

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект) лекцій з дисципліни:

«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

Для студентів спеціальностей:

133 Галузеве машинобудування,
134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка,
131 Прикладна механіка
усіх форм навчання
Частина 2

Тексти (конспект) лекцій з дисциплін: «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання». Для студентів спеціальностей: 133 Галузеве машинобудування, 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка, 131 Прикладна механіка усіх форм навчання частина 2/ Укл.: Л.Й. Іщенко, В.В.Петриїн, В.С.Штанкевич, М.С. Комочкін. – Запоріжжя: НУ«Запорізька політехніка», 2019. – 108 с.

Укладачі: Л.Й. Іщенко, професор, д-р.техн.наук;
В.В.Петриїн, професор, канд.техн.наук;
В. С. Штанкевич, ст. викладач
М.С. Комочкін, ст. викладач.

Рецензент: М.В.Фролов, доцент, к. т. н.

Відповідальний за випуск: В.П.Загородній

Затверджено
на засіданні кафедри
Металорізальних верстатів та інструментів
Протокол № 2 від 02.09.2019р.

Рекомендованно
до видання НМК Машино –
будівного факультету.
Протокол № 1 від 03.09.2019 р.

ЗМІСТ**Частина 2**

2.7	Система допусків і посадок для підшипників кочення	105
2.8	Взаємозамінність, методи і засоби контролю нарізних з'єднань	114
2.9	Взаємозамінність, методи і засоби контролю шпонкових і шліцевих з'єднань	150
2.10	Взаємозамінність, методи і засоби контролю зубчастих коліс	173

Частина 3

2.7 Система допусків і посадок для підшипників кочення

Підшипники кочення є досить поширеними стандартизованими вузлами, які використовуються як опори для елементів конструкцій, які обертаються. Функціональне призначення підшипника - забезпечення мінімального коефіцієнта тертя при високій точності центрування обертових деталей.

Точність підшипникового вузла характеризується в основному такими чинниками:

- жорсткістю конструкції підшипникового вузла;
- точністю розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь підшипника;
- точністю виконання розмірів поверхонь вала і отвору в корпусі, що з'єднуються з підшипником;
- точністю форми взаємного розташування кілець підшипників, а також їх шорсткістю поверхонь;
- точністю обертання, яка характеризується радіальним і осьовим биттям доріжок кочення і торців кілець;
- вибором посадок підшипника на вал і в корпус.

На сьогодні випускається понад 20000 типорозмірів підшипників у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 метрів.

Підшипники кочення розрізняють:

а) за формою тіл кочення – кулькові або роликові (з короткими циліндровими роликами), довгими циліндровими роликами, конічними роликами, сферичними роликами, витими або голчастими роликами);

б) за направленням дії сприйманих сил:

- радіальні (рисунок 2.25 а), які сприймають переважно радіальне навантаження, що діє перпендикулярно осі обертання підшипника;

- упорні (рисунок 2.25 д), які сприймають переважно осьове навантаження, що діє уздовж осі обертання підшипника;

- радіально-упорні (рисунок 2.25 в, г), що сприймають як радіальне, так і осьове навантаження;

в) за числом рядів: однорядні (рисунок 2.25 а, в, г, д), дворядні (рисунок 2.25 б) і багаторядні;

г) самовстановлювані (рисунок 2.25 б) і несамовстановлювані (рисунок 2.25 а, в, г д).

Приєднувальними розмірами підшипників є (рисунок 2.25):

- D , зовнішній діаметр зовнішнього кільця підшипника;
- d , внутрішній діаметр внутрішнього кільця підшипника;
- монтажна висота (ширина) підшипника; B - для підшипників радіальних, H - для підшипників упорних і T - для підшипників радіально-упорних.

ГОСТом 3325-85 встановлено п'ять класів точності виконання розмірів підшипників; 0, 6, 5, 4 і 2 (P_0 , P_6 , P_5 і P_4). Перелік класів точності підшипників наведена в порядку підвищення точності їх виконання. При маркуванні підшипника клас точності позначається перед його умовним позначенням, наприклад 6-305, де: 6 – клас точності підшипника, 305 – умовне позначення підшипника за ГОСТ 8338 -75, яке обумовлює його конструкцію і розміри. При маркуванні підшипників нульового класу клас точності - “0” не вказується.

Точність приєднувальних розмірів підшипників, що значно вища за точність виконання розмірів з'єднуваних з підшипником поверхонь. Наприклад, допуск на приєднувальний діаметр ($D=62$) зовнішнього кільця 305 підшипника, найгрубішого (0-го) класу точності, за ГОСТ 3325-85 становить 13 мкм, що відповідає величині допуску для 5-го квалітету.

Для скорочення номенклатури підшипників кочення, величини допусків на їх приєднувальні розміри, згідно з ГОСТ 3325-85, встановлені залежно лише від розмірів і класу точності підшипників і абсолютно не залежать від характеру з'єднання підшипників з корпусами і валами, тобто від посадки, за якою вони будуть змонтовані у вузлі. Клас точності підшипників призначається залежно від необхідної точності центрування обертової деталі і умов експлуатації.

Підшипники нульового класу точності рекомендуються до використання в більшості механізмів спільного машинобудування.

Підшипники вищих класів точності, 6 і 5, економічно доцільно використовувати в тих вузлах металорізальних верстатів, де точність обертання відбивається на шорсткості і точності оброблюваних поверхонь.

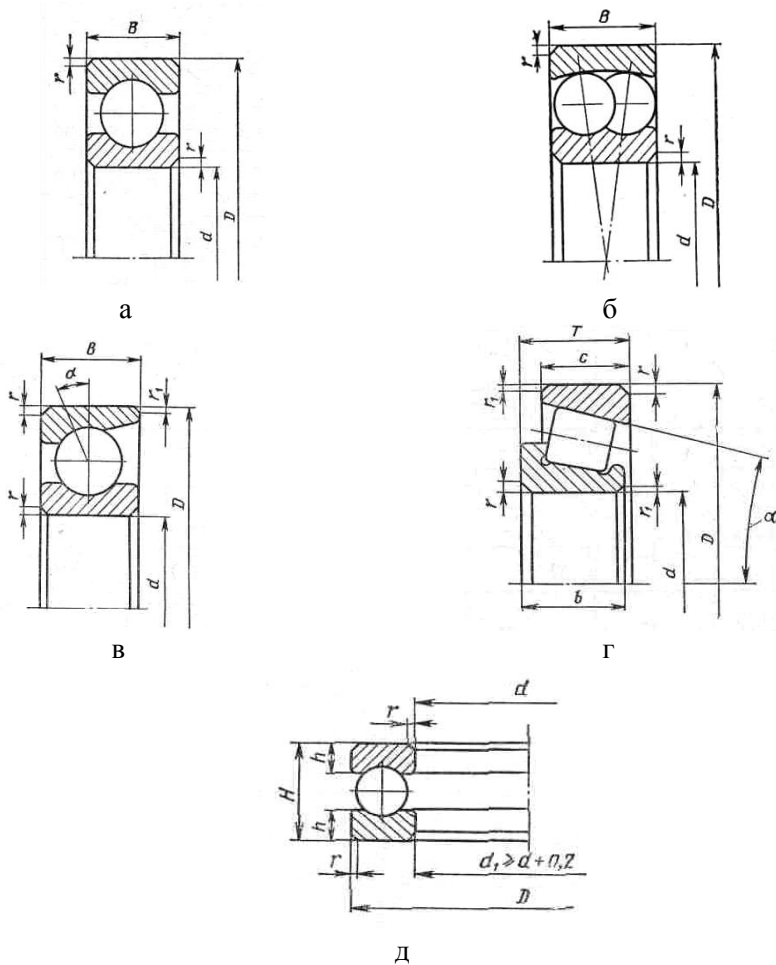


Рисунок 2.25 – Конструкції підшипників

Підшипники 4 і 2 класів точності рекомендуються до використання при частоті обертання понад 3000 об/хв, а також у контрольно-вимірювальних і навігаційних приладах.

Відповідно до стандарту 3325-85 поля допусків приєднувальних розмірів підшипників направлені вниз від нульової лінії – в мінус

(рисунок 2.26), тобто для всіх класів верхнє відхилення приєднувальних розмірів прийнято рівним нулю.

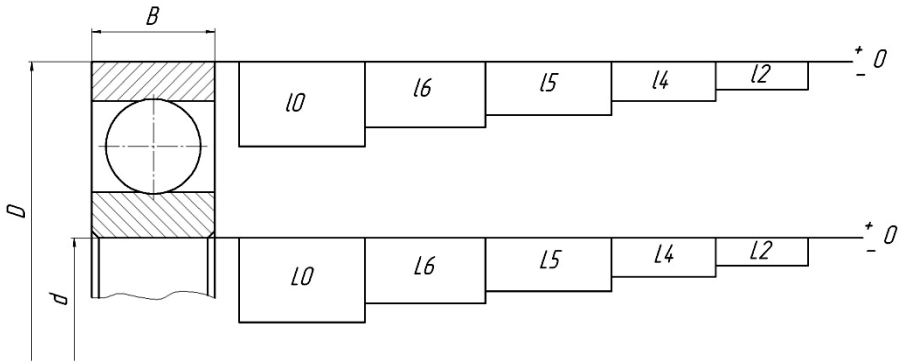


Рисунок 2.26 – Поля допусків приєднувальних розмірів підшипників кочення

2.7.1 Розташування полів допусків приєднувальних розмірів

Таким чином, у з'єднаннях кілець підшипників кочення з деталями прийняті посадки: для внутрішнього кільця підшипника (d) в системі отвору, а для зовнішнього кільця підшипника (D) в системі вала. Підшипники різних класів точності, але однакового типорозміру, мають повну зовнішню взаємозамінність за приєднувальними розмірами.

Прийнята схема розташування полів допусків для приєднувальних розмірів підшипників кочення (перевернене розташування поля допуску внутрішнього кільця підшипника) дозволяє використовувати стандартні відхилення для валів і отворів при призначенні посадок підшипників кочення.

Необхідні посадки у з'єднанні підшипника кочення з валом або корпусом отримують за рахунок змінення діаметрів вала d і отвору D в корпусі. Спеціальних полів допусків для утворення посадок з підшипниками немає, а використовуються поля допусків з ГОСТ 25347-82. Схема розташування рекомендованих полів допусків показана на рисунку 2.26.

Оскільки на спряжувані діаметри самих підшипників передбачені спеціальні допуски (за величиною і знаком відхилень), а допуски на діаметри валів і отворів у корпусах вибираються з

загальної системи допусків на гладкі вироби, то при з'єднанні підшипника з валом або отвором характер посадки буде відрізнятися від одноіменних посадок для гладких циліндричних з'єднань. Так вали, оброблені з полями допусків під перехідні посадки, з'єднуються з підшипником тільки з натягом, а з полями допусків по $h5$, $h6$ і $g6$ характер посадки буде типу перехідних, тобто з натягом або із зазором (рисунки 2.28).

2.7.2 Вибір посадок у корпус і на вал

При виборі посадок за приєднувальними поверхнями підшипників враховують:

- величину і напрямок діючих на підшипник навантажень (постійні, періодичні, динамічні);
- частоту обертання;
- тип і розмір підшипника;
- температуру підшипника;
- умови монтажу (частота заміни підшипника);
- вид навантаження, який залежить від того, обертається кільце відносно радіального навантаження або не обертається.

На вибір посадки кілець підшипника і деталей, що з'єднуються з ними, переважний вплив здійснює вид навантаження кілець підшипника у вузлі.

Розрізняють три *види* навантаження кілець підшипників: місцеве, циркуляційне і коливальне.

При *місцевому* навантаженні (рисунк 2.27, а) кільце підшипника сприймає результуюче радіальне навантаження лише обмеженою ділянкою кола на доріжці кочення і передає її відповідній обмеженій ділянці посадкової поверхні вала або корпуса, що має місце, коли кільце не обертається. У цьому випадку посадка призначається з зазором або перехідна. Вибір такого характеру спряження обумовлений намаганням забезпечити більш рівномірне зношування доріжок кочення необертового кільця, яке може повертатися під дією поштовхів і вібрацій.

При *циркуляційному* навантаженні (рисунк 2.27, б) кільце підшипника сприймає результуюче радіальне навантаження послідовно всім колом доріжки кочення і передає її також послідовно всій посадковій поверхні вала або корпуса, що має місце при

обертовому кільці і постійно направленому навантаженні. Посадка призначається з натягом.

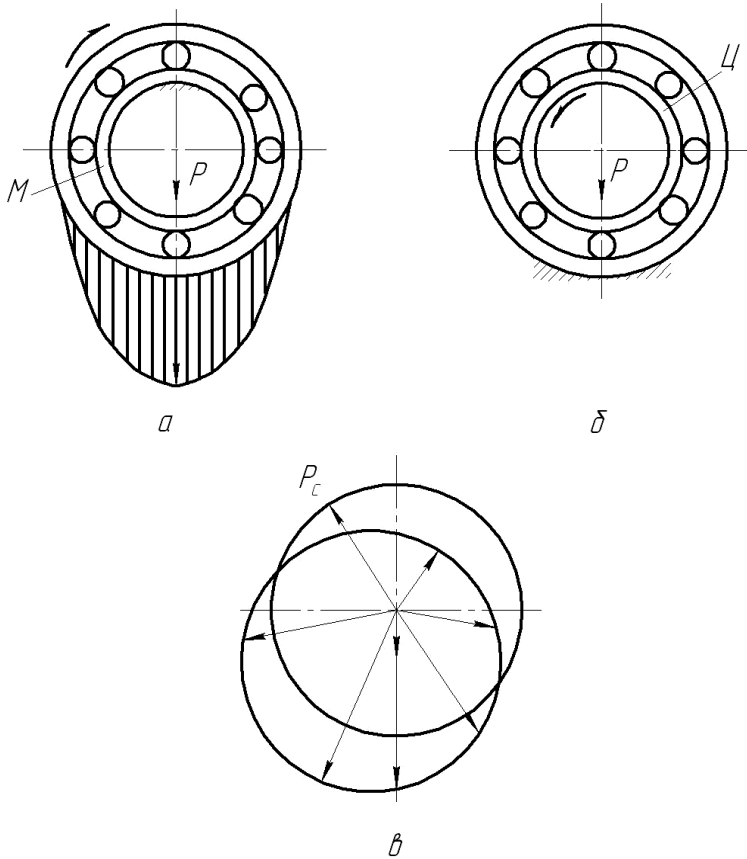
При *коливальному* навантаженні (рисунк 2.27, в) на кільце підшипника діє вектор постійної складової радіальної сили і вектор радіальної сили, що обертається, при цьому сумарний вектор цих сил не здійснює повного оберту, а коливається на певній ділянці нерухомого кільця. Посадка вибирається з числа щільно рухливих (js6, js5 – для внутрішнього кільця; JS7, JS6 – для зовнішнього кільця). Детальніше рекомендації для визначення виду навантаження кілець підшипника залежно від сприйманого навантаження наведені в довідковій літературі.

При циркуляційному навантаженні кілець підшипника посадки призначають залежно від інтенсивності радіального навантаження, яка розраховується за формолою: $P_R = F_r k_1 k_2 k_3 / b$, де F_r – радіальне навантаження на опору; k_1 – динамічний коефіцієнт посадки; k_2 – враховує ступінь послаблення натягу при порожнистому валі або тонкостінному корпусі; k_3 – враховує нерівномірність розподілу навантаження між тілами кочення в дворядних підшипниках; b – робоча ширина посадкового місця (ширина підшипника за вирахуванням фасок або радіусів скруглень).

Значення коефіцієнтів і інтенсивності навантажень наведені в довідковій літературі.

Приклад призначення посадки для підшипника 305 (клас точності – 0, $d=25$, $D=62$, $B=17$, радіус скруглень $r=2$). Внутрішнє кільце підшипника надягається на порожнистий обертовий вал з отвором $d_1=10$ і схильне до циркуляційного виду навантаження. Радіальна реакція опори $F_r=4000\text{H}$. Навантаження ударне, перевантаження до 300%, осьового навантаження немає. З довідкової літератури знаходимо значення коефіцієнтів; $k_1=1,8$; $k_2=1,6$; $k_3=1$; $b=(B-2r)=17-4=13$; і обчислюємо інтенсивність радіального навантаження.

$$P_R = 4000 \cdot 1,8 \cdot 1,6 \cdot 1 / 0,013 = 886154 \text{ Н/м.}$$



а – місцеве; б – циркуляційне; в - коливальне

Рисунок 2.27 – Види навантаження кілець підшипника

При такій інтенсивності навантаження для вала, що з'єднується з підшипником нульового класу, рекомендується основне відхилення "k" в шостому квалітеті. Позначення посадки внутрішнього кільця підшипника з валом на складальному кресленні - E25 L0/k6 (рисунок 2.29).

Зовнішнє кільце підшипника встановлюється в корпус, не обертається і схильне до місцевого виду навантаження. Для нього рекомендуються стандартні основні відхилення "E8", "G7", "H8" и "H7" (рисунок 2.29), які забезпечать зазор у з'єднанні. Приймаємо для отвору в корпусі основне

відхилення "Н" в сьомому квалітеті. Позначення посадки зовнішнього кільця підшипника з отвором на складальному кресленні - $\varnothing 62 \frac{H7}{10}$ (рисунок 2.29).

До з'єднаних з підшипниками деталей ставляться особливі вимоги щодо відхилення форми і розташування та шорсткості:

- овальність і конусність поверхонь валів і корпусів (призводить до деформації кілець і, відповідно, доріжок кочення);
- радіальне і торцеве биття посадочних поверхонь (призводить до появи вібрацій);
- шорсткість поверхні (може призвести до порушення розрахункового значення характеру з'єднання).

Виходячи з вищевикладеного, овальність з'єднаних з підшипниками кочення 0 і 6 класу поверхонь не повинна перевищувати половину допуску на виконання розміру деталі, а для підшипників 5, 4 і 2 класів – чверть допуску.

Конусоподібність посадочних місць, призначених для підшипників 0 і 6 класу, не повинна перевищувати чверть допуску на виконання розміру деталі, а для підшипників 5, 4 і 2 класів – одну восьму допуску.

