r
 d l

Підшипники кочення втрачають свої експлуатаційні характеристики через пошкодження поверхонь деталей і їх руйнування. Сучасна практика проектування обмежується розрахунками за двома критеріями продуктивності підшипників: втомним сколюванням робочих поверхонь понад заданий ресурс (розрахунок динамічної навантажувальної здатності) і залишковими деформаціями (розрахунок статичної вантажопідйомності).

Відповідно до статичної вантажопідйомності підбираються підшипники за умови, що обертається кільце має частоту оборотів. $n \leq 1$

$$P_0 \geq C_0, (15.7)$$

де - необхідне значення статичної вантажопідйомності, якщо підшипник навантажений радіальними і осьовими силами - , де , - радіальний і осьовий коефіцієнти навантаження відповідно; - табличне значення статичної вантажопідйомності. P_0 $P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ X_0 Y_0
 C_0

При швидкості більше 1 об / хв підбір підшипників здійснюється по динамічній вантажопідйомності. При цьому їх довговічність встановлюється в годинах або в мільйонах оборотів. Дослідження роботи підшипників кочення дозволили встановити, що довговічність підшипника при 90% ймовірності безвідмовної роботи можна визначити по наступній залежності: L

$$L \geq \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, (15.8)$$

де - динамічна вантажопідйомність, зазначена в каталогах для підшипників кочення, - показник потужності (для кулькових підшипників, для роликових підшипників), - знижена (еквівалентна) навантаження з урахуванням ряду факторів, що впливають на працездатність підшипників. C_r p $p = 3$ $p = 3,33$ P_r

Для кутових і кутових контактних кулькових підшипників і кутових контактних роликових підшипників еквівалентне навантаження розраховується за формулою:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_o \cdot K_T, (15.9)$$

де , , , - коефіцієнти в залежності від конструкції підшипників, умов навантаження і експлуатації. X V Y K_o K_T

Відповідно до розрахованого зниженого навантаження і проектного ресурсу, підшипники підбираються за такою умовою: P_r L

$$C_r \geq [C_r], (15.10)$$

де - динамічна вантажопідйомність підшипника по каталогу. $[C_r]$

Якщо підшипник прийнятий з конструктивних міркувань (наприклад, по діаметру внутрішнього кільця), то термін його служби (в годинах) перевіряється розрахунком:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \geq [L], (15.11)$$

де - необхідний (заданий) ресурс. $[L]$

Відзначимо, що для однакових умов (характер навантажень, швидкість, коефіцієнт корисної дії) можуть використовуватися підшипники різних типів. При виборі типу підшипника враховується його вартість, а також досвід експлуатації агрегатів, аналогічних проектуваному.

Контрольні питання:

1. Яке призначення валів і осей і як вони класифікуються.
2. При яких напругах виконують розрахунковий розрахунок вала і навіщо при цьому знижувати допустимі напруги.
3. Основні критерії експлуатаційних характеристик валів і осей.
4. Навіщо потрібно перевіряти жорсткість вала і які параметри визначаються.
5. Розрахунок втомної міцності вала.
6. Підшипники.
7. Критерії продуктивності підшипників.
8. Розрахунки підшипників кочення.

Лекція 16. З'єднання. Муфти.

16.1. З'єднання, різьбові з'єднання.

16.2. Шпонкові та шліцьові з'єднання.

16.3. Основи взаємозамінності. Допуски і підгонки.

16.4. Зчеплення. Загальна інформація.

16.1. З'єднання, різьбові з'єднання.

В процесі виготовлення верстатів деякі деталі з'єднуються між собою таким чином, що утворюють роз'ємні і нероз'ємні з'єднання.

Роз'ємні з'єднання дозволяють зручно розбирати з'єднуються деталі, не пошкоджуючи їх. До таких з'єднань відносяться: різьбові, шпонкові, щілинні, штирьові з'єднання. З'єднання «все в одному» не дають можливості розібрати з'єднуються деталі, не пошкодивши їх елементи, до них відносяться: зварні, клепані, паяні з'єднання.

Вибір типу з'єднання конструкції визначається її будовою і призначенням, а також економічними показниками.

