

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

Циклова комісія природничих дисциплін

ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ

навчальної дисципліни «Матеріали та деталі»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
Аеронавігація

тема –Зубчасті передачі

Харків 2022

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2022 № 8

СХВАЛЕНО

Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 22.08.2022 № 1

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2022 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії природничих дисциплін, протокол від
10.08.2022 № 1

Розробники: викладач циклової комісії природничих дисциплін, к.т.н., доцент,
спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Долударєва Я.С.,
викладач циклової комісії природничих дисциплін, спеціаліст вищої категорії,
Сіора А.С.

Рецензенти:

1. Завідувач відділення фахової підготовки навчального відділу КЛК ХНУВС,
старший викладач циклової комісії технічного обслуговування авіаційної
техніки КЛК ХНУВС, к.т.н., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист
Владов С.І
2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного
університету імені Михайла Остроградського, к.т.н., доцент Черниш А.А.

План лекції:

1. Особливості зубчастих передач.
2. Переваги та недоліки зубчастих передач.
3. Циліндричні зубчасті передачі.
 - 3.1. Передачі з циліндричними колесами.
 - 3.2. Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами.
 - 3.3. Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса.
 - 3.4. Виготовлення зубчастих коліс.
 - 3.5. Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс
 - 3.6. Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач.
 - 3.7. Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну міцність.
 - 3.8. Розрахунок зубців коліс на згинальну міцність.
 - 3.9. Матеріали та хіміко-термічна обробка зубчастих коліс.
 - 3.10. Визначення допустимих напружень.
 - 3.11. Контактна та згинальна міцність зубців при короткочасних перевантаженнях.
4. Конічні зубчасті передачі.
 - 4.1. Призначення конічних зубчастих передач.
 - 4.2. Особливості геометрії та кінематики конічних передач.
 - 4.3. Особливості силових параметрів конічних передач.
 - 4.4. Особливості розрахунків конічних передач на міцність.
 - 4.5. Особливості розрахунків відкритих зубчастих передач на міцність.
5. Черв'ячні передачі.
 - 5.1. Призначення черв'ячних передач.
 - 5.2. Класифікація черв'ячних передач.
 - 5.3. Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей.
 - 5.4. Особливості кінематики черв'ячних передач.
 - 5.5. Сили у черв'ячному зачепленні.
 - 5.6. Матеріали черв'яків і коліс.
 - 5.7. Переваги та недоліки черв'ячних передач.
 - 5.8. Розрахунки черв'ячних передач.
 - 5.9. Передачі гвинт-гайка.

Рекомендована література:

Основна

1. Більченко О.В., Дудка О.І., Лобода П.І. Матеріалознавство. Навчальний посібник, Київ, К.Кондор, 2009 – 152 с.
2. Хільчевський В.В., Кондратюк С.Є, Степаненко В.О., Лопатько К.Г. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів, Навчальний посібник, Київ, «Либідь», 2002 – 327 с.

3. Животовська К.О, Мамлюк О.В. Авіаційні матеріали та їх обробка. Навчальний посібник, Київ, "Вища освіта", 2003 – 303 с.
4. Гарнець В.М. Матеріалознавство Підручник. Київ, К.Кондор, 2009
5. Попович В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство Навчальний посібник, Львів, 2002. – 264 с.
6. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Байдула В.О., Товстушко М.М. Деталі машин. Практикум. Навч. посіб. К.: Кондор, 2009. – 278 с.
7. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. — Львів: Афіша, 2003. — 557 с.
8. Коновалюк Д. М. Деталі машин: підручник / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. - К.: Кондор, 2004. - 584 с

Додаткова

9. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навч. посіб. – 3-тє вид., стереотипне. –Львів: “Новий Світ – 2000”, 2007. 252с.
10. Малащенко В.О., Павлине В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. Львів: Видавництво Новий Світ – 2000, 2009. – 136 с.
11. Мархель І.І. Деталі машин. Навчальний посібник. — Видавництво Алерта, 2016. — 368 с.
12. Дмитро Коновалюк, Рю Ковальчук, В. Байбула, М. Товстушко. Деталі машин. Практикум. – Видавництво Кондор, 2009 – 278с.
13. Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника. - В 3 т. - М.: Машинобудування, 2001. – 859 с.
14. Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. Деталі машин: Підручник. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
15. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. Навч. посіб. — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. — 196 с., 2009. — 208 с.
17. Павлище В.Т., Данило Я.Я. Різьби, різбові з'єднання та кріпильні деталі: Довідник. — Львів: Інтелект-Захід, 2001. – 239 с.

Текст лекції

1. Особливості зубчастих передач

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше—колесом. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня. Параметрам шестірні звичайно надають індекс1, а параметрам колеса—2.

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є бокові робочі поверхні зубців.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

- а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;
- б) **редукторах** – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертового моменту на вихідному валу;
- в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);
- г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;
- д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с); розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

У курсі деталей машин розглядаються переважно зубчасті передачі редукторів.

2. Переваги та недоліки зубчастих передач

Переваги:

- 1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;
- 2) висока надійність;
- 3) високий ККД ($\eta \approx 0,97$);
- 4) постійність передаточного числа;
- 5) малі сили, які діють на вали та підшипники;
- 6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки:

- 1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- 2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;
- 3) шум під час роботи з великими швидкостями;
- 4) відсутність самозахисту від перевантаження.

3. Циліндричні зубчасті передачі

3.1. Передачі з циліндричними колесами

Залежно від розміщення зубців на циліндричному ободі (рис. 1) розрізняють колеса:

- 1) прямозубі, які використовують при малих швидкостях ($V < 3$ м/с) або у відкритих передачах;
- 2) косозубі;
- 3) шевронні (для великих навантажень).

Головні переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими:

- а) плавне зачеплення зубців коліс забезпечує менший шум під час роботи і більшу швидкохідність передачі;
 б) менші габарити передачі при однаковому навантаженні.

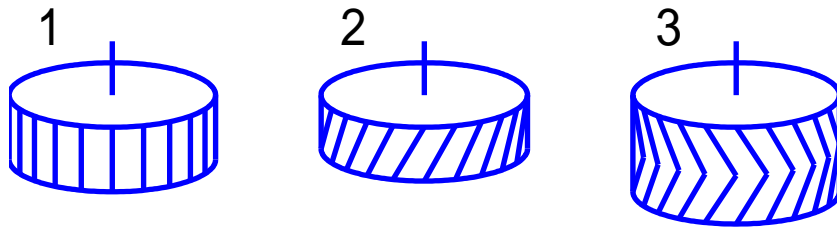


Рисунок 1 – Циліндричні зубчасті колеса

Форма профілю зубця буває евольвентною, циклоїдною та ін.

Найбільш поширений евольвентний профіль, основними перевагами якого є:

- 1) малі швидкості ковзання зубців під час кочення зубця по зубцю, завдяки чому передача має високий ККД;
- 2) можливість використання стандартних інструментів для нарізування різного числа зубців;
- 3) нормальна робота передачі з будь-яким числом зубців шестерні і колеса завдяки нарізанню зубців зі зміщенням інструменту щодо заготовки;
- 4) правильність зачеплення не порушується в разі зміні міжосьової відстані.

Циклоїдний профіль зубців використовують у зубчастих коліс годинникових механізмів при великих передаточних числах в одному ступені.

3.2. Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами

Передаточне число можна розрахувати різними способами

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1,$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості відповідно шестерні та колеса;

n_1, n_2 – частота обертання шестерні та колеса;

Z_1, Z_2 – число зубців шестерні та колеса;

d_1, d_2 – ділильні діаметри.

Зачеплення зубчастих коліс можна уявити як кочення без ковзання двох кіл із діаметрами d_1 і d_2 , що знаходить своє відображення на кінематичних схемах зубчастих передач.

