

Тема 7. Взаємозамінність типових з'єднань. [1 с. 286-311; 2 с. 222-249]

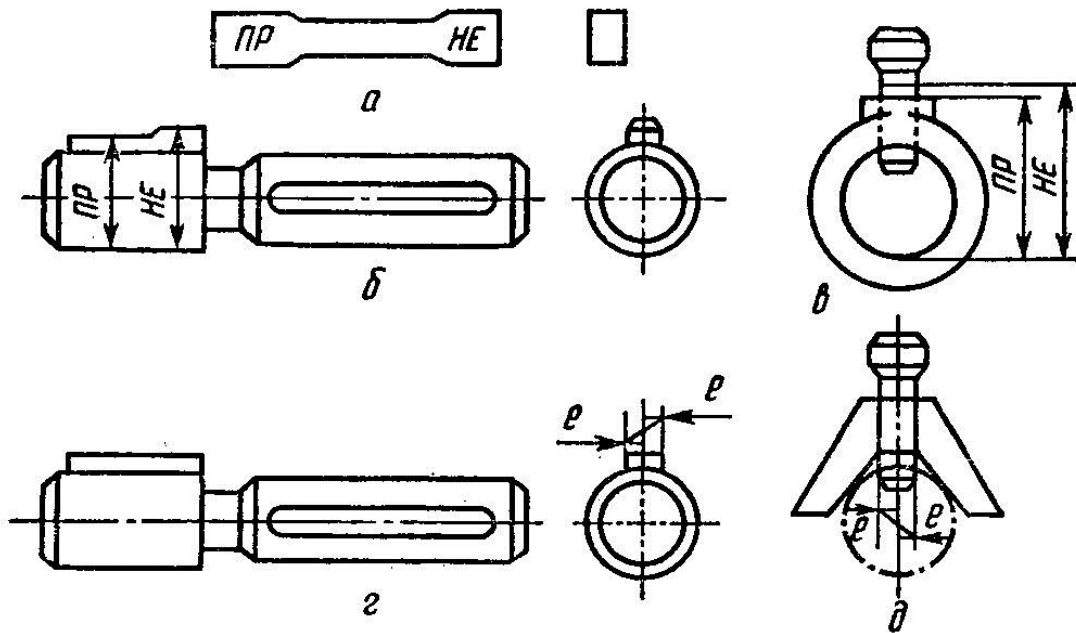
7.1 Методи і засоби контролю.

7.2 Шпонки, шліці, зубчасті передачі.

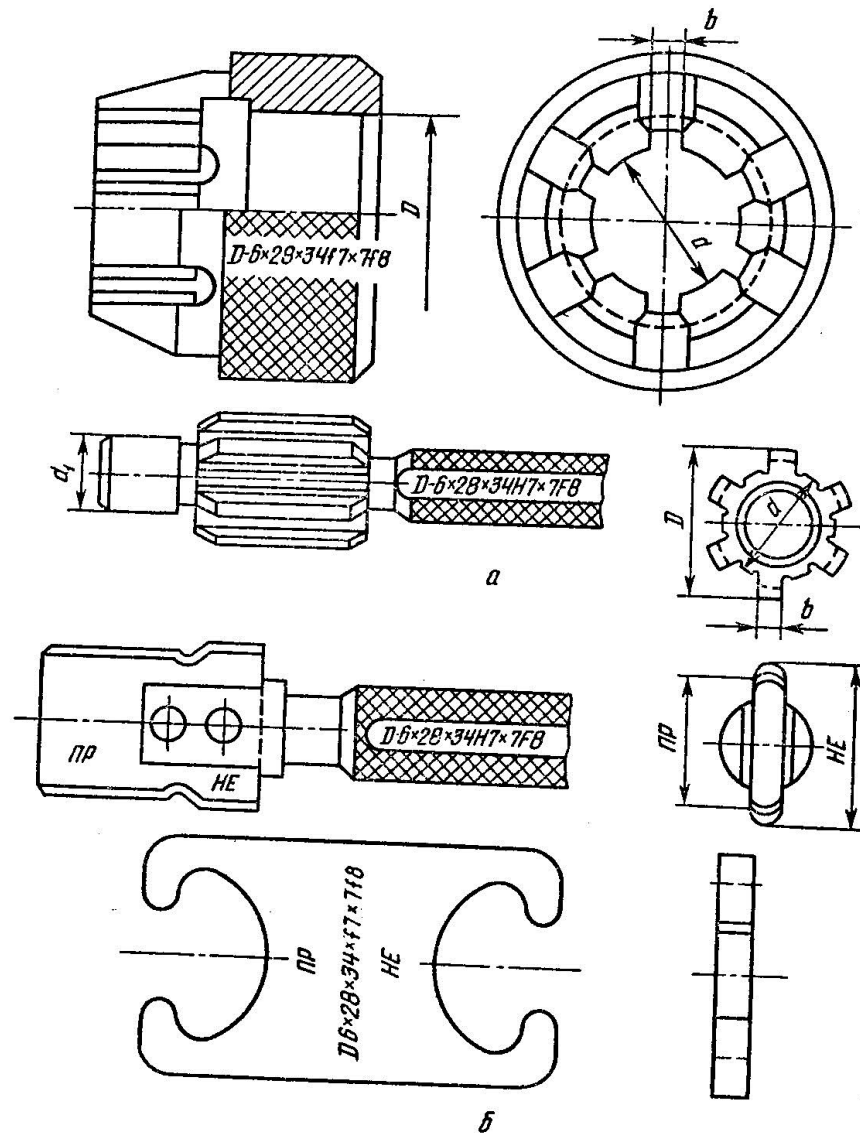
7.3 Позначення норм точності на креслениках.

7.1 Методи і засоби контролю.

Методи і засоби контролю деталей шпонкового з'єднання



Методи і засоби контролю деталей шліцьових з'єднань



Параметри точності зубчастих передач і методи їхнього контролю

Параметри точності зубчастих коліс неможливо розглядати у відриві від методів їхнього контролю, тому що самі визначення параметрів зв'язані з тим або іншим методом їхнього виміру.

Досить розглянути параметри точності на прикладі циліндричних прямозубих передач, що як мають саме широке поширення, тим більше що принципи побудови системи допусків для усіх видів зубчастих передач є загальними.

Кінематична точність передачі характеризується наступними параметрами.

Кінематична погрішність передачі $F_{кпн}$ – різниця між дійсним $\varphi_{2\delta}$ і номінальним $\varphi_{2н}$ кутами повороту відомого зубчастого колеса 2 передачі; вона виражається в лінійних величинах довжиною дуги його ділильної окружності (рис. 12.1) і дорівнює:

$$F_{кзп} = (\varphi_{2\delta} - \varphi_{2н})r,$$

де r – радіус ділильної окружності відомого колеса.