Шорсткість посадкових і торцевих поверхонь на валах і в отворах, що з'єднуються з підшипниками нульового класу точності, рекомендується в межах $Ra_{1,6} \dots Ra_{0,8}$; для поверхонь, що з'єднуються з підшипниками шостого, п'ятого і четвертого класів точності, - в межах $Ra_{0,8} \dots Ra_{0,4}$.

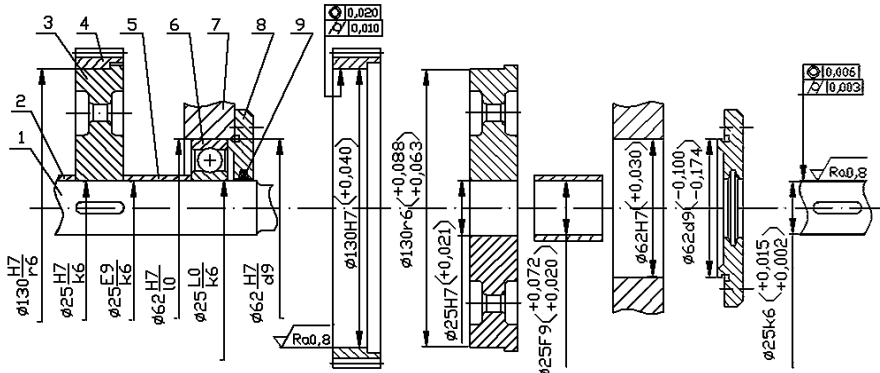


Рисунок 2.29 – Приклад позначення на кресленні посадок підшипників

Контрольні питання до розділу 2.7

1. Які класи точності використовуються для виконання розмірів підшипників?
2. В якій системі виконуються посадочні діаметри кілець підшипників?
3. Як розташовуються поля допусків приєднувальних розмірів підшипників кочення?
4. Назвіть види навантаження кілець підшипників.
5. Як призначаються поля допусків отвору в корпусі та вала?
5. В залежності від чого призначають шорсткість поверхонь підшипника, отвору в корпусі та вала?
6. Як визначається похибка конусності, овальності, форми поздовжнього перерізу?

2.8 Взаємозамінність, методи і засоби контролю нарізних з'єднань

Нарізні з'єднання широко поширені в машинобудуванні (у більшості сучасних машин понад 60% всіх деталей мають різьб).

Нарізні поверхні утворюються при гвинтовому переміщенні плоского контура певної форми по циліндричній або конічній поверхнях.

Різь може бути отримана на зовнішній (зовнішня різь – болт) і внутрішній (внутрішня різь – гайка) поверхні деталі.

За профілем витків (профілю плоского контуру) різі поділяється на трикутну, трапецеїдальну, упорну, круглу та ін.

За числом заходів – одно-, дво-, і багатозахідні.

Залежно від напрямлення обертання контура – праві і ліві.

У прийнятих одиницях виміру лінійних розмірів – на метричні і дюймові.

Для всіх кріпильних деталей стандартизовані і застосовуються метричні різі з трикутним профілем.

За експлуатаційним призначенням розрізняють різі спільного застосування і спеціальні, призначені для з'єднання одного типу деталей певного механізму. До першої групи відносяться:

- кріпильні (метрична, дюймова), які застосовуються для забезпечення міцності роз'ємних з'єднань деталей машин. Головна вимога до яких – забезпечити міцність з'єднання або зберегти щільність у процесі тривалої експлуатації;

- кінематичні для передачі точних кінематичних переміщень (трапецеїдальна і прямокутна), які застосовуються для ходових гвинтів, гвинтів супортів верстата і столів вимірювальних приладів і інш. Головна вимога до них – забезпечити точне переміщення при найменшому терті (висока точність кроку і гвинтової поверхні, а також висока зносостійкість контактуючих поверхонь);

- упорні, для перетворення обертального руху в поступальне – застосовуються в пресах, домкратах. Головна вимога – забезпечити плавність обертання і високу вантажопідйомність;

- трубні і арматурні (трубні циліндричні і конічні) - використовуються для трубопроводів і арматури різного призначення. Головна вимога – забезпечити герметичність з'єднання.

Експлуатаційні вимоги до різей залежать від призначення нарізних з'єднань. Спільними для всіх різей є вимоги надійності, довговічності і згвинчування без підгонки незалежно виготовлених нарізних деталей при збереженні експлуатаційних якостей з'єднання.

Внутрішні і зовнішні різі спільного призначення, а також більшість спеціальних різей контактують по бічних сторонах профілю. Контакт по вершинах і западинах різі унеможливорюється відповідним розташуванням полів допусків по зовнішньому і внутрішньому діаметрах. Залежно від характеру з'єднання по бічних сторонах профілю (тобто по середньому діаметру) розрізняють посадки із зазором, натягом і перехідні.

Дійсний характер взаємного контакту бічних сторін профілю різі на довжині згвинчування, тобто посадки, визначають не лише дійсні значення, але і відхилення кроку і половини кута профілю різьблення з'єднаних деталей, тому характер посадки нарізного з'єднання залежить від зазору або натягу, які чисельно є різницею дійсних значень приведених середніх діаметрів різі болта і гайки.

Система допусків і посадок метричної різі діаметром до 600 мм ґрунтується на міжнародних стандартах. Ця система регламентована ГОСТ 16093-81 – посадки із зазором, ГОСТ 4608-81 – посадки з натягом і ГОСТ – 24834-81 – перехідні посадки. Крім того, ця система має велике значення міжнародної уніфікації, вона дозволяє забезпечити ширше впровадження різей із зазорами, які полегшують складання з'єднань, дають можливість нанесення антикорозійних покриттів, а також підвищити циклічну міцність нарізних з'єднань, що випробовують змінні навантаження.

2.8.1 Основні параметри і коротка характеристика кріпильних циліндричних різей

Основні параметри різі (рисунок 2.28):

- середній діаметр, d_2 (D_2);
- зовнішній діаметр, d (D);
- внутрішній діаметр, d_1 (D_1);
- крок різі, P ;
- кут профілю α ;
- висота початкового трикутника, H ;
- робоча висота профілю, H_1 ;
- номінальний радіус закруглення западини внутрішньої різі, R .

Профіль метричної різьблення для діаметрів від 0,25 до 600 мм і розмірів його елементів ($H=0,8660254P$; $H_1=5/8H=0,541265877P$; $R = H/8=0,144337567P$) регламентовано ГОСТ 9150-81, який передбачає зрізи вершин різі рівні $H/4$ у гайки і $H/8$ у болта.

Нарізні з'єднання з таким профілем відрізняються підвищеною міцністю порівняно з різю, що має менші зрізи; полегшується утворення зовнішньої різі накоченням і внутрішньої різі нарізуванням. Метрична різь при статичних навантаженнях має запас самогальмування.

Реальний профіль западин зовнішньої різі, що відрізняється від номінального, ні в одній точці не повинен виходити за лінію плоского

зрізу на відстані $H/4$ від вершини початкового трикутника, а реальний профіль внутрішньої різі — за лінію плоского зрізу на відстані $H/8$ від вершини початкового трикутника (рисунок 2.30). Западини зовнішньої різі виконують плоскозрізаними або закругленими. При плоскозрізаній формі реальний профіль западини має бути розташований між лініями плоского зрізу на відстані $H/4$ і $H/8$ від вершини початкового трикутника, тобто в зоні I (рисунок 2.31, а). При закругленій формі западини різі, яке є переважним, радіус кривизни ні в одній точці не має бути менше $0,1P$ (рисунок 2.31, б), а її профіль повинен знаходитися в зоні II. При високих вимогах до міцності різі допускається встановлювати $R_{\min} = 0,125P$. Форма западини різі гайки не регламентується.

Форма западини різі впливає на циклічну довговічність болтів. Найменшу циклічну довговічність мають болти з плоскою западиною профілю, найбільшу — з западиною, обкресленою радіусом $R = H/4 \approx 0,216P$ (при закругленій западині різі значно зменшується концентрація напружень).

Статична міцність болтів із закругленою западиною трохи перевищує міцність болтів з плоским зрізом западини (різниця обумовлена лише збільшенням діаметра d_1 болта).

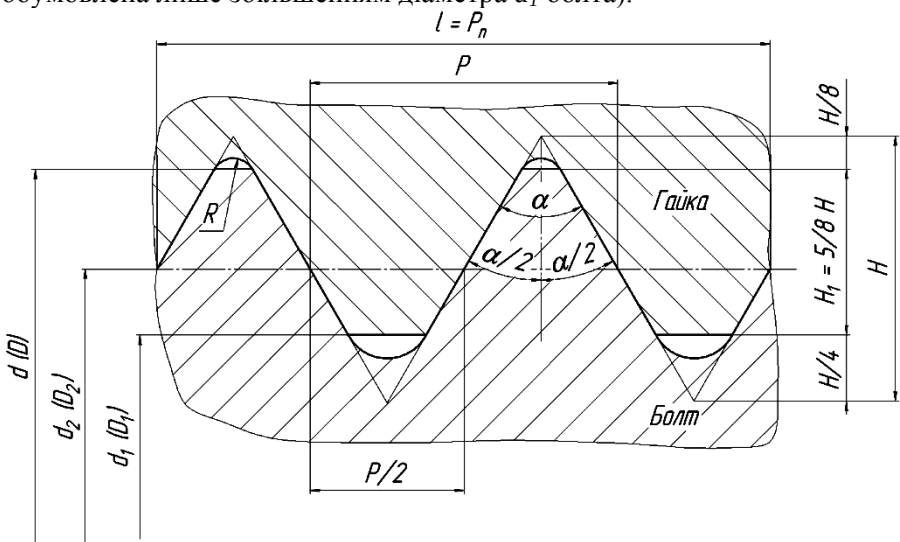
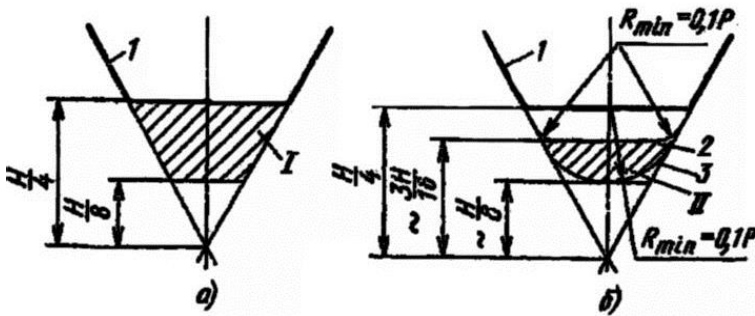


Рисунок 2.30 – Основні параметри різі



а – плоскозрізані; б – закруглена (1 – номінальний профіль, 2и3 – верхній і нижній граничні профілі)

Рисунок 2.31 – Форми западини різі болта

Метрична різь буває з крупним і дрібним кроком. ГОСТ 8724-81 встановлює три ряди діаметрів метричної різі, в кожному з яких передбачені крупний і дрібні кроки. При виборі діаметрів різей перший ряд слід надавати перевагу другому, другий — третьому. В різях з крупним кроком кожному зовнішньому діаметру відповідає крок, визначуваний залежністю $d (D) \approx 6 P^{1,3}$. У різях з дрібними кроками одному зовнішньому діаметру можуть відповідати різні кроки. Метричну різь з дрібними кроками застосовують при з'єднанні тонкостінних деталей, обмеженій довжині згвинчування, а також у випадках, коли потрібна підвищена міцність з'єднання (особливо при змінних навантаженнях).

2.8.2 Загальні принципи забезпечення взаємозамінності циліндричних різей

Системи допусків і посадок, що забезпечують взаємозамінність метричної, трапецеїдальної, упорної, трубної і інших циліндричних різей з прямолінійними бічними сторонами профілю, побудовані за єдиними принципами: вони враховують особливості конструкції нарізних деталей і наявність взаємозв'язку погрешностей окремих параметрів різі.

Граничні контури різі. На довжині згвинчування нарізних деталей розташовано декілька витків різі, які створюють нарізний контур. Номінальний контур різі визначає найбільший граничний контур різі болта і найменший — гайки. Він є контуром максимуму матеріалу на обробку. Від номінального контуру в напрямку, перпендикулярному до осі різі, відраховують відхилення і розташовують вниз поля допусків діаметрів різі болта, в протилежну сторону — поля допусків діаметрів різі гайки. При виготовленні нарізних деталей неминучі похибки профілю різі і її розмірів, можливі неконцентричність діаметральних перетинів та інші відхилення, які можуть порушити згвинчуваність і погіршити якість з'єднань. Для забезпечення згвинчуваності і якості з'єднань дійсні контури згвинчуваних деталей, які визначаються дійсними значеннями діаметрів, кута і кроку різі, не повинні виходити за граничні контури на всій довжині згвинчування.

Відхилення кроку і кута профілю різі і їх діаметральна компенсація.

У більшості різей по зовнішніх і внутрішніх діаметрах передбачаються зазори і поля допусків розташовано так, що похибки цих діаметрів не перешкоджають згвинчуваності різей. Тому згвинчуваність залежить тільки від точності середніх діаметрів (d_2 , D_2), кроку (P) і кута профілю (α) різі. Зазначені похибки не залежать одне від одного, але між ними можна знайти математичний зв'язок. Це дозволяє вплив похибок P і α на згвинчуваність компенсувати допустимою похибкою середнього діаметра різі.

Відхиленням кроку різі ΔP називають різницю між дійсною і номінальною відстанями в осьовому напрямку між двома середніми точками будь-яких одноіменних бічних сторін профілю в межах довжини згвинчування або заданої довжини. Відхилення кроку складається з прогресивних похибок кроку, пропорційних числу витків різі на довжині згвинчування; періодичних, що змінюються за періодичним законом, і місцевих, незалежних від числа витків різі на довжині згвинчування. Співвідношення цих складових відхилення кроку залежить від технології виготовлення різі, точності устаткування, нарізного інструменту і інших чинників. Зазвичай прогресивні похибки кроку перевищують місцеві. Вони виникають унаслідок кінематичної похибки верстата і похибки кроку його ходового гвинта, зносу по всій

довжині різі цього гвинта, температурних і силових деформацій гвинта верстата і оброблюваних деталей і інш. Місцеві похибки кроку є наслідком місцевого зносу різі ходових гвинтів, похибок кроку багатопрофільних нарізних інструментів, неоднорідності матеріалу заготовки та інших причин.

Для визначення діаметральної компенсації похибки кроку накладемо на осьовий перетин різі гайки, що має номінальний профіль і розміри, осьовий перетин різі болта, в якого на довжині згвинчування крок збільшений на ΔP_n (рисунок 2.32). При рівності діаметрів різби болта і гайки ці деталі не згвинчуються. Якщо умовно поєднати ліві бічні сторони АВ профілів різі болта і гайки, то згвинчування виявиться неможливим унаслідок перекриття правих сторін профілів різі. У цьому випадку праві бічні сторони EF профілю різі болта і CD профілю різі гайки не поєднуються. Згвинчування нарізних деталей, що мають похибки кроку різі, можливе лише за наявності різниці f_P їх середніх діаметрів, отриманої в результаті зменшення середнього діаметру різі болта або збільшення середнього діаметру різі гайки. При зменшенні середнього діаметру різі болта на f_P профіль його різі зміститься до осі у верхній частині різі на $0,5 f_P$ і в нижній частині різі (на рисунку 2.32 не показано) також на $0,5 f_P$. Нове положення профілю різі болта показане штриховою лінією. Бічна сторона профілю EF різі болта займає тепер положення E'F'. Крім того, весь болт може бути зміщений вліво на ab . Отже, при $ab = a'b' = 0,5 \Delta P_n$ бічна сторона EF профілю різі болта може бути поєднана з бічною стороною CD профілю різі гайки, тобто згвинчування стане можливим.

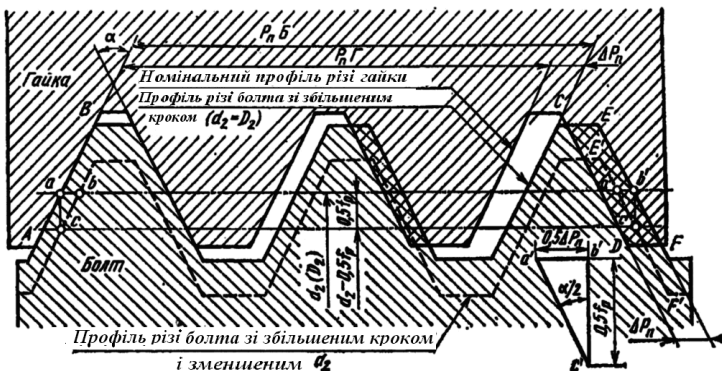


Рисунок 2.32 – Відхилення кроку ΔP_n і його діаметральна компенсація f_P

З трикутника $a'b'c'$, в якому $b'c' = 0,5 f_p$, знайдемо

$$0,5 f_p = 0,5 \Delta P_n \operatorname{ctg} \alpha / 2 \quad (2.59)$$

Величину f_p називають *діаметральною компенсацією похибок кроку* різі і визначають за формулами (ΔP_n і f_p в мікрометрах): для метричної різі ($\alpha = 60^\circ$) $f_p = 1,732 \Delta P_n$; для трубної різі ($\alpha = 55^\circ$) $f_p = 1,921 \Delta P_n$; для трапецеїдальної різі ($\alpha = 30^\circ$) $f_p = 3,732 \Delta P_n$, для упорної різі ($\beta = 30^\circ$; $\gamma = 3^\circ$) $f_p = 3,175 \Delta P_n$.

Діаметральну компенсацію погрішностей кроку необхідно визначати виходячи з абсолютного значення найбільшого відхилення ΔP_n (накопиченої або місцевої похибки кроку), яка може бути як додатньою, так і від'ємною.

При аналізі похибок кута профілю різі зазвичай вимірюють не кут α , а половину кута профілю $\alpha/2$, яка для метричної різі дорівнює 30° . Вимірюючи $\alpha/2$, можна встановити не лише величину α , але й переки різі.

Відхиленням половини кута профілю різі $\Delta\alpha/2$ болта або гайки (для різі з симетричним профілем) називають різницю між дійсними і номінальними значеннями $\alpha/2$. Ця похибка може бути викликана похибкою повного кута профілю (при рівності половин кута), перекосом профілю щодо осі деталі (коли бісектриса кута симетричного профілю не перпендикулярна осі різі) і поєднанням обох чинників. Похибки половини кута профілю може бути викликана похибками профілю нарізного інструменту і похибкою установки його, перекосом осі деталі і інш.