Для одноступінчастої зубчастої передачі $u = 1 - 8$.

3.3. Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса

Усі елементи зубчастих зачеплень стандартизовані.

На рис.2 зображено розгортку зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру.

$AB = P_t = \pi d / Z$ – крок торцевий (коловий);

$AC = P_n = P_t \cos \beta$ – крок нормальний;

$AD = P_x = P_n / \sin \beta = P_t \cos \beta / \sin \beta$ – крок осьовий,

де β – кут нахилу зубців.

Крок – відстань між однойменними точками двох сусідніх профілів зубців у перерізах відповідно торцевому $t-t$, нормальному $n-n$ та осьовому $x-x$.

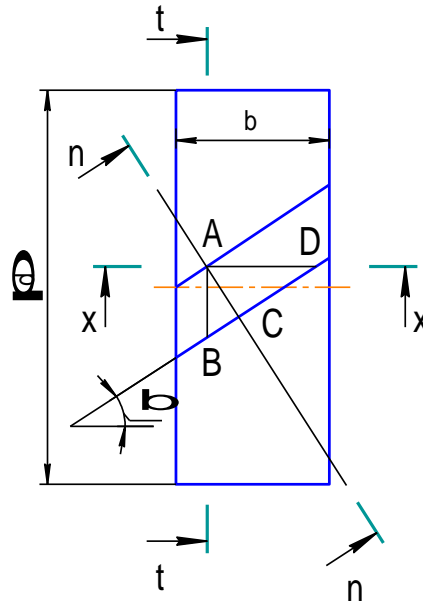


Рисунок 2 – Розгортка зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру

Оскільки кроки – величини ірраціональні (залежать від π), то основним геометричним параметром зубчастих передач беруть модуль m – величину, яка в π разів менша від кроку і вимірюється в мм.

Розрізняють модуль коловий m_t :

$$m_t = P_t / \pi = d / Z ,$$

і модуль нормальний m_n (для прямозубих коліс $m_n = m_t$), який стандартизований діапазоні 0,05–100 мм,

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

Кут нахилу зубців β :

- для косозубих передач обмежують $\beta = 8 - 15^\circ$;
- для шевронних передач беруть $\beta = 25 - 45^\circ$.

Основні діаметри зубчастого колеса (рис. 3):

- ділильний $d = m_n Z / \cos \beta$;
- вершин зубців $d_a = d + 2 m_n$;
- западин зубців $d_f = d - 2,5 m_n$.

Міжосьову відстань вибирають зі стандартного ряду або розраховують

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (Z_1 + Z_2) / (2 \cos \beta) .$$

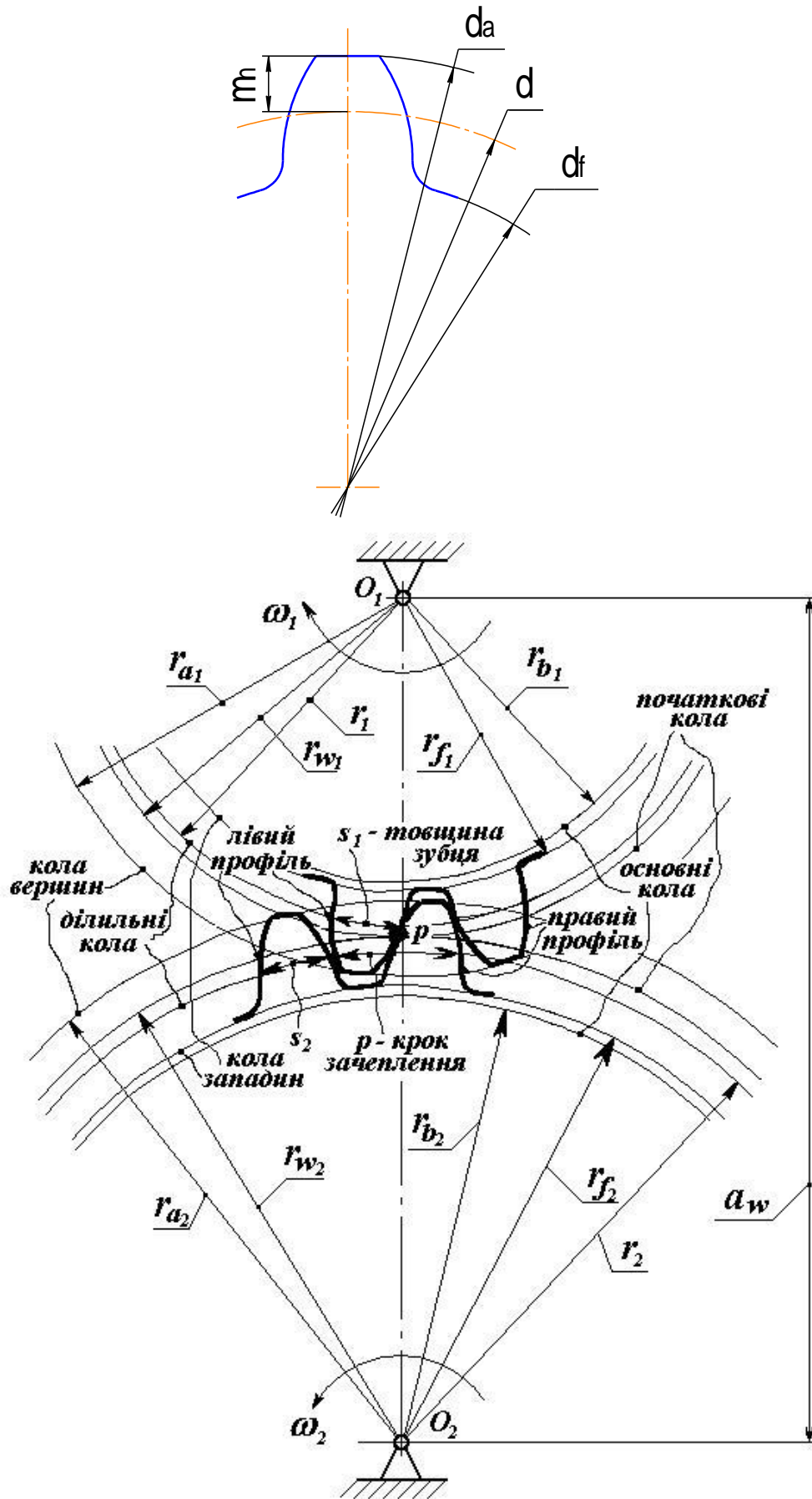


Рисунок 3 – Геометричні параметри зубчастого вінця

Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_m m, \quad b = \psi_d d_1, \quad b = \psi_a a,$$

де ψ_m , ψ_d , ψ_a – коефіцієнти ширини зубчастих коліс відносно модуля, діаметра ділильної окружності шестерні та міжосьової відстані передачі, які вибираються за рекомендаціями зі стандартного ряду.

3.4. Виготовлення зубчастих коліс

Заготовки зубчастих коліс одержують штампуванням, куванням або литтям залежно від матеріалу, форми та розмірів зубчастого колеса.

Зубці коліс виготовляють нарізанням, накатуванням або литтям.

Для нарізання зубців коліс використовують:

- 1) гребінки (рейковий інструмент із прямолінійним профілем);
- 2) фрези: а) черв'ячні; б) пальцеві; в) дискові-модульні;
- 3) довбачі (для коліс внутрішнього зачеплення).

Переваги нарізання: висока точність профілю зубців і кроку; простота заточування інструменту; один інструмент даного модуля не залежить від числа зубців колеса, що нарізується; висока продуктивність і можливість автоматизації.

Зубці точних зубчастих коліс після нарізання піддають обробним операціям: обкатуванню; шліфуванню; притиранню; шевінгуванню або хонінгуванню.