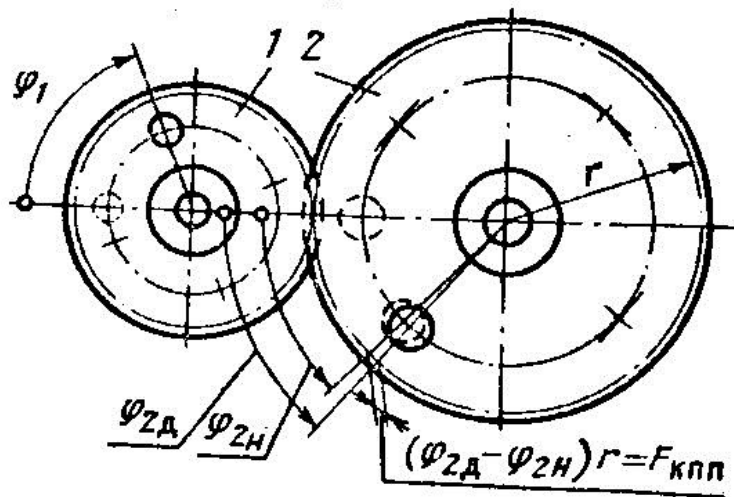


Рисунок – Визначення кінематичної погрішності передачі:

1 – відоме колесо; 2 – ведене колесо.

Найбільша кінематична погрішність передачі $F'_{юг}$ – найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної погрішності передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс. Вона дорівнює сумі кінематичних погрішностей обох коліс передачі.

Кінематична погрішність зубчастого колеса $F_{кпк}$ – різниця між дійсним і номінальним кутами повороту зубчастого колеса на його робочій осі, відомого вимірювальним колесом при відсутності непаралельності і перекосу осей обертання цих коліс; виражається вона довжиною дуги ділильної окружності (рис.12.2). Вимірюється кінематична погрішність зубчастого колеса на приладах при однопрофільному зачепленні з вимірювальним зубчастим колесом (рис.12.3), у межах одного повного обороту колеса. Графіки кінематичної погрішності мо-

жуть бути побудовані за показниками індикатора або накреслені самописом приладу. По осі абсцис відкладаються кути повороту, а по осі ординат – погрішність кута повороту в лінійних величинах.



Рисунок –Графік кінематичної погрішності колеса.

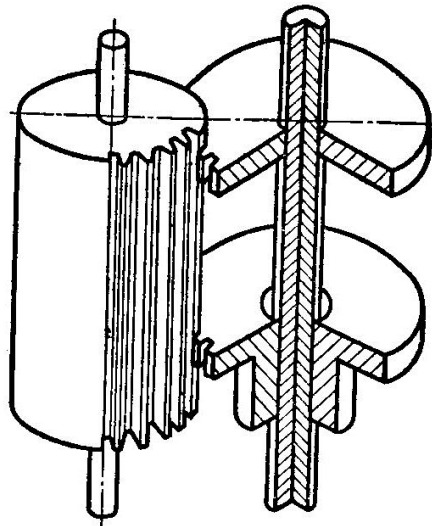


Рисунок – Схема пристрою для вимірювання зубчастих коліс з однопрофільним зачепленням.

Найбільша кінематична погрішність зубчастого колеса $F'_{гр}$ – найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної погрішності зубчастого колеса в межах його повного обороту.

Радіальне биття зубцюватого венца $F_{гр}$ – найбільша в межах зубчастого колеса різниця відстаней від його робочої осі до ділильної прямої елемента нормального вихідного контуру одиночного зуба або западини, умовно накладеного на

профілі зубів колеса (рис.12.4 а). Контроль радіального биття зубцюватого вінця виробляється на биттямірі (рис.12.4б), у якого вимірювальний конус виконує роль елемента нормального вихідного контуру, а величина биття визначається як різниця показання індикатора 2.

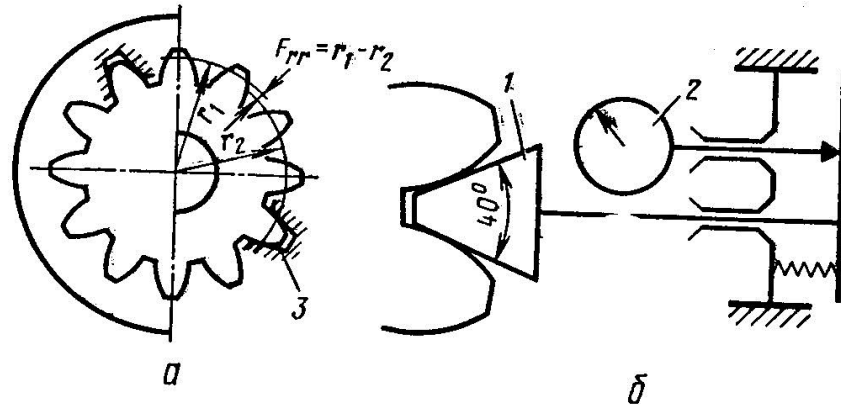


Рисунок – Радіальне биття зубчастого венця (а) і схема биттяміру (б).

$$F_{rr} = R_{\max} - R_{\min},$$

Довжина загальної нормалі W – відстань між різнойменними профілями двох зубів, обмірювана по загальній нормалі до них, що є дотичної до основної окружності (рис.).

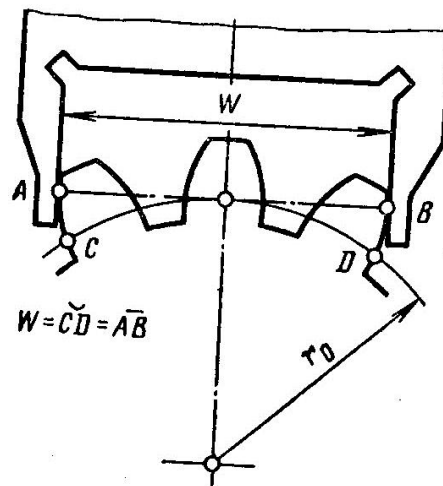


Рисунок Визначення довжини загальної нормалі.

$$W = \overline{CD} = \overline{AB},$$

Для циліндричних прямозубих некоррегированих коліс при $\alpha=20^\circ$ номінальна довжина загальної нормалі може бути знайдена по формулі:

$$W = m[1.476(2n-1) + 0.1387z], \text{мм}$$

де n – число охоплених зубів; $n=z/9+0.5$ і округляється до цілого більшого числа;

z – число зубів колеса;

m – модуль.