Відхилення $\Delta\alpha/2$ при симетричному профілі різі знаходять як середнє арифметичне абсолютних значень відхилень обох половин кута профілю:

$$\Delta\alpha/2 = 0,5 \left(\left| \Delta(\alpha/2)_{np} \right| + \left| \Delta(\alpha/2)_{лев} \right| \right) \quad (2.60)$$

На рисунку 2.33 показано перетин різі гайки з номінальним профілем 1, на яке накладено перетин різі болта 2, що має погрішність половини кута профілю $\Delta\alpha/2$. При рівності діаметрів різі болта і гайки згвинчування цих деталей неможливе унаслідок перекриття профілів різі (зона 3). Згвинчування нарізних деталей, що мають похибку $\Delta\alpha/2$,

як і деталей, що мають похибку кроку, можливо лише за наявності необхідного зазору по середніх діаметрах їх різі, тобто діаметральній компенсації f_a цієї похибки, яка може бути отримана в результаті зменшення середнього діаметру різі болта або збільшення середнього діаметру різі гайки.

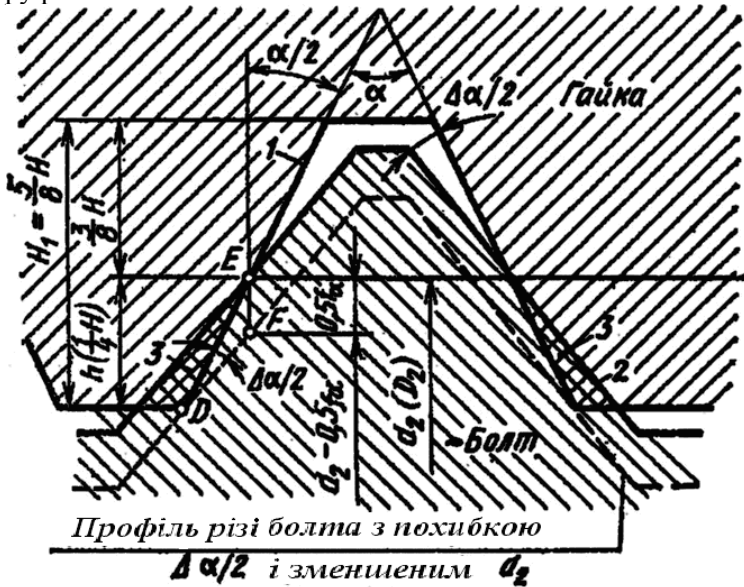


Рисунок 2.33 – Відхилення кута профілю $\Delta\alpha/2$ і його діаметральна компенсація f_a

Величину f_a можна знайти з трикутника DEF.

Застосувавши теорему синусів, отримаємо

$$\frac{EF}{ED} = \frac{\sin(\Delta\alpha/2)}{\sin[180 - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)]}, \quad (2.61)$$

де $EF = 0,5fa$; $ED = h/\cos(\Delta\alpha/2)$.

Кут $\Delta\alpha/2$ є малою величиною, тому можна прийняти

$$\sin[180 - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)] \approx \sin \alpha/2; \quad \sin \Delta\alpha/2 = \Delta\alpha/2. \quad (2.62)$$

Тоді рівняння набирає вигляду

$$(0,5 f_a \cos \alpha / 2) / h = (\Delta \alpha / 2) / \sin \alpha / 2, \quad (2.63)$$

звідки після перетворення отримуємо

$$f_a = (4h\Delta\alpha / 2) / \sin \alpha, \quad (2.64)$$

де $\Delta\alpha/2$ — в радіанах, h і f_a — в міліметрах.

Якщо $\Delta\alpha/2$ виразити в кутових хвилинах, а f_a в мікрометрах, отримаємо

$$f_a = \frac{4h\Delta\alpha / 2}{\sin \alpha} \frac{2\pi}{360 \cdot 60} 10^3 \approx \frac{1,164h}{\sin \alpha} \Delta\alpha / 2. \quad (2.65)$$

Для метричної різі $h = H/4 = 0,2165P$, для трубної і трапецеїдальної різей $h = 0,5H1$. Підставивши у формулу значення h , виражене через крок і значення $\sin\alpha$, отримаємо: для метричної різі $f_a \approx 0,29P\Delta\alpha/2$; для трубної різі $f_a \approx 0,35P\Delta\alpha/2$; для трапецеїдальної різі $f_a \approx 0,582P\Delta\alpha/2$; для упорної різі з $\beta = 30^\circ$ і $\gamma = 3^\circ$ $f_a = 0,46P(\Delta\beta + 0,75\Delta\gamma)$, де f_a — в мікрометрах; P — в міліметрах; $\Delta\alpha/2$ — відхилення в кутових хвилинах; $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ — абсолютні значення відхилень кутів нахилу сторін профілю в хвилинах. Це можливість привести відхилення ΔP і $\Delta\alpha/2$ до одного (діаметрального) напрямку і до однієї розмірності (мкм).

Приведений середній діаметр різі. Згвинчуваність можна вважати забезпеченою, якщо різниця середніх діаметрів різей болта і гайки не менша від сум діаметральних компенсацій кроку і половини кута профілю обох деталей. Для спрощення контролю різей і розрахунку допусків введено поняття приведенного середнього діаметра різі, що враховує вплив на згвинчуваність величин d_2 (D_2), f_P і f_a . Значення середнього діаметра різі, збільшене для зовнішньої або зменшене для внутрішньої різей на сумарну діаметральну компенсацію відхилень кроку і кута нахилу бічної сторони профілю, називають приведеним середнім діаметром. Для різей з симетричним профілем кута нахилу бічних сторін профілю $\beta = \gamma = \alpha/2$:

приведений середній діаметр для зовнішньої різі

$$d_{2np} = d_{2вил} + f_p + f_a; \quad (2.66)$$

для внутрішньої різі

$$D_{2np} = D_{2вим} - (f_p + f_a). \quad (2.67)$$

Тут $d_{2вим}$ і $D_{2вим}$ — виміряні (дійсні) значення середнього діаметру зовнішньої і внутрішньої різей (далі індекс «вим» опускаємо).

При точному визначенні значення приведеного діаметру необхідно враховувати відхилення форми бічних поверхонь і інші похибки різби. Приведений середній діаметр можна зобразити як середній діаметр теоретичної різі, що не має відхилень кроку, кута профілю і відхилень форми, яка згвинчується з дійсною різзю без зазору і без натягу.

За наявності похибок кроку і половини кута профілю різі в обох деталей, отримуваний у з'єднанні зазор визначається різницею дійсних значень приведених середніх діаметрів внутрішньої і зовнішньої різей.

2.8.3 Система допусків і посадок різей із зазором

Для одержання посадок нарізних деталей із зазором в ГОСТ 16093-81 передбачено п'ять основних відхилень (d , e , f , g , h) для зовнішньої і чотири (E , F , G , H) для внутрішньої різей. Ці відхилення однакові для діаметрів d_1 , d_2 , d і D , D_2 , D_1 (рисунк 2.34). Основні відхилення визначають положення поля допуску щодо номінального діаметра.

Основні відхилення E і F установлені лише для спеціального застосування при значній товщині шару захисного покриття.

При поєднанні основних відхилень H/h утворюється посадка з найменшим зазором, рівним нулю. При поєднанні H/g , f , e , d , а так само G , E , F/h , g , f , e , d утворюється посадка з гарантованим зазором. Вказані основні відхилення для зовнішньої різі визначають верхнє відхилення, а для внутрішньої – нижнє відхилення діаметрів різі.

Основні відхилення h і H дорівнюють нулю, решту відхилень визначають за формулами:

для болтів:

$$es_g = - (15+11P); \quad (2.68)$$

$$es_f = - (30+11P); \quad (2.69)$$

$$es_e = - (50+11P); \quad (2.70)$$

$$es_d = - (80+11P), \quad (2.71)$$

де es – верхнє відхилення болта
для гайок:

$$EI_G = + (15+11P); \quad (2.72)$$

$$EI_F = + (30+11P); \quad (2.73)$$

$$EI_E = + (50+11P), \quad (2.74)$$

де EI – нижнє відхилення гайки.

Допуски діаметрів різі встановлюються залежно від ступеня точності (позначаються цифрами, наведеними в таблиці 2.7).

Таблиця 2.7 – Ступені точності

Вид різі	Діаметр різьби	Ступінь точності
Зовнішня	d	4; 6; 8
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*
Внутрішня	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9*
	D_1	4; 5; 6; 7; 8

* лише для різьби на деталях із пластмас.

Основним рядом допусків для всіх діаметрів різей є шостий ступінь точності. Його рекомендують для різей середньої точності і нормальної довжини згвинчування. Допуски по шостому ступеню точності визначається за наступними формулами:

- допуски зовнішнього діаметра болта

$$Td(6) = 180\sqrt[3]{P^2} - \frac{3,15}{\sqrt{P}}; \quad (2.75)$$

- допуски середнього діаметра болта

$$Td_2(6) = 90P^{0,4}d^{0,1}; \quad (2.76)$$

- допуски внутрішнього діаметра гайки

$$TD_1(6) = 433P - 190 \cdot P^{1,22} \text{ при } P < 1 \quad (2.77)$$

$$TD_1 = 230P^{0,7} \text{ при } P > 1; \quad (2.78)$$

- допуски середнього діаметра гайки

$$TD_2(6) = 1,32Td_2(6). \quad (2.79)$$

Допуски решти ступенів точності визначаються множенням допуску шостого ступеня точності на такі коефіцієнти:

Ступінь точності	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різі (d_1) і зовнішній діаметр внутрішньої різі (D) не встановлюють.

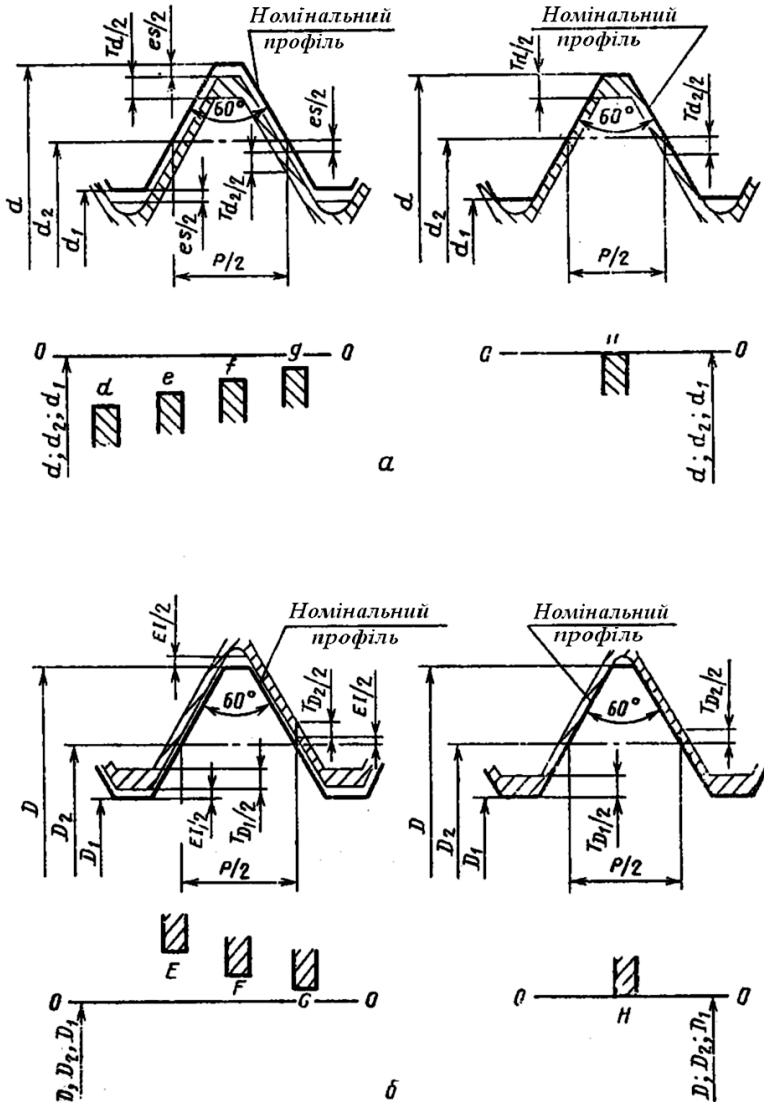
При одному і тому ж ступені точності різі допуск на середній діаметр гайки Td_2 на 1/3 більше допуску на середній діаметр болта.

По довжині згвинчування нарізні з'єднання діляться на три групи:

нормальні (N) - $2,24Pd^{0,2} \leq N \leq 6,7Pd^{0,2}$;

короткі (S) - $S < 2,24 Pd^{0,2}$;

довгі (L) - $L < 6,7 Pd^{0,2}$.



а – для болта, б – для гайки

Рисунок 2.34 – Схеми розташування полів допусків різей для посадок із зазором

Відповідно до практики, що склалася в багатьох країнах, поля допусків згруповані в три класи точності: точний, середній, грубий. Поняття про класи точності – умовне, його використовують для порівняльної оцінки точності різі. Точний клас рекомендується для відповідальних статично навантажених нарізних з'єднань, а так само коли потрібні малі коливання характеру посадки; середній клас – для різей спільного вживання і грубий – для різей, що нарізуються на гарячекатаних заготовках, у довгих глухих отворах і інш. При одному і тому ж класі точності допуск середнього діаметра при довжині згвинчування L рекомендується збільшувати, а при довжині S зменшувати на один ступінь порівняно з допусками, встановленими для нормальної довжини згвинчування N .

Поля допусків, прийняті в різних класах точності, указані в таблиці 2.8.

Умовне позначення поля допусків діаметра різі складається з цифри, що показує ступінь точності і букви, що позначає основне відхилення (наприклад, $6H$, $6g$, $7e$).

Позначення поля допуску різі складається з позначення поля допуску середнього діаметра, що розташовується на першому місці і позначення поля допусків зовнішнього діаметра для болта і внутрішнього для гайки. Наприклад:

$7g6g$

де 7 – ступінь точності;

g – основне відхилення;

$7g$ – поле допуску середнього діаметра болта (Td_2);

$6g$ – поле допуску зовнішнього діаметра болта (Td)

$4H5H$

де 4 – ступінь точності;

H – основне відхилення;

$4H$ – поле допуску середнього діаметра гайки (TD_2);

$5H$ – поле допуску внутрішнього діаметра гайки (TD_1).

Таблиця 2.8 – Поля допусків болтів і гайок

Деталь	Клас точності	Поле допуску при довжині згвинчення									
		S		N					L		
Болт	Точний	-	(3h4h)	-	-	-	4g	4h	-	-	(5h4h)
	Середній	5g6g	(5h6h)	6d	6e	6f	6g	6h	(7e6e)	7g6g	(7h6h)
	Грубий	-	-	-	-	-	8g	(8h)*	-	(9g8g)	-
Гайка	Точний	-	4H	-		4H5H, 5H			-	6H	
	Середній	(5G)	5H	6G			6H		(7G)	7H	
	Грубий	-	-	7G		7H			(8G)	8H	
* Лише для резей з кроком P >0,8 мм; для резей з кроком P (0,8 мм застосовують поле допуску 8h6h											

Якщо позначення поля допуску виступів збігається з позначенням поля допуску середнього діаметра, його в позначення поля допуску різі не повторюють (наприклад: $6H, 6g$).

Поле допуску різьблення вказують через дефіс після розміру (наприклад: болт M12 – 6g, гайка M12 – 6H; болт M12x1 – 6g; гайка M12x1 – 6H; болт із закругленою западиною – M12 – 6g – R). Посадки нарізних з'єднань позначають дробом, у чисельнику якого вказують поле допуску різі гайки, в знаменнику – поле допуску різі болта

(наприклад: M12 – $\frac{6H}{6g}$, ліва різь M12x1 LH – $\frac{6H}{6g}$). Якщо довжина

згвинчування відрізняється від нормальної, її вказують в позначенні різі: M12 – 7g6g – 30, де 30 – довжина згвинчування.

2.8.4 Система допусків і посадок різей з натягом

Посадки з натягом по середньому діаметру використовують, коли конструкція вузла не допускає вживання нарізного з'єднання типу болт-гайка через можливе порушення герметичності і самовідгвинчування шпильок під дією вібрацій, змінних навантажень і зміни робочої температури (наприклад: шпилька – корпус двигунів). Шпильку слід угвинчувати в корпус настільки туго, щоб виключити її провертання при затягуванні під час складання і експлуатації або при відгвинчуванні гайки при ремонті і огляді механізму.

Посадки з натягом регламентовані ГОСТ 4608-81, який поширюється на метричні різі з профілем за ГОСТ 9150-81 діаметром 5-45 мм і кроком 0,8-3 мм.

Установлювані стандартом посадки призначаються для зовнішніх різей (різьба на вгвинчуваному кінці шпильки) зі сталі, що з'єднуються із внутрішніми різями в деталях зі сталі, високоміцних і титанових сплавів, чавуну, алюмінієвих і магнієвих сплавів.

Розташування полів допусків зовнішньої і внутрішньої різі показане на рисунку 2.35.