Накатування зубців застосовують гаряче (із нагріванням ТВЧ до 1200 °С) та холодне (при модулі до 1 мм). Інструмент – накатники. Переваги зубонакатування: висока продуктивність; зменшення відходів металу у стружку; підвищення міцності зубців на 15–20 %.

3.5. Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс

Циліндричне колесо конструктивно складається з трьох частин (рис. 4):

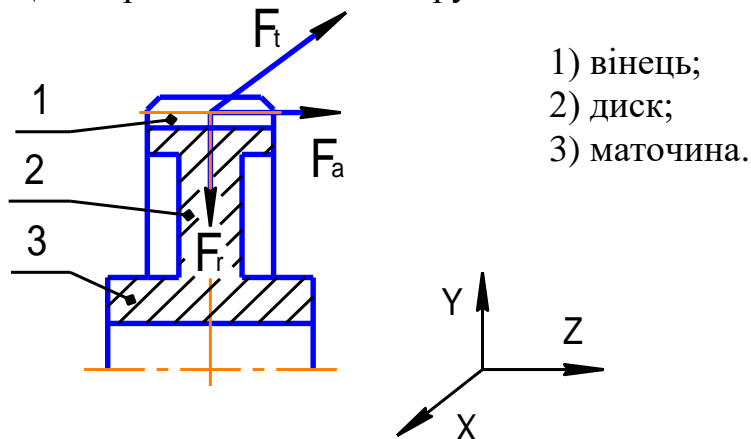


Рисунок 4 – Сили, які діють на зубчасте колесо

У полюсі зачеплення діють сили, напрямки яких на шестерню і колесо протилежні (рис. 5):

колова $F_t = 2 T / d$;

радіальна $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ ($\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення);

осьова $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ (для прямозубих і шевронних коліс $F_a = 0$).

Особливістю зачеплення шевронних коліс (рис.5) є їх **самовстановлення** під впливом осьових сил, які діють на пів шеврони в протилежні боки. Внаслідок неточностей виготовлення та монтажу ці сили не дорівнюють одна одній, тому одне із зубчастих коліс буде переміщатися відносно іншого доти, поки різниці осьових сил не дорівнюватиме нулю.

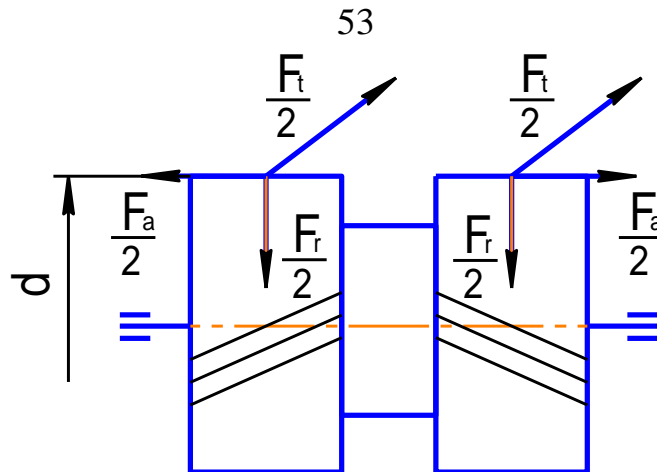


Рисунок 5 – Сили, які діють на шевронне зубчасте колесо

3.6. Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач

У процесі роботи передач можуть спостерігатися такі види відмов:

1 – пошкодження поверхні зубців:

а) утомне викришування (рис. 6 а), зумовлене дією циклічних контактних напружень;

б) заїдання, яке спричиняє задирку робочих поверхонь зубців (рис. 6 б); заїдання пов'язане з витисканням мастильного матеріалу із зони контакту, локальним нагріванням і молекулярним зчепленням контактуючих поверхонь (спостерігається у важко навантажених тихохідних великомодульних передачах);

в) абразивне спрацювання (рис. 6 в), яке спостерігається у відкритих або погано захищених від потрапляння абразивів закритих передачах; спрацювання призводить до підвищення динамічного навантаження і шуму, зниження згинальної міцності зубців та їх поломок;

г) пошкодження торців зубців у пересувних колесах коробок швидкостей;

2 – поломки зубців (рис. 6 г), спричинені згинальними напруженнями, можуть мати утомний або статичний характер.

Основні заходи боротьби з відмовами: а) збільшення модуля; б) наклеп галтелі; в) зменшення концентрації напружень.

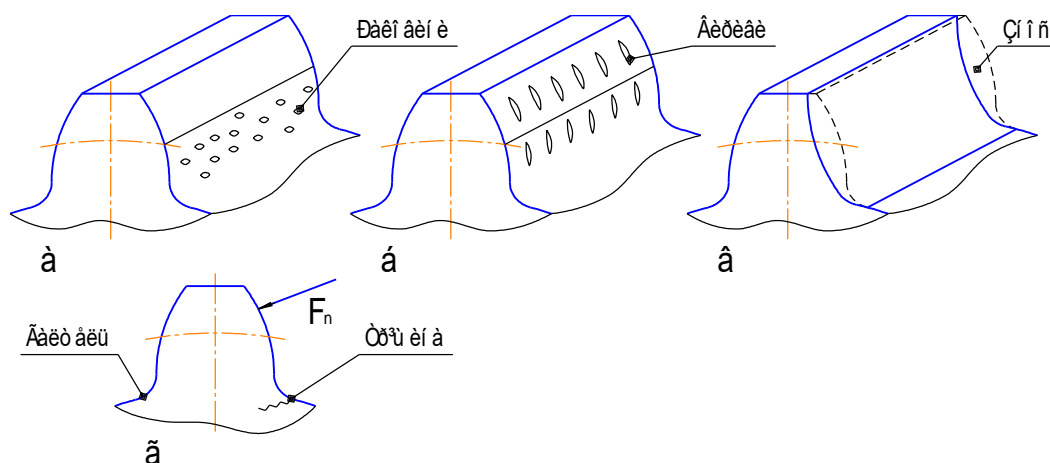


Рисунок 6 – Відмови зубчастих передач

3.7. Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну міцність

Цей розрахунок стандартизований і є основним для закритих передач. Мета розрахунку – запобігти утомному викривуванню зубців. Основою для розрахунків на контактну міцність є формула Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_H W / \rho_{zv}},$$

фізичний зміст якої має такий вигляд.

Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів шестерні та колеса (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни ρ_{zv}).

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців, які за характером є змінними.

Умова контактної міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

де $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

3.8. Розрахунок зубців коліс на згинальну міцність

Мета розрахунку – запобігти утомній поломці зубців.

Зуб можна розглядати як консольну балку, до якої прикладено силу F_n (рис.6 г). При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшої поломки зубця. За характером дії ці напруження, які контактні, будуть змінними. Формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках.

Умова згинальної міцності $\sigma_F \leq [\sigma_F],$

де $[\sigma_F]$ – допустимі напруження згину.

3.9. Матеріали та хіміко-термічна обробка зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс використовують сталі, чавуни, пластмаси та інші матеріали.

Основний матеріал – термічно або хіміко-термічно оброблювані сталі. Термічну (ТО) та хіміко-термічну (ХТО) обробку виконують для забезпечення високої поверхневої твердості зубців, від якої залежать їх контактна міцність, зносостійкість і протизадирні властивості (при збереженні в'язкої серцевини). При цьому, як правило, твердість шестерні на 20–50 одиниць (НВ) вища, ніж твердість колеса, що дає змогу при однакових матеріалах зменшити небезпеку заїдання та вирівняти ресурс зубців шестерні та колеса.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи:

1 – із твердістю ≤ 350 НВ, яку отримують після нормалізації або поліпшення;

2 – із твердістю > 350 НВ, яку отримують після об'ємного гартування, гартування ТВЧ, цементації, азотування та ін.

Важливо знати, що зубчасті колеса цих груп різні за марками сталі, технологією обробки та зміцненням, за здатністю припрацювання і найголовніше – за навантажувальною здатністю.