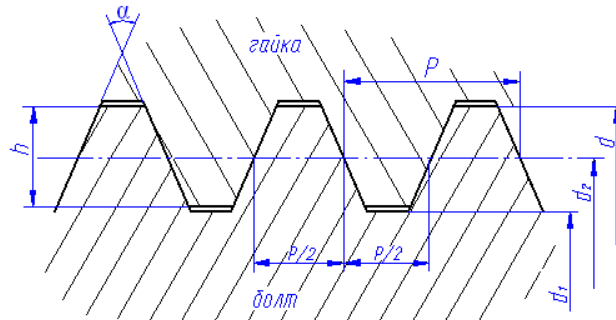
З усіх типів з'єднань, що застосовуються в машинобудуванні, нарізбові з'єднання найбільш поширені, так як є найбільш надійними і зручними для складання і розбирання, мають невеликі габарити, прості у виготовленні. Основним недоліком таких з'єднань є недостатня надійність при вібраційному навантаженні.

Різьбове з'єднання здійснюється кріпленнями за допомогою різьблення. Різьблення виходить шляхом формування пазів на циліндричному або конічному стрижні перетином певного профілю (трикутник, трапеція і т. Д.), Кожна точка яких розташована на гвинтовій лінії.

Виступи, розташовані між пазами, називаються котушками. Котушкою називають ту частину виступу, яка охоплює різбову частину всередині. Нитковий виступ, який укладає деталь більше одного разу, називається різбовою різбою. 360°

Розрізняють нитки:

- за формою основної поверхні: циліндричні, конічні;
- за формою профілю різблення: трикутні, прямокутні, трапецієподібні, круглі;
- по розташуванню поверхні різблення: зовнішні, внутрішні;
- в напрямку гвинтової лінії: вправо, вліво;
- за кількістю потоків: одно-, дво-, трьох- і багатогодові;
- За призначенням: кріплення, кріплення і ущільнення, ходова частина.



Малюнок 16.1.

Нитки, які широко використовуються, стандартизовані. Найпоширенішою метричною різбою є основна трикутна кріпильна нитка. Він буває великим і маленьким кроком. Різблення великого кроку є найбільш поширеними, так як вони менше впливають на знос і помилки виготовлення.

Основними геометричними параметрами різблення є: зовнішній, внутрішній і середній діаметри; - крок різблення, тобто відстань між сторонами двох сусідніх однойменних витків, виміряне в напрямку осьової лінії; - кут профілю, - кут піднесення, тобто кут між гвинтовою лінією по середньому діаметру і площиною, перпендикулярної її осьової лінії; - робоча висота профілю (див. Рис. 16.1). $d \ d_1 \ d_2 \ p \ \alpha \ \gamma \ h$

Основними кріпленнями різбових з'єднань є болти, гвинти, шпильки, гайки і шайби. Болтові з'єднання виробляються для деталей невеликої товщини, а також у випадках частого відкручування і загвинчування з'єднання з'єднаннями з гвинтом або шпилькою здійснюються при значній товщині однієї з деталей, або в важкодоступних місцях. Часто під гайку підкладають плоску круглу шайбу, наприклад, щоб зменшити пошкодження поверхні деталі. Геометричні форми і розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні і описані в довідниках і стандартах.

Нитки кріплення призначені для різання і зім'яття. Обчислювані залежності представлені нижче:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot h \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau] \text{ — для болта (гвинта), — для гайки, (16.1) } \tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot h \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau]$$

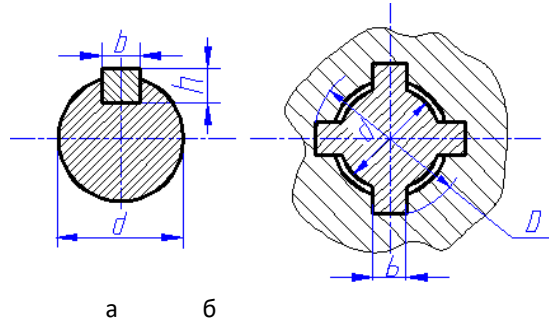
$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot z} \leq [\sigma_{cm}], (16.2)$$

де - коефіцієнт повноти різблення, - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по витках, - кількість витків, які сприймають навантаження. $K \ K_m \ z$

Оскільки міцність різьблення стандартних кріплень гарантується ГОСТом, різьблення цих деталей не розраховується на міцність.

