

3 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Загальні відомості і класифікація зубчастих передач

Зубчастими називають передачі, у яких передача руху здійснюється за допомогою зубців, які послідовно зачіплюються. Менше зубчасте колесо називається шестірнею, більше – колесом. Загальний термін – колесо зубчасте.

Переваги зубчастих передач:

- висока навантажувальна здатність;
- малі габарити;
- велика довговічність (до 40000 год);
- високий ККД;
- простота експлуатації.

Недоліки:

- підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- шум за великих швидкостей;
- складність технології виготовлення.

Перевагу у габаритах зубчастих передач наочно показано на рис. 3.1.

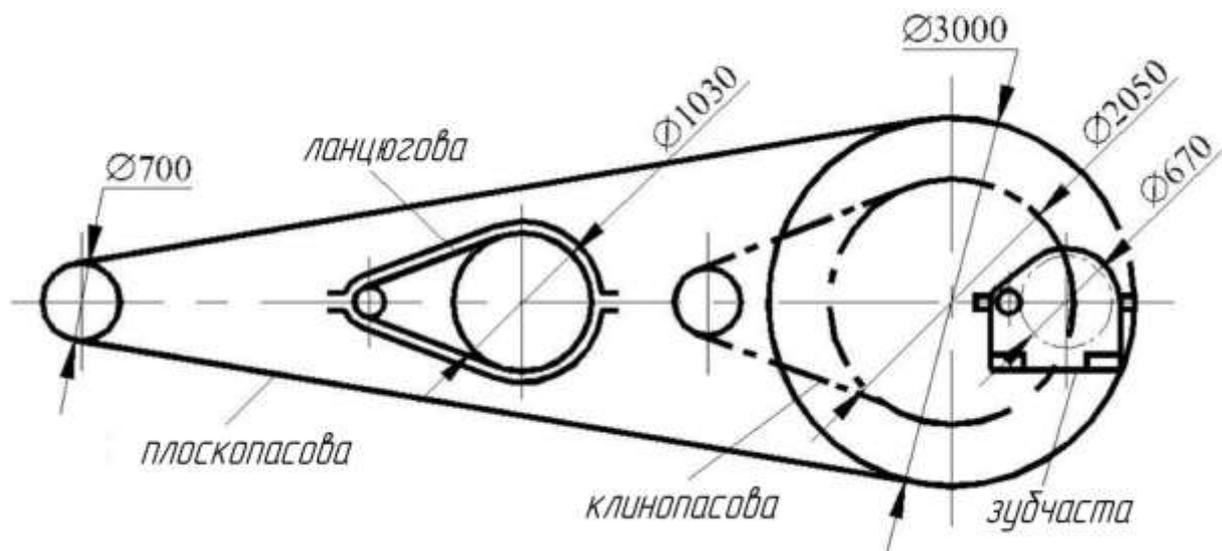


Рисунок 3.1 – Порівняння габаритів механічних передач

Класифікація зубчастих передач наведена на рис. 3.2.

Класифікація за розташуванням осей валів у просторі (рис. 3.3):

з пар осями (циліндричні) (рис. 3.3,а);

- з осями, що перетинаються (конічні) (рис. 3.3,б);

- з осями, що перехрещуються (гвинтові, черв'ячні) (рис. 3.3,в).

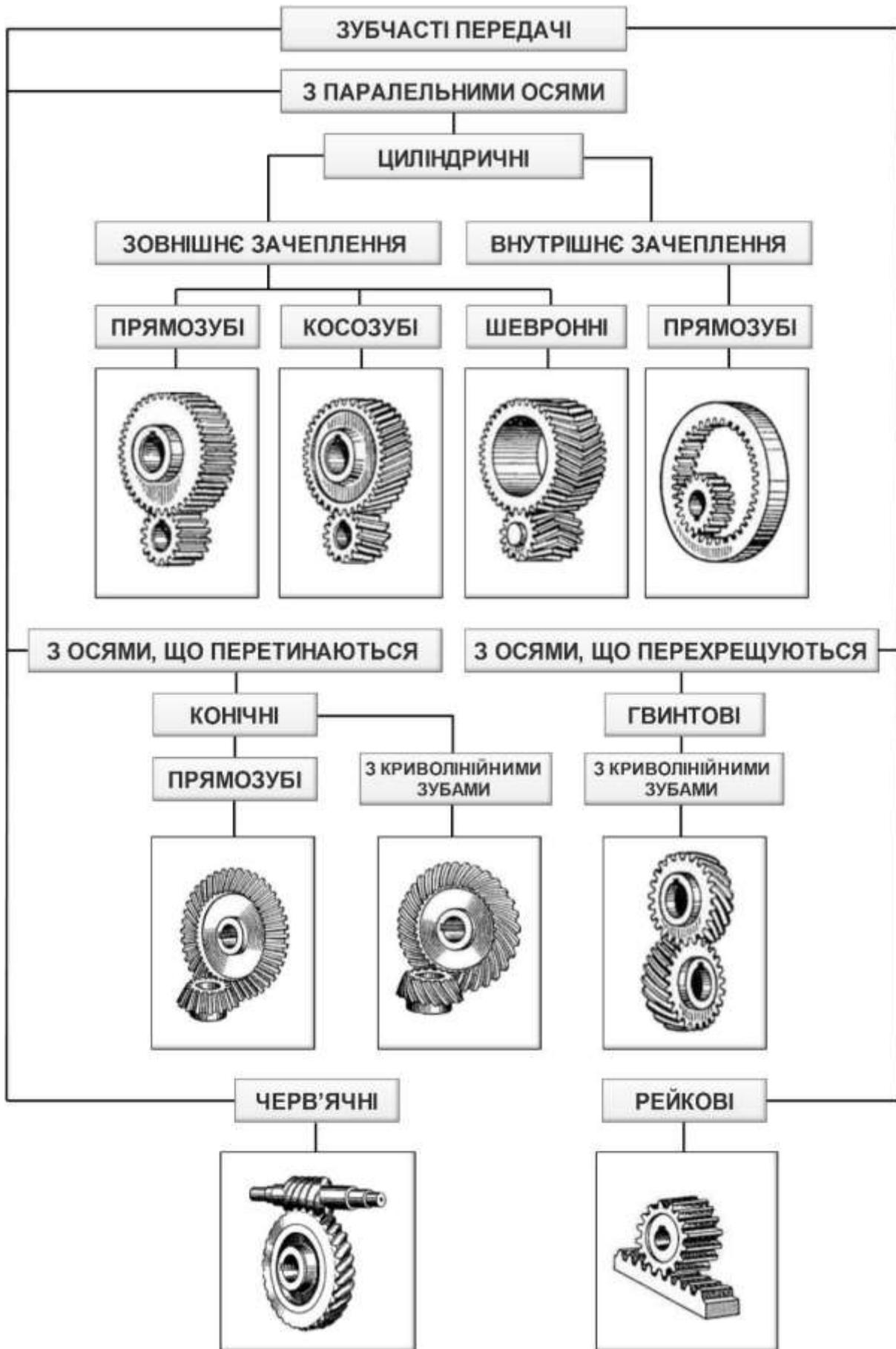
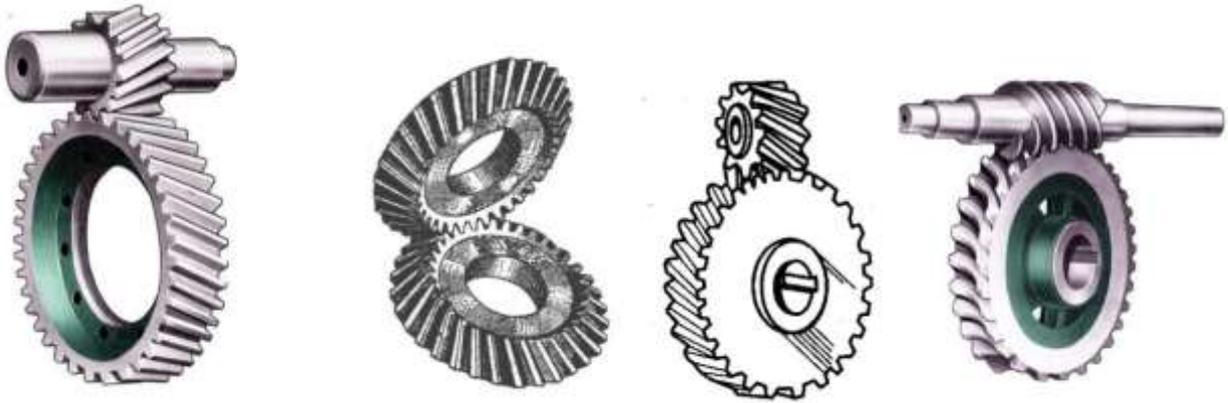


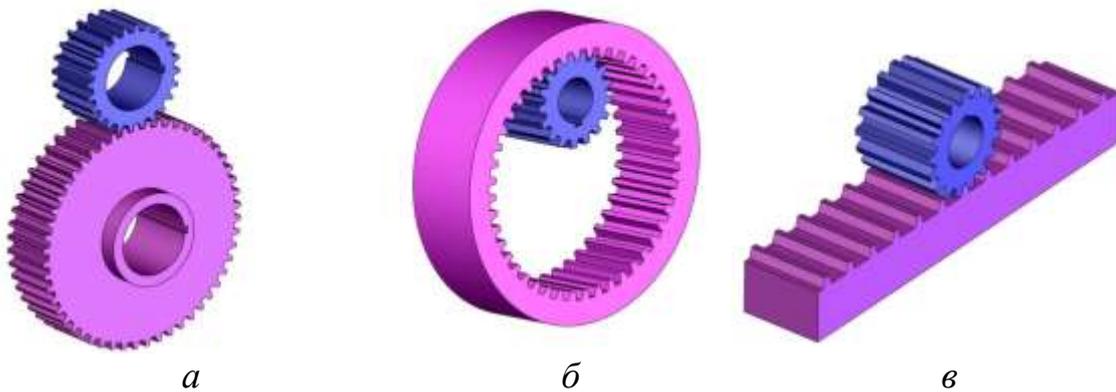
Рисунок 3.2 – Класифікація зубчастих передач



а б в
Рисунок 3.3 – По розташуванню осей валів у просторі

2 По розташуванню зубців на колесах (рис. 3.4):

- зовнішнє (рис. 3.4,а);
- внутрішнє (рис. 3.4,б);
- рейкове зачеплення (рис. 3.4,в).