Зубчасті колеса 1-ї групи використовують в умовах дрібносерійного та одиничного виробництва за відсутності жорстких вимог до габаритів передачі при малих або середніх навантаженнях. Поліпшення коліс 1-ї групи виконується до нарізання зубців, що забезпечує їх високу точність без обробних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються і не піддаються крихкому руйнуванню при ударних навантаженнях.

Зубчасті колеса 2-ї групи використовують у масовому та великосерійному виробництві. Порівняно з колесами 1-ї групи вони мають значно більші допустимі контактні напруження і навантажувальну здатність, підвищені зносостійкість і стійкість до заїдання. ТО або ХТО виконують після нарізання зубців, тому що окремі види обробки (об'ємне закалювання, цементація) спричиняють жолоблення зубців. Для виправлення форми зубців колеса піддають додатковим операціям: шліфуванню, притирці, обкатуванню.

Чавунні колеса використовують у тихохідних, великогабаритних і відкритих передачах. Основний недолік чавуну – знижена міцність на згин. Переваги – хороше протистояння утомному викришуванню в умовах мізерного мастила, недорогий, має гарні ливарні властивості та добре оброблюється.

Пластмасові зубчасті колеса (частіше з текстоліту та капрону) використовують у слабонавантажених передачах для забезпечення безшумності, хімічної стійкості, самозмащуваності або у парі з металевими.

3.10. Визначення допустимих напружень

У процесі розрахунків на опір утоми поверхонь зубців (контактну міцність) допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} / S_H ,$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості матеріалу зубців, яка визначається за певною методикою (пояснення – в підручниках);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який ураховує термін служби і режим навантаження передачі (також визначається за наведеними в підручниках рекомендаціями);

57

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1 - 1,2$.

У розрахунках на опір утоми зубців (згинальну міцність) допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} K_{FL} K_{FC} / S_F ,$$

де σ_{F0} – межа згинальної витривалості матеріалу зубців (визначається експериментально на зубчастих колесах), яку вибирають за рекомендаціями;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності на згин;

K_{FC} – коефіцієнт впливу навантаження;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,55 - 1,75$.

3.11. Контактна та згинальна міцність зубців при короткочасних перевантаженнях

Короткочасне перевантаження може призвести до відмов зубчастих передач, тобто до втрати контактної або згинальної міцності зубців. Тому розрахунками перевіряють статичну міцність зубців при перевантаженнях:

- умова контактної міцності

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{пик} / T_{max}} \leq [\sigma_H]_{max} ;$$

- умова згинальної міцності

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F T_{пик} / T_{max} \leq [\sigma_F]_{max} ,$$

де σ_{Hmax} , σ_{Fmax} – максимальні контактне та згинальне напруження при перевантаженні моментом $T_{пик}$;

σ_H , σ_F – розрахункові напруження від робочого моменту T_{max} ;

$[\sigma_H]_{max}$, $[\sigma_F]_{max}$ – граничні статичні напруження, що добирають за рекомендаціями.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Способи модифікації профілів зубчастого зачеплення.
2. Точність зубчастих передач.
3. Розрахунки зубчастих передач на зносостійкість і заїдання.
4. Розрахунки зубчастих циліндричних передач на втомну контактну та згинальну міцність.

5. Конструкції зубчастих циліндричних коліс і редукторів.

4. Конічні зубчасті передачі

4.1. Призначення конічних зубчастих передач

Конічні передачі призначені для передачі обертального руху в тих випадках, коли осі валів перетинаються, як правило, під кутом 90° (рис. 7), що пов'язано з компонованням привода машин.

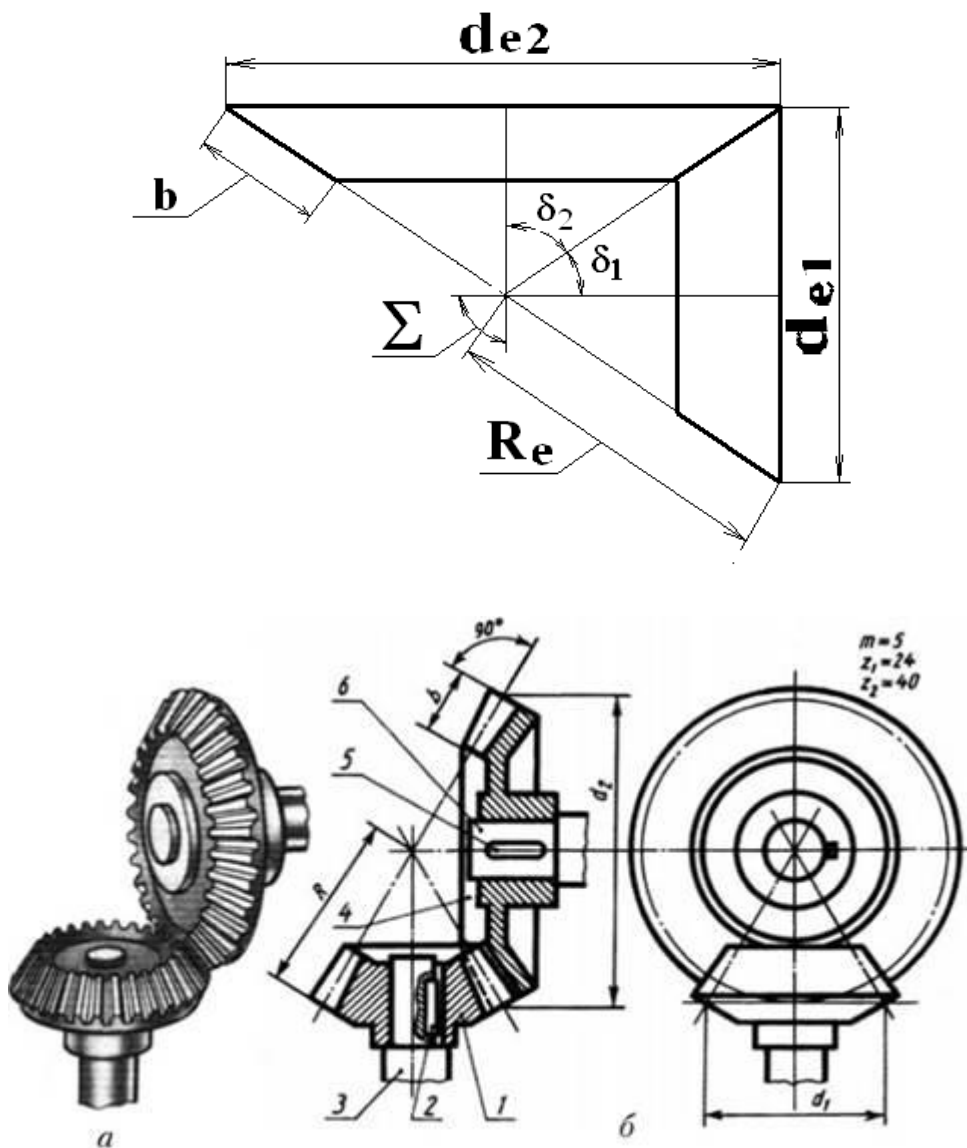


Рисунок 7 – Схема конічної зубчастої передачі

На схемі (рис. 7) δ_1 , δ_2 – кути при вершинах ділільних конусів шестерні та колеса відповідно.

Колеса конічних передач виготовляються з прямими, косими і коловими зубцями (рис. 8).