Коливання довжини загальної нормалі V_{wr} – різниця між W_{\max} і W_{\min} на тому самому зубчастому колесі:

$$V_{wr} = W_{\max} - W_{\min},$$

Контроль довжини загальної нормалі виробляється спеціальними зубомірними мікрометрами (рис. 12.6 (а)) й індикаторними нормалемерами (рис. 12.6 (б)). Для грубих ступенів точності, а також у процесі ремонту при дефектації можуть використовуватися також штангенциркулі з точністю відліку 0,05 мм.

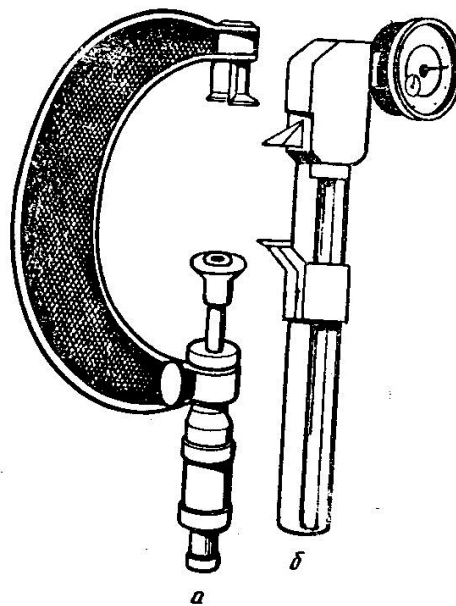


Рисунок – Зубомірний мікрометр і індикаторний нормалемер.

Кінематична точність зубчастого колеса може бути підвищена шляхом зниження радіального биття колеса й обробки його на верстатах підвищеною кі-

нематичною точністю при точному centruванні заготівлі в процесі нарізування і шліфування зубів.

Плавність роботи зубчастої передачі визначається параметрами, погрішності яких багаторазово (циклічно) виявляються за оборот зубчастого колеса, і складає частину кінематичної погрішності.

Циклічна погрішність зубцової частоти $f_{z\text{zorg}}$ – це циклічна погрішність зубчастого колеса з частотою, рівній частоті входу зубів у зачепленні ($k=Z$).

Циклічна погрішність зубцової частоти є головною причиною порушення плавності роботи зубцюватих прямозубих передач.

Відхили кроку зачеплення f_{pbr} – різниця між дійсним і номінальним кроками зачеплення. Дійсний крок зачеплення дорівнює відстані між двома рівнобіжними площинами дотичними до двох активних однойменних бічних поверхонь сусідніх зубів зубчастого колеса в перетині, перпендикулярному до напрямку зубів у площині дотичної до основного циліндру (рис.).

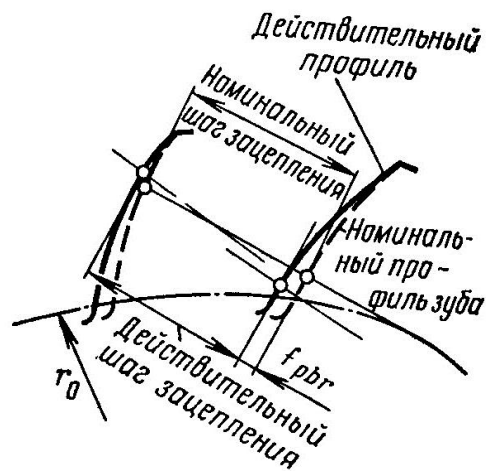


Рисунок – Відхили кроку зачеплення.

Визначається відхил дійсного розміру кроку зачеплення від номінального спеціальними крокомірами. На рис. 12.8 зображений крокомір з тангенціальними наконечниками.

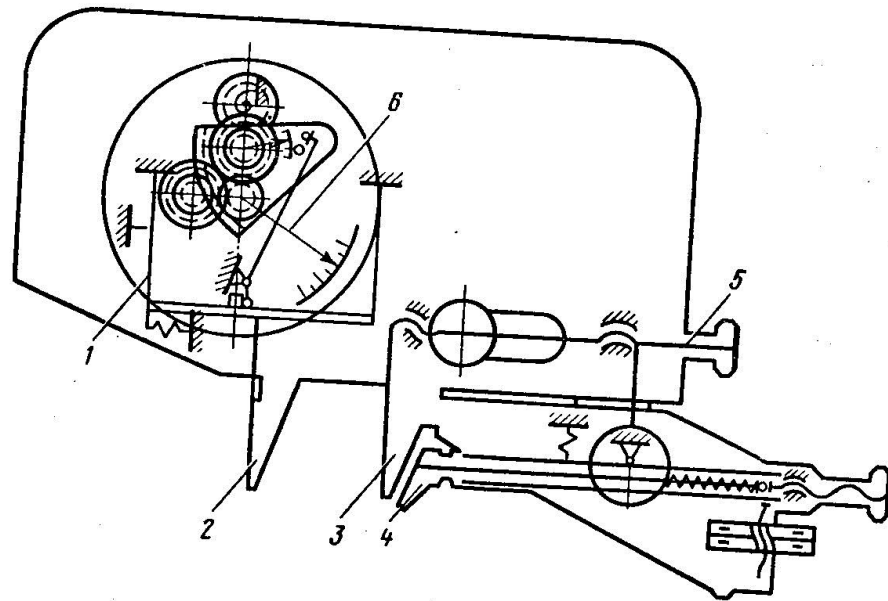


Рисунок – Крокомір:

1 – плоска пружина; 2,3 – вимірювальний накінецьник; 4 – опорний накінецьник; 5 – гвинт; 6 – відліковий пристрій.

Відхил кроку зачеплення приводить до того, що в зачепленні знаходиться тільки одна пара зубів, пересполучення зубів супроводжується ударами, підвищеним шумом, передача працює неплавно.

Відсутність відхилів або їхня незначна величина забезпечують плавне зачеплення, тому що до моменту виходу з зачеплення однієї пари зубів у контакт уже ввійде наступна пара.

Погрішність профілю зуба $f_{\text{гр}}$ (рис. 12.9) – відстань по нормалі між двома найближчими номінальними торцевими профілями 1, між якими розміщується дійсний торцевий профіль 2 зуба колеса.

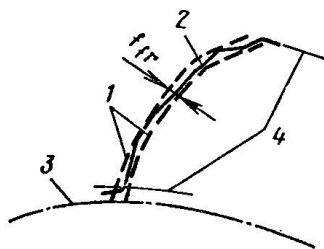


Рисунок – Погрішність профіля зуба:

1,2 – номінальний і дійсний торцеві профілі; 3 – основна окружність; 4 – межі активного профіля зуба.

Погрішність профілю погіршують плавність роботи передачі і зменшують поверхню контакту зубів.

Погрішності, що порушують плавність роботи передачі, багаторазово повторюються за оборот колеса і викликають удари зубів, крутильні коливання привода, поперечні коливання валів, вібрацію всього агрегату, супроводжуються підвищеним рівнем шуму, що різко знижує довговічність швидкісних важконавантажених передач.