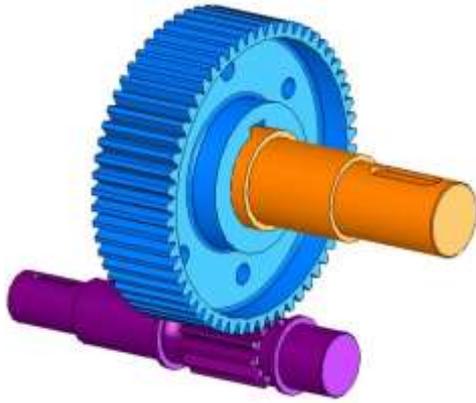


а б в
Рисунок 3.4 – По розташуванню зубців на колесах

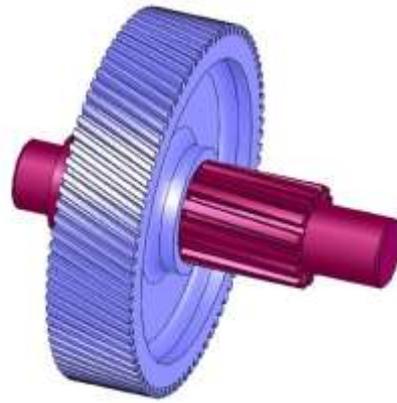
3 По розташуванню зубців щодо утворюючих коліс (рис. 3.5):

- прямозубі (рис. 3.5,а);
- косозубі (рис. 3.5,б);
- шевронні (рис. 3.5,в);
- із криволінійними зубцями (рис. 3.5,г).

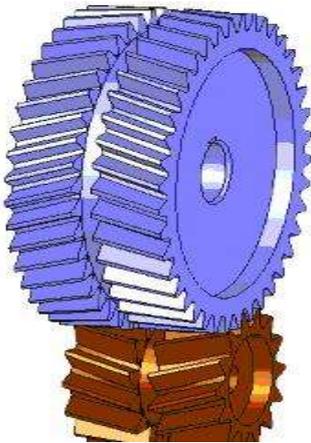
З перерахованих вище зубчастих передач найбільше поширення мають циліндричні прямозубі й косозубі передачі, як найбільш прості у виготовленні й експлуатації. Конічні передачі застосовують тільки в тих випадках, коли це необхідно за умовами компонування машини, гвинтові – лише в спеціальних випадках.



а



б



в



г

Рисунок 3.5 – По розташуванню зубців щодо утворюючих коліс

4 По конструктивному оформленню (рис. 3.6):

- закриті (що працюють у корпусах, заповнених змащенням);
- відкриті.

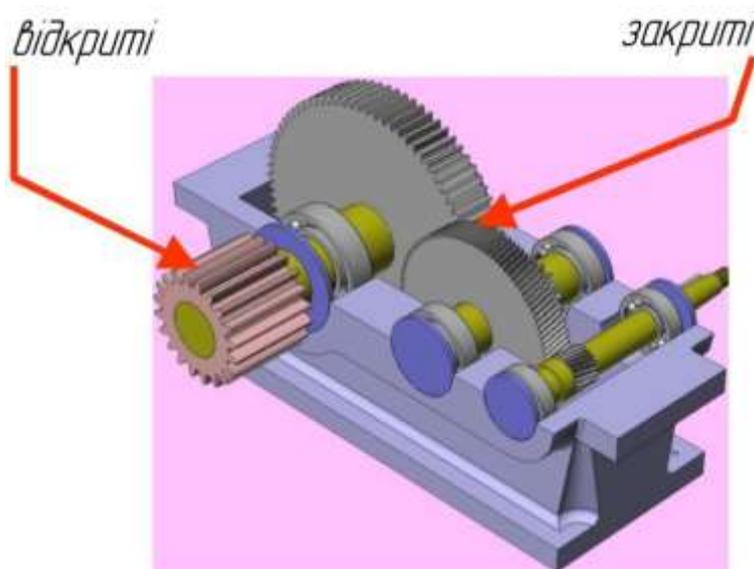


Рисунок 3.6 – По конструктивному оформленню

5 По величині колової швидкості:

- тихохідні (до 3 м/с);
- із середніми швидкостями (3...15 м/с);
- швидкохідні (більш 15 м/с).

6 По числу ступенів:

- одноступінчасті;
- багатоступінчасті.

7 За формою профілю зубця:

- евольвентні;
- не евольвентні: з циклоїдальним зачепленням, передачі Новікова.

З теоретично можливих профілів переважне застосування мають евольвентні профілі, як такі що мають більші переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці як прямозубих, так і косо-зубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою; правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення; евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу робото-здатність, ККД та інші характеристики передачі.

Зубчасті колеса раніше виготовляли із профілем зубця, обкресленими циклоїдальними кривими. Зачеплення в цьому випадку називають циклоїдальним: головка зубця окреслюється епіциклоїдою, ніжка — гіпоциклоїдою. У порівнянні з евольвентним зачепленням циклоїдальне має недоліки: складність виготовлення профілю зубця, не допускає відхилення міжосьової відстані. Такі передачі знайшли застосування у годинникових механізмах. Перевагами використання циклоїдального зачеплення в годинникових механізмах в порівнянні з евольвентним є: менше зношення циклоїдальних профілів при недостатній кількості змащування; великий коефіцієнт перекриття циклоїдальних коліс, який дає можливість використання шестерень з малою кількістю зубців, менша похибка виготовлення (збільшення міжцентрової відстані, зменшення кіл виступів), що призводить до зменшення коефіцієнта перекриття; кращі умови передачі сил при циклоїдальному зачепленні в прискорювальних передачах, котрі використовуються в годинникових механізмах.

У зачепленні М. Л. Новікова торцеві профілі зубців обкреслені дугами кіл. У порівнянні з евольвентними передачі із зачепленням Новікова можуть при тих самих габаритних розмірах передавати в 1,5...2 рази більше навантаження. Але через складність виготовлення й монтажу передачі із зачепленням Новікова знайшли застосування тільки в спеціальному машин

уванні.
о точності зачеплення: стандартом передбачен тупенів точ-
ност практично передачі загального машинобудування товляють від

шостого до десятого ступеня точності. Передачі, виготовлені по шостому ступеню точності, використовують для найбільш відповідальних випадків.

3.2 Параметри евольвентного зачеплення

На рис. 3.7 представлені параметри зубчатого зачеплення з евольвентним профілем зубців.

т. Р – полюс зачеплення.

1 Число зубців шестірні z_1 і колеса z_2 .

2 Діаметри початкових кіл шестірні d_{w1} і колеса d_{w2} . Початковими називають кола, по яким колеса обкочуються одне відносно другого без проковзування.

3 Діаметри ділільних кіл шестірні d_1 і колеса d_2 . Ділільне коло – це базове коло, відносно якого визначаються геометричні параметри зубчастого колеса або кола, по якому обкочується інструмент при нарізанні зубців.

Для передач без зміщення і за сумарного нульового зміщення:

$$d_{w1} = d_1, \quad d_{w2} = d_2.$$

4 Коловий крок p_t – це відстань по ділільному колу між однойменними профілями сусідніх зубців (крок зачеплення), який дорівнює:

$$p_t = p = \pi \cdot m. \quad (3.1)$$

5 Коловий модуль (модуль зачеплення)

$$m_t = m = \frac{p}{\pi}. \quad (3.2)$$

Модуль є основним параметром зачеплення. Для забезпечення взаємозамінності зубчастих коліс та уніфікації зубонарізного інструменту значення модуля стандартизовані. В зачепленні можуть бути тільки колеса, що мають однаковий модуль.