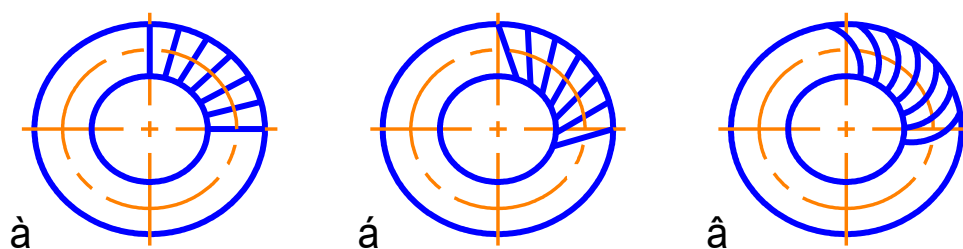


Рисунок 8 – Види конічних коліс:

а) прямозубі; б) косозубі (тангенціальні); в) з коловими зубцями

Прямий зуб нарізується в радіальному напрямі вздовж твірної конуса. Прямозубі колеса застосовуються при колових швидкостях до 3 м/с (косозубі – до 15 м/с).

У сучасному машинобудуванні (автотракторна промисловість, верстати, авіація, швидкохідні прилади та ін.) переважне застосування мають конічні передачі з коловими зубцями. Вони допускають колову швидкість до 30 м/с, мають підвищену навантажувальну здатність. У таких передачах використовуються колеса з поверхневим хіміко-термічним зміцненням зубців.

Головні недоліки конічних передач:

1) конічні передачі складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі, оскільки, крім допусків на розміри зубців, необхідно витримувати допуски на кути δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів осьовим регулюванням зубчастих коліс;

2) перетин осей валів ускладнює розміщення опор, тому одне з конічних коліс (як правило, шестірня) розміщується консольно, що зумовлює концентрацію навантаження за довжиною зубця і зниження несучої здатності (експериментально встановлено, що допустиме навантаження конічної передачі становить близько 85% еквівалентної циліндричної).

4.2. Особливості геометрії та кінематики конічних передач

Основні геометричні параметри конічного зубчастого колеса відображені на рис.9, де:

δ_i – кут ділильного (початкового) конуса, i – індекси для шестерні ($i=1$) та колеса ($i=2$);

$OA=R_e$ – зовнішня конусна відстань, твірна ділильного конуса;

$OB = R_m$ – середня конусна відстань;

$AC=b$ – ширина вінця;

O_1A, O_mB, O_2C – твірні додаткових конусів, перпендикулярні до OA ;

$d_{ei} = m_e z_i$ – діаметр зовнішньої ділильної окружності – лінії перетину ділильного конуса із зовнішнім додатковим конусом;

$d_{mi} = m_m z_i$ – діаметр середньої ділильної окружності;

m_e – зовнішній модуль (модуль у торцевому перерізі зуба);

m_m – середній модуль (модуль у середньому перерізі зуба);

z_i – число зубів i -го колеса.

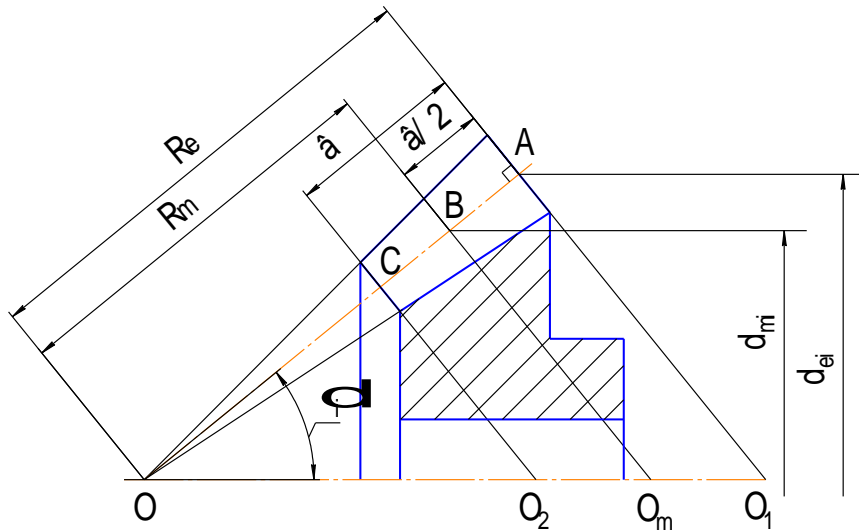


Рисунок 9 – Геометрія конічного колеса

Передаточне число конічної передачі

$$u = d_{e2} / d_{e1} = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 = z_2 / z_1.$$

4.3. Особливості силових параметрів конічних передач

Схемасил, які діють у прямозубому конічному зачепленні, зображена на рис.10.

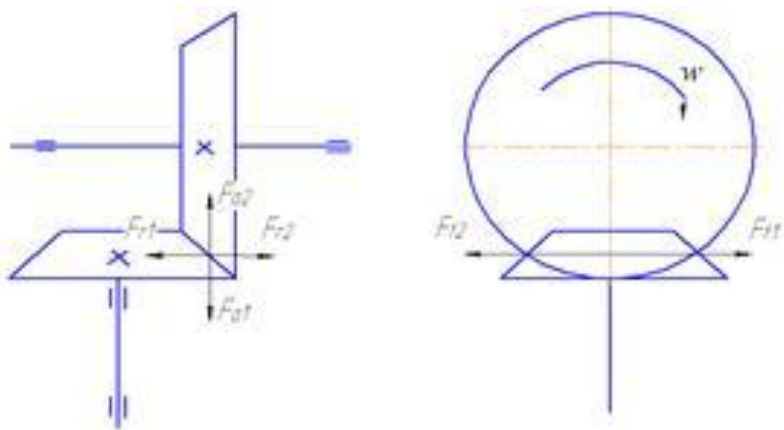


Рисунок 10 – Сили і моменти в конічному зачепленні

Колова сила $F_{t1} = 2 T_1 / d_{m1}$.

Радіальна сила $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$, $\alpha = 20^\circ$.

Осьова сила $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$.

Неважко побачити, що $|F_{t2}| = |F_{t1}|$; $|F_{r2}| = |F_{a1}|$; $|F_{a2}| = |F_{r1}|$.

4.4. Особливості розрахунків конічних передач на міцність

Для конічних зубчастих передач характерні ті ж види пошкоджень, що і для циліндричних. Тому для них застосовуються ті ж критерії працездатності, умови контактної та згинальної міцності ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$), матеріали та зміцнювання зубчастих коліс, допустимі напруження і розрахункове навантаження.

Розрахунки конічних передач базуються на допущенні, що їх несуча здатність така сама, як і еквівалентних циліндричних коліс із тією ж довжиною зуба і профілем, що відповідає середньому перерізу конічного колеса. Таке припущення дозволяє розрахунок на міцність передач із конічними колесами замінити розрахунком передач із еквівалентними циліндричними колесами, що мають такі параметри:

- ділильний діаметр $d_v = d_m / \cos \delta$;
- модуль $m_v = m_m$;
- довжина зуба $b_v = b$;
- число зубців $z_v = z / \cos \delta$.

Зусилля, що діють в конічній передачі, дорівнюють зусиллям в зачепленні еквівалентних циліндричних коліс. На рис. 11 показана схема побудови еквівалентних циліндричних коліс для заданої конічної передачі.