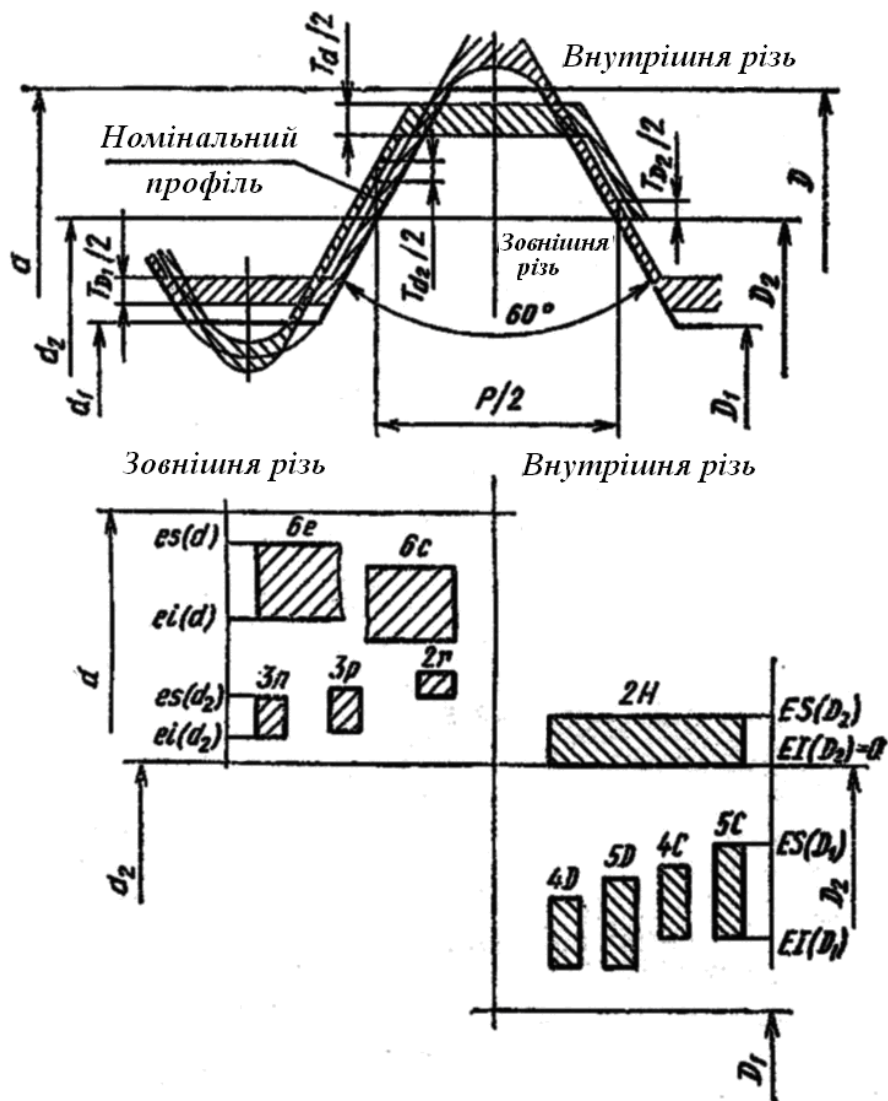


Рисунок 2.35 – Розташування полів допусків різі з натягом

Посадки з натягом по середньому діаметру передбачені лише в системі отвору, яка має великі технологічні переваги перед системою вала.

Числові значення основних відхилень розраховується за такими формулами:

для зовнішнього діаметра зовнішньої різі:

$$es_e = - (50+11P); es_c = - (125+11P); \quad (2.80)$$

для середнього діаметра зовнішньої різі:

$$ei_n = + (22,5+16P); \quad (2.81)$$

$$ei_p = + (30+22P); \quad (2.82)$$

$$ei_z = + (45+33P); \quad (2.83)$$

для внутрішнього діаметра внутрішньої різі:

$$EI_D = + (80+11P); \quad (2.84)$$

$$EI_C = + (125+11P). \quad (2.85)$$

Граничні відхилення внутрішнього діаметра зовнішньої різі не встановлені – їх обмежують положенням поля допуску середнього діаметра і граничними відхиленнями форми западини зовнішньої різі. Верхнє відхилення зовнішнього діаметру внутрішньої різі також не регламентоване. Встановлені поля допусків і посадки наведені в таблиці. 2.9. Довжини згвинчування нарізних з'єднань при посадках з натягом: $(1...1,25)d$, коли деталь з внутрішньою різзю виготовлена зі сталі; $(1,25...1,5)d$, коли деталь з внутрішньою різзю виготовлена з чавуну; $(1,5...2)d$, коли деталь з внутрішньою різзю виготовлена з алюмінієвих і магнієвих сплавів. При інших довжинах згвинчування або інших матеріалах потрібна додаткова перевірка посадок.

Для посадок з гарантованим натягом необхідно встановлювати дуже малі допуски по середньому діаметру. При великих допусках поєднання розмірів, що створює найменший натяг, не гарантує від провертання шпильок, при найбільшому натязі можливе руйнування

шпильки або зріз різі гнізда. У зв'язку з цим для різей з натягом допуск на власне середній діаметр різі встановлений: для гнізд за ступенем точності 2, для шпильок за ступенями точності 3 і 2. Допуск за ступенем точності 2 визначають за формулами:

$$Td_2(2) = 0,4 \quad Td_2(6) = 36 P^{0,4} d^{0,1} \quad (2.86)$$

$$Td_2(2) = 0,53 \quad Td_2(6) = 48 P^{0,4} d^{0,1}. \quad (2.87)$$

Для різей з натягом установлені допустимі відхилення половини кута профілю і кроку різі шпильок і гнізд. Відхилення половини кута профілю і кроку різі контролюють лише у шпильок, для гнізд ці відхилення забезпечують при виготовленні відповідного різального інструменту.

Експериментально встановлено, що похибки кроку і кута профілю різі, що близькі до максимально допустимих, знижують крутний момент на 10—25 %, причому вплив похибки кроку виявляється більшою мірою, ніж вплив похибки кута профілю. Похибки половини кута профілю і кроку різей з натягом мають бути мінімальними.

Приклад умовного позначення посадки різі з номінальним діаметром 12 мм, з крупним кроком

$$M12 - \frac{2H5C}{2r};$$

де 2H – поле допуску на середній діаметр внутрішньої різі;

5C – поле допуску на внутрішній діаметр внутрішньої різі;

2r – поле допуску на середній діаметр зовнішньої різі.

Посадки $\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$, $\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$, $\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$, $\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$ повинні

здійснюватися з сортуванням зовнішньої і внутрішньої різі на групи за середнім діаметром.

Таблиця 2.9 – Поля допусків і посадки для різей з натягом

Матеріал деталі з внутрішньою різзю	Поле допуску різі			Посадка при Р, мм		Додаткові умовні складки
	зовнішньої	внутрішньою при Р, мм		до 1,25	св. 1,25	
		до 1,25	св. 1,25			
Чавун і алюмінієві сплави	2г	2Н5D	2Н5C	$\frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5C}{2r}$	-
Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	3р (2)	2Н5D (2)	2Н5C (2)	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$	$\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$	Селективне сортування на дві групи
Сталь, високоміцні і титанові сплави	3п (3)	2Н4D (3)	2Н4C (3)	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	Селективне сортування на три групи
Примітка. У дужках вказано число груп сортування.						

2.8.5 Система допусків і посадок для перехідних нарізних з'єднань

Різі виконані за перехідними посадками, призначені для з'єднання зовнішніх різей виконаних у вигляді шпильок зі сталі, що з'єднуються з внутрішніми різями в деталях зі сталі, чавуну, алюмінієвих і магнієвих сплавів. Стандартом допускається використання посадок і для інших матеріалів, але в цьому випадку потрібна додаткова перевірка посадки.

Перехідні посадки регламентовані ГОСТ 24834-81, який поширюється на метричні різі з профілем по ГОСТ 9150-81 діаметром від 5 до 45 мм і кроком від 0,8 до 4,5 мм.

Розташування полів допусків зовнішньої і внутрішньої різі показане на рисунку 2.36.

Числове значення основних відхилень середнього діаметра зовнішньої різі розраховуються за формулами:

$$ei_{jh} = - (80+11P); \quad (2.88)$$

$$ei_j = - (25+11P); \quad (2.89)$$

$$ei_{jk} = - (11P); \quad (2.90)$$

$$ei_m = + (15+11P). \quad (2.91)$$

Числові значення допусків середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої різі розраховуються за формулами:

$$Td_2 (2) = 0,4 Td_2 (6) = 36 P^{0,4} d^{0,1} \quad (2.92)$$

$$Td_2 (3) = 0,68 Td_2 (6) = 61,2 P^{0,4} d^{0,1}, \quad (2.93)$$

де d – середньгеометричне значення інтервалу номінальних діаметрів. У дужках вказані ступені точності.

Числові значення основних відхилень зовнішнього діаметра зовнішньої різі, а також зовнішнього, середнього і внутрішнього діаметрів внутрішньої різі розраховуються за ГОСТ 16093-81.

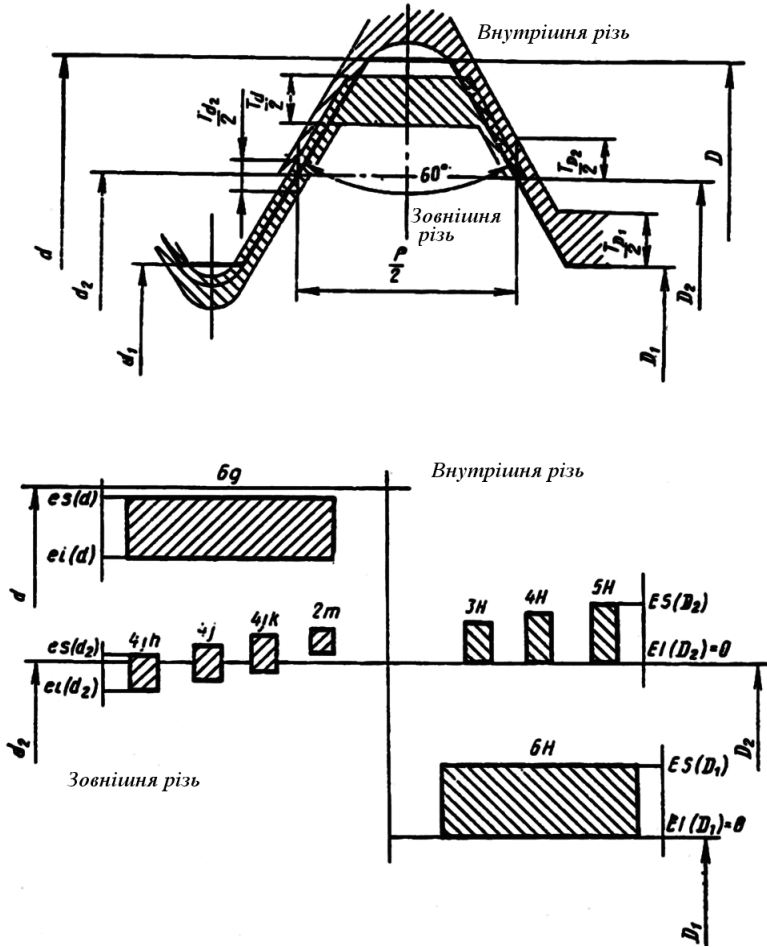


Рисунок 2.36 – Розташування полів допусків перехідних різьбних з'єднань

Поля допусків перехідних різьбних з'єднань показані в таблиці 2.10. Форма западини зовнішнього різьблення має бути закругленою (рисунок 2.37). Для різі з кроком $P \leq 1$ мм допускається плоскокрізна форма западини.

Таблиця 2.10 – Поля допусків і посадок перехідних нарізних з'єднань.

Номінальний діаметр різі, мм	Матеріал деталі з внутрішньої різі	Поля допусків		Посадки
		Зовнішньої різі	Внутрішньої різі	
Від 5 до 16	Сталь	$\frac{4jk}{2m}$	$\frac{4H6H}{3H6H}$	$\frac{4H6H}{4jk}; \frac{3H6H}{2m}$
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{4jk}{2m}$	$\frac{5H6H}{3H6H}$	$\frac{5H6H}{4jk}; \frac{3H6H}{2m}$
Від 18 до 30	Сталь	$\frac{4j}{2m}$	$\frac{4H6H}{3H6H}$	$\frac{4H6H}{4j}; \frac{3H6H}{2m}$
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{4j}{2m}$	$\frac{5H6H}{3H6H}$	$\frac{5H6H}{4j}; \frac{3H6H}{2m}$
Від 33 до 45	Сталь, чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$4jh$	$5H6H$	$\frac{5H6H}{4jh}$

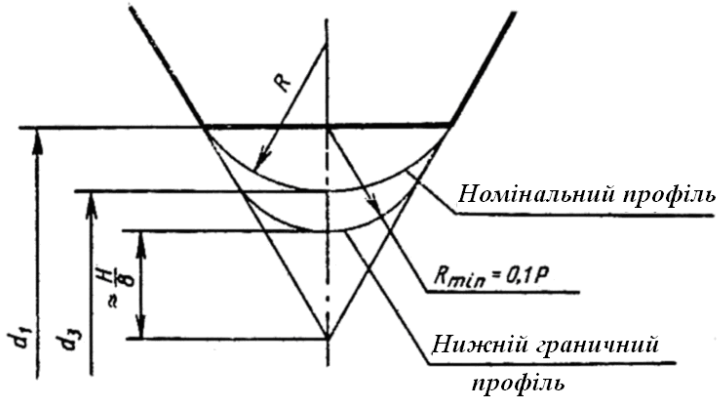


Рисунок 2.37 – Форми западини зовнішньої різі

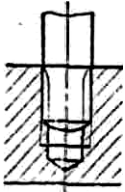
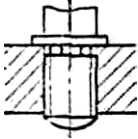
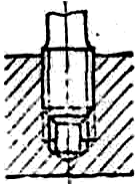
Стандартом установлені у залежності від матеріалу деталі з внутрішньою різзю, такі довжини згвинчування:

Сталь.....	від $1d$ до $1,25d$
Чавун.....	від $1,25d$ до $1,5d$
Алюмінієві і магнієві сплави.....	від $1,5d$ до $2d$

Оскільки в перехідній посадці не завжди гарантується отримання натягу в з'єднанні, то необхідно застосовувати додаткові елементи заклинювання, наведені рекомендації з використання яких у таблиці 2.11.

При виборі ступеня точності різі або виду нарізного з'єднання необхідно знати умови роботи з'єднання, характер і величини навантажень, вимоги до міцності з'єднання, а також враховувати витрати на виготовлення різі. Слід пам'ятати, що виготовлення різі підвищеної точності — дуже складна і трудомістка операція, вимагає великої витрати різенарізного і різевимірювального інструменту (внаслідок малих допусків на знос) і супроводжується великим відсотком розмірного браку.

Таблиця 2.11 – Види заклинювання різі

Вид заклинювання	Матеріал деталі з внутрішньою різзю	Примітка
1.Конічний збіг різі 	Сталь, чавун, алюмінієві і магнієві сплави	Найчастіше використовується. Застосовується в наскрізних і глухих отворах. Не рекомендується використовувати при високих динамічних навантаженнях. При дуже великому крутному моменті, може мати місце деформація внутрішньої різі у верхній частині нарізного отвору.
2. Плоский бурт 	В основному алюмінієві і магнієві сплави	Застосовується в наскрізних і глухих отворах. Площина заклинювання бурту має бути перпендикулярна до осі різі. Діаметр бурту має бути не менше 1,5 d
3.Циліндрична цапфа 	Сталь, чавун, алюмінієві і магнієві сплави	Застосовується лише в глухих отворах. Надає меншу стопорну дію, ніж в елементів заклинювання 1 і 2. Діаметр циліндричної цапфи повинен бути дещо меншим за внутрішні різі. Кут конуса на кінці циліндричної цапфи повинен збігатися з кутом заточки свердла для отвору під різь.

Міцність різьбового з'єднання при циклічних навантаженнях визначається величиною зазору по середньому діаметру, а не виготовленням різі особливо високої точності. Тому при дії циклічних

навантажень необхідно вибирати різь з гарантованим зазором, враховуючи і решту чинників, що впливають на міцність нарізного з'єднання, — матеріали нарізних деталей, конструкцію і технологію їх виготовлення. Лише при вирішенні комплексу питань можна технічно правильно і з урахуванням економічної доцільності призначити певний вид нарізного з'єднання з необхідною точністю виготовлення болта і гайки.

Приклад умовного позначення полів допусків перехідних нарізних з'єднань з номінальним діаметром 12 мм, з крупним кроком.

$$M12 - \frac{4H6H}{4j},$$

де $4H$ – поле допуску середнього діаметра внутрішньої різі;

$6H$ – поле допуску внутрішнього діаметра внутрішньої різі;

$4j$ – поле допуску середнього діаметра зовнішньої різі.

Поле допуску зовнішнього діаметра зовнішньої різі в позначенні не вказується.

2.8.6 Система допусків і посадок трапецеїдальних і упорних різей (кінематичних різей)

Кінематичні різі, застосовувані для гвинтових пар, мають гарантовані зазори по спряжуваних поверхнях. Зазори необхідні для розміщення змащувального матеріалу і зменшення тертя, компенсацій температурних деформацій і створення однопрофільного контакту по бічних сторонах профілю різі. Основним показником точності гвинтових пар є різниця дійсного і теоретичного переміщення однієї з деталей пари в осьовому напрямку.

На відміну від кріпильних різей, у яких необхідний великий опір самовідгвинчуванню, в кінематичних різях важливо мати мале тертя. Приведений коефіцієнт тертя $f_1 = f/\cos \alpha/2$ (де f – коефіцієнт тертя) для трапецеїдальної різі на 40%, а для метричної на 15% більше, ніж для прямокутної, але прямокутну різь важче виготовити, і вона має меншу міцність і зносостійкість. У з'єднаннях з трапецеїдальною різзю посадка гайки по похилих бічних сторонах профілю (по середньому діаметру) добре центрує деталі, а радіальні й осьові зазори можуть бути вибрані застяганням розрізної гайки.

Трапецеїдальна різь. Система допусків і посадок трапецеїдальної різі з профілем за ГОСТ 9484-81 встановлена ГОСТ 9562-81 для однозахідної і ГОСТу 24739-81 для багатозахідної. Номінальний профіль і розташування полів допусків трапецеїдальної різі показані на рисунку 2.38.

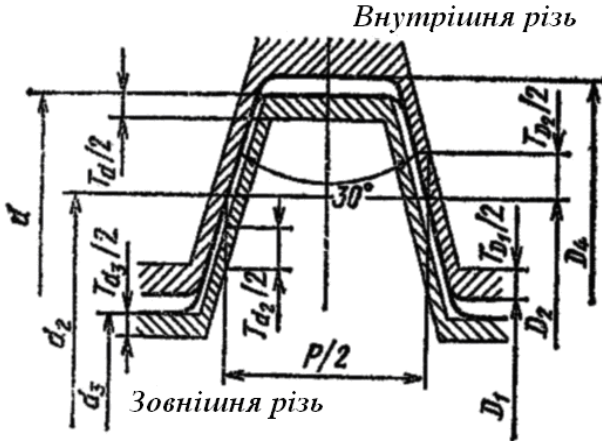


Рисунок 2.38 – Розташування полів допусків однозахідної трапецеїдальної різі

Встановлені основні відхилення для середнього діаметра гвинтів однозахідної різі — c , e , g і h , багатозахідної різі — c , e , і g ; для середнього (D_2), внутрішнього (D_1) і зовнішнього (D_4) діаметрів різі гайки — H ; для зовнішнього (d) і внутрішнього (d_3) діаметрів болта — h . Верхнє відхилення зовнішнього діаметра гайки, граничні відхилення окремо кроку і кута профілю не встановлені. Допуски середнього діаметру трапецеїдальної різі є сумарними. Поля допусків однозахідної і багатозахідної різей установлені в точному, середньому і грубому класах, а довжини згвинчування поділені на дві групи: нормальні N і довгі L . Посадки застосовують лише в системі отвору.