Довжина ділільного кола визначається:

$$\pi \cdot d = p_t \cdot z$$

тоді діаметр ділільного кола

$$d = \frac{p_t \cdot z}{\pi} = m \cdot z. \quad (3.3)$$

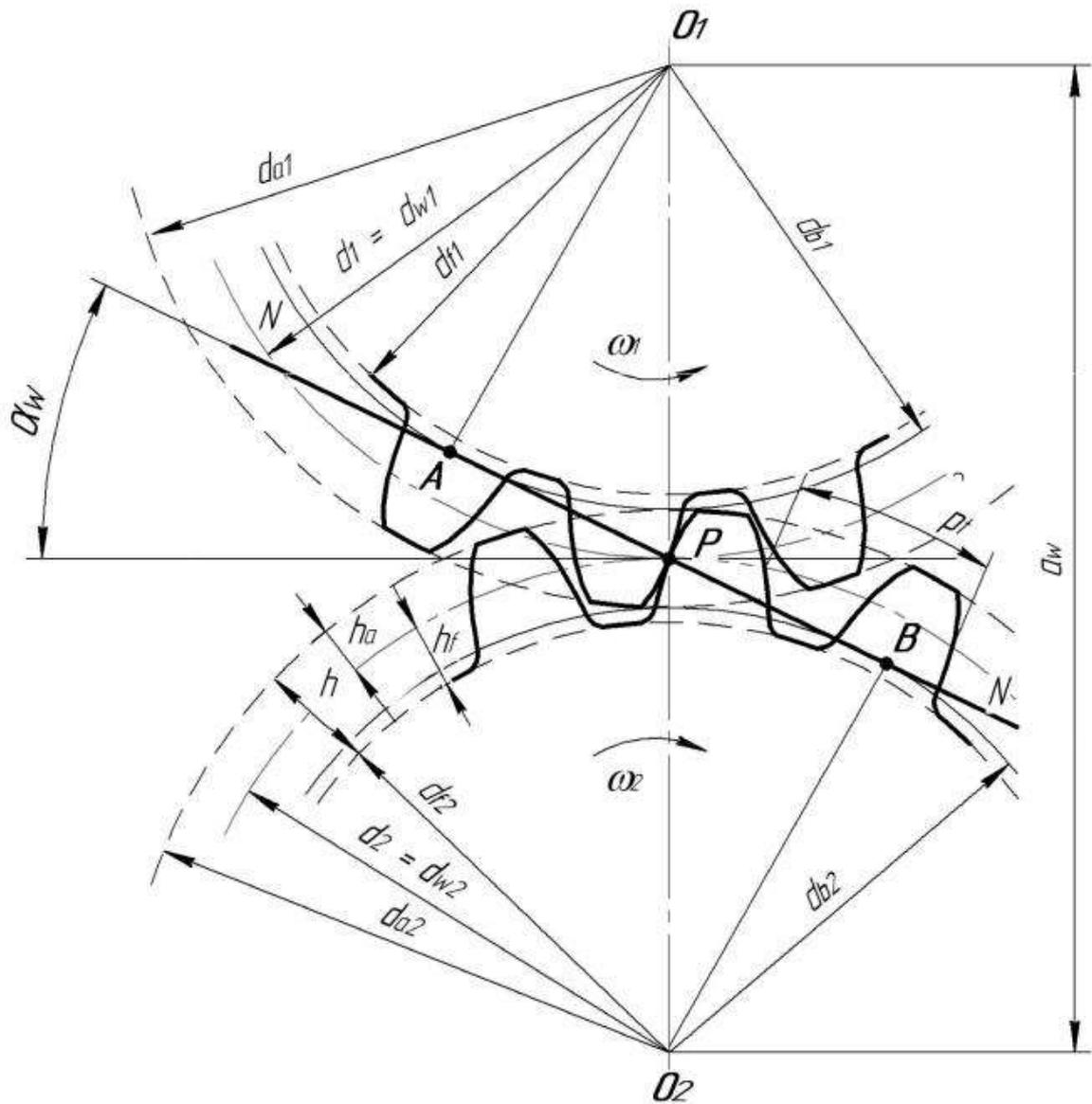


Рисунок 3.7 – Геометричні параметри евольвентного зачеплення

6 Ділильне коло ділить зубець на дві частини: ділильну ніжку та ділильну головку. Висота зубця дорівнює

$$h = h_a + h_f, \quad (3.4)$$

де h_a – висота головки зубця;

h_f – висота ніжки зубця.

7 Діаметр кола вершин зубців

$$d_a = d + h_a. \quad (3.5)$$

діаметр кола впадин зубців

$$d_f = d - 2 \cdot h_f. \quad (3.6)$$

9 Кут зачеплення (стандартний)

$$\alpha_w = \alpha = 20^0. \quad (3.7)$$

10 Основне коло – це геометричне місце центрів кривизни профілю зубця. Діаметр основного кола дорівнює:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (3.8)$$

11 $AP = r_1$; $BP = r_2$ – радіуси кривизни робочих профілів зубців

$$r = \frac{d}{2} \sin \alpha. \quad (3.9)$$

12 Міжосьова відстань a_w – це відстань між центрами обертання зубчастих коліс 1 і 2:

$$a_w = a = \frac{d_2}{2} \pm \frac{d_1}{2} = \frac{m}{2} (z_2 \pm z_1). \quad (3.10)$$

13 Ширина зубчастого вінця – b_1, b_2 .

3.3 Умови роботи зубчастої передачі

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається кутом перекриття – φ_v . Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається коефіцієнтом перекриття ε_v :

$$\varepsilon_v = \frac{\varphi_v}{\tau} = \frac{\varphi_v}{2 \cdot \pi / z} = \frac{\varphi_v \cdot z}{2 \cdot \pi} > 1. \quad (3.11)$$

Необхідно, щоб $\varepsilon_v > 1$, інакше при роботі передачі можливі моменти, коли в зачепленні не буде жодної пари зубців і передача буде працювати з ударами.

Коефіцієнт перекриття ε_v визначає середнє число пар зубців, які одночасно перебувають у зачепленні. Якщо $\varepsilon_v = 0,4$ це означає, що 0,4 періоду зачеплення одного зубця в зачепленні одночасно перебуває одна пара

зубців, а 0,6 періоду зачеплення того самого зубця в зачепленні одночасно перебувають дві пари зубців. Зі збільшенням коефіцієнта перекриття ε_v :

1 Підвищується плавність роботи й несуча здатність передачі.

2 Зменшуються динамічні навантаження й шум у передачі.

Тому для високошвидкісних і високонавантажених передач замість прямозубих використовують косозубі, шевронні колеса або колеса із колесними зубцями.

Коефіцієнт перекриття дорівнює:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (3.12)$$

де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_2} \pm \frac{1}{z_1} \right) \right] \cos \beta; \quad (3.13)$$

де z_1, z_2 – кількість зубців шестерні і колеса;

β – кут нахилу зубця;

ε_β – коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}, \quad (3.14)$$

де b – ширина зубчастого вінця;

m – модуль.

Для прямозубих передач $\varepsilon_\beta = 0$.

3.4 Ковзання і тертя у зачепленні зубців

У точці контакту зубців, що знаходяться у зачепленні, мають місце відносні перекочування та ковзання профілів зубців. Швидкість ковзання профілів є одним із основних факторів, які визначають втрати енергії у зачепленні, стійкість зубців проти спрацювання та заїдання.

При певних діаметрах коліс швидкості ковзання зубців збільшуються із збільшенням їх висоти, тобто модуля зачеплення: у коліс із малим модулем та великим числом зубців ковзання менше, ніж у коліс з великим модулем та малим числом зубців.

3.5 Вплив числа зубців на форму і міцність зубця

Для зменшення габаритів зубчастої передачі використовують колеса з малою кількістю зубців. Зміна кількості зубців призводить до зміни форми зубця. Із зменшенням z збільшується кривизна евольвентного профілю, а товщина зубця біля основи і біля вершини зменшується. При подальшому зменшенні z нижче допустимого z_{min} з'являється підріз ніжки зубця ріжучою кромкою інструмента, в результаті чого міцність зубця різко зменшується (рис. 3.8). Мінімальне число зубців, які можна нарізувати інструментальною зубчастою рейкою без підрізання:

- $z_{min} = 17$ – для прямозубих циліндричних передач;
 - $z_{min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$ – для косозубих циліндричних передач;
 - $z_{min} = 17 \cdot \cos \delta$ – для конічних прямозубих передач,
- де β – кут нахилу зубця;
 δ – напівкут при вершині начального конуса колеса.

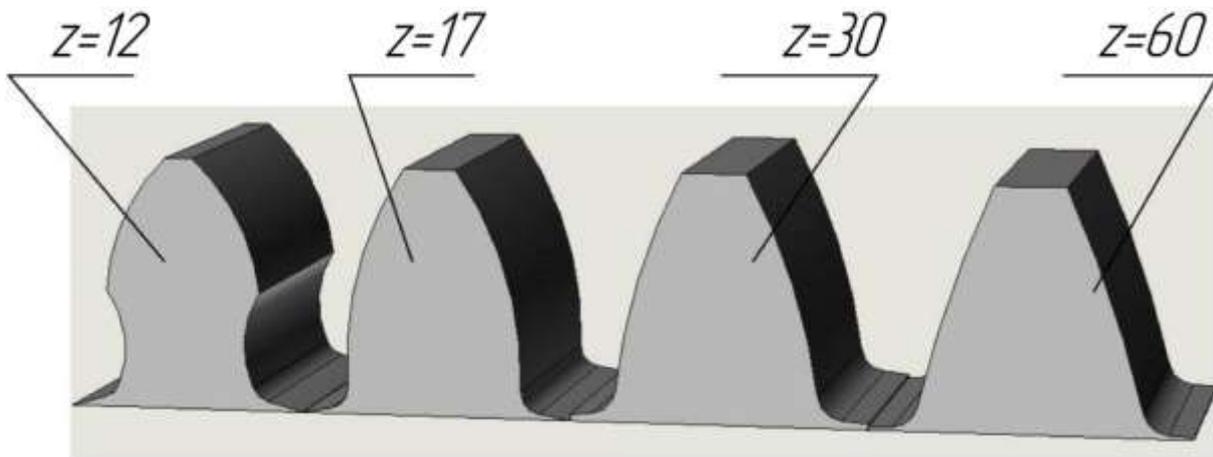


Рисунок 3.8 – Вплив числа зубців на форму зубця

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

Коригуванням зубчастого зачеплення при $z < z_{min}$ досягається не тільки підвищення міцності зубців на згин, а й контактної міцності.