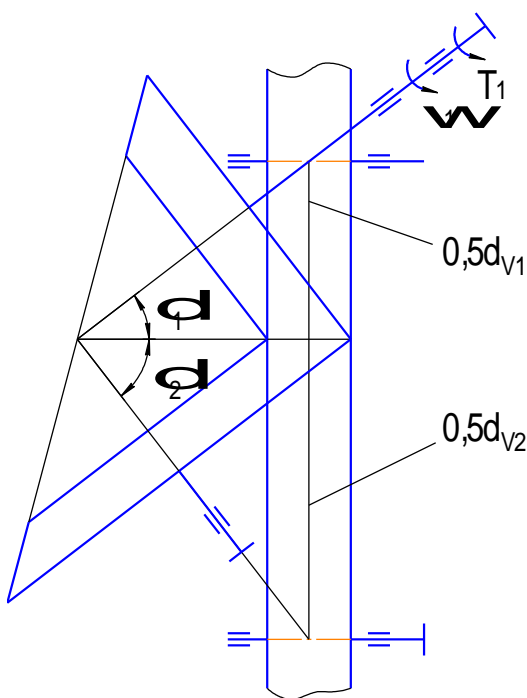


Рисунок 11 – Циліндрична передача еквівалентна заданій конічній

4.5. Особливості розрахунків відкритих зубчастих передач на міцність

Особливістю експлуатації відкритих передач є те, що в них відсутній корпус і працюють вони без змащування або періодично змащуються пластичними мастилами. Такі передачі виконуються прямозубими і встановлюються на тихохідних валах приводів, де колова швидкість не перевищує 1,5 м/с (лебідки, конвеєри, елеватори, змішувачі та ін.).

Характерним видом пошкодження цих передач є зношення зубців, яке особливо прогресує в запиленому і абразивному середовищі. Зношування зубців супроводжується зміною їх товщини, що призводить до втрати згинальної витривалості, тому для відкритих зубчастих передач визначальним критерієм є витривалість зубців на згин. Ці передачі не розраховують на контактну міцність, тому що абразивний знос зубців відбувається швидше, ніж викришування поверхні від дії змінних контактних напружень.

При проектуванні відкритих передач, ураховуючи зменшення товщини зубця від зношування, слід брати модуль дещо більшим (у 1,5 – 2 рази), ніж у закритих передачах однакової потужності.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Розрахунки зубчастих конічних передач на втомну контактну та згинальну міцність.
2. Конструкції зубчастих конічних коліс і редукторів.

5. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

5.1. Призначення черв'ячних передач

Черв'ячна передача належить до передач зачепленням і призначена для передавання обертального руху між валами з осями, що перехрещуються (рис. 12). Існують також циліндричні (гвинтові) та конічні (гіпоїдні) зубчасті передачі з валами, що перехрещуються.

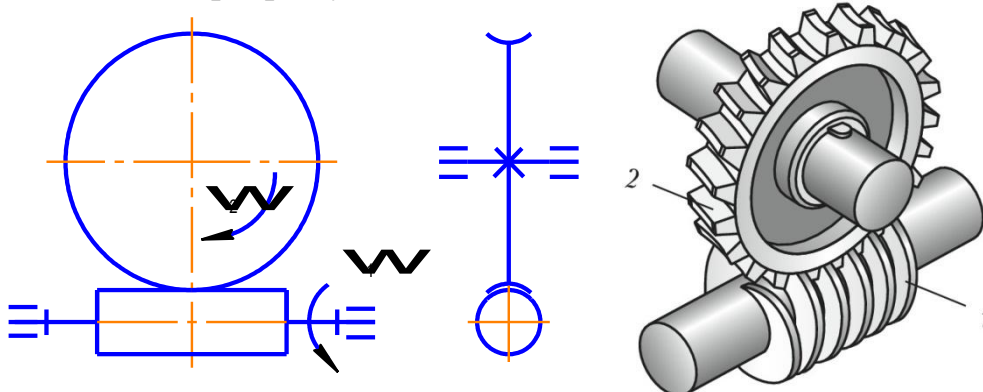


Рисунок 12 – Схема черв'ячної передачі

Основні елементи черв'ячної передачі – черв'як і черв'ячне колесо із зубцями особливої (дугової в осьовому перерізі) форми. Це забезпечує облягання тіла черв'яка на певній дузі обхвату і збільшення довжини контактних ліній.

У більшості випадків ведучим є черв'як, хоча є передачі з ведучим колесом (наприклад, мультиплікаторні приводи швидкохідних центрифуг).

Черв'ячна передача належить до зубчато-гвинтових, тому щой притаманні властивості зубчатої та гвинтової передач.

Черв'ячні передачі порівняно із зубчастими складніші та дорожчі. Їх використовують при великих передаточних числах 8 – 100 (у спеціальних випадках – до 1000). Відносно низький ККД і схильність черв'ячних передач до заїдання і підвищеного зношування обмежують їх використання областю низьких і середніх потужностей (до 50кВт).

5.2. Класифікація черв'ячних передач

Черв'ячні передачі розрізняють за такими ознаками:

1 – за формою початкового тіла черв'яка:

а) циліндричні (рис.13 а); б) глобоїдні (рис.13 б);

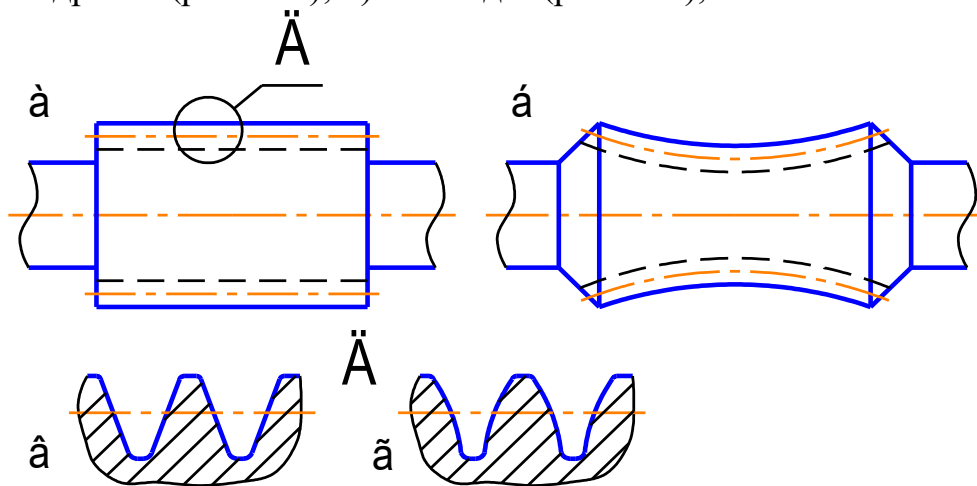


Рисунок 13 – Форми черв'яків і профілі витків черв'яка

2 – за формою профілю витків черв'яка в осьовому перерізі:

а) з прямолінійним профілем – архімедів черв'як (рис.13 в);

б) з криволінійним профілем – евольвентний черв'як (рис.13 г);

3 – за розміщенням черв'яка відносно колеса – із нижнім, верхнім і боковим розміщенням;

4 – за конструктивним оформленням корпусу – відкриті та закриті.

На практиці найбільшого поширення набули циліндричні черв'яки з прямолінійним профілем в осьовому перерізі. У торцевому перерізі їх витки обкреслені архімедовою спіраллю (звідси назва – **архімедів черв'як**).

Архімедів черв'як подібний до гвинта, тому його можна нарізати на звичайних токарних верстатах.

5.3. Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей

Основні геометричні параметри черв'яка, колеса та передачі показані на рис.14, де позначено: 1 – черв'як; 2 – колесо; а – вінець колеса; б – центр колеса.

Параметри черв'яка:

p – осьовий крок;

α – кут профілю ($\alpha = 20^\circ$);

b_1 – довжина нарізної частини.

Параметри колеса:

d_{am2} – найбільший діаметр;

b_2 – ширина вінця.

Параметри передачі:

a – міжосьова відстань;

2δ – умовний кут обхвату ($2\delta \approx 100^\circ$).

Інші параметри на рис. 14 аналогічні до параметрів зубчастих передач.