Приклади позначення точності багатозахідної різі: $Tg\ 20 \times 4 (P2) — 8e$ — позначення поля допуску гвинта; $Tg\ 20 \times 4 (P2) — 8H$ — позначення поля допуску гайки; $Tg\ 20 \times 4 (P2) — 8H/8e$ — позначення

посадки (цифра 4 — хід різі, Р — крок, 2 — числове значення кроку).

Приклади позначення точності однозахідної різі: Тг 40 х 6 – 7е, Тг 40х6 – 7Н, Тг 40х6 – 7Н/7е.

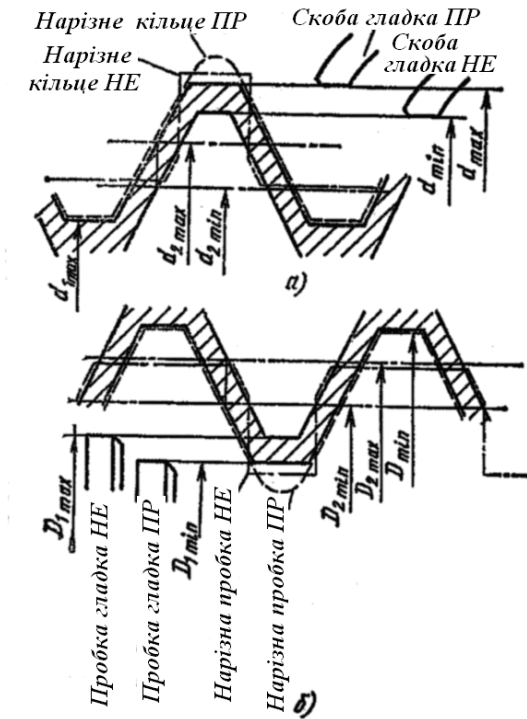
Упорна різь. Упорну різь застосовують у механізмах з великим однобічним тиском (у домкратах, гвинтових пресах, натискних пристроях робочих клітей прокатних станів, у з'єднаннях колон з поперечками гідропресів і т. п.). Профіль і основні розміри цієї різі регламентовані ГОСТ 10177—82. Для зменшення моменту тертя слід було б прийняти робочий кут профілю $\gamma = 0$, проте він прийнятий рівним 30 головним чином з технологічних міркувань (можна фрезерувати різь і сприятливіші умови нарізування на токарному верстаті). Кут нахилу профілю $\beta = 30^\circ$. Для зниження концентрації напруги і підвищення динамічної міцності западина різі має закруглену форму.

Система допусків і посадок упорної різі з профілем і основними розмірами за ГОСТ 10177—82 регламентована ГОСТ 25096—82. Граничні контури нарізного з'єднання з упорною різзю і відхилення зовнішньої і внутрішньої різей показані на рисунку 2.39.

Розташування поля допуску середнього діаметра d_2 зовнішньої різі визначене основним відхиленням h . Гарантовані зазори по середньому діаметру забезпечують шляхом збільшення середнього діаметра зовнішньої різі—для D_2 передбачене основне відхилення AZ . Для отримання зазорів по внутрішньому і зовнішньому діаметрах різі на d , d_3 призначають основне відхилення h , а на D , D_1 — H . Поле допуску діаметра різі утворюється поєднанням ступеня точності (допуску) і основного відхилення. Стандарт передбачає для діаметрів d , D_1 допуски за ступенем точності 4, а для діаметрів d_2 , d_3 і D_2 — ступені точності 7, 8 і 9. Допуски середнього діаметра (d_2 і D_2) є сумарними. Довжини згвинчування упорної різі поділяються на нормальні N і довгі L (вказується в позначенні).

Позначення поля допуску упорної різі складається лише з позначення поля допуску середнього діаметра, тобто з цифри відповідного ступеня точності, і букви основного відхилення, наприклад 8h, 7AZ. В умовному позначенні різі позначення поля допуску повинне слідувати за позначенням розміру упорної різі: S36x6—7h, S36x6LH—8h, S36x6—7AZ. Посадки в нарізному з'єднанні позначають дробом, наприклад S36x6—7AZ/7h.

Контролери і представники замовника використовують частково зношені прохідні і нові непрохідні робочі калібри. Згвинчуваність робочого нарізного прохідного калібру з різьбою або надягання на неї скоби означає, що приведений середній, найменший внутрішній для болта і найбільший зовнішній для гайки діаметри не виходять за прохідні граничні значення (рисунк 2.40). Непрохідними нарізними калібрами контролюють лише власне середній діаметр різі — в разі придатності різі вони не повинні згвинчуватися з різьбою більш, ніж на два витки.



а – болта; б - гайки

Рисунок 2.40 – Схема перевірки різьблення калібрами

Відповідно до принципу Тейлора, нарізні прохідні калібри є прототипом виробу, мають повний профіль і нормальну довжину згвинчування, непрохідні нарізні калібри мають укорочений

профіль заввишки $0,2-0,3P$ і неповне число витків (2,5-3). Це виконується для компенсації похибок кроку і кута профілю, оскільки непрохідні калібри контролюють власне середній діаметр.

Для контролю різі болтів застосовують калібри-кільця і нарізні регульовані скоби (у вигляді гребінок і роликів). Поля допусків для нарізних калібрів будують так само, як і для гладких виробів, але окремо по кожному з трьох діаметрів. На відміну від нарізних деталей допуски для нарізних калібрів установлені окремо на кожному з п'яти параметрів різі. Граничні відхилення приймальних калібрів стандартом не регламентуються.

Диференційований (поелементний) контроль параметрів різі. Всі основні параметри (власне середній діаметр, зовнішній і внутрішній діаметри, крок і кут профілю) можна контролювати за допомогою універсальних або спеціалізованих контрольних засобів. При цьому контрольований параметр вимірюють багато разів, що дозволяє шляхом подальшої обробки результатів зменшити вплив похибок інших параметрів.

Середній діаметр зовнішньої різі контролюють за допомогою універсальних засобів без додаткових пристосувань або з використанням нарізних вставок, ножів, роликів, а для внутрішньої різі — ще і кульок або відтисків. При вимірюванні середнього діаметра зовнішньої різі за допомогою мікроскопа перехрестя візирної трубки спочатку наводять на верхній профіль різі, а потім на нижній (рисунок 2.41, а). За результат вимірювання приймають напівсуму результатів вимірів середнього діаметра по правій і лівій сторонах профілю. При цьому значною мірою зменшується вплив похибки кроку. Проте тіньове зображення профілю різі в цьому випадку через вплив кута підйому різі є спотвореним, тому для контролю середнього діаметра часто використовують пристосування з ножами, дротиками або вставками (рисунок 2.42). При використанні ножів (рисунок 2.42, а) їх леза підводять за допомогою спеціальних пристосувань і кареток до бічних сторін виступів до щільного зіткнення (без просвітів). Оскільки кромку леза ножа через підйом витка різі не видно, відлік положення ножа проводять по рисках, нанесених на поверхні ножа паралельно його лезу. Для $d_2 = 100$ мм метод виміру на мікроскопі забезпечує похибку 2,5 – 4,5 мкм. Для малих різей застосовують при вимірі середнього діаметру метод трьох, двох або одного дротиків (рисунок 2.42, б і г), що

закладаються в западини різі. Таким чином, контрольний засіб дозволяє виміряти певний розмір M , залежний від середнього діаметра різі d_2 і діаметра d_n дротика (рисунок 2.41, г). При зміні вибраного діаметра d_n дротика положення його в западині міняється і при цьому значною мірою позначаються похибки кута профілю. Для зменшення впливу цієї похибки вибирають дротик найвигіднішого діаметра $d_{n.n.}$, який забезпечує їх дотик із западиною різі по лінії середнього діаметра d_2 . Тоді

$$d_2 = M - 2AC = M - \frac{d_{n.n.}(1 + \sin \alpha / 2)}{\sin \alpha / 2} + \frac{P \operatorname{ctg} \alpha / 2}{2}, \quad (2.94)$$

для метричної різі ($\alpha = 60^\circ$)

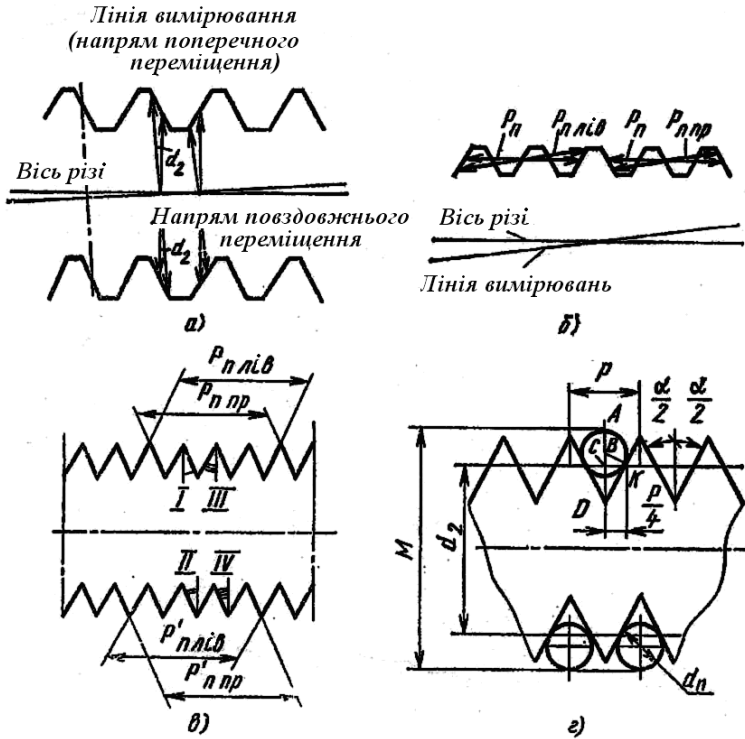
$$d_2 = M - 3d_{n.n.} + 0,866P, \quad (2.95)$$

де $d_{n.n.} = 0,5P / \cos \alpha / 2$ — найвигідніший діаметр дротика.

Для виміру розміру M використовують довжиноміри, оптиметри, мікрометри і інш. При вимірюванні на горизонтальному оптиметрі (рисунок 2.42, в) забезпечується похибка виміру 1,5 – 2 мкм. Для підвищення точності виміру враховують похибки діаметра дротика, кроку, кута профілю, кута підйому різі, деформації витків і інш. При невеликому числі витків застосовують метод двох дротиків, тоді

$$d_2 = M - 3d_{n.n.} + 0,866P - P^2 / [8(M - d_{n.n.})]. \quad (2.96)$$

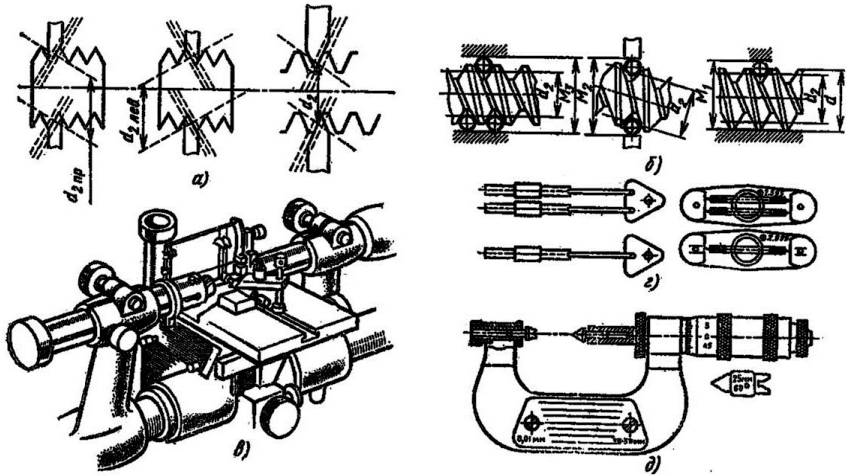
Для контролю різей з $D > 100$ мм застосовують один дротик. У цехових умовах і при ремонті використовують мікрометри з нарізними вставками (рисунок 2.42, д). Похибка цього методу 0,025 – 0,2 мм.



а – середнього діаметра, б – кроку, в – половини кута профілю, г – середнього діаметра трьох дротиками

Рисунок 2.41 – Схеми вимірювання параметрів різі

Крок різі вимірюють за допомогою універсальних або спеціальних засобів. З універсальних засобів використовують головним чином мікроскопи, перехрестя яких послідовно наводять на праві і ліві сторони профілю різі. Щоб виключити похибку від перекосу осі різі щодо лінії вимірювання в горизонтальній і вертикальній площині, крок необхідно вимірювати по правих і по лівих сторонах профілю (рисунок 2.41, б) і з обох його сторін (рисунок 2.41, в). Тоді дійсний розмір кроку P_r можна знайти за чотирма вимірами:



а – мікроскопа і ножів, б – довжиноміра і дротиків, в – горизонтального оптиметра і дротиків, г – державок з дротиками, д – мікрометра зі вставками

Рисунок 2.42 – Схеми вимірювання діаметра зовнішньої різі з використанням різних засобів

$$P_{\Gamma} = (P_{\text{п пр}} + P_{\text{п лев}} + P'_{\text{п пр}} + P'_{\text{п лев}})/4. \quad (2.97)$$

У спеціальних приладах (вимірювальних машинах) крок вимірюють шляхом порівняння або із зразковою деталлю, або зі штриховою мірою.

Похибки дійсних значень половини кута профілю $(\alpha/2)_{\text{д}}$ визначають за допомогою мікроскопів або проєкторів за результатами чотирьох вимірів:

$$\Delta\alpha/2 = (\alpha/2)_{\text{т}} - (\alpha/2)_{\text{д}}. \quad (2.98)$$

Для метричної різі теоретичне значення кута профілю різі $(\alpha/2)_{\text{м}} = 30^\circ$, значення $\Delta\alpha/2_{\text{д}}$ визначають за формулою:

$$\Delta\alpha/2 = 0,5 \left[|(\Delta\alpha/2)_{\text{нр}}| + |(\Delta\alpha/2)_{\text{лів}}| \right] \quad (2.99)$$

Внутрішній діаметр зовнішніх різей вимірюють за допомогою мікроскопів або контактних вимірювальних приладів із загостреними вставками.

Середній діаметр внутрішніх різей вимірюють за допомогою штихмасів з нарізними вставками (рисунок 2.43, а), індикаторних приладів з розсувними напівпробками або сферичними вставками, а також за відтисками і виливками з подальшим їх вимірюванням універсальними засобами. На рисунку 2.43, в показана нарізна пробка 1, з кульковими вставками 3, голкою 4 і індикатором 5 вгвинчена із зазором у контрольовану різь 2. Вимірювання середнього діаметра кульками або кульковими наконечниками аналогічне вимірюванню дротиками. При цьому використовують горизонтальні і вертикальні оптиметри, індикатори і інші. Всі параметри внутрішньої різі можна також вимірювати за допомогою спеціального мікроскопа ІЗК-59 (пристосування до УІМ).

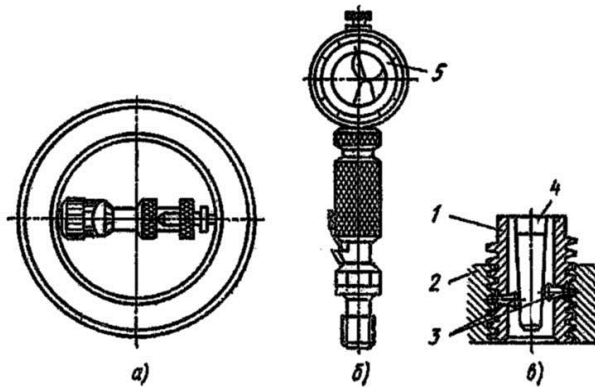


Рисунок 2.43 – Прилади для вимірювання середнього діаметра внутрішньої різі

Контрольні питання до розділу 2.8

1. Назвіть основні параметри нарізних з'єднань.
2. Що таке приведений середній діаметр різі?
3. Від чого залежить відхилення кроку і кута профілю?
4. Назвіть основні відхилення різі з зазором.
5. Які ступені точності використовуються в нарізних з'єднаннях з зазором?

6. Як позначаються поля допусків болта і гайки різі з зазором?
7. Назвіть основні відхилення різі з натягом.
8. Як позначаються поля допусків болта і гайки різі з натягом?
9. Назвіть основні відхилення різі для перехідних посадок.
10. Як позначаються поля допусків болта і гайки для перехідних нарізних з'єднань?
11. Як позначається точність трапецеїдальної та упорної різей?
12. Які методи використовуються для контролю деталей нарізного з'єднання?

2.9 Взаємозамінність, методи і засоби контролю шпонкових і шліцьових з'єднань

Шпонки призначені для з'єднання валів між собою за допомогою спеціальних пристроїв, а також для з'єднання з валами, осями різних тіл обертання, що передають крутні моменти, (зубчастих коліс, ексцентриків, шківів, маховиків і т.п.) і для осьового спрямування при використанні напрямних шпонок з кріпленням на валу.

Шпонкові з'єднання через простоту виготовлення відносяться до одних із поширених видів з'єднань. Залежно від форми шпонки, шпонкового паза і способу установки виділяють з'єднання з призматичними, сегментними, клиновими і тангенціальними шпонками (рисунок 2.44, а, б, в, г відповідно) (ГОСТ 23360-78, ГОСТ 24071-80, ГОСТ 24068-80).

Стандарти на з'єднання шпонок, які розроблено з урахуванням рекомендацій ІСО, побудовані за одним принципом і містять розміри шпонок, їх граничні відхилення, розміри і граничні відхилення пазів, а також позначення шпонкових з'єднань.