3.6 Види руйнування зубців. Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач

При передачі крутного моменту в зачепленні пари зубців діє нормальна сила F_n (рис. 3.9,а), що направлена перпендикулярно до робочих по-

верхонь зубців. Ця сила викликає біля ніжки зубця найбільші згинальні напруження σ_F , а у місці контакту – контактні напруження σ_H . Для кожного зубця σ_H та σ_F не є постійними. Вони змінюються в часі за деяким пульсуючим циклом (рис. 3.9,б). Ці зміни напруження є причиною втомного руйнування зубців (рис. 3.9,в).

Стандарт рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:

- 1 Розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь.
- 2 Розрахунок на витривалість під час згину.
- 3 Розрахунок на контактну міцність за дії максимального навантаження для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців.
- 4 Розрахунок на міцність під час згину максимальним навантаженням для запобігання залишкової деформації або крихкої поломки зубців.

Ці напруження є причиною основних видів руйнування зубців: поломка зубців, викришування робочих поверхонь зубців, знос зубців, пластичні деформації, заїдання та відшарування поверхневих шарів зубців.

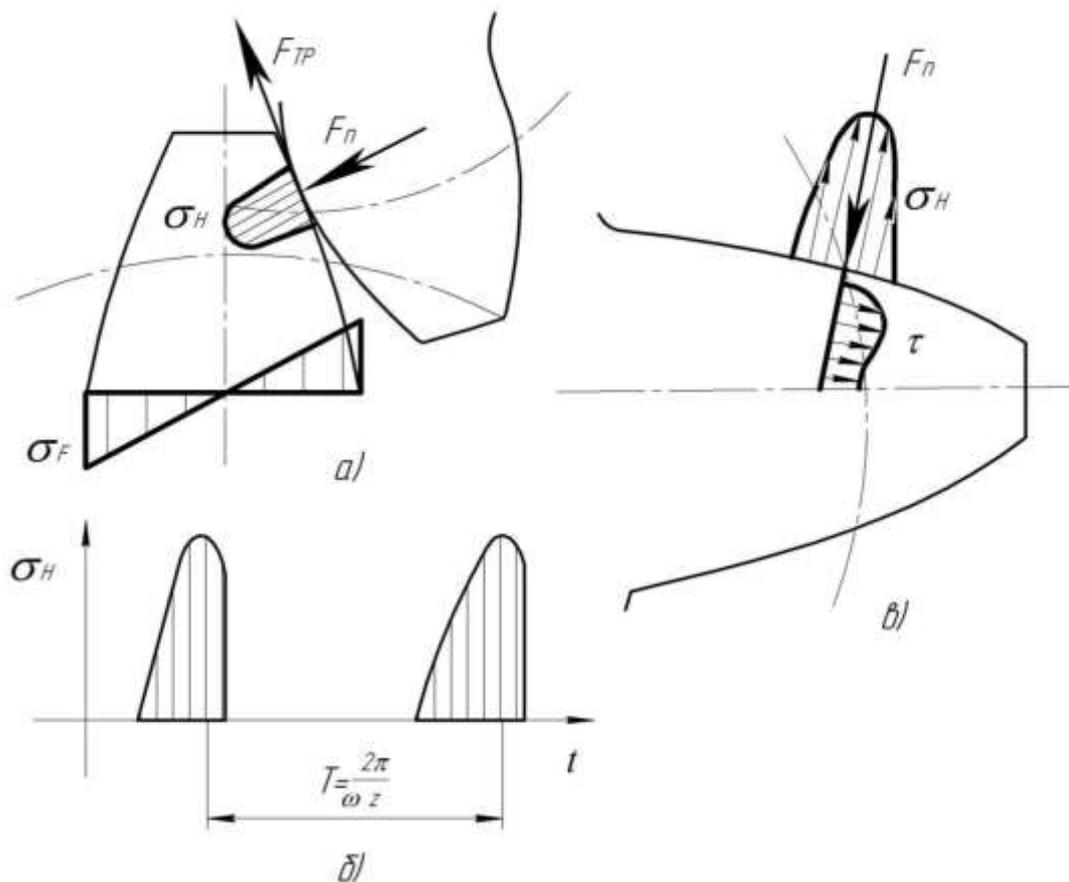


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема навантаження зубців

Поломка зубців (рис. 3.10) є найбільш небезпечним видом руйнування, може виникнути в результаті перевантаження або від втоми матеріалу у

разі довгочасної дії змінних напружень згину, що спричинюють появу мікротріщин у зоні перехідної кривої профілю на стороні розтягнутих волокон, де діють найбільші напруження згину.

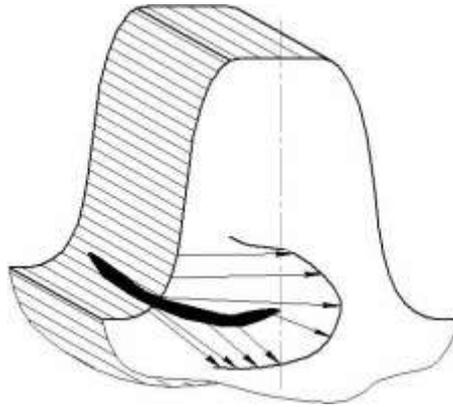


Рисунок 3.10 – Утворення втомної тріщини

Причинами поломок зубців можуть бути виникаючі в процесі експлуатації нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчатого вінця через перекіс осей, викликаного надмірним збільшенням люфтів в підшипниках і в шліцьових з'єднаннях, також різного роду виробничих дефектів (раковини при відливанні деталі, тріщини при термообробці і т. п.). Для попередження поломок зубці розраховуються на згин. Заходи для запобігання поломки зубців: збільшення модуля; позитивне зміщення під час нарізування зубців; термообробка та зміцнення поверхонь зубців; підвищення точності виготовлення та монтажу передачі; захист від перевантажень.

Втомне викришування робочих поверхонь зубців (рис. 3.10) є найбільш поширеним видом руйнування зубців для більшості добре змащуваних та захищених від забруднення зубчастих коліс (закриті передачі). Пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень, які спричинюють появу втомних тріщин у поверхневих шарах робочих поверхонь зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу. Викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубців, де в зв'язку з малими швидкостями ковзання виникають великі сили тертя, і воно може бути обмеженим або прогресуючим. Небезпечним є прогресуюче викришування. Для попередження викришування зубці розраховують на контактну витривалість робочих поверхонь. У зубчастих колісах, активні поверхні зубців яких мають зміцнений поверхневий шар (цементация, азотування, поверхневе гартування) змінні контактні напруження можуть викликати відшаровування матеріалу.

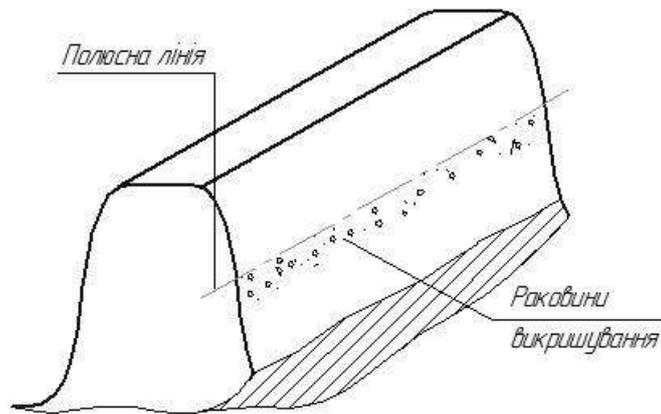


Рисунок 3.10 – Викришування на поверхні ніжок зубців

Знос зубців полягає в стиранні робочих поверхонь зубців характерний для відкритих передач, в яких колеса не захищені від попадання абразивних часток. Стирання поверхонь буде тим більше, чим більша величина питомого ковзання зубців, тому ніжки піддаються найбільшому зносу (рис. 3.11).

Мінімальним стирання буде в полюсі зачеплення, оскільки в ньому відсутнє ковзання профілів. Внаслідок нерівномірності зносу спотворюється евольвентний профіль зубця, зростають динамічні навантаження, ослаблюються ніжки зубця. Усе це веде до зростання напруження в основі зубця, зниженню згинної міцності і може привести до поломки зубця. Знос зубців можна зменшити застосовуючи зубчасті колеса з високою твердістю робочих поверхонь, правильним підбором мастила та вирівнюванням величини питомого ковзання за допомогою корекції зубчастих коліс.

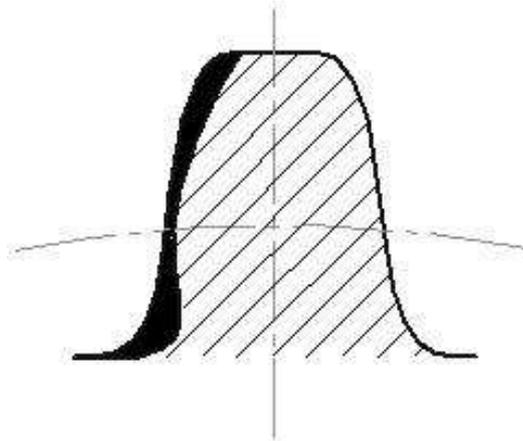


Рисунок 3.11 – Розподіл зносу по висоті зубця

Пластичні деформації (зсуви) спостерігаються у важко навантажених тихохідних зубчастих колесах, виготовлених з м'якої сталі. При високих контактних напруженнях пластичні деформації можуть досягти значних розмірів і сили тертя викликають великі переміщення часток поверхневих шарів у напрямі ковзання. В результаті, на поверхні ведучих зубців уздовж

полюсної лінії утворюється западина рис. 3.12, а на поверхні ведених зубців – хребет.