Контакт зубів у передачі значною мірою визначає довговічність зубчастої передачі, тому що при неповному і нерівномірному прилеганні зубів зменшується несуща поверхня, збільшується контактні напруга, погіршується умови змащення.

Комплексним параметром, що характеризує повноту контакту, є «сумарна пляма контакту».

Сумарна пляма контакту – це частина активної бічної поверхні зуба зубчастого колеса, на якій розташовуються сліди прилягання його до зубів парного зубчастого колеса після обертання зібраної передачі при легкому гальмуванні, що забезпечує безперервне контактування зубів обох зубчастих коліс. На зуби парного колеса попередньо наносять шар фарби. Пляма контакту визначається відносними розмірами у відсотках (рис.12.10):

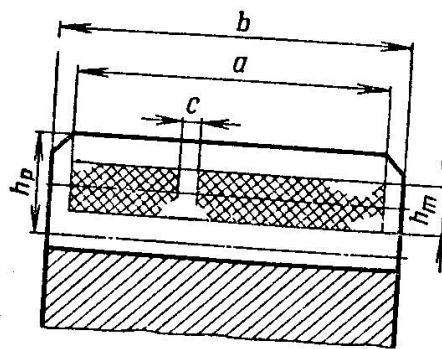


Рисунок – Пляма контакту.

По довжині зуба – відношення відстані a між крайніми крапками слідів прилягання за винятком розривів Z переважаючу величину модуля в мм, до дов-

$$\text{жини зуба } B \frac{(a-c)\cos\beta}{b} 100\% ;$$

$$\text{Для прямозубих коліс } \frac{a-c}{b} 100\% ;$$

По висоті зуба – відношення середньої (по всій довжині зуба) висоти слідів прилягання h_m до висоти зуба, що відповідає активної бічної поверхні h_p

$$\frac{h_m}{h_p} 100\%$$

Величина плями контакту залежить від погрішностей виготовлення і монтажу передачі. Основними погрішностями, що впливають на повноту контакту зуба, є погрішності напрямку зуба, непаралельність і перекіс осей.

Погрішність напрямку зуба $F_{\beta r}$ – відстань по нормалі між двома близькими друг до друга номінальними ділительними лініями зуба, між якими розміщується дійсна ділительна лінія зуба, що відповідає робочій ширині вінця (рис. 12.11). Під дійсною ділительною лінією зуба розуміється лінія перетинання дійсної бічної поверхні зуба колеса ділительним циліндром, вісь якого збігається з робочою віссю.

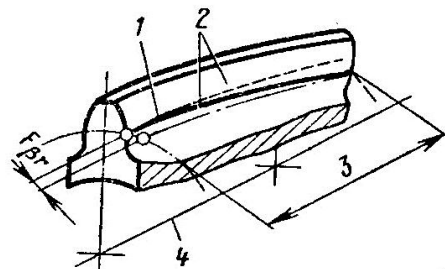


Рисунок – Погрішність напрямку зуба:

1 – дійсна ділительна лінія зуба; 2 – номінальні ділительні лінії зуба; 3 – ширина вінця; 4 – робоча вісь зубчастого колеса.

Непаралельність осей f_{xr} – це непаралельність проєкцій робочих осей зубчастих коліс у передачі на площину, у якій лежить одна з осей і крапка другої осі в середній площині передачі (рис.).

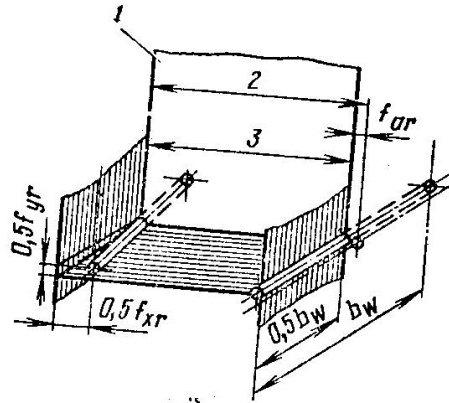


Рисунок – Непаралельність і перекіс осей.

Під середньою площиною передачі розуміється площина, що проходить через середину робочої ширини вінця b .

Перекіс осей f_{yr} – непаралельність проєкцій робочих осей зубчастих коліс у передачі на площину, що проходить через одну з осей і перпендикулярність площини, у якій лежить ця вісь і крапка другої осі в середній площині передачі (рис.).

Непаралельність f_{xr} і перекіс f_{yr} осей визначається в лінійних одиницях на довжині рівній робочій ширині вінця.

Види сполучень зубів коліс у передачі впливають на нормальну роботу зубчастої передачі з евольвентним профілем зуба в значній мірі визначається наявністю гарантованого бічного зазору.

Бічний зазор j_n – зазор між непрацюючими профілями зубів сполучених коліс (рис.12.13), обумовлений у перетині, перпендикулярному напрямкові зубів, у площині, дотичної до основної окружності.

Бічний зазор у зібраній відкритій передачі може контролюватися за допомогою індикатора, встановленого вимірювальним стрижнем на бічну активну поверхню зуба. Колесо, що сполучається, повинне бути застопорено. Погойдуванням від упора до упора вибирають бічний зазор, що буде дорівнює найбільшій рі-

зниці показань індикатора. У закритих передачах бічний зазор може бути обмірюваний закладанням між робочими поверхнями зубів свинцевого дротика і поворачиваним коліс. Вимірюючи товщину свинцевого дротика після повертання визначають бічний зазор.

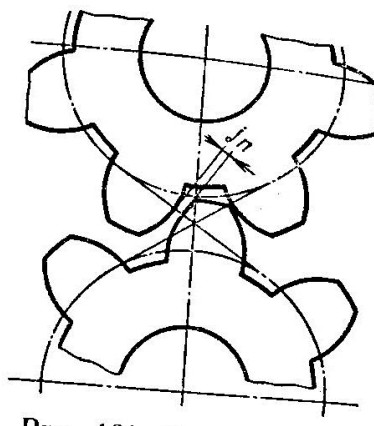


Рисунок – Бічний зазор.

Бічний зазор необхідний для створення необхідних умов змащення зубів, компенсації погрішностей виготовлення коліс і складання передач, компенсація температурних деформацій у передачі.

Чим більше нагрівання передачі, тим більше повинний бути бічний зазор. Недостатність зазору може привести до заклинювання передачі. З іншої сторони зі збільшенням бічного зазору зростає небезпека ударів при реверсуванні передачі. Отже, вибір величини бічного зазору визначається експлуатаційним вимогам.