16.2. Шпонкові та шліцьові з'єднання.

Шпонкові (рис. 16.2, а) і шліцьові (рис. 16.2, б) з'єднання використовуються для фіксації деталей, що передають крутний момент (шків, зірочки, шестерні) на валах.



Малюнок 16.2.

Перевагами шпонок є: простота і надійність конструкції і монтажу, низька вартість. До недоліків можна віднести: ослаблення вала і маточини зі шпонками, обмеження переданого крутного моменту.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонки. Ненапружені з'єднання виготовляються за допомогою призматичних або сегментних клявіш, а ударні - за допомогою стандартних циліндричних штифтів і клинових ключів.

Ключ, розташований в пазі вала, називається врізним. Призматичні шпонки врізні, приблизно половина їх висоти розташовується в пазі вала. Робочі грані - це їх бічні, більш вузькі грані. Шпонкові шляхи у валів виходять дисковими або пальцевими фрезами, а в маточини - довбанням або витягуванням.

Найбільш поширеними є призматичні звичайні ключі. Недоліком призматичних ключів є складність забезпечення взаємозамінності, що обмежує їх застосування в масовому виробництві.

Сегментні клявіші врізні і, як і призмові, працюють з бічними гранями. Сегментні ключі є найбільш технологічними через простоту їх виготовлення і виготовлення пазів для них, а також простоти збірки. Недоліком сегментних шпонок є те, що вони знижують міцність вала в більшій мірі через необхідність робити глибокі пази, тому їх використовують для передач порівняно невеликих моментів.

Всі клинові ключі виконані з ухилом 1:100. Такий же ухил передбачений для паза маточини. На відміну від призматичних клинових ключів, широкі грані робочі, а уздовж бічних граней передбачені зазори. Таким чином, натяг з'єднань виникає через перешкоди між валом і маточиною в радіальному напрямку. V-подібні ключі використовуються в обмеженій мірі, так як викликають зміщення осі маточини щодо осі вала, а при коротких маточинах можуть викликати перекид деталей, що з'єднуються.

При проектуванні шпонкових шпонок ширина і висота шпонок беруться по ГОСТу в залежності від діаметра вала. Довжина ключа береться залежно від довжини хаба та узгоджується з ГОСТом. Достатність прийнятих розмірів перевіряється шляхом розрахунку міцності, тобто розрахунок ключів проводиться як випробування. Призматична і сегментна клявіші розраховуються на дроблення і різання, зазвичай перевірка зрізу не проводиться, так як ця умова дотримується при використанні стандартних секцій ключів. Виходячи з цього, умова міцності шпонкового з'єднання виглядає наступним чином: $b \cdot h \cdot d \cdot l_p$

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (16.3)$$

Якщо в результаті розрахунку виявиться, що ключ перенапружений, то передбачено два-три ключа, або використовується сплайн-з'єднання.

Для з'єднання маточини з валом часто використовуються виступи на валу, звані шліцями, які входять у відповідні пази маточини. Таке з'єднання називається шліцевим або зубчастим. За формою профілю зуба розрізняють з'єднання з прямокутними, евольвентними і трикутними Слоти. У порівнянні зі шпонкою, шліцеве з'єднання передає більші крутні моменти, забезпечує більш точне центрування маточини та більшу міцність валу.

Найпоширенішим є прямокутне з'єднання. Застосовується з центруванням маточини по зовнішньому і внутрішньому діаметрам і бокам пазів. Центрування насприяє більш рівномірному розподілу тиску на прорізи, але, на відміну від центрування на або, не забезпечує точного центрування маточини і вала, тому використовується для передачі великих моментів при відсутності жорстких вимог до точності центрування. $D d b b D d$

У порівнянні з прямокутним, переваги евольвентного з'єднання наступні: більш висока міцність шліців і підвищена технологічність (виготовлення простіше і дешевше). Однак для валів малого і середнього діаметрів евольвентні сплайни використовуються в обмеженій мірі через високу вартість протяжк для їх виготовлення.

Суглоби з трикутними зубами використовуються в основному в контрольно-вимірювальних приладах з обмеженими радіальними розмірами і малими моментами.