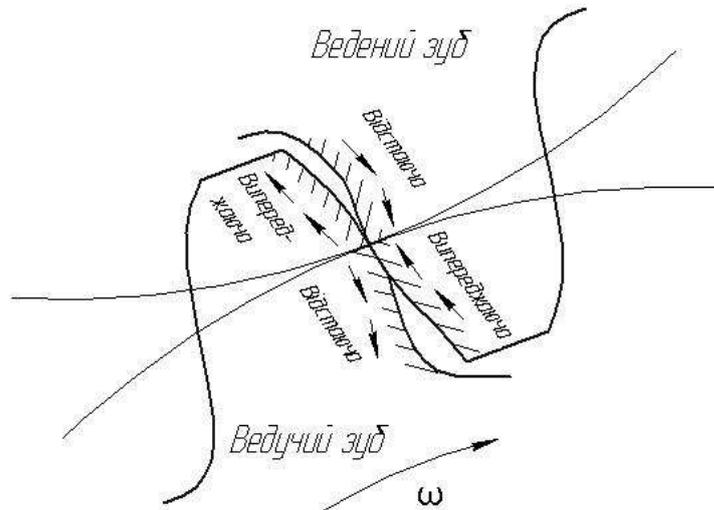


Рисунок 3.12 – Пластичні деформації робочих поверхонь зубців

Пластичні деформації можна усунути з підвищенням в'язкості мастила, оскільки при цьому зменшується коефіцієнт тертя, та з підвищенням твердості робочих поверхонь зубців.

Заїдання (зчеплення) полягає в тому, що при наявності ковзання і відсутності умов, що забезпечують непереривну масляну плівку між робочими поверхнями, частинки більш м'якого матеріалу міцно зчіплюються з частинками матеріалу другої поверхні, відриваються від першої і при подальшому русі утворюють борозни на більш м'якій поверхні. Напрямок цих дефектів співпадає з напрямком відносної швидкості руху робочих поверхонь.

При наявності великих тисків між дотичними поверхнями, руйнування масляної плівки і пов'язане з ним заїдання, може відбутися або при високих швидкостях, внаслідок підвищення температури в зоні контакту і втрати в'язкості мастила, або при малих швидкостях, коли відсутні умови для утворення масляного клину.

Викришування, що з'являється на робочих поверхнях кінематичних пар сприяють виникненню заїдання, так як при цьому зменшується поверхня дотику, що призводить до зростання напружень в зоні контакту. При цьому, також зростають сили тертя у зв'язку з тим, що мастило вижимается в утворені при викришуванні ямки рис. 3.13.

Зменшення можливості виникнення заїдання досягається зниженням максимальної швидкості ковзання робочих поверхонь (за допомогою кутової корекції або збільшення числа зубців при заданих розмірах передачі), збільшенням твердості робочих поверхонь зубців, підвищенням в'язкості

мастила і вживанням поверхнево-активних (протизадирних) мастил, що містять присадки з сірки.

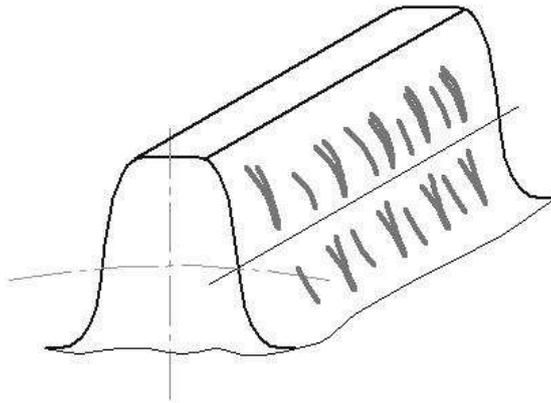


Рисунок 3.13 – Сліди заїдання на робочій поверхні зубця

Відшарування, цей вид руйнування найнебезпечніший для коліс, зубці яких мають поверхневе зміцнення (азотування, цементування, гартування і т.п.). Відшаруванню сприяє дія підвищених навантажень на зубці. Відшарування поверхневих шарів зубців спостерігається у тих випадках, коли під зміцненим поверхневим шаром зубців зведені контактні напруження достатньо великі. Через періодичну дію глибинних напружень під зміцненим шаром матеріалу можуть виникнути втомні тріщини, розвиток яких спричинює відшарування окремих ділянок поверхневого зміцненого шару. Щоб запобігти відшаруванню поверхневих шарів зубців, треба забезпечити відповідну товщину зміцненого шару та достатню міцність серцевини зубця.

3.7. Розрахунки міцності зубців циліндричних евольвентних передач

3.7.1. Вивід рівняння втомної контактної міцності робочої поверхні зубця

Максимальні контактні напруження у момент контакту зубців виникають у полюсі зачеплення. Розрахунок передач з циліндричними зубчастими колесами (рис. 3.14) за контактними напруженнями виконують за формулою Герца

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{w}{np}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.15)$$

При виводі формул прийняті наступні допущення.

1 Контакт двох зубців розглядають як контакт двох циліндрів з паралельними утворюючими, радіуси яких (r_1, r_2) приймають рівними радіусам кривизни профілів зубців у полюсі зачеплення (ρ_1, ρ_2).

2 Навантаження вважають рівномірно розподіленим по довжині зубця.

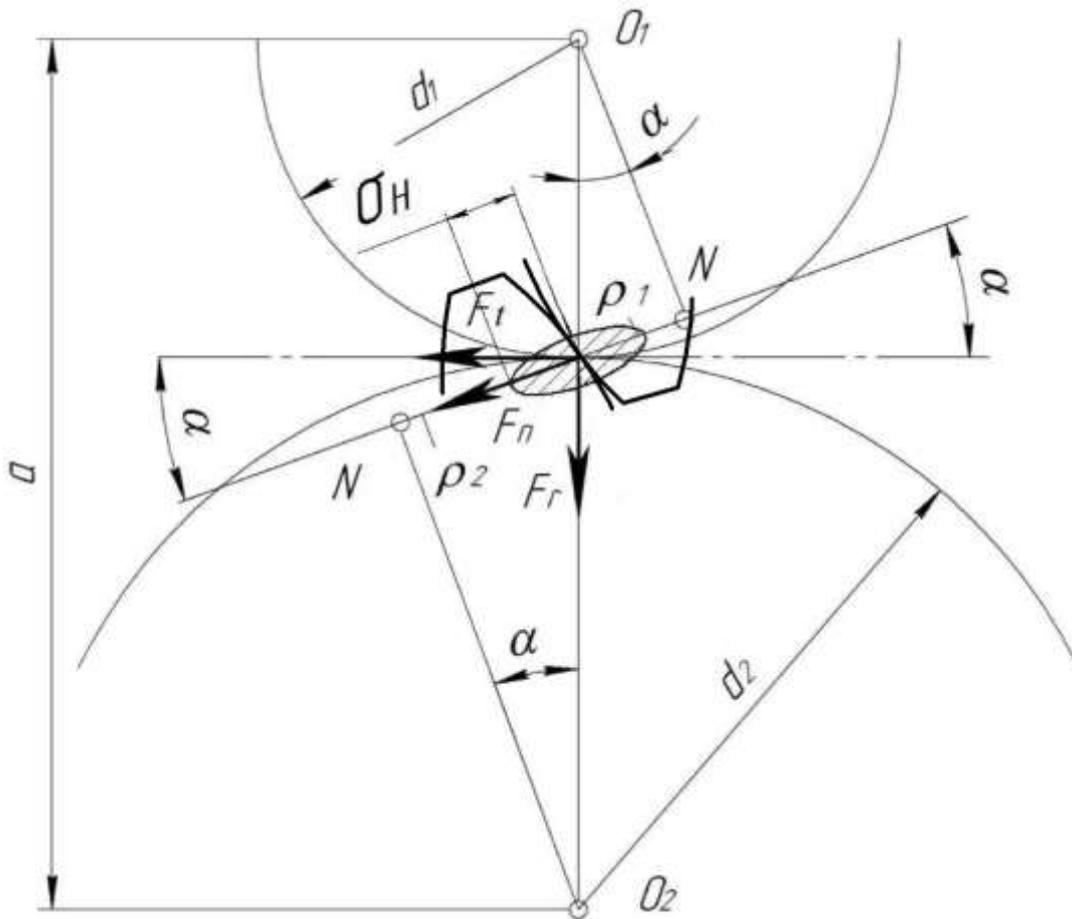


Рисунок 3.14 – Розрахункова схема контактних напружень

3 Припускають, що контактуючі профілі не розділені масляною плівкою.

4 Розрахунки ведуть по елементу передачі, матеріал якого, як правило, менш міцний.

Питоме навантаження дорівнює:

$$w = \frac{F_{розр}}{L_{\Sigma}}, \quad (3.16)$$

де $F_{розр}$ – фактичне навантаження, що діє по довжині зубця з урахуванням похибок виготовлення і монтажу передачі

$$F_{розр} = F_n \cdot K_H, \quad (3.17)$$

де K_H – коефіцієнт навантаження у розрахунках контактної міцності (вибирається із рекомендацій)

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

де K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$L_\Sigma = \frac{b}{z_\varepsilon^2}$ – сумарна довжина контактних ліній,

де b – довжина зубчастого вінця колеса;

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній.