У слабо навантажених механізмах і приладах, де робоча температура незначна, міжосьова відстань невелика і за умовою роботи небажана наявність вільного ходу передачі, бічний зазор може дорівнювати нулеві. Таке зачеплення називається двохраніфільним. У зубчастих передачах тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин необхідно забезпечити визначену величину гарантованого зазору.

Величина бічного зазору забезпечується шляхом радіального зсуву вихідного контуру рейки (зуборізного інструмента) і може визначатися через відхили середньої довжини загальної нормалі і через відхили товщини зуба.

Додатковий зсув вихідного контуру $E_{нп}$ (рис. 12.14) від його номінального положення в тіло зубчастого колеса здійснюється з метою забезпечення в передачі гарантованого бічного зазору. Нормується найменша величина цього зсуву $E_{нп}$.

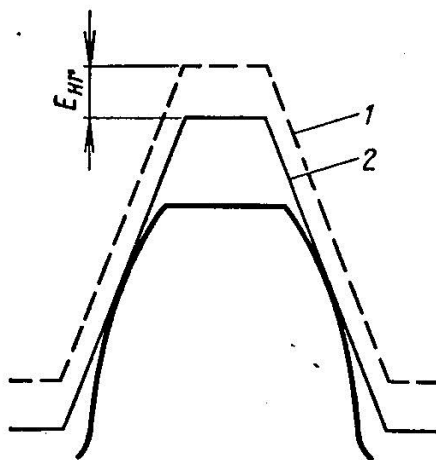


Рисунок – Зсув вихідного контуру:

1 – номінальне положення вихідного контуру; 2 – дійсне положення вихідного контуру.

Контроль зсуву вихідного контуру здійснюється за допомогою тангенціального зубоміру (рис.). Площини двох вимірювальних губок, розташованих під кутом $\alpha=20^\circ$ і кінець вимірювального стрижня утворюють вихідний контур зубцюватої рейки.

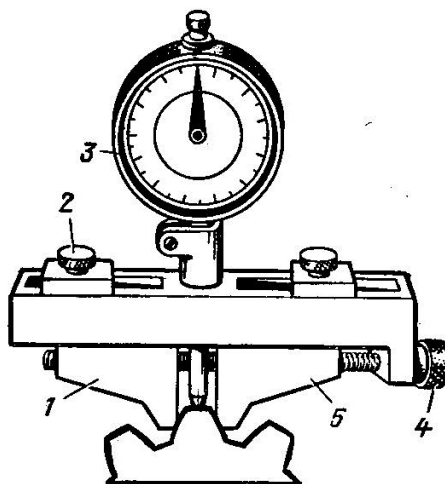


Рисунок – Тангенціальний зубомір.

Зсув вихідного контуру, здійснюваний у тіло зуба, приводить до зменшення товщини зуба і тангенціальний зубомір глибше сяде на більш тонкий зуб. Показання індикатора буде прямо показувати величину дійсного зсуву вихідного контуру.

Середня довжина загальної нормалі W_m – середня арифметична з усіх дійсних довжин загальних нормалей по зубчастому колесу

$$W_m = \frac{W_1 + W_2 + \dots + W_z}{Z}$$

Відхили середньої довжини загальної нормалі $E_{W_{mz}}$ – це відхили середньої довжини загальної нормалі від номінальної, обумовлені по формулі:

$$E_{W_{mz}} = W_n - W_m$$

Нормується найменший запропонований відхил середньої довжини загальної нормалі, здійснюване з метою забезпечення в передачі гарантованого бічного зазору.

Найменший відхил товщини зуба E_{es} – найменше граничне зменшення постійної хорди, здійснюване з метою забезпечення в передачі гарантованого бічного зазору.

Вимір товщини зуба по постійній хорді S (рис.) (для некоррегированих коліс, при $\alpha=20^\circ$ $S=1,384m$ роблять штангензубоміром (рис.).

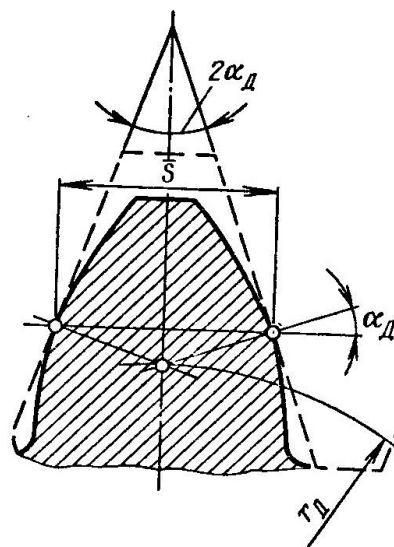


Рисунок – Товщина зуба по постійній хорді.

Штангензубомір складається з двох штанг, перпендикулярних одна до іншої і складає одне ціле, двох рухливих рамок з ноніусом і механізмами мікрометричної подачі.

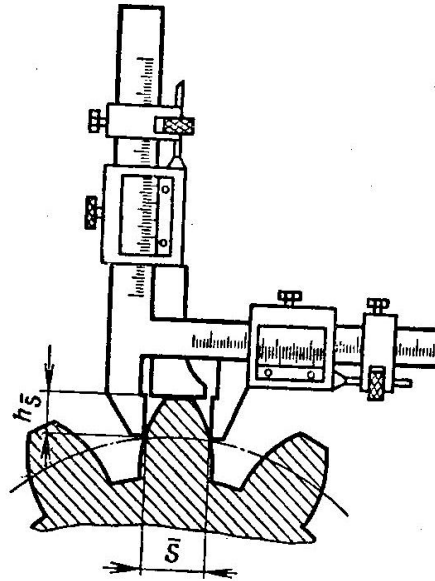


Рисунок – Штангензубомір.

Товщину зуба вимірюють по постійній хорді краями вимірювальних губок. Для того, щоб провести вимір саме по постійній хорді, необхідно установити упор по вертикальній штанзі на відстані від крайок вимірювальних губок, рівному $h_s=0,7476m$.

При вимірі варто уважно стежити, щоб між упором штангензубоміра і вершиною зуба не було просвіту.

Система допусків на циліндричні зубчасті передачі

Стандартом регламентовані допуски на евольвентні циліндричні зубчасті передачі зовнішнього і внутрішнього зачеплення з прямозубими, косозубими і шеврованими зубчастими колісьми з ділільним діаметром до 6300 мм, ширина вінця або напівшеврона до 1250 мм, модулем зубів від 1 до 55 мм.

Установлені 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач, що позначаються в порядку убудання точності цифрами з 1 до 12. Для ступенів точності 1 і 2 допуски і граничні відхилення не регламентовані, вони передбачені на перспективу.

Для кожного ступеня точності зубчастих коліс і передач відповідно до експлуатаційних вимог установлені норми:

- кінематичної точності;
- плавності роботи;
- контакту зубів коліс і передач.