Шліцові з'єднання порівняно зі шпонковим передають великі крутні моменти, забезпечують краще центрування з'єднуваних деталей. У числі найбільш поширених у машинобудуванні шліцових з'єднань є з'єднання з прямобічним, евольвентним і з трикутним профілями зубів. Розміри, допуски і посадки шліцових з'єднань з прямобічним і евольвентним профілем стандартизовані (ГОСТ 1139-84, ГОСТ 6033-80). Шліцові з'єднання з трикутним профілем застосовуються відповідно до стандартів підприємства і галузевих стандартів.

2.9.1 Допуски і посадки в призматичних шпонкових з'єднаннях

Найбільш широке поширення в машинобудуванні мають призматичні шпонкові з'єднання. Їх недоліком, як і шпонкових з'єднань у цілому, є те, що вони не забезпечують високої точності центрування і тому застосовуються у випадках коли до точності центрування спряжуваних деталей не ставляться особливі вимоги.

Стандарт ГОСТ 23360-78 на з'єднання з призматичними шпонками встановлює три виконання (рисунок 2.45):

- зі скругленими кінцями (виконання 1);
- прямокутної форми (виконання 2);
- з одним скругленим кінцем (виконання 3).

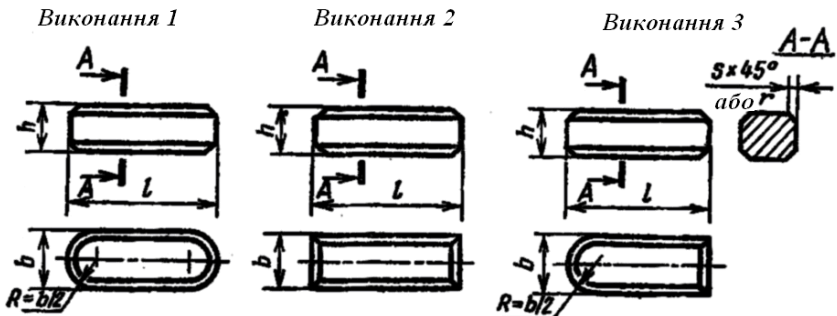


Рисунок 2.45 – Виконання призматичних шпонок

Працездатність шпонкового з'єднання визначається в основному точністю посадок по ширині b . Решта розмірів задаються так, щоб унеможливити заклинювання шпонки по висоті або

надмірного зниження контакту бічних поверхонь. Для шпонкових пазів на кресленнях проставляються розміри $d+t_2$, $d-t_1$ з граничними відхиленнями (рисунок 2.44, в).

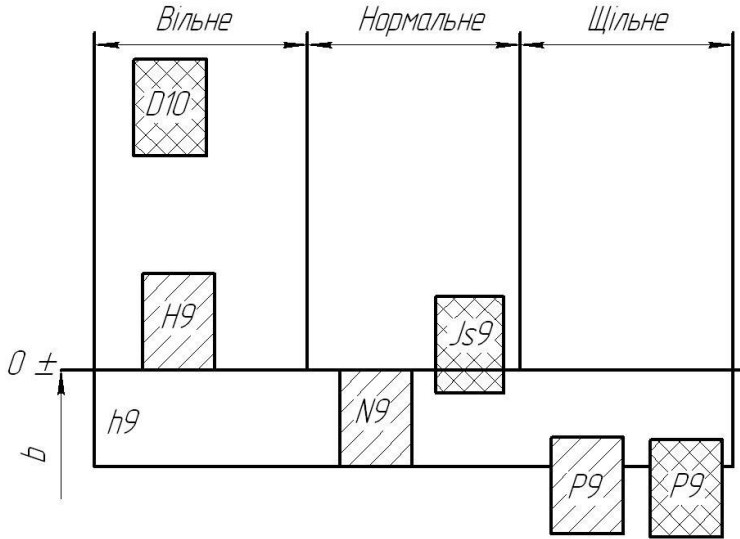
Таблиця 2.12 – Граничні відхилення глибини паза вала і втулки

Висота шпонок	Граничні відхилення розмірів	
	$d-t_1$	$d+t_2$
Від 2 до 6	0	+0,1
	-0,1	0
Більше 6 до 18	0	+0,2
	-0,2	0
Більше 18 до 50	0	+0,3
	-0,3	0

У з'єднанні шпонки з пазами вала і отвору по ширині b стандартом передбачена можливість трьох варіантів з'єднань: вільного, нормального і щільного (рисунок 2.46). Шпонка по ширині завжди виготовляється з допуском по $h9$.

Паз шпонки на валах виконується з полем допуску; для вільного з'єднання $H9$, нормального $N9$ і щільного $P9$, а паз шпонки отвору – для вільного – $D10$, нормального, – $Js9$ і щільного – $P9$ (рисунок 2.46).

Шпонки з'єднуються з валом по ширині по нерухомій посадці, а з втулками – по одній з рухомих посадок. Натяг необхідний для того, щоб шпонка не переміщалася при експлуатації, а зазор – для компенсації неминучих неточностей пазів і їх перекосу.



- допуск на ширину шпонки
- допуск на ширину паза вала
- допуск на ширину паза втулки

Рисунок 2.46 – Схема розташування полів допусків шпонки і пазів вала і отвору

Для ширини шпонки встановлено поле допуску $h9$, для висоти $h11$ і для довжини $h14$, що робить можливим їх централізоване виготовлення незалежно від посадок. Крім того, стандарт регламентує допуск на глибину паза вала $H12$, $H13$, допуск на довжину паза під шпонку – $H15$.

Унаслідок натягу, що створюється по висоті шпонки, можливий перекис і зміщення пазів, а також контактні деформації від радіальних сил. Внаслідок зминання і зрізу шпонок, послаблення перетину валів і втулок пазами і утворення концентраторів напружень шпонкові з'єднання не можуть передавати великих крутних моментів. Це обмежує сферу їх застосування.

Приклад умовного позначення призматичної шпонки виконання 1 з розмірами $b = 18\text{мм}$, $h = 11\text{мм}$, $l = 100\text{мм}$:

Шпонка 18x11=100 ГОСТ 23360-78.

Приклад умовного позначення такої ж шпонки виконання 2(3):

Шпонка 2(3) 18x11x100 ГОСТ 23360-78.

2.9.2 Допуски і посадки в з'єднаннях за допомогою сегментних шпонок

Сегментні шпонкові з'єднання використовуються при порівняно коротких отворах. Шпонки виконуються у вигляді сегменту (рисунок 2.47), що робить їх найбільш технологічними при виготовленні. Але відносно велика глибина паза шпонки зменшує міцність вала, тому їх бажано використовувати для передання невеликих крутних моментів або лише для фіксації елементів з'єднання. Сегментні шпонки дозволяють отримувати лише нерухомі з'єднання.

Стандарт ГОСТ 24071-80 передбачає з'єднання з сегментними шпонками в наступних двох виконаннях.

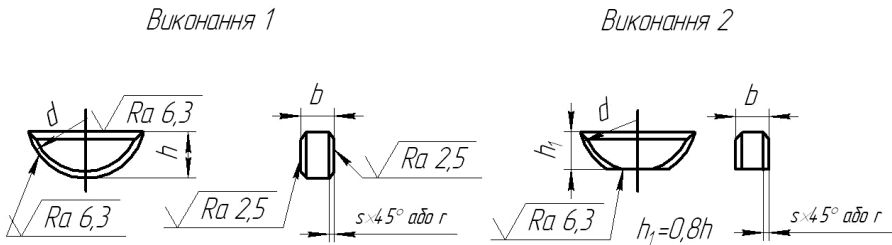


Рисунок 2.47 – Виконання сегментних шпонок

Для розмірів шпонок і пазів установлені такі поля допусків: $h9$ – для ширини шпонки; $h11$ – для висоти шпонки; $h12$ – для діаметра шпонки; $N9$ – для ширини паза вала в нормальному і $P9$ – в щільному з'єднанні. Для термооброблюваних деталей допускається вживання поля допуску $H11$ – для ширини паза вала і $D10$ – для ширини паза отвору.

Приклад умовного позначення сегментної шпонки виконання 1 перетином $b \times h = 5 \times 6,5$ мм:

Шпонка $5 \times 6,5$ ГОСТ 24071-80;

виконання 2 перетином $b \times h_1 = 5 \times 5,2$ мм:

Шпонка 2 – $5 \times 5,2$ ГОСТ 24071-80.

Шпонки виконання 2 застосовуються лише за погодженням між зацікавленими організаціями.

2.9.3 Допуски і посадки в клинових і тангенціальних шпонкових з'єднаннях

З'єднання з клиновими і тангенціальними шпонками зустрічаються значно рідше. Наприклад, клинові шпонки недопустимі при високих вимогах до співвісного з'єднання деталей, оскільки зміщують їх геометричні осі на розмір посадочного зазору. Ці з'єднання використовуються в тих випадках, коли подібні зміщення осей не мають істотного значення.

Поля допусків для ширини пазів вала і отвору приймається D10. Граничні відхилення глибини пазів t_1 і t_2 або замінюючи їх розмірів $d-t_1$ і $d+t_2$ такі ж, як і для призматичних шпонок. Додатково ГОСТ 8908-81 встановлені відхилення кута нахилу.

Для тангенціальних шпонок (ГОСТ 24069-97) довжину шпонки слід вибирати на 10-15% більше від довжини втулки. Положення шпонок щодо одне одного після складання має бути зафіксоване за допомогою штифта або іншим способом.

На робочих кресленнях повинен проставлятися один розмір для вала t_1 (переважний варіант) або $d-t_1$ і один розмір для втулки $d+t_2$.

Умовне позначення шпонок виконання 1 з розмірами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка $18 \times 11 \times 100$ ГОСТ 24068-80;

виконання 2:

Шпонка 2 - 18x11x100 ГОСТ 24068-80.

Приклад умовного позначення шпонки з розмірами $t = 8\text{мм}$, $b = 24\text{мм}$, $l = 100\text{мм}$:

Шпонка 8x24x100 ГОСТ 24069-97.

2.9.4 Контроль шпонкових з'єднань

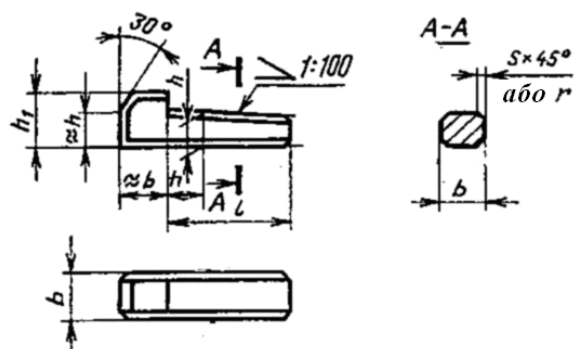
Контроль шпонкових з'єднань в серійному і масовому виробництві здійснюють спеціальними граничними калібрами; ширина пазів вала і втулки b перевіряється пластинами, що мають прохідну і непрохідну сторону; розмір $(d+t_2 \text{ в отворі})$ – пробками із ступінчастою шпонкою; глибина паза вала (розмір t_1) – кільцевими калібрами, які мають стрижень з прохідною і непрохідною ступенями.

Допуски цих типів калібрів приймаються рівними допускам гладких калібрів, маючи на увазі залежні допуски розташування.

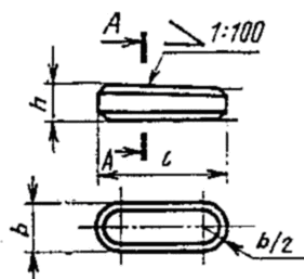
Симетричність пазів щодо лівої площини перевіряють комплексними калібрами: в отворі – пробкою зі шпонкою, а у вала – накладною призмою з контрольним стрижнем.

Проектування комплексних калібрів для шпонкових з'єднань необхідно проводити з урахуванням максимальних розмірів спряжуваних деталей. Допуски калібрів для шпонкових з'єднань регламентовані ГОСТ 24109-80, а їх конструкції і розміри – ГОСТ 24110-80 – ГОСТ 24121-80.

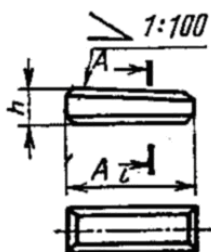
Виконання 1



Виконання 2



Виконання 3



Виконання 4

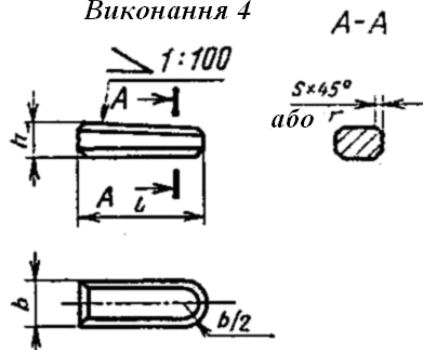


Рисунок 2.48 – Виконання клинових шпонок

Після складання контроль шпонкових з'єднань проводять шляхом встановлення биття охоплюючої деталі, похитуванням охоплюючої деталі на валу і переміщенням охоплюючої деталі уздовж вала (в разі рухомого з'єднання).

2.9.5 Класифікація шліцьових з'єднань

Недоліки шпонкових з'єднань обмежують сферу їх застосування і обумовлюють заміну їх шліцьовими з'єднаннями, які передають великі крутні моменти, мають більший опір втомі і високу точність центрування. Залежно від профілю зубів шліцьові з'єднання ділять на прямобічні (рисунок 2.49), евольвентні і трикутні. Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем мають суттєві переваги порівняно з прямобічними: вони можуть передавати великі крутні моменти, мають на 10-40% меншу концентрацію напружень в основі зубів, підвищену циклічну довговічність, забезпечують краще центрування деталей, простіше у виготовленні і інш. Шліцьові з'єднання з трикутним профілем не стандартизовані: їх застосовують найчастіше замість посадок з натягом, а також при тонкостінних втулках для передавання невеликих крутних моментів.

2.9.6 Допуски і посадки шліцьових з'єднань з прямобічним профілем

Допуски і посадки шліцьових з'єднань з прямобічним профілем зубів (ГОСТ 1139-80) визначаються їх призначенням і прийнятою системою центрування втулки щодо вала. Існує три способи центрування: по зовнішньому діаметру D , по внутрішньому d і по бічних сторонах зубів b .

Центрування по внутрішньому діаметру d доцільно, коли втулка має високу твердість і вона не може бути оброблена чистовим протягуванням (отвір шліфується), коли можуть виникнути значні викривлення довгих валів після термічної обробки. Спосіб забезпечує точне центрування і застосовується, як правило, для рухомих з'єднань.

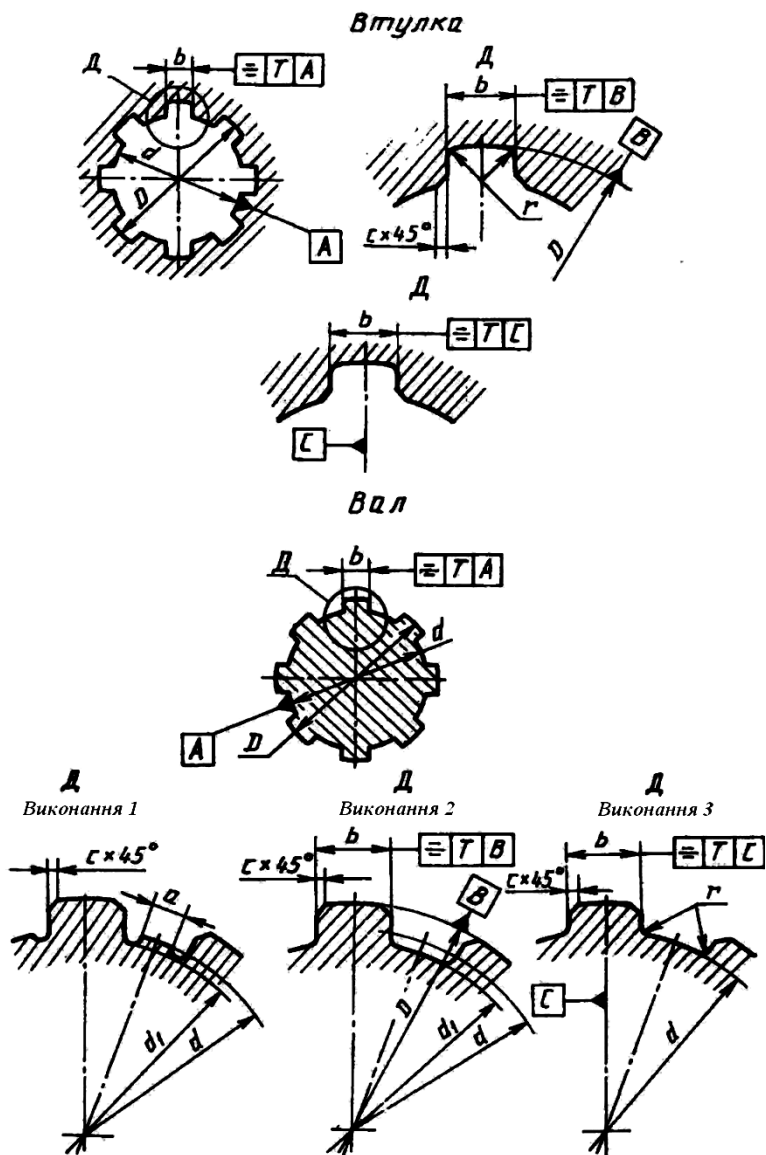


Рисунок 2.49 – Розміри і види виконання прямобічних шліцьових деталей

Центрування по зовнішньому діаметру D рекомендується, коли втулку термічно не обробляють або коли твердість її матеріалу після термічної обробки допускає калібрування протягуванням, а вал – фрезерування до отримання остаточних розмірів зубів. Такий спосіб простий і економічний. Його застосовують для нерухомих з'єднань, а також для рухомих, сприймаючих невеликі навантаження.

Центрування по бічних сторонах зубів b доцільно при переданні знакозмінних навантажень, великих крутних моментів, а також при реверсному русі. Цей метод сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубами, але не забезпечує високої точності центрування і тому рідко застосовується.