Кількість і розміри перетину шліців беруться в залежності від діаметра вала по ГОСТу. Довжина шліців визначається довжиною маточини. Розрахунок шліцевих з'єднань проводиться як випробування на напруги колапсу: l

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T}{d_c \cdot h \cdot l \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma_{cm}], \quad (16.4)$$

де - середній діаметр шліців, - кількість шліців, - висота робочої поверхні щілини, - коефіцієнт нерівномірного розподілу навантаження між пазами. $d_c = 0,5 \cdot (D + d)$ z h ψ

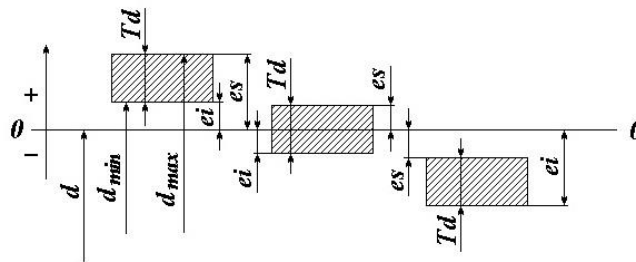
16.3. Основи взаємозамінності. Допуски і підгонки.

Для проектування, виготовлення і ремонту машин велике техніко-економічне значення має взаємозамінність деталей і вузлів, за рахунок чого прискорюється процес проектування, забезпечується і прискорюється складання і заміна деталей, що вийшли з ладу.

Для забезпечення взаємозамінності деталей, вузлів і комплексів і раціоналізації їх виробництва в масштабах підприємства, галузі, республіки, країни, групи країн існують стандарти.

Геометричні параметри деталей кількісно визначаються розмірами - числовими значеннями лінійної величини в обраних одиницях виміру. Розміри, нанесені на креслення, називаються номінальними. Фактичний розмір (розмір, встановлений виміром з допустимою похибкою) може збігатися з номінальним лише випадково, так як багато факторів, що впливають на точність обробки, неминуче призводять до помилок в розмірах і формі деталей. Доведено, що для забезпечення взаємозамінності і нормальної роботи деталі можуть мати деяку варіацію розмірів щодо номіналу. Максимальний і мінімальний розміри, між якими може бути фактичний розмір Розмір деталі називається межею.

Алгебраїчна різниця між дійсною і номінальною розмірністю називається дійсним відхиленням.



Малюнок 16.3.

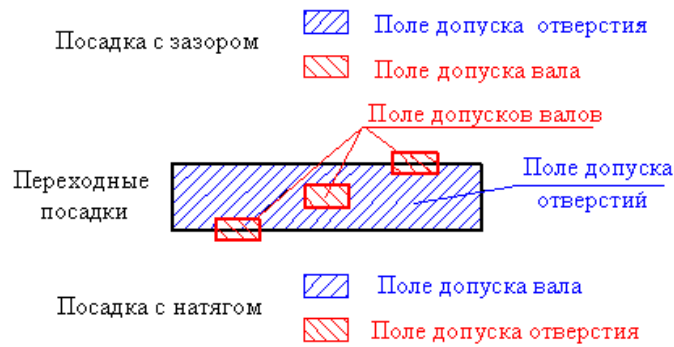
Різниця між найбільшими і найменшими граничними розмірами називається допуском. Положення поля допуску (отвір T_o , вал T_d) щодо номінального розміру визначається верхнім і нижнім граничними відхиленнями. Верхнє відхилення (отвори ES , вал es) - це алгебраїчна різниця між найбільшими граничними і номінальними розмірами, нижнє відхилення (отвори EI , вал ei) - різниця між найменшою межею і номінальними розмірами. На малюнку 16.3 представлена схема розташування полів допуску вала щодо нульової лінії, умовно зображуючи номінальний розмір.

Розташування поля допуску щодо нульової лінії прийнято позначати буквою (або двома буквами) латинського алфавіту: великими для отвору і малими для вала.

Ступінь відповідності фактичного розміру номінальному характеризує точність виготовлення деталі. Кожному класу (ступеня) точності відповідає певна якість (всього їх 19) зі своїм значенням поля допуску. В межах кожної якості розміри полів допуску збільшуються зі збільшенням номінальних розмірів. Класифікатори нумеруються порядковими номерами: 01; 0; 1... 17. У технічній документації поле допуску позначається ІТ номером якості (ІТ 7; ІТ 14).