Допускається комбінування норм кінематичної точності, норм плавності роботи і норм контакту зубів зубчастих коліс і передач різних ступенів точності.

При комбінуванні норм різних ступенів точності, норми плавності роботи зубчастих коліс і передач можуть бути не більше ніж на двох ступенів точніше або на один ступінь грубіше норм кінематичної точності; норми контакту зубів можуть призначатися по будь-яких ступенях, більш точним, чим норми плавності роботи зубчастих коліс і передач.

Незалежно від ступеня точності зубчастих коліс і передач установлюються шість видів сполучень зубчастих коліс у передачі по величині бічного зазору (рис.12.18) і вісім видів допуску на бічний зазор, що позначаються в порядку його зростання буквами: h, d, c, b, a, z, y, x.

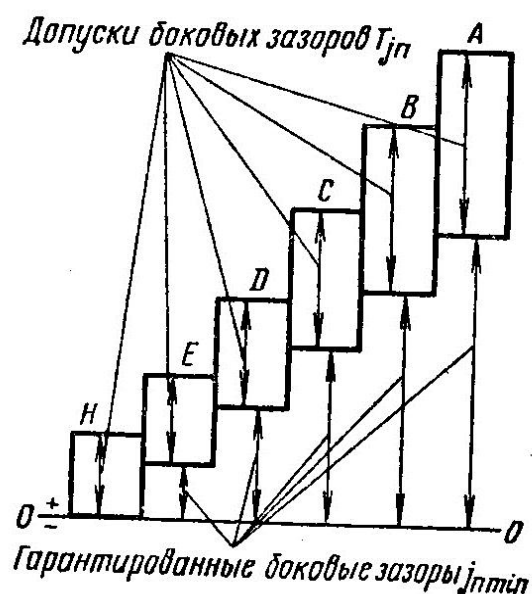


Рисунок – Види сполучень зубчастих коліс.

При відсутності спеціальних вимог до партії або комплекту передач видам сполучень Н і Е відповідає вид допуску d, c, b, a відповідно.

Норми бічного зазору і відповідність між видами сполучення зубчастих коліс у передачі і видом допуску на бічний зазор дозволяється змінити, використовуючи при цьому і види допуску x, y, z.

Діапазони ступенів кінематичної точності передач, у яких рекомендується застосування установлених видів сполучень, приведені в таблиці 12.1

Таблиця 1 – Ступені кінематичної точності передачі.

Вид сполучення	Н	Е	Д	С	В	А
Діапазон ступенів кінематичної точності передач	3-7	3-7	3-8	3-9	3-10	3-12

7.2 Шпонки, шліці, зубчасті передачі.

Взаємозамінність шпонкових з'єднань

Шпонки є сполучною ланкою між обертовими деталями (шків, зірочки, зубчасті колеса) і валом або віссю. Основне призначення шпонкових з'єднань – передача моменту, що крутить. З усієї розмаїтості конструкцій шпонкових з'єднань в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні *найбільш поширені призматичні і сегментні шпонки.*

Призматичні шпонкові з'єднання мають розміри, визначені ГОСТ 23360-78 (СТ СЭВ 189-75 і СТ СЭВ 189-79). На рис. 11.1 а), зазначені позначення розмірів призматичного шпонкового з'єднання.

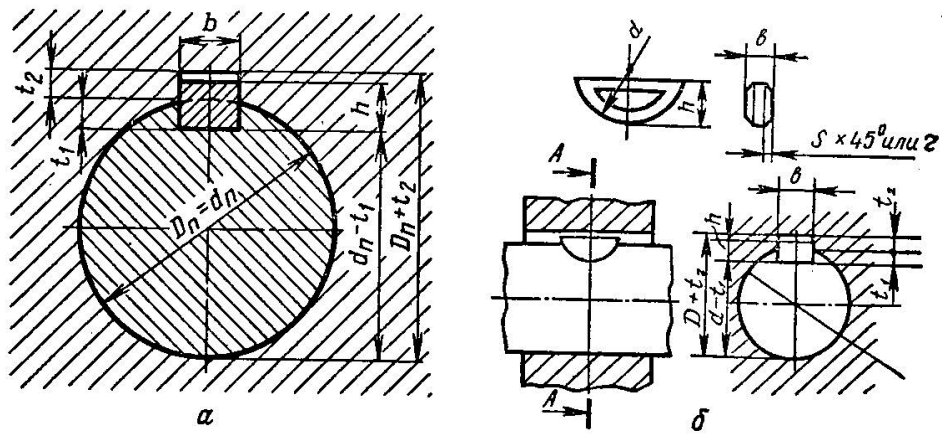


Рисунок 7.1 – Позначення розмірів шпонкових з'єднань:

а- с призматичною шпонкою; б – із сегментною шпонкою.

Взаємозамінність шліцевих з'єднань

Шліцові з'єднання, незважаючи на більш складну технологію виготовлення в порівнянні зі шпонковими, знаходять більш широке застосування. Це порозумівається наступними перевагами: краще центрування і напрямок посаджених на вал деталей; більш рівномірний розподіл навантаження по висоті зуба; менша концентрація напруг, що дозволяє при однакових габаритах передавати більший момент, що крутить.

У залежності від призначення, умов роботи, конструктивних особливостей використовують три види шліцевих з'єднань, що відрізняються профілем зубів: прямобочні, шліцові евольвентні з кутом профілю 30° і трикутні.

Найбільш поширені шліцові з'єднання з прямобочним профілем і парним числом зубів. Основні параметри такого з'єднання показані на рис.11.3.

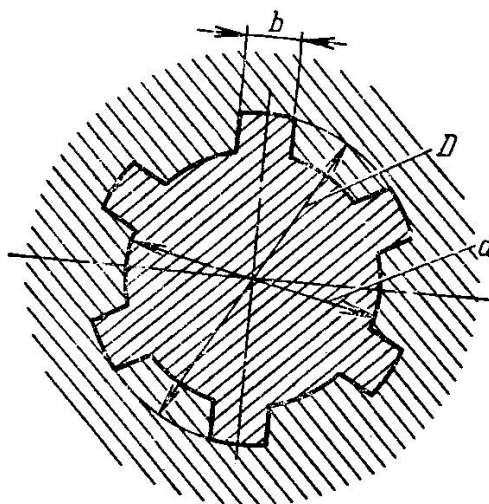


Рис. Основні розміри шліцьового з'єднання з прямобочним профілем.

ГОСТ 1139-80 (СТ СЭВ 188-75) установлює розміри шліцьових з'єднань трьох серій: легкої, середньої, важкої. Легку серію, що має найменші висоту і число зубів, застосовують у нерухомих з'єднаннях. З'єднання середньої серії мають великі в порівнянні з легкою серією висоту і число зубів, їх застосовують при середніх навантаженнях. У з'єднань важкої серії найбільші висота і число зубів, ці з'єднання призначені для тяжких умов роботи.