Після підстановки

$$w = \frac{F_n \cdot K_H \cdot z_\varepsilon^2}{b}, \quad (3.18)$$

$$1/\rho_{np} = 1/r_1 \pm 1/r_2 = (r_2 \pm r_1)/(r_1 \cdot r_2)$$

отримуємо рівняння контактної витривалості робочої поверхні зубця

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_n \cdot K_H (r_2 \pm r_1)}{2b \cdot r_1 \cdot r_2}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.19)$$

3.7.2. Вивід рівняння втомної згинної міцності зубця

При розрахунках зубців циліндричних коліс роблять припущення.

1 Діями сил тертя на згинальну міцність зубців нехтують через те, що напруження згину від них малі;

2 Зубець розглядають як консольну балку жорстко закріплену одним кінцем для якої справедлива гіпотеза плоских перетинів.

найбільш небезпечним при роботі зубця буде момент входу його у зачеплення, коли нормальна сила прикладена до вершини головки зубця по нормалі до його поверхні (рис. 3.15).

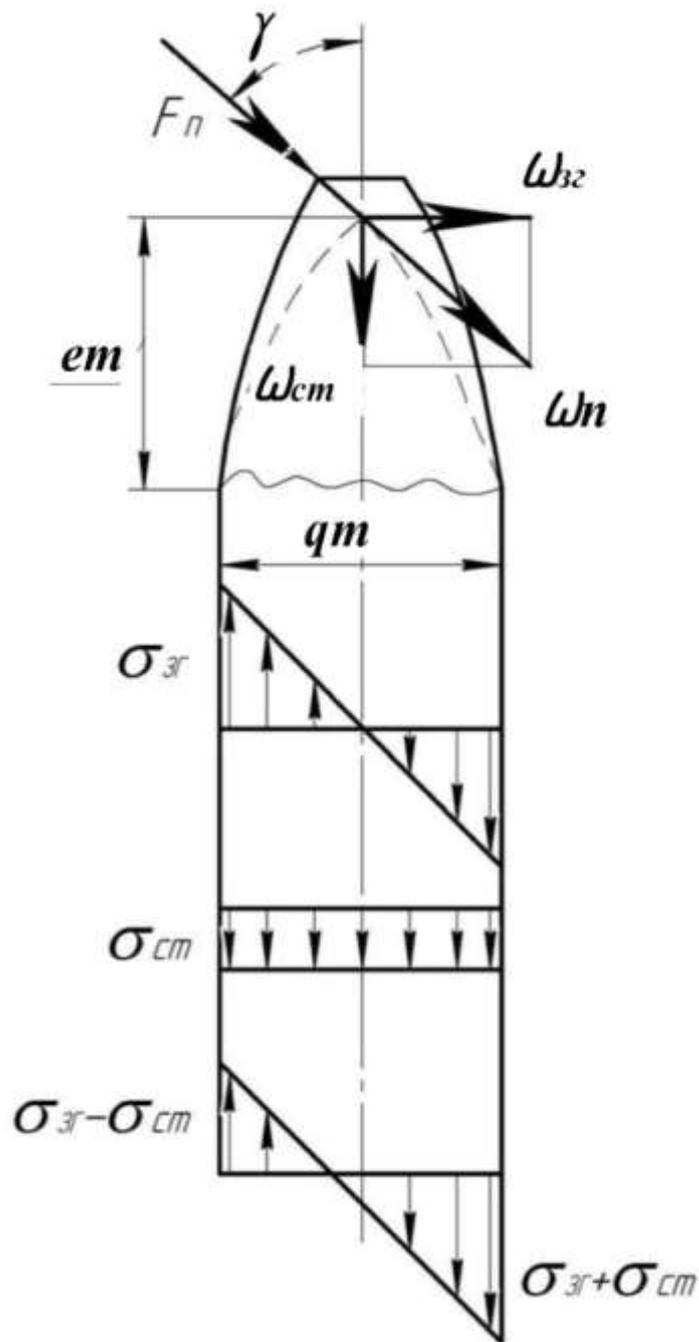


Рисунок 3.15 – Розрахункова схема і епюри напружень

Питоме навантаження прикладене до вершини зубця w_n під довільним кутом γ

$$w_n = \frac{F_{розр}}{b} = \frac{F_n \cdot K_F}{b}, \quad (3.20)$$

яке можна розкласти на складові, що призводять до згину і стиску зубця:

$$w_{3z} = w_n \cdot \sin \gamma = \frac{F_n \cdot K_F}{b} \sin \gamma, \quad (3.21)$$

$$w_{cm} = w_n \cdot \cos \gamma = \frac{F_n \cdot K_F}{b} \cos \gamma, \quad (3.22)$$

де $b = 1$, з урахуванням того, що питоме навантаження діє на одиницю довжини зубця;

K_F – коефіцієнт навантаження у розрахунках згинної міцності розраховуються як добуток

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

де $K_{FV}, K_{F\beta}, K_{F\alpha}$ – складові коефіцієнти, які аналогічні коефіцієнтам із розрахунків контактної міцності і вибираються із тих самих рекомендацій, але мають інші значення.

Під дією навантажень у небезпечному перерізі зубця одночасно діють напруження згину σ_{3z} и стиску σ_{cm} . Зубець знаходиться у складному напруженому стані, що може бути записаний у вигляді

$$\sigma_F = \sigma_{3z} - \sigma_{cm} \leq [\sigma]_F, \quad (3.23)$$

$$\text{де } \sigma_{3z} = \frac{M}{W_o} = \frac{w_n \cdot e \cdot m}{q^2 \cdot m^2 \cdot b/6}; \sigma_{cm} = \frac{w_{cm}}{A} = \frac{w_n}{q \cdot m \cdot b},$$

e, q – коефіцієнти;

m – модуль.

Підставляючи значення параметрів у формулу (3.23), отримуємо:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{w_n \cdot e \cdot m}{q^2 \cdot m^2 \cdot 1/6} - \frac{w_n}{q \cdot m \cdot 1} = \frac{w_n}{m} \left(\frac{6 \cdot e}{q^2} - \frac{1}{q} \right) = \\ & \frac{F_n \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot \cos \alpha \left[\frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{6 \cdot e}{q^2} - \frac{1}{q} \right) \right] = Y_F \frac{F_n \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot \cos \alpha \leq [\sigma]_F, \end{aligned} \quad (3.24)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця (розраховується або вибирається із рекомендацій)

$$Y_F = \frac{e}{\cos \alpha \left(\frac{e}{q} \right)}$$

3.7.3 Вивід рівняння статичної контактної міцності при максимальних навантаженнях

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (3.25)$$

де $\sigma_{H \max}$ – максимальне розрахункове контактне напруження, що виникає при найбільшому навантаженні:

$[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження;

$K_{\text{пер}}$ – коефіцієнт перевантаження, який вибирається або розраховується з урахуванням кінематичної схеми приводу і рекомендацій.

Частіше $K_{\text{пер}}$ розраховують з урахуванням здатності до перевантаження електродвигуна, а саме:

$$K_{\text{пер}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \cdot \frac{P_{\text{ед}}}{P_{\text{потр}}}, \quad (3.26)$$

де $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$ – стандартний параметр електродвигуна;

$P_{\text{ед}}$ – стандартна потужність електродвигуна;

$P_{\text{потр}}$ – розрахована потрібна потужність приводу.

3.7.4 Вивід рівняння статичної згинної міцності при максимальних навантаженнях

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (3.27)$$

де $\sigma_{F \max}$ – максимальне розрахункове згинне напруження, що виникає при найбільшому навантаженні:

$[\sigma]_{F \max}$ – допустиме граничне згинне напруження.

3.8 Матеріали зубчастих коліс

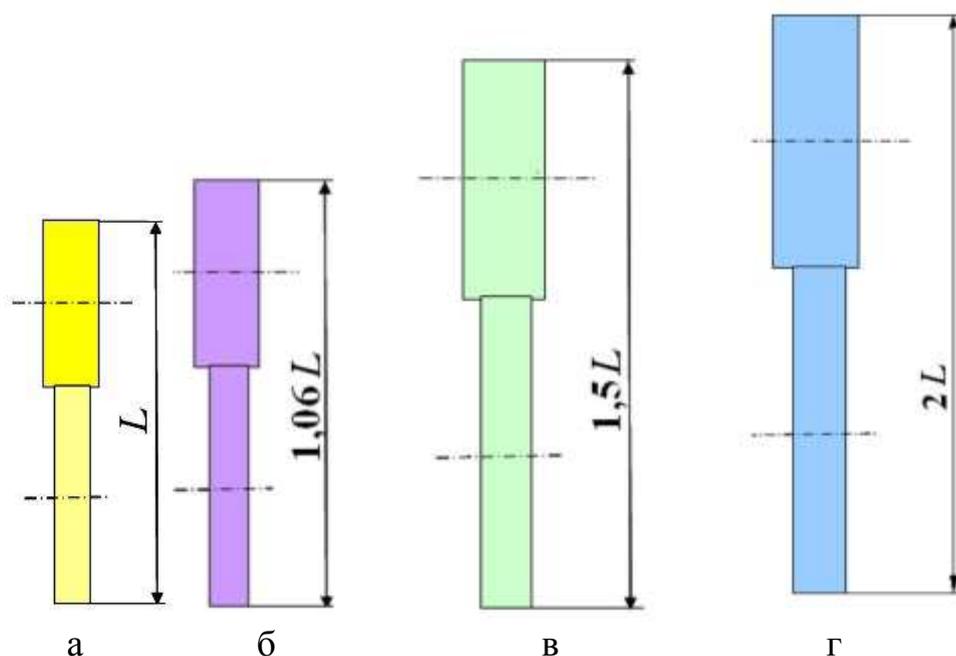
Зубчасті колеса в основному виготовляють із сталей, що допускають термічну або хіміко-термічну обробку для забезпечення високої несучої

здатності і довговічності зубчастих передач. Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса діляться на дві групи.