Розміри і граничні відхилення, для яких вказано поле допуску, вказуються на кресленнях трьома способами: із зазначенням номінального розміру і граничних відхилень: , , (відхилення, рівні нулю, не проставляються); позначенням поля допуску з літери і цифри (якості): , ; комбінованим способом: , . $12^{+0,033}_{+0,006}$ $20_{-0,084}$ $10 \pm 0,1$ $12G8$ $20h10$ $12G8^{+0,033}_{+0,006}$ $20h10_{-0,084}$

Характер з'єднання деталей, що визначається різницею їх розмірів перед складанням, називається приляганням. Прилягання забезпечує більшу або меншу свободу відносного переміщення деталей і міцність нерухомого з'єднання. Залежно від розмірів сполучених деталей може виникати зазор в з'єднанні (розмір отвору більше розміру вала) або перешкоди (Розмір отвору перед складанням менше, ніж розмір вала). За взаємним розташуванням полів допусків лунки і шахти все посадки діляться на три групи: посадочні з розривом, посадки з перешкодами і перехідні, при яких можна отримати як перешкоди, так і розриви в з'єднанні (рис. 16.4).



Малюнок 16.4.

Існує дві системи формування посадок: система лунок і система шахт. Ямна система - це сукупність насаджень, в яких максимальні відхилення заданого розміру лунки (певної якості) однакові для всіх посадок, а різні посадки досягаються зміною максимальних відхилень розмірів вала. Така отвір називається основним, поле допуску позначається буквою H , який ставиться після номінального розміру деталей. Нижнє відхилення основного отвору дорівнює нулю, верхнє - позитивне.

Система валів - це сукупність посадок, в яких відхилення валів однакові (для заданого діапазону розмірів і якості точності), а різні посадки досягаються зміною максимальних відхилень отворів. Поле допуску головного вала позначається буквою h , воно розташоване «в корпусі» вала, тобто номінальна величина відповідає найбільшому граничному розміру (верхнє відхилення дорівнює нулю, а нижнє - негативне).

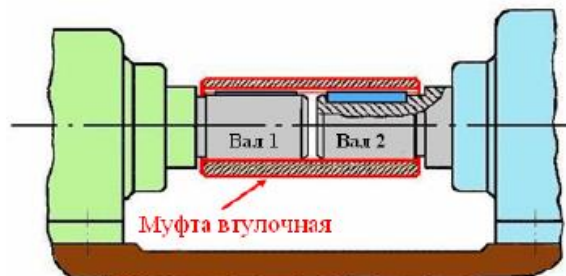
Обидві системи рівні, але система отворів найбільш краща через скорочення асортименту використовуваних ріжучих інструментів.

Посадки на кресленнях проставляються послідовним написанням номінального розміру сполучених поверхонь і позначенням полів допуску спочатку отвору, потім вала, наприклад: в системі отворів; в системі валів. $40 \frac{H7}{s6} \quad 40 \frac{P7}{h6}$

16.4. Зчеплення. Загальна інформація.

Муфти - це пристрої, які з'єднують вали і передають крутний момент. Приклад муфти показаний на малюнку 16.5.

Деякі типи муфт мають здатність: поглинати вібрації і удари, захищати машину від перевантажень, включати і вимикати механізм роботи машини без зупинки двигуна.



Малюнок 16.5.

Класифікація механічних муфт наведена на малюнку 16.6.



Малюнок 16.6.

Найпоширеніші муфти стандартизовані. Вони не розраховуються, а підбираються за основним параметром кожної муфти - крутним T моментом відповідно до умовного розрахунку:

$$T = K \cdot T_H, (16.5)$$

де - коефіцієнт режиму роботи муфти; T_H – номінальний крутний момент. K

Перевірочному розрахунку підлягають елементи муфт, що забезпечують передачу крутного моменту (болти, штифти, пружини, пружні елементи).

Контрольні питання:

1. Види з'єднань.
2. Особливості різьбового з'єднання.
3. Шпонкові і шліцьові з'єднання: переваги і недоліки..
4. Розрахунок шпонкового шляху.
5. Позначення допусків і підгонки.
6. Класифікація механічних муфт.
7. Особливості розрахунку муфт.