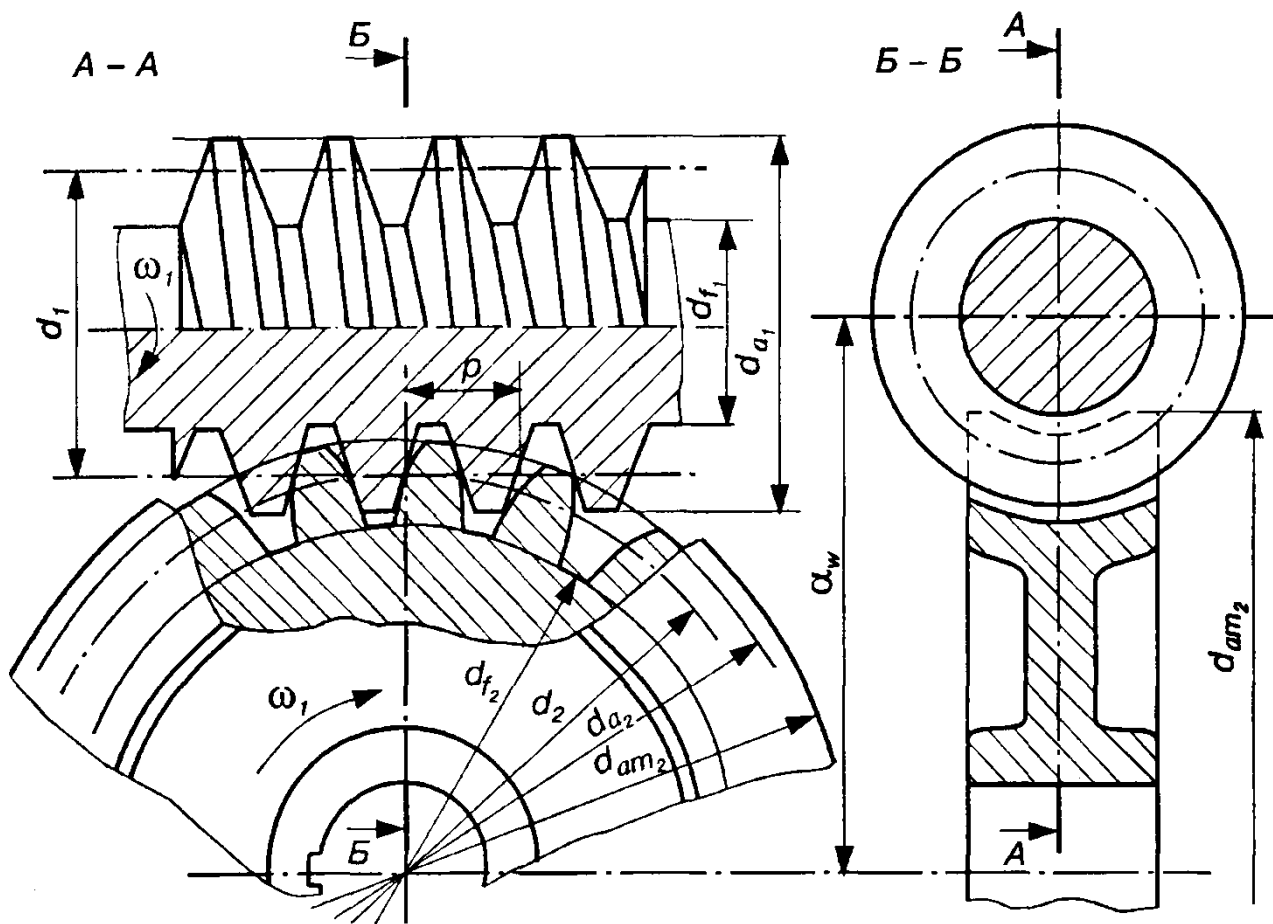


Рисунок 14– Основні геометричні параметри деталей черв'ячної передачі

Ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = m q,$$

де m – модуль передачі, $m = P/\pi$ (для черв'яка $m = m_x$, для колеса $m = m_t$; m_x , m_t – модуль відповідно осьовий і торцевий);

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, який добирають за стандартом ($q = 8 - 20$).

Число заходів (витків) черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$.

Число зубців колеса z_2 ; оптимально $z_2 = 32 - 63$; мінімальне значення $z_{2min} = 26 - 28$; якщо черв'як евольвентний, то $z_{2min} = 17$.

Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = m z_2.$$

Кут підйому витків черв'яка γ на ділильному циліндрі

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q.$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,5 (d_2 + d_1) = 0,5 m (z_2 + q).$$

Формули для розрахунку інших геометричних параметрів черв'яка та колеса наведені у підручниках.

Передаточне число черв'ячної передачі

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Співвідношення передаточного числа, числа заходів черв'яка та середнього ККД черв'ячної передачі, як правило, такі

u	>30	16 – 30	8 – 15
z_1	1	2	4
η	0,7	0,85	0,9

5.4. Особливості кінематики черв'ячних передач

Робота черв'ячної передачі базується на ковзанні зубців колеса вздовж витків черв'яка. Металевий контакт і ковзання витків та зубців зумовлюють:

1) великі сили тертя, знижений ККД і відповідно підвищене нагрівання черв'ячної передачі;

2) спрацювання зубців колеса та схильність передачі до заїдання.

Швидкість ковзання V_s залежить від колових швидкостей черв'яка V_1 і колеса V_2 :

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}.$$

Співвідношення швидкостей

$$V_2 / V_1 = \operatorname{tg} \gamma, V_s = V_1 / \cos \gamma.$$

Особливості кінематики черв'ячних передач відображені на рис. 15.

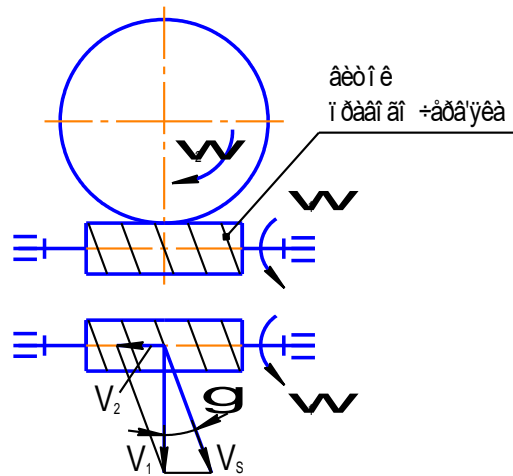
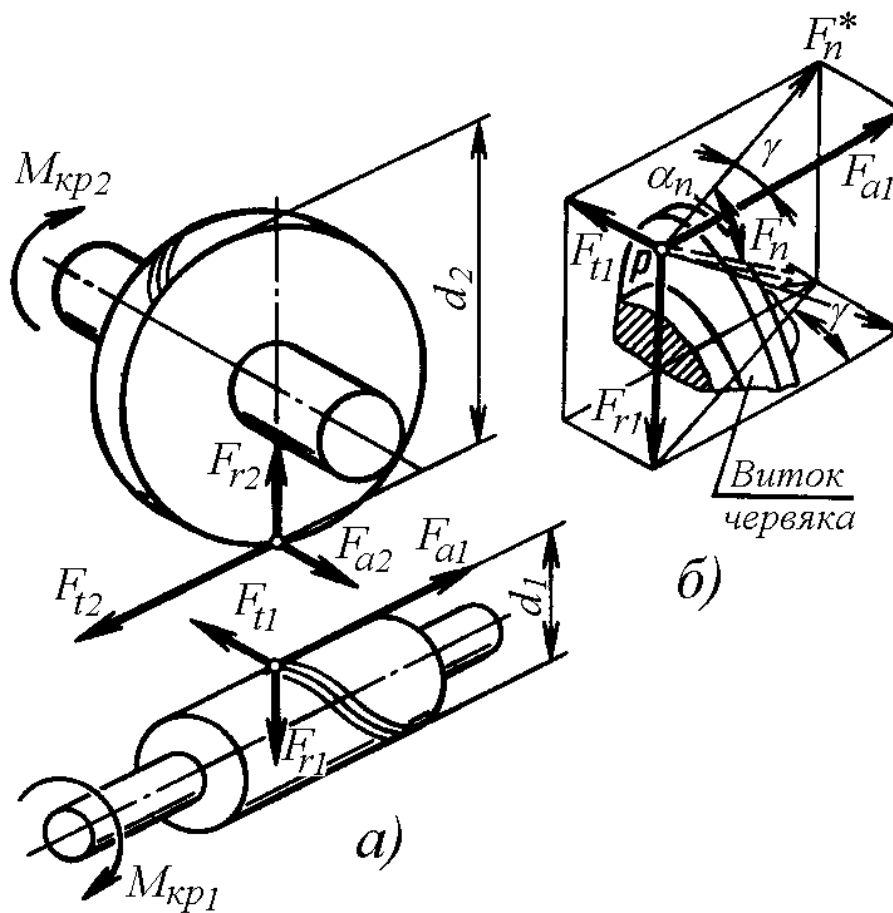


Рисунок 15 – Кінематичні параметри черв'ячної передачі

5.5. Сили у черв'ячному зачепленні

Нарис.15 черв'як (1) і черв'ячне колесо (2) умовно розсунуті.