Шліцьові з'єднання можуть бути рухливими, коли втулка переміщається уздовж вала (зубчасті колеса коробок передач, роздавальних коробок, що включають і виключають муфти), і нерухомими, коли втулка в процесі роботи не повинна переміщатися по валу.

У залежності від технологічних і експлуатаційних вимог центрування вала і втулки досягається одним із трьох методів: по зовнішньому діаметру D рис.11.3 а), внутрішньому діаметру d рис. 11.3 б), бічним сторонам b рис.11.3 в).

Центрування по зовнішньому діаметру рекомендується, коли втулка термічно не обробляється і коли твердість її матеріалу допускає обробку протяганням, що дозволяє одержати діаметр западин втулки точного розміру. Вал у даному випадку шліфують по зовнішньому діаметру. Цей спосіб найбільш простий,

економічний. Його широко застосовують в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні.

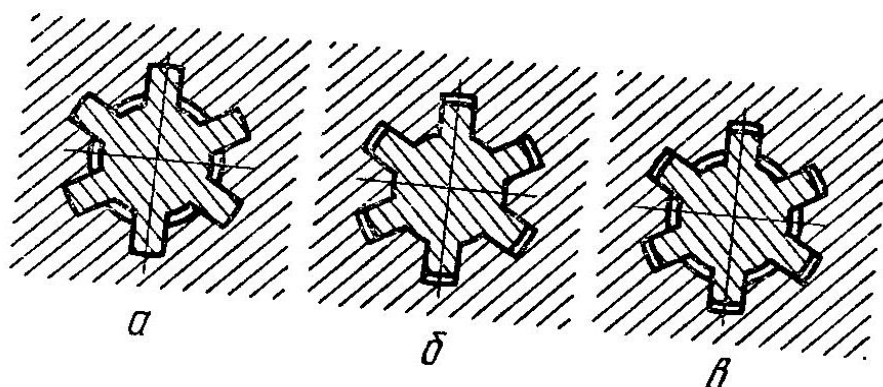


Рисунок – Методи центрування шліцьових з'єднань.

Центрування по внутрішньому діаметру доцільно, коли втулка має високу твердість і точний розмір можна одержати тільки для внутрішнього діаметру, використовуючи внутрішнє шліфування. Вал при цьому обробляють на шліцешліфовальному верстаті, що дозволяє одержати точний розмір внутрішнього діаметру вала. Цей метод забезпечує високу точність центрування, але вартість виготовлення значно збільшується.

Центрування по бічних сторонах зубів не забезпечує точного центрування втулки і вала, але дає найбільш рівномірний розподіл сил між зубами. Цей метод рекомендується застосовувати при передачі великих моментів, що крутять, або при знакоперемінних навантаженнях, коли потрібні мінімальні зазори між бічними поверхнями зубів і западин (наприклад, при центруванні ковзних шліцьових з'єднань карданних валів автомобілів і тракторів).

У разі потреби можна застосовувати одночасне центрування по бічних поверхнях шліців і по одному з діаметрів. Але таке підвищення точності шліцьового з'єднання, зв'язане зі збільшенням вартості виготовлення, повинне бути технічно й економічно обґрунтовано.

Зубчасті передачі являють собою складну кінематичну пару, точність якої повинна бути забезпечена багатьма параметрами. Від роботи зубчастих передач залежать такі показники роботи машин у цілому, як плавність і безшумність ходу автомобіля, передача великих моментів, що крутять, у тракторі, забезпечення точного передатного відношення в механізмах газорозподілу двигунів, висока точність кінематичних ланцюгів металорізальних верстатів і т.п.

Збільшення швидкостей і навантажень, підвищення вимог до надійності і довговічності викликають необхідність виготовлення більш точних зубчастих передач.

По експлуатаційних вимогах зубчасті передачі можна розділити на три основні групи: відлікові, швидкісні і силові. Усі три види передач зустрічаються в тракторах, автомобілях, сільськогосподарських машинах.

Головна вимога до відлікових передач – висока кінематична точність, тобто забезпечення точного передатного відношення (погодженість кутів повороту ведучого і веденого коліс). До цього виду передач відносяться шестірні газорозподілу, шестірня і рейка паливного насоса дизеля, ланцюга ділильної голівки, зубчаста передача в індикаторах годинного типу. Передачі характеризуються наявністю невеликого модуля, передачею незначних навантажень і порівняно невеликими окружними швидкостями.

Головна вимога до швидкісних передач – забезпечення плавності роботи, тобто працювати без шуму і вібрації. Вимоги до плавності ростуть з підвищенням окружної швидкості зубчастих коліс. Звичайно в цих передачах важливими особливостями є також повнота контакту і наявність гарантованого бічного зазору між непрацюючими профілями сполучених зубів. До швидкісних передач відносяться автомобільні коробки передач, передачі приводів центрифуг і турбокомпресорів, коробки швидкостей металорізальних верстатів, редукторні вузли і т.п. Ці передачі характеризуються наявністю середнього модуля і значною довжиною зуба. Часто для таких передач у технічних умовах уводяться вимоги у відношенні величини шуму і вібрації.

Головна вимога до силових передач - забезпечення повноти контакту сполучених зубів (по довжині і висоті зуба). Бортові передачі тракторів, редуктори вантажопідйомних машин, редуктори інших машин, що працюють при великих навантаженнях і невисоких швидкостях. Характеризуються великим модулем і великою довжиною зуба, малими швидкостями і здатністю передавати значні моменти, що крутять.

Параметри точності зубчастої передачі розділяють за ГОСТ 1643-81 на три групи:

Параметри, що забезпечують - кінематичну точність;

Параметри, що забезпечують - плавність роботи;

Параметри, що забезпечують - контакт зубів.

7.3 Позначення норм точності на креслениках.

Всі інші розміри шпонкового з'єднання, крім b , є непосадочними розмірами, на які встановлені наступні поля допусків:

h – висота шпонки – по $h11$;

l - довжина шпонки – по $h14$;

$l_{вал}$ – довжина паза у вала – по $H15$;

$l_{от}$ – довжина паза у втулці – по $H15$;

t_1 - виконавча глибина фрезерування паза вала – по $H12$;

t_2 - виконавча глибина фрезерування паза втулки – по $H12$.

Розміри сегментних шпонок, установлені ГОСТ 24071-80 (СТ СЭВ 647-77), зазначені на рис. 11.1 б). Граничні відхили ширини паза встановлюють у залежності від характеру з'єднання.