Посадки шліцевих з'єднань призначають у системі отвору по centruючій циліндричній поверхні і по бічних поверхнях западин втулки і зубів вала (тобто по d і b або D і b або лише по b). Допуски і основні відхилення розмірів d , D , b шліцевого з'єднання призначають згідно з ГОСТ 25346-82. Поля допусків валів і втулок установлені для шліцевих прямобічних з'єднань (ГОСТ 1139-80) наведені в таблицях 2.13, 2.14.

Посадки призначаються залежно від способу центрування, наприклад: $H7/f7$, $H7/g6$ для d , $D9/h9$, $F10/f9$ для b , $H7/f7$, $H7/g6$ для D (дають з'єднання із зазором), $H7/n6$, $H7/js6$ для d і D (дають з'єднання з перехідними посадками). При високих вимогах до точності центрування прагнуть отримати найменші зазори по centruючих діаметрах, що також збільшує довговічність з'єднань.

Таблиця 2.13 – Поля допусків валів і втулок

Поля допусків валів								
Квалітет	Основне відхилення							
	d	e	f	g	h	js	k	n
5				g5		js5		
6				g6	(h6)	js6		n6
7			f7		h7	js7	k7	
8	d8	e8	f8		h8			
9	(d9)	e9	f9		h9			
10	d10				(h10)			

Продовження таблиці 2.13				
Поля допусків втулок				
Квалітет	Основне відхилення			
	D	F	H	Js
6			H6	
7			H7	
8		F8	H8	
9	D9			
10	D10	F10		Js10

Таблиця 2.14 – Поля допусків нецентруючих діаметрів

Нецентруючий діаметр	Вид центрування	Поле допуску	
		вал*	втулка
d	По D або по b	-	H11
D	По d або b	a11	H12
* Діаметр d не менший від діаметра d ₁			

Більшість шліцевих з'єднань по спряжуваних поверхнях мають зазори, які залежать від:

- довжини осьових переміщень шліцевих деталей щодо одне одного;
- частоти осьових переміщень.

Поєднання основних відхилень втулки і вала по центруючому діаметру H/h не забезпечує вільне переміщення через немінучі перекося і неточності. Рекомендується застосовувати при помірних навантаженнях, при частому розбиранні і збиранні.

$H/js, n$ - рекомендується застосовувати для нерухомих з'єднань, які працюють при високих ударних навантаженнях;

H/f - рекомендується застосовувати при помірних навантаженнях і ковзаючому характері з'єднання.

Для нецентруючих діаметрів установлені такі поля допусків: для D при centruванні по d або b a11 для вала і H12 для втулки; для d при centruванні по D або b H11 для втулки. При вказаних полях допусків нецентруючих діаметрів створюються значні зазори, що забезпечують

з'єднання лише по посадочних поверхнях і полегшують збирання шліцевих з'єднань.

Приклад умовного позначення з'єднання з числом зубів $z = 8$, внутрішнім діаметром $d = 36$ мм, зовнішнім діаметром $D = 40$ мм, шириною зуба $b = 7$ мм, з центруванням по внутрішньому діаметру з посадкою по діаметру центрування $H7/e8$ і за розміром $b D9/f9$;

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8};$$

при центруванні по зовнішньому діаметру з посадкою по діаметру центрування $H8/h7$ і за розміром $b F10/h9$:

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F10}{h9};$$

при центруванні по бічних сторонах:

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8}.$$

Приклад умовного позначення втулки того ж з'єднання при центруванні по внутрішньому діаметру:

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9;$$

те ж вала:

$$d - 8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 f8.$$

2.9.7 Допуски і посадки шліцевих з'єднань з евольвентним профілем

Допуски і посадки шліцевих евольвентних з'єднань встановлені ГОСТом 6033-80.

Початковий контур і форма зубів шліцевих з'єднань при різних способах центрування показані на рисунках 2.50 - 2.52.

Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем зуба стандартизовані для модулів $m = 0,5-10$ мм, для діаметрів $D = 4-500$ мм і чисел зубів $z = 6-82$, кут профілю зуба $\alpha = 30^\circ$.

У шліцьових евольвентних з'єднаннях втулку щодо валу центрують по бічних поверхнях зубів або по зовнішньому діаметру центрування, по внутрішньому діаметру не рекомендується.

Допуски і посадки при centruванні по бічних поверхнях зубів. Розташування полів допусків ширини западини втулки e і товщина зуба s , а також позначення допусків, основних відхилень і граничних відхилень повинні відповідати вказаним на рисунку 2.53.

Стандартом встановлюються такі ряди основних відхилень, які позначаються буквами латинського алфавіту (рядковою – для вала і прописний – для втулки):

для ширини западини втулки – H ;

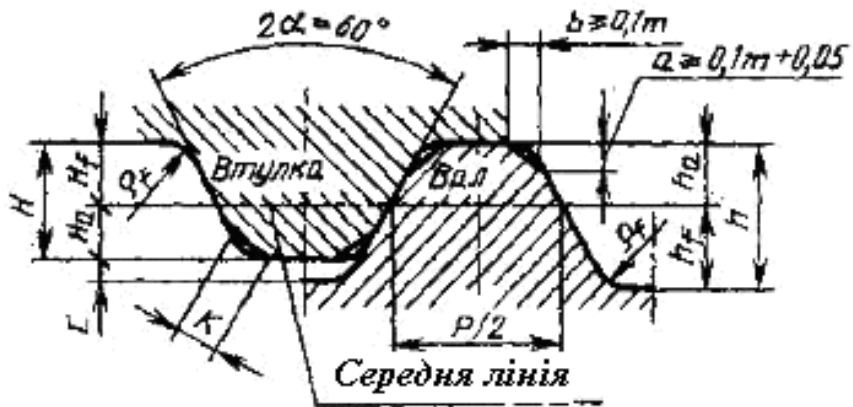
для товщини зуба вала – $r, p, n, k, h, g, f, d, c, a$.

Граничні відхилення ширини западини втулки і товщини зуба вала слід відлічувати від їх спільного номінального розміру на дузі ділильного кола.

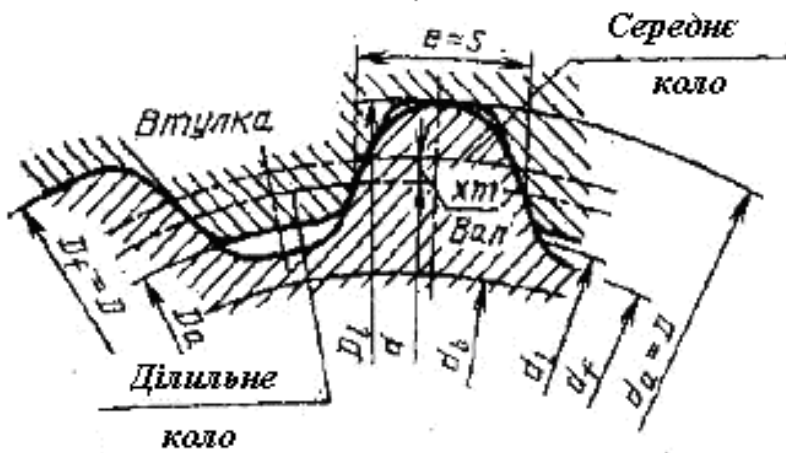
Встановлюються два види допусків ширини западини втулки і товщини зуба вала:

$T_i(T_s)$ – допуск власне ширини западини втулки (товщина зуба вала), контрольований окремо у випадках, коли не застосовується комплексний калібр;

T – сумарний допуск, що включає відхилення власне ширини западини (товщина зуба) і відхилення форми і розташування елементів профілю западини (зуба), контрольований комплексним калібром.



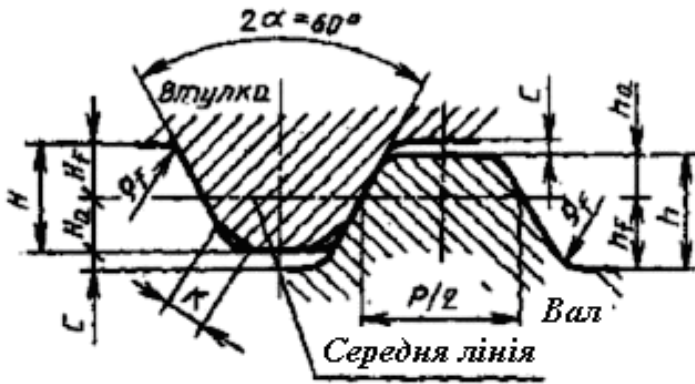
а)



б)

а – початковий контур; б – форма зубів вала і втулки

Рисунок 2.50 – Центрування по зовнішньому діаметру



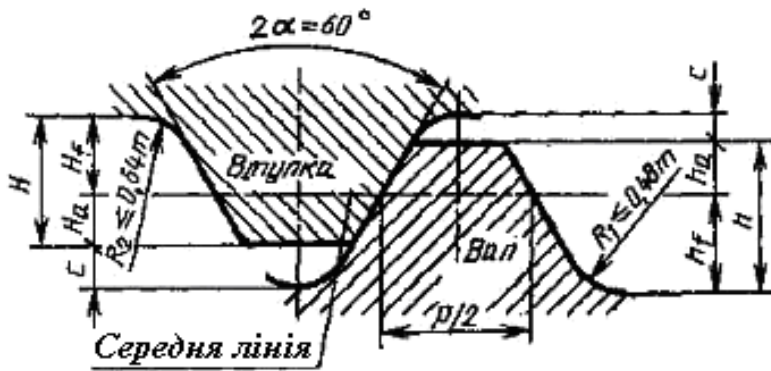
а)



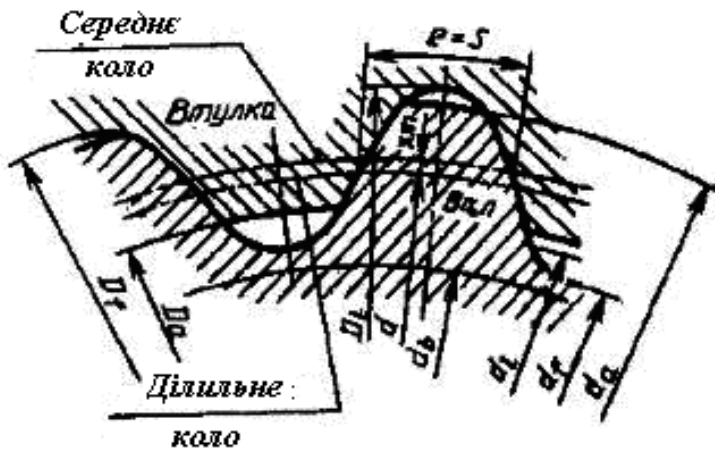
б)

а – початковий контур; б – форма зубів валу і втулки

Рисунок 2.51 – Центрування по бічних поверхнях зубів (плоска форма дна западини)



а)



б)

а – початковий контур; б – форма зубів валу і втулки

Рисунок 2.52 – Центрування по бічних поверхнях зубів (закруглена форма дна западини)

Встановлюються наступні ступені точності елементів з'єднання, що визначають величини T і T_i для втулки і валу, позначаються числами:

ширина западини втулки 7; 9; 11;

товщина зуба вала 7; 8; 9; 10; 11.

Поля допусків розмірів e і s позначається у вигляді числа, що показує ступінь точності, за яким слідує буква, що показує основне відхилення (на відміну від позначень, прийнятих у гладких з'єднаннях, де число йде за буквою).

Допуски і посадки при центруванні по зовнішньому діаметру. Допуски і основні відхилення устанавлюються для діаметрів кола западини втулки D_f і кола вершин зубів вала d_a .

Поля допусків і їх поєднання для центруючих діаметрів D_f і d_a повинні відповідати вказаним у таблиці 2.15

Таблиця 2.15 – Поля допусків для центруючих діаметрів

Центруючий діаметр	Поле допуску	
	Ряд 1	Ряд 2
Df	H7	H8
da	n6, js6, h6, g6, f7	n6, h6, g6, f7
ПРИМІТКА: При виборі поля допуску ряду 1 слід віддавати перевагу над рядом 2.		

Поля допусків ширини западини втулки e повинні відповідати – 9H, 11H, а граничні відхилення розміру e – відповідно до таблиці. Поля допусків товщини зуба вала s повинні відповідати – 9h, 9g, 9d, 11c, 11a.

Допуски нецентруючих діаметрів. Допуски і основні відхилення для нецентруючих діаметрів – за ГОСТ 25346-82. Поля допусків нецентруючих діаметрів повинні відповідати вказаним у таблиці 2.16.

Умовні позначення евольвентних шліцьових з'єднань, валів і втулок повинні містити: номінальний діаметр з'єднання D , модуль m , позначення посадки з'єднання (полів допусків вала і втулки), що поміщається після розмірів центруючих елементів, номер стандарту, за яким прийняте позначення.



Рисунок 2.53 – Розташування полів допусків ширини западини і товщини зуба

Таблиця 2.16 – Допуски на нецентруючі діаметри

Вид центрування	Нецентру ючий діаметр	Поле допуску	
По бічних поверхнях зубів	D_f	При плоскій формі дна западини	H16
		При закругленій формі дна западини	$D_{fmin} = D$
По бічних поверхнях зубів	D_a	H11	
	d_a	d9, h12	
	d_f	При плоскій формі дна западини	h16
		При закругленій формі дна западини	$d_{fmax} = D-2,2m$
По зовнішньому діаметру	D_a	H11	
	d_f	При плоскій формі дна западини	h16
		При закругленій формі дна западини	$d_{fmax} = D-2,2m$

Приклад умовних позначень:

а) умовне позначення з'єднань $D = 50$ мм, $m = 2$ мм з центруванням по бічних сторонах зубів, з посадкою по бічних поверхнях зубів 7H/7g

$$50 \times 2 \times \frac{7H}{7g} \text{ ГОСТ 6033-80;}$$

втулки з'єднання:

50x2x7H ГОСТ 6033-80;

вала з'єднання:

50x2x7g ГОСТ 6033-80.

б) умовне позначення з'єднання $D = 50$ мм, $m = 2$ мм з центруванням по D_f з посадкою по діаметру центрування $H7/g6$:

$50x\frac{H7}{g6}x2\frac{9H}{9g}$ ГОСТ 6033-80,

втулки з'єднання:

50xH7x2x9H ГОСТ 6033-80;

вала з'єднання:

50xg6x2x9g ГОСТ 6033-80.

в) умовне позначення з'єднання $D = 50$ мм, $m = 2$ мм з центруванням по внутрішньому діаметру d_f з посадкою по діаметру центрування $H7/g6$:

$i50x2x\frac{H7}{g6}x\frac{9H}{9g}$ ГОСТ 6033-80,

втулки з'єднання:

i50x2x H7x9H ГОСТ 6033-80;

вала з'єднання:

i50x2x g6x9g ГОСТ 6033-80.

2.9.8 Шліцьові з'єднання з трикутним профілем

Шліцьові з'єднання з трикутним профілем мають дрібні зуби. Кут профілю характеризується кутом западини вала 2β . Основні параметри з'єднань цього типу $m = 0,2-0,8$ мм, $z = 15-70$; $2\beta = 90^\circ$ або 72° . Такі з'єднання не стандартизовані; їх застосовують найчастіше замість посадок з натягом, коли останні з яких-небудь причин небажані, а також при тонкостінних втулках для передання невеликих крутних моментів. Такі з'єднання центруються лише по бічних сторонах зубів, а по внутрішньому і зовнішньому діаметрах мають зазори. Допуски і посадки встановлюють відомчими нормативно-технічними документами.

2.9.9 Контроль точності шліцьових з'єднань

Шліцьові з'єднання, як правило, контролюють комплексними прохідними калібрами. При цьому поелементний контроль здійснюють непрохідними калібрами або вимірювальними приладами. У спірних випадках контроль із застосуванням комплексного калібру є вирішальним.

Розташування полів допусків діаметрів і розмірів b , формули для визначення розмірів робочої частини калібрів і допуски калібрів для контролю шліцьових прямобічних з'єднань регламентовані ГОСТ 7951-80. Стандарт передбачає поля допусків на знос калібрів, а також встановлює допустиму накопичену погрішність кроку зубів (западин) калібрів, допуски симетричності і паралельності плоскості симетрії зуба (паза) калібру.

Розташування полів допусків формули для визначення розмірів робочої частини калібрів і допуски калібрів для контролю шліцьових з'єднань з евольвентним профілем регламентовані ГОСТ 24969-81.

Контрольні питання до розділу 2.9

1. Для чого призначені шпонкові з'єднання?
2. Назвіть типи шпонкових з'єднань.
3. Як позначаються шпонкові з'єднання?
4. Наведіть умовне позначення сегментних шпонкових з'єднань.
5. Наведіть умовне позначення клинових та тангенціальних шпонкових з'єднань.
6. Які шліцьові з'єднання використовуються в промисловості?
7. Назвіть методи центрування шліцьової втулки щодо валу.

8. Як позначаються прямо бічні шліцьові з'єднання?

9. Як позначаються шліцьові з'єднання з евольвентним профілем?

10. Які ступені точності використовуються в шліцьових з'єднаннях з евольвентним профілем?

2.10 Взаємозамінність, методи і засоби контролю зубчастих коліс.

2.10.1 Основні експлуатаційні та точнісні вимоги до зубчастих коліс

Зубчасті колеса широко застосовуються як у машинах, так і в приладах. Залежно від умов застосування, вони повинні забезпечувати безшумну роботу, швидкохідність, передавати великі навантаження, мати повне прилягання профілю, мати велику довговічність (5-10 тисяч годин роботи і більше).

За експлуатаційним призначенням зубчасті передачі можна поділити на чотири основні групи:

- відлікові або кінематично точні;
- швидкісні;
- силові;
- передачі спільного призначення.

До *відлікових* відносяться зубчасті передачі вимірювальних приладів, ділильних механізмів металорізальних верстатів і ділильних машин і інш. У більшості випадків колеса цих передач мають малий модуль, малу довжину зуба і працюють при малих навантаженнях і швидкостях.

До *швидкісних* відносяться зубчасті передачі турбінних редукторів, двигунів турбогвинтових літаків і ін. Окружні швидкості зубчастих коліс таких передач можуть досягати 60 м/с з порівняно великою передаваною потужністю (до 40 тис кВт). Головна вимога, яка ставиться до цієї групи коліс, висока плавність роботи, тобто відсутність циклічних багаторазових похибок, що повторюються за один оберт колеса. Із зростанням швидкості обертання вимоги до плавності роботи підвищуються. Передача повинна працювати безшумно і без вібрацій, що може бути досягнуто при мінімальних похибках форми взаємного розташування зубів. Для важко навантажених швидкісних зубчастих передач має значення також повнота контакту. Колеса таких передач, як правило, мають модулі середньої величини. Для них часто обмежують також інтенсивність

шуму працюючої передачі, вібрацію, статичну і динамічну невірноваженість обертових мас і інш.