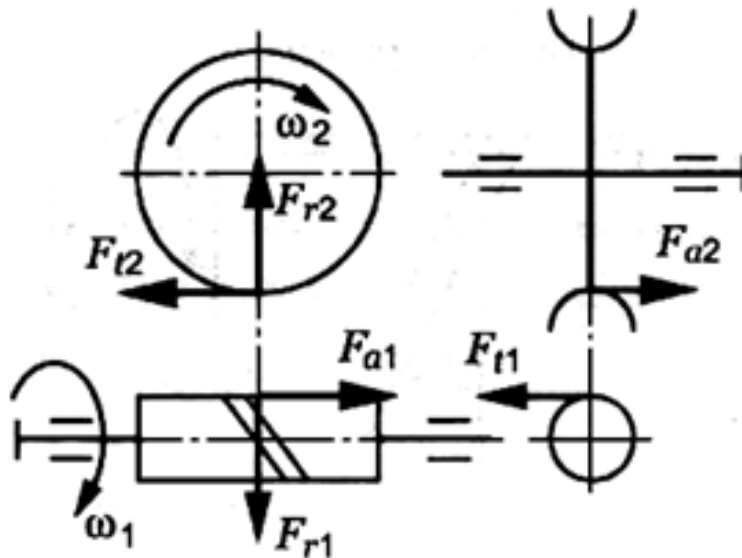


Рисунок 15 – Сили у черв'ячному зачепленні

Згідно з третім законом механіки $|F_{a1}|=|F_{t2}|$; $|F_{a2}|=|F_{t1}|$; $|F_{r1}|=|F_{r2}|$.

Для черв'яка колова сила $F_{t1} = 2 T_1 / d_1$.

Для колеса колова сила $F_{t2} = 2 T_2 / d_2$.

Радіальна сила $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$.

У черв'ячному зачепленні осьові сили, насамперед F_{a1} , істотно перевищують осьові сили в циліндричних косозубих передачах. Під дією сил зубці колеса та витки черв'яка зазнають згинальної та місцевої контактної деформацій, а вал-черв'як – деформацій згину та кручення.

5.6. Матеріали черв'яків і коліс

Через високі швидкості ковзання та несприятливі умови мащення матеріали черв'ячної пари повинні мати антифрикційні властивості, зносостійкість і знижену схильність до заїдання.

Тому черв'яки виготовляють як одне ціле з валом із вуглецевих або легованих сталей із подальшим шліфуванням, поліруванням або хромуванням, а також із цементованих і азотованих сталей.

Черв'ячні колеса виготовляють, як правило, складеними: вінець – із бронзи, латуні або чавуну; центр – із сталі або чавуну. При швидкості ковзання $V_s > 5$ м/с і під час тривалої роботи використовують олов'яні бронзи, яким притаманні підвищені антифрикційні властивості, але вони дорогі та дефіцитні. При $2 \leq V_s \leq 5$ м/с рекомендують безолов'яні бронзи, які мають підвищені механічні характеристики, але знижені протизадирні властивості. Чавуни використовують при $V_s < 2$ м/с (колесо в цьому разі суцільне).

5.7. Переваги та недоліки черв'ячних передач

Переваги:

- 1) плавність руху;
- 2) безшумність роботи;
- 3) компактність.
- 4) можливість отримання великих передаточних чисел в одній парі;
- 5) підвищена кінематична точність;
- 6) можливість самогальмування (умова самогальмування $\gamma < \varphi$, де φ – кут тертя).

Недоліки:

- 1) низький ККД;
- 2) великі осьові сили F_a ;
- 3) потреба в дорогому антифрикційному матеріалі;
- 4) підвищені вимоги до жорсткості черв'яка і підшипників, а також точності монтажу;
- 5) істотне нагрівання передач.

5.8. Розрахунки черв'ячних передач

Можливі види відмов черв'ячних передач – поверхневі руйнування (утомне викришування), заїдання та спрацювання. На відміну від зубчастих у черв'ячних передачах частіше спостерігаються спрацювання зубців колеса і заїдання, а не викришування поверхонь. Злам зубців спостерігається в основному після спрацювання.

Основним для закритих черв'ячних передач є розрахунок зубців колеса за контактними напруженнями, мета якого – забезпечити зносостійкість і стійкість до заїдання. Розрахунок зубців на згин має перевірний характер.

Розміри відкритих черв'ячних передач визначаються з розрахунку на згин (за модулем).

Оскільки у черв'ячній передачі втрати потужності через ковзання витків черв'яка вздовж зубців колеса значні, одним із критеріїв їх працездатності є теплостійкість. Тому потрібно виконувати тепловий розрахунок передачі, метою якого є визначення ступеня нагрівання мастила в редукторі.

Крім того, потрібний також розрахунок вала-черв'яка на жорсткість для визначення максимального прогину черв'яка і кутових поворотів вала в підшипниках.

5.9. Передачі гвинт-гайка

Передачі гвинт-гайка служать для перетворення обертального руху на поступальний із забезпеченням значного виграшу у силі та високої точності руху. При цьому використовують передачі ковзання або кочення.

Основними деталями передачі є гвинт і гайка, причому ведучою ланкою може бути будь-яка із цих деталей. Гайку або гвинт обертають за допомогою маховика, передачі тощо.

Основний недолік таких передач – низький ККД і неможливість використання з цієї причини при великих швидкостях осьових переміщень.

Передачі гвинт-гайка ковзання доцільно застосовувати для створення значних сил (домкрати, преси тощо) і в механізмах точних рухів (у верстатах, вимірювальних машинах, установочних і регулювальних механізмах, роботах тощо) при малих швидкостях переміщень. У протилежному випадку використовують передачі гвинт-гайка кочення.

Основною причиною виходу з ладу передач гвинт-гайка є спрацювання. Тому головний критерій їх працездатності – зносостійкість, яка забезпечується вибором антифрикційної пари матеріалів (гвинт – сталь, гайка – бронза або чавун); мащенням тертьових поверхонь; вибором розмірів, при яких забезпечується невидавлення мастильного матеріалу.

Довгі гвинти при дії стискувального навантаження перевіряють на стійкість при поздовжньому згині.

Основою для розрахунку передачі гвинт-гайка ковзання є умова міцності на зминання витків різи

$$\sigma_{зм} = F_a / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де $\sigma_{зм}$, $[\sigma_{зм}]$ – розрахункове і допустиме напруження зминання на поверхні різи;

F_a – осьова сила на гвинті;

d_2, h – середній діаметр і робоча висота профілю різи;

z – робоче число витків.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Розрахунки черв'ячних передач: а) на втомну контактну та згинну міцність зубців; б) на статичну міцність та жорсткість вала-черв'яка; в) температурний розрахунок.

2. Конструкції черв'ячних коліс і редукторів.

3. Розрахунки передач гвинт-гайка ковзання.