1 Група А: якщо зубчасті колеса нарізують після термообробки заготовки, то максимальна допустима твердість поверхонь $H \leq 350HB$ (термообробка: нормалізація, поліпшення, об'ємне гартування з низьким відпуском). Достатня точність зубчастих коліс досягається без використання дорогих фінішних операцій. Така технологія характерна для умов малосерійного та індивідуального виробництва коліс. Колеса добре припрацьовуються. Для кращого припрацювання рекомендується призначати твердість робочих поверхонь зубців шестірні більшою від твердості робочих поверхонь зубців колеса:

- $H_1 = H_2 + 20...50 HB$ – для прямозубих коліс;
- $H_1 = H_2 + 60...100 HB$ – для косозубих і шевронних коліс.

2 Група Б: у передачах з підвищеною навантажувальною здатністю використовуються колеса з твердістю робочих поверхонь зубців $H > 350HB$. Застосування таких зубчастих коліс значно підвищує втомну контактну міцність зубців і, відповідно, навантажувальну здатність передачі, що призводить до зниження габаритів передачі (рис. 3.16), зростає зносостійкість коліс і опір заїданню зубців.



а – хіміко-термічне зміцнення (55...63HRC); б – загартування СВЧ (48...58HRC); в – поліпшення (240...320HB); г – нормалізація (170...220HB)

Рисунок 3.16 – Габарити передачі залежно від твердості робочої поверхні зубців

Нарізування зубців таких коліс виконується до термообробки (об'ємного або поверхневого гартування, цементації, азотування, ціану-

вання). Для виправлення профілю після термообробки поверхні зубців шліфують та полірують на спеціальних верстатах. Така технологія можлива і доцільна тільки в умовах крупносерійного і масового виробництва зубчастих коліс.

Зубчасті колеса виготовляють з конструкційних сталей, сірого чавуну, бронзи і пластмас. Основними матеріалами для зубчастих коліс є вуглецеві і леговані сталі, які термічно зміцнюються до високої твердості, марок 45, 20Х, 40Х, 40ХН, 35ХМ та ін.

В автотракторобудуванні зубчасті колеса виготовляють з хромомарганцевих сталей 18ХГТ, 30ХГТ, хромомолібденової сталі 30ХМ.

Сталь 18ХГТ завдяки наявності титану має підвищену прогартуваність, міцність і меншу чутливістю до перегріву. Ця сталь відрізняється високим опором до зминання. Сталь 30ХГТ містить дещо більше вуглецю, чим сталь 18ХГТ, і широко застосовується для сильно навантажених зубчастих коліс з модулем понад 5 мм. Вона в термічно обробленому стані має високі показники міцності серцевини в січенні зубців.

Зубчасті колеса металорізальних верстатів виготовляють з вуглецевих сталей 45 і 50, а також з легованих хромистих сталей 40Х. Для виготовлення зубчастих коліс набуває поширення низьколегована з вмістом бору сталь 20ХГР, 25ХГР. Введення невеликих кількостей бору (0,002...0,005%) значно збільшує прогартуваність, характеристики міцності і в'язкість. Після гартування і низького відпуску твердість сталі становить 36...40 НРС.

Зубчасті колеса, виготовлені з синтетичних матеріалів (текстоліту, нейлону, капрону і ін.), можуть працювати при високих швидкостях (до 40...50 м/с), забезпечують безшумність, плавність передачі і гасіння вібрації.

До основних видів зміцнюючого термічного оброблення зубчастих коліс відносять такі.

- Об'ємне загартування є найбільш простим способом термооброблення коліс. До його недоліків варто віднести високе прогартування матеріалу, що зменшує втомну міцність матеріалу при згині зубців.

- Поверхневим загартуванням забезпечується висока твердість поверхні зубців при в'язкій серцевині. Нагрівання коліс при поверхневому загартуванні проводиться в індукторах струмами високої частоти.

- Хіміко-термічне оброблення полягає в насиченні поверхні металу різними хімічними елементами. В даний час застосовуються такі його види.

- Цементация – насичення сталі вуглецем з наступним загартуванням, забезпечує високу твердість поверхні зубців при в'язкій серцевині. Для цементации застосовуються леговані сталі з низьким вмістом вуглецю: 20Х, 12ХН3А, 20ХНМ, 15ХФ та ін.

- Азотування – насичення стали азотом забезпечує високу твердість поверхні зубців без подальшого гартування. Для азотування використову-

ють сталі 38Х2МЮА, 40ХФА, 40ХНА та ін. Зуби після азотування не шліфують. У зв'язку з цим азотування застосовують для зміцнення коліс зубчастих передач з внутрішнім зачепленням. Недоліком азотування є тривалість процесу (до 60 год.) і мала товщина зміцнюючого шару (до 0,5 мм).

- Нітроцементация – насичення сталі вуглецем і азотом з подальшим гартуванням, протікає при більш високих швидкостях дифузії (до 0,1 мм/год).

Для даного виду хіміко-термічного оброблення використовують сталі 40Х, 18ХГТ і ін. Для коліс великого діаметра, які отримують методом литва, застосовують ливарні сталі марок 35Л...55Л, 40ХЛ, 30ХГСЛ та ін. Литі колеса піддають нормалізації.

Чавуни застосовують для виготовлення зубчастих коліс відкритих тихохідних передач. Чавуни проявляють добру стійкість до заїдання, тому чавунні зубчасті колеса можуть працювати без мастила. Для виготовлення чавунних коліс використовують сірі чавуни марок СЧ 25...СЧ 45, а також високоміцні чавуни з кулястим графітом.

3.9 Короткі відомості про методи виготовлення зубчастих коліс, їх конструкції та матеріали заготовок

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200\text{мм}$) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок. Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600\text{мм}$) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям або зварюванням. При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса. У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

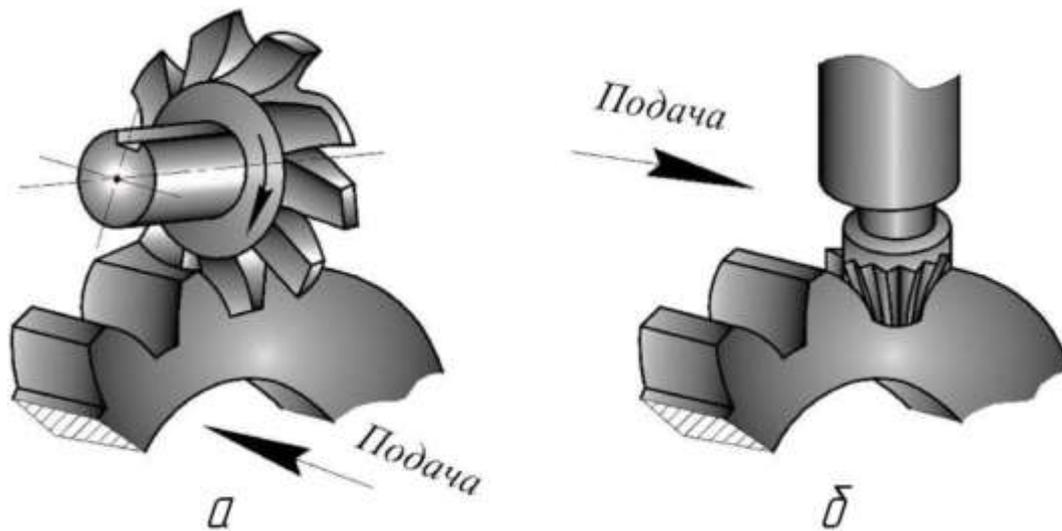
На даний момент нараховують близько 50 сучасних методів утворення поверхонь зубців зубчастих коліс. Сюди належать зубонарізування за допомогою зуборізних інструментів усіх типів, лиття, порошкова металургія та пластичне деформування, яке забезпечує підвищення міцності зубців і високу продуктивність при виготовленні. Вибір будь-якого методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс. Широке застосування мають два методи нарізування зубців: копіювання та обкочування.

Існує два принципово різних методи нарізування зубчастих коліс: копіювання та обкочування (огинання).

При копіюванні різальному інструменту надають форму впадини між зубцями, а потім проводять оброблення. При цьому профіль інструменту копіюється на поверхні, що обробляється.

Зубонарізування способом копіювання можна виконувати: послідовним нарізуванням кожного зубця колеса модульною дисковою або пальцевою фрезою на універсальному фрезерному верстаті (рис. 3.12); одночасним довбанням всіх зубців колеса; одночасним протягуванням всіх зубців колеса; круговими протяжками, фасонними шліфувальними кругами та ін.

Метод копіювання застосовується в одиничному виробництві, а також для нарізування крупномодульних коліс. Він має низьку продуктивність і точність 9...11 ступеня, тому застосовується зазвичай при виготовленні зубчастих коліс невисокої точності.