До *силових* передач відносяться зубчасті передачі, що передають значні крутні моменти, які працюють при малих числах обертів (зубчасті колеса під'ємно-транспортних механізмів, передачі шестерінчастих клітей прокатних станів, приводи шарових барабанних млинів і ін.). Головна вимога, яка ставиться до цих коліс, — забезпечення як найповнішого використання активних бічних поверхонь зубів, тобто отримання найбільшої плями контакту зубів, міцності зубів.

До передач *спільного призначення* відносяться передачі, до яких не ставлять підвищених вимог за точністю.

Показники точності повинні не лише регламентувати точність окремого колеса, але й визначати експлуатаційні параметри всієї передачі. Отже, вимоги до точності передач потрібно встановлювати виходячи з їх службового призначення. ГОСТ 1643-81 охоплює колеса зовнішнього і внутрішнього зачеплення з прямим, косим і шевронними зубами з діаметром ділильного кола до 6300 мм, модулем від 1 до 55 мм, шириною вінця до 1250 мм.

Для оцінки точності зубчастих коліс і передач встановлено дванадцять ступенів точності, що позначаються в порядку зменшення з 1 до 12-ої. Для 1-го і 2-го ступенів відхилення в стандарті не наведені (вони передбачені для майбутнього розвитку). Наведені норми відносяться до остаточно виготовлених зубчастих коліс і передач. Для кожного ступеня встановлені незалежні норми допустимих відхилень параметрів, які визначають кінематичну точність коліс і передач, плавність роботи і контакт зубів. Це дозволяє призначити різні норми і ступені точності відповідно до їх експлуатаційного призначення і враховувати відмінність технологічних способів забезпечення необхідної точності.

Кожна з норм точності характеризується комплексними і диференційованими показниками.

2.10.2 Норма кінематичної точності

Норма кінематичної точності визначає величину повної похибки кута повороту зубчастого колеса за один оберт колеса. Характеризується такими показниками:

- кінематична похибка передачі колеса ($F_{кпт}$, $F_{кпк}$);

- накопичена похибка k кроків (F_{pkr});
- накопичена похибка кроку по зубчастому колесу (F_{pr});
- радіальне биття зубчастого вінця (F_{rr});
- коливання довжини спільної нормалі (F_{vwr});
- коливання вимірювальної міжосьової відстані (F''_{ir});
- похибка обкату (F_{cr}).

Кінематичною похибкою передачі F_{knn} називають різницю між дійсним φ_{2d} і номінальним (розрахунковим) φ_{2n} кутами повороту веденого зубчастого колеса 2 (рисунки 2.54) передачі. Вона виражається в лінійних величинах довжиною дуги ділильного кола. Таким чином, кінематична погрішність передачі:

$$F_{knn} = (\varphi_{2d} - \varphi_{2n})r, \quad (2.100)$$

де r - радіус ділильного кола веденого колеса.

$$\varphi_{2n} = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (2.101)$$

де φ_1 - дійсний кут повороту ведучого колеса;

z_1 і z_2 – число зубів відповідно до ведучого 1 і веденого 2 коліс.

Стандарт встановлює поняття — *найбільша кінематична похибка передачі F_{knn}* , яка визначається найбільшою алгебраїчною різницею значень кінематичної похибки передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс F'_{ior} (рисунки 2.55). Є показником кінематичної точності передачі 3-8-го ступеня точності.

Повний цикл здійснюється при повороті більшого колеса на кут φ_2 рівний частці від ділення числа зубів меншого колеса на спільний множник x чисел зубів z_1 і z_2 спільних зубчастих коліс передачі, тобто на кут:

$$\varphi_2 = 2\pi \frac{z_1}{x}. \quad (2.102)$$

Найбільша кінематична похибка передачі обмежена допуском F'_{io} , який дорівнює сумі допусків на кінематичну похибку коліс, тобто

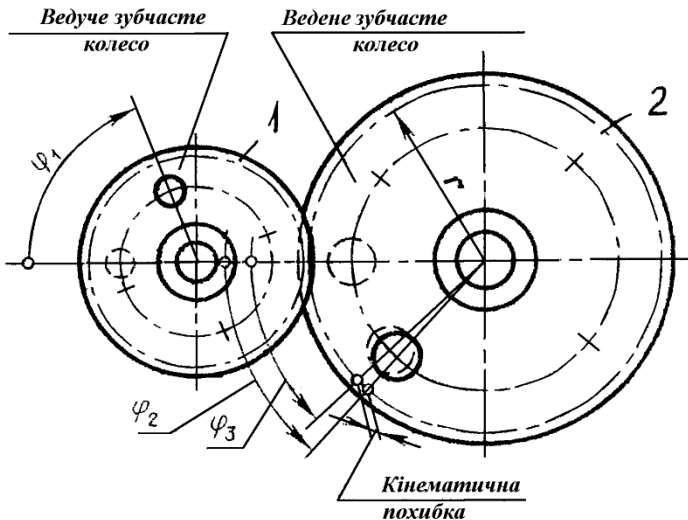
$$F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2}. \quad (2.103)$$

Кінематична погрішність зубчастого колеса – це є різниця між дійсним і номінальним (розрахунковим) кутами повороту зубчастого колеса на його робочій осі, веденого вимірювальним зубчастим колесом при номінальному взаємному положенні осей обертання цих коліс.

Виражається в лінійних величинах довжиною дуги ділильного кола (рисунок 2.56)

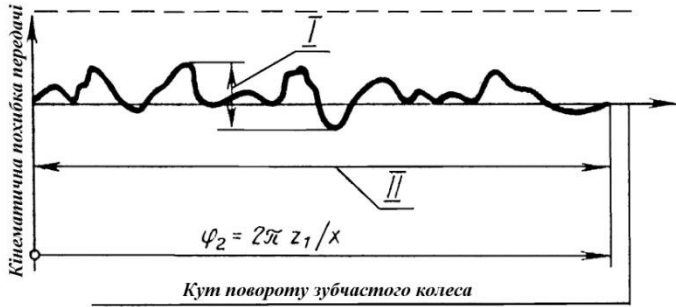
Під робочою віссю зубчастого колеса мається на увазі вісь, навколо якої воно обертається в передачі.

Вимірювальне зубчасте колесо – зубчасте колесо підвищеної точності, використовуване як вимірювальний елемент для методів контролю зубчастих коліс.



φ_1 - дійсний кут повороту ведучого зубчастого колеса; φ_2 - дійсний кут повороту веденого зубчастого колеса; φ_3 - номінальний кут повороту веденого колеса

Рисунок 2.54 – Схема до визначення кінематичної похибки зубчастої передачі



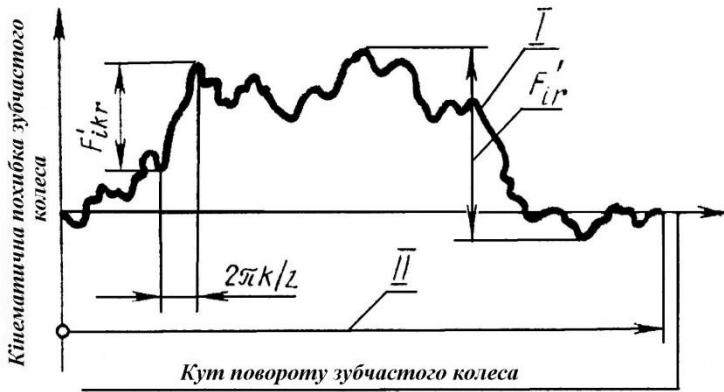
φ_2 – кут повороту більшого колеса; x – спільний найбільший дільник чисел зубів z_1 і z_2 , відповідно шестерні і колеса; I – найбільша кінематична похибка передачі F'_{ior} ; II – повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс.

Рисунок 2.55 – Графік кінематичної похибки зубчастої передачі

Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса F'_{ir} – найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки зубчастого колеса в межах його повного оберту. Ця похибка обмежується допуском на кінематичну похибку зубчастого колеса F'_i . У стандарті його величина не дана. Величину допуску слід визначати як суму допуску на накопичену похибку кроку колеса F_p залежно від ступеня за нормами кінематичної точності і допуску на похибку профілю f_f , що призначається залежно від ступеня точності за нормою плавності.

Причиною кінематичної похибки може бути похибка ланцюгів обкату зуборізного верстата, неспівпадіння центру основного кола колеса з робочою віссю його обертання, неточність зуборізного інструменту, похибка його установки і інш.

На кінематичну точність зубчастих коліс впливають такі похибки, сумарна дія яких виявляється один раз за оберт колеса. До них відноситься похибка обкату, накопичена похибка кроку, радіальне биття зубчастого вінця, коливання довжини спільної нормалі, коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оберт колеса.



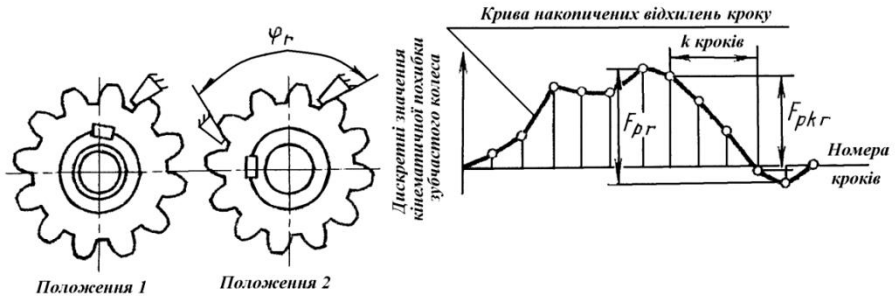
I — крива кінематичної похибки зубчастого колеса; II — один оберт зубчастого колеса

Рисунок 2.56 — Графік кінематичної похибки зубчастого колеса

Кінематична похибка ділильного ланцюга зубооброблювального верстата (через неточність його черв'ячного ділильного колеса) викликає неузгодженість кутових поворотів оброблюваного колеса і переміщення зубооброблювального інструменту, внаслідок чого виникає похибка обкату F_{cr} зубчастого колеса. Воно є складовою частиною кінематичної похибки колеса і визначається при його обертанні на технологічній осі при виключенні циклічних похибок зубцевої частоти і кратних їй вищих частот. (Під технологічною віссю розуміють вісь колеса, довкола якої воно обертається в процесі остаточної механічної обробки зубів). Величину F_{cr} можна визначити виміром кінематичної похибки зуборізного верстата, що використовується для остаточної обробки зубів. Похибка обкату обмежується допуском F_c , вираженим у тих же одиницях, що і допуск на кінематичну похибку колеса. Допуск F_c прийнятий рівним допуску на коливання довжини спільної нормалі F_{vw} .

Накопичена похибка k кроків F_{pkr}

Найбільша різниця дискретних значень кінематичної похибки зубчастого колеса при номінальному його повороті на k цілих кутових кроків (рисунок 2.57).



φ_r - дійсний кут повороту зубчастого колеса; z - число зубів зубчастого колеса; k - число цілих кутових кроків від $k \geq 2$; r - радіус дільного кола зубчастого колеса.

Рисунок 2.57 — Накопичена похибка k кроків F_{pr} і накопичена похибка по зубчастому колесу F_{pr}

Накопичена похибка k кроків визначається:

$$F_{prk} = (\varphi_r - k \frac{2\pi}{z}) \cdot r, \quad (2.104)$$

де φ_r - дійсний кут повороту колеса, відповідний до кутових кроків;

z - число зубів колеса;

r - радіус дільного кола;

$\frac{2\pi}{z} k$ - номінальний кут повороту колеса (k приймається від 2

до $\frac{z}{2}$ - ціле число)

Допуск на накопичену похибку k кроків позначають F_{pr} ; за відсутності спеціальних вимог цей допуск призначають для довжини дуги, що відповідає $z/6$ або найближчому цілому числу зубів.

Накопичена похибка кроку по зубчастому колесу F_{pr} — алгебраїчна різниця значень накопичених похибок, знайдених для всіх значень k в межах від 2 до $z/2$. Допуск на накопичену похибку кроку по колесу позначається через F_p . Величина вимірної накопиченої

похибки кроку в межах колеса залежно від відповідної кінематичної похибки на 15-20% менша від величини повної кінематичної похибки колеса. Накопичена похибка кроку колеса F_{pr} утворюється в основному внаслідок похибки обкату зубчастого колеса, який викликає ексцентриситет основного кола.

Зубчасте колесо може бути виготовлене правильно, проте його вісь обертання при обробці зубів не буде збігатися з віссю робочого вала після монтажу колеса на вал із зазором. У результаті утворюється монтажний ексцентриситет. За наявності монтажного ексцентриситету утворюється ексцентриситет початкового кола, що викликає радіальне биття і непостійне миттєве передавальне відношення.

Радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} - різниця дійсних граничних положень початкового контуру в межах зубчастого колеса (від його робочої осі)

$$F_{rr} = R_{max} - R_{min}. \quad (2.105)$$

Радіальне биття зубчастого вінця обмежується допуском F_r .

Радіальне биття зубчастого вінця викликається не точним поєднанням робочої осі колеса з технологічною віссю при зубообробці, а також радіальним биттям ділильного зубчастого колеса верстата.

Коливання довжини спільної нормалі F_{vwr} - різниця між найбільшою і найменшою довжинами спільної нормалі в одному і тому ж зубчастому колесі.

$$F_{vwr} = W_{max} - W_{min}. \quad (2.106)$$

Ця похибка обмежена допуском F_{vw} .

Під дійсною довжиною спільної нормалі розуміється відстань між двома паралельними площинами, дотичними до двох різнойменних активних бічних поверхонь зубів зубчастого колеса.

Коливання довжини спільної нормалі залежить від тангенціальної складової похибки обкату.

Коливання вимірювальної міжосьової відстані:

- за оберт зубчастого колеса F''_{ir} ;
- на одному зубі f''_{ir} .

Різниця між найбільшим і найменшим дійсними міжосьовими відстанями при двопрофільному зачепленні вимірювального зубчастого колеса з контрольованим зубчастим колесом при повороті

останнього на повний оберт або відповідно на один кутовий крок (рисунок 2.58).

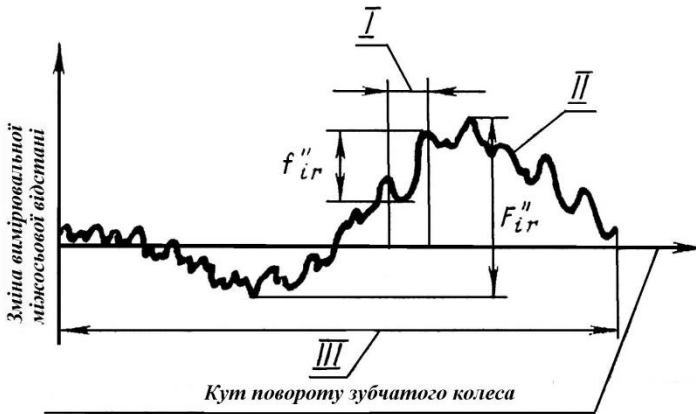
Ці коливання обмежуються допусками відповідно F''_i і f''_i .

2.10.3 Норма плавності роботи

Норма плавності визначає величину складових повної похибки кута повороту, які багаторазово повторюються за один оберт колеса.

Норма плавності роботи характеризується такими показниками:

- циклічна похибка передачі;
- циклічна похибка зубцьової частоти;



I — один кутовий крок; II — крива зміни вимірювальної міжосьової відстані; III — один оберт зубчатого колеса.

Рисунок 2.58 - Коливання вимірювальної міжосьової відстані при повороті на один зуб і за один оберт

- відхилення основного кроку зачеплення f_{pbr} ;
- відхилення кутового кроку зачеплення f_{ptr} ;
- похибка профілю зуба f_{fr} ;
- коливання вимірювальної міжосьової відстані при повороті колеса на один кутовий крок.

Циклічний характер похибок, що порушують плавність роботи передачі і можливість гармонійного аналізу, дає підстави визначати і

нормувати їх величини за спектром кінематичної погрішності. Для цього в нормі плавності введені допуски амплітуди, що гармонійно становлять кінематичні похибки. Так, для обмеження циклічної похибки встановлюють допуски f_{zko} - на циклічну похибку передачі і f_{zk} - на циклічну похибку зубчастого колеса.

Циклічна похибка зубчастого колеса f_{zkr} . – подвоєна амплітуда гармонійної складової кінематичної похибки зубчастого колеса (рисунок 2.59)

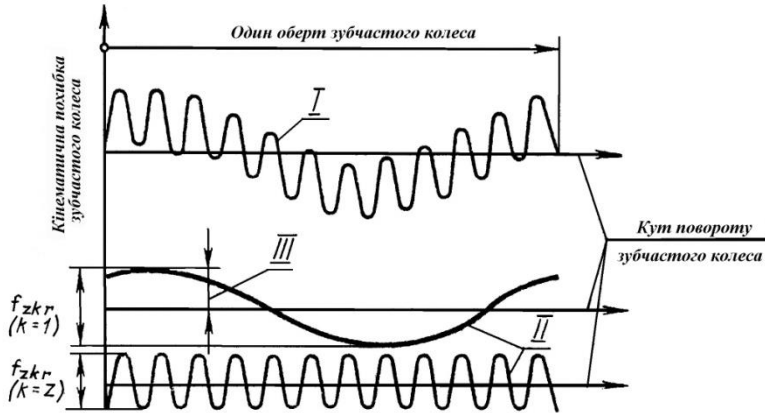
Циклічна похибка передачі f_{zko} – подвоєна амплітуда гармонійної складової кінематичної похибки передачі (рисунок 2.60).

Допуски f_{zko} і f_{zk} для будь-якої частоти визначаються за формулою:

$$f_{zko} = f_{zk} = (K_u^{-0,6} + 0,13)F_r, \quad (2.107)$$

де F_r – допуск на радіальне биття зубчастого вінця за тим же ступенем точності, що і f_{zk} ;

K_u — частота циклів за оберт зубчастого колеса.