Вони повинні відповідати при нормальному з'єднанні:

паз вала - $N9$, паз втулки - $Js9$,

при щільному з'єднанні:

паз вала і паз втулки - $H9$.

Граничні відхили шпонки
встановлені для ширини b по $h9$,
висоти h - по $h11$,
діаметра d – по $h12$.

Позначення прямобочних шліцьових з'єднань, валів і втулок повинні містити: букву, що вказує поверхню центрування, число зубів, номінальні розміри внутрішнього діаметру, зовнішнього діаметра і бічних сторін у з'єднанні вала і втулки; позначення полів допусків або посадок діаметрів, а також розміру бічних сторін, поміщені після відповідних розмірів. У позначенні можна не вказувати допуски діаметрів, що не центрують.

Приклади позначень шліцьових з'єднань:

$$1) \quad d - 8 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h9},$$

де d - діаметр центрування; $z=8$ -число зубів; $d=32$ – внутрішній діаметр;
 $D=36$ - зовнішній діаметр; $b=6$ -ширина зуба.

Умовне позначення втулки цього з'єднання

$$d - 8 \times 32 H7 \times 36 H12 \times 6 D9;$$

Умовне позначення вала цього з'єднання

$$d - 8 \times 32 f7 \times 36 a11 \times 6 h9;$$

$$2) \quad D - 8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8} \quad (\text{центрування по } D);$$

$$3) \quad b - 8 \times 32 \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{f8} \quad (\text{центрування по } b).$$

На кресленнях умовне позначення шліцьового евольвентного з'єднання повинна містити: номінальний діаметр з'єднання; модуль; позначення посадки з'єднання 9 полів допусків вала і втулки), що поміщається після розмірів елементів, що центрують; позначення стандарту.

При центруванні по бічних сторонах зубів

$50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033—80;

При центруванні по зовнішньому діаметру

$50 \times H7/g6 \times 2$ ГОСТ 6033—80;

При центруванні по внутрішньому діаметру

$i50 \times 2 \times H7/g6$ ГОСТ 6033—80.

Як і звичайно, на складальних кресленнях у чисельнику проставляють умовне позначення поле допуску втулки, а в знаменнику – поле допуску валу.

Точність виготовлення циліндричних зубчастих коліс і передач задається ступенем точності, а вимоги до бічного зазору – видом сполучення по нормах бічного зазору.

Виходячи з цього, стандарт установлює правила умовної позначки точності зубчастих коліс і передач.

Якщо по всіх нормах встановлений один ступінь точності, а вид сполучення і допуск на бічний зазор відповідає один одному, записується так:

7-Д ГОСТ 1643-81

що означає 7-му ступінь кінематичної точності

7-му ступінь плавності роботи

7-му ступінь контакту зубів

Д – вид сполучення

d – допуск на бічний зазор.

При комбінуванні норм різних ступенів точності і зміні відповідності між видом сполучення і видом допуску на бічний зазор точність зубчастих коліс і передач позначається послідовним написанням трьох цифр і двох букв.

8-7-7 Ba ГОСТ 1643-81

що означає 8-му ступінь кінематичної точності

7-му ступінь плавності роботи

7-му ступінь контакту зубів

B – вид сполучення

a – допуск на бічний зазор.

У залежності від ступеня точності, діаметрів зубчастих коліс, коефіцієнта осевого перекриття, застосовуваних методів і засобів контролю стандарт рекомендує комплекси показників, що характеризують кінематичну точність, плавність роботи і контакт зубів.

Числові величини норм точності по всіх цих показниках даються в ГОСТ 1643-81.

12.4 Вибір ступенів точності і комплексу показників контролю

Вихідними даними для вибору ступенів точності є вимоги кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів, що у свою чергу залежать від призначення передачі, величини окружної швидкості коліс, переданої потужності. Необхідний ступінь точності може бути визначена відповідними розрахунками.

На основі кінематичного розрахунку погрішностей усієї передачі і припущеного кута неузгодженості можна знайти необхідний ступінь кінематичної точності. Виходячи з розрахунку динаміки передачі, вібрацій і рівня шуму можна вибрати ступінь точності плавності роботи. Ступінь точності по нормах контакту може бути визначена розрахунками на міцність і довговічність.

Остаточне призначення ступеня точності повинне вироблятися з урахуванням досвіду експлуатації аналогічних передач.

При виборі ступеня точності для орієнтування можна користуватися даними табл. 12.2.

Таблиця 12.2

Ступінь точнос-	Область застосування	Окружні швидко-
-----------------	----------------------	-----------------

ті циліндрично-го зубчастого колеса		сті коліс прямо-зубих (непрямо-зубих) м/с
5-я (прецизійна)	Колеса прецизійних механізмів або високошвидкісних передач (турбінні). Вимірювальні колеса для контролю коліс 8-й і 9-й ступеня точності	Св. 30 (св.50)
6-я (високоточна)	Колеса ділільних механізмів, швидкісних редукторів, відповідальні колеса авіа-, авто-верстатобудування	До 15 (до 30)
7-я (точні)	Колеса редукторів нормального ряду, колеса авіа-, автобудування	До 10 (до 15)
8-я (середньої точності)	Колеса верстатів, що не входять у ділільні ланцюги, невідповідальні шестірні авіа-, авто-, тракторобудування, колеса вантажопідйомних механізмів, відповідальні шестірні сільськогосподарських машин.	До 6 (до 10)
9-я (зниженої точності)	Невантажені передачі, виконані по конструктивних розуміннях більшими, ніж отримані з розрахунку	До 2 (до 4)

12.5 Методи і засоби контролю елементів зубчастих передач у ремонтному виробництві

У процесі експлуатації зубчастих передач змінюються розміри наступних елементів: товщини зуба внаслідок зносу робочої евольвентної поверхні, довжини зуба – при переключенні передач, посадкових місць шестірні на вал.

При ремонті товщину зуба вимірюють штангензубоміром. З огляду на, що знос зубів має нерівномірний характер доцільно вимірювати довжину загальної нормалі. Величина довжини загальної нормалі характеризує знос зубів по товщині, а нерівномірність зносу характеризується коливанням довжини загальної нормалі, обмірюваної тричі під кутом 120° .

Посадкові місця шестірні на вал під шестірню вимірюються універсальними засобами виміру з точністю в залежності від гранично припустимого зносу.

Унаслідок нерівномірного зносу посадкових місць під підшипники кочення в корпусах збільшуються відхилення від паралельності і перекосу осей. Вимірюються величини відхилень за допомогою качалок з конічними втулками.

У зібраній зубчастій передачі контролюється бічний зазор за допомогою свинцевого дротика і контакт зубів методом визначення плями контакту по висоті і довжині зуба. Розташування плями контакту по довжині характеризує також наявність відхилів від паралельності і перекосу осей.