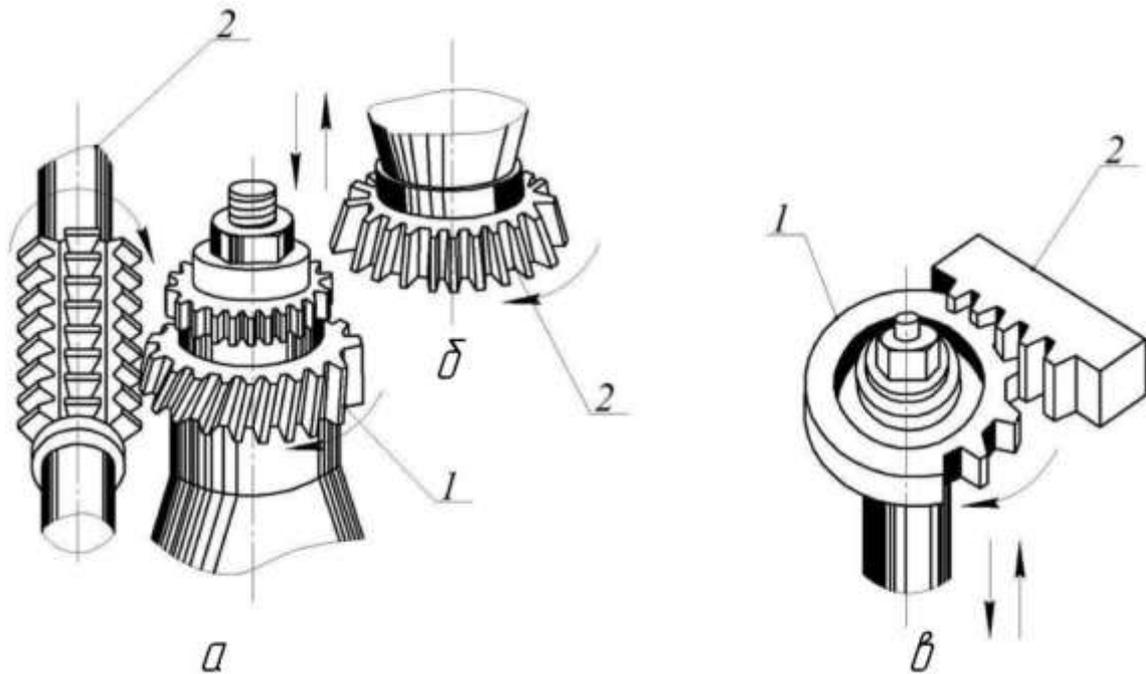
а – дисковою фрезою; б – пальцевою фрезою

Рисунок 3.12 – Нарізування зубців методом копіювання

Сучасним, точним і продуктивним способом виготовлення зубчастих коліс є нарізування зубців способом обкатування, який забезпечує високу точність і продуктивність. При нарізуванні зубців методом обкатування імітується процес зубчастого зачеплення. Приклади нарізування зубців методом обкатування зображені на рис. 3.13.

При методі обкатування профіль бічних поверхонь зубців колеса виходить як огинання визначеної кількості послідовних положень кромки різального інструмента. При цьому заготовці надається обертання, строго погоджене з обертанням різального інструмента, що забезпечує їх неперервне зачеплення під час нарізування і визначене співвідношення кутових швидкостей, необхідне для одержання правильного профілю зубця.

Нарізування та оброблення зубців циліндричних коліс методом обкатування виконується черв'ячними фрезами на зубофрезерних верстатах, круглими довб'яками на зубодовбальних верстатах, рейковими довб'яками (гребінками), зубостругальними різцями, різцевими головками, шеверами, накатуванням, шліфувальними кругами та ін.



*а – черв'ячною фрезою; б – дисковим довб'яком; в – гребінкою;
1 – зубчасте колесо; 2 – інструмент*

Рисунок 3.13 – Схеми нарізування циліндричних зубчастих коліс методом обкатування:

Перевагами методу обкатування є висока продуктивність і точність процесу; можливість одним інструментом обробляти колеса того самого модуля з будь-яким числом зубців; можливість нарізувати кориговані зуби, а основним недоліком – висока вартість інструментів, що використовуються.

3.10 Вимоги до точності зубчастих коліс

Точність зубчастих коліс, розміри і модуль зубчастих коліс істотно впливають на технологічний процес оброблення, рівень шуму в передачі, плавність і довговічність її роботи.

У відповідності до стандарту встановлено дванадцять ступенів точності зубчастих коліс і передач, які позначаються в порядку зменшення точності цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 і 12. Для ступенів точності 1 і 2 допуски і граничні відхилення не наводяться, так як ці ступені передбачені для подальшого розвитку. Застосування зубчастих передач в машинах залежно від ступеня точності наведені в табл. 3.1.

Допускається комбінування норм кінематичної точності, норм плавності роботи і норм контакту зубців зубчастих коліс і передач різних ступенів точності. При комбінуванні норм різних ступенів точності норми плав-

ності роботи коліс і передач можуть бути не більш ніж на два ступені точніші або на одну ступінь грубіші норм кінематичної точності.

Таблиця 3.1 – Застосування зубчастих передач у машинах в залежності від ступеня точності

Ступінь точності	Машини, механізми
6	Металорізальні верстати підвищеної точності, відлікові та вимірювальні пристрої
6-8	Металорізальні верстати нормальної точності
7-9	Редуктори загального призначення
8-10	Кранові механізми
9-10	Піднімальні лебідки
9-11	Транспортуючі машини

Норми контакту зубців можуть призначатися за будь якими ступенями, більш точними, ніж норми плавності роботи зубчастих коліс і передач, а також на одну ступінь грубіше норми плавності.

Встановлюються шість видів спряжень зубчастих коліс в передачі А, В, С, D, E, H і вісім видів допуску на бічний зазор x , y , z , a , b , c , d , h (позначення приведені в послідовності спадання величини бічного зазору і допуску на нього).

Кінематична точність характеризується похибкою кута повороту колеса за один оберт шестерні і пов'язана з накопиченою похибкою кроку. Показник кінематичної точності є важливим параметром для механізмів, де потрібна точність передавального відношення.

Плавність роботи характеризується коливаннями швидкості обертання колеса при рівномірному обертанні шестерні в межах одного оберту. Цей показник пов'язаний з помилками кроку і профілю зубців. Він впливає на динамічні навантаження і шум при роботі передачі.

Пляма контакту зубців – розмір плями впливає на величину контактних напружень на бічній поверхні зубців та довговічність роботи передачі.

Бічний зазор характеризується вільним обертанням коліс без заклинювання зубців. Цей параметр важливий для реверсивних передач, а також для передач, що працюють при високій температурі.

Незалежно від ступеня точності стандартом встановлені норми точності на бічний зазор різних видів спряжень, які позначаються у порядку збільшення: H, E, D, C, B, A (рис. 3.14).

Зазор в спряженні H мінімальний і дорівнює нулю. Спряження виду В забезпечує мінімальну величину бокового зазору, при якому виключається можливість заклинювання сталеві чи чавунної зубчастої передачі від нагріву при різниці температур зубчастих коліс і корпусу в 25°C.

Точність зубчастих коліс в силових передачах вибирають в залежності від швидкості обертання, а точність зубчастих коліс в кінематичних пе-

редачах вибирають в залежності від призначення цих передач. Для точних зубчастих коліс нормується також торцеве і радіальне биття. Посадковий отвір виконується за 7-м квалітетом, а для прецизійних коліс за 5...6-м квалітетами.

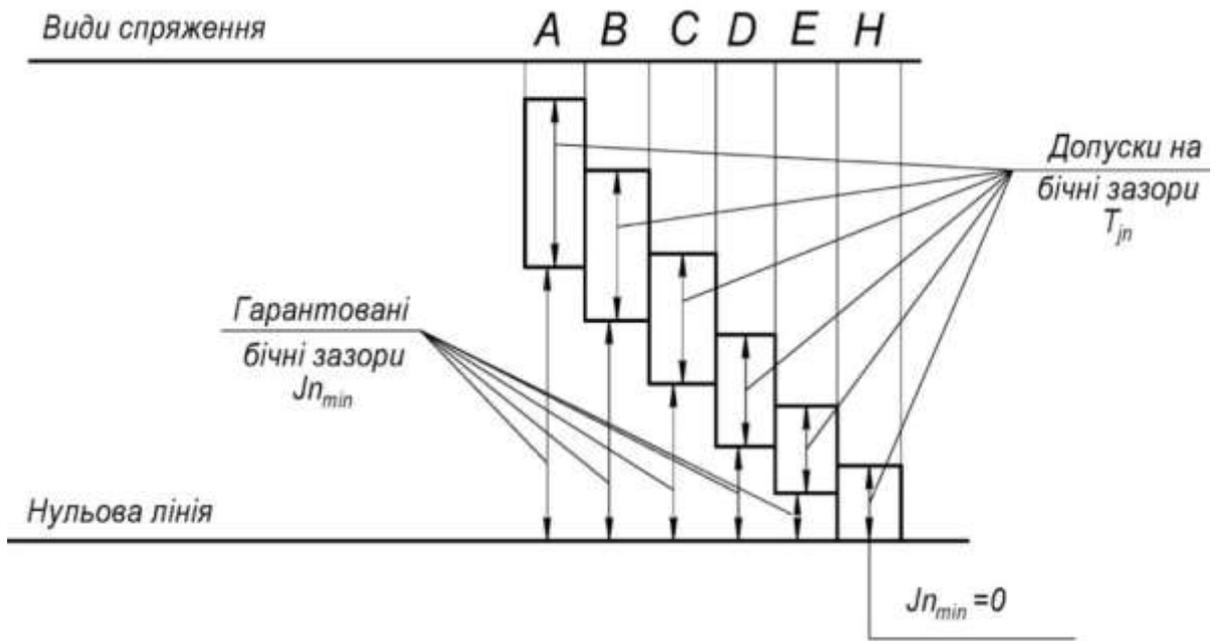


Рисунок 3.14 – Види спряжень та гарантовані бічні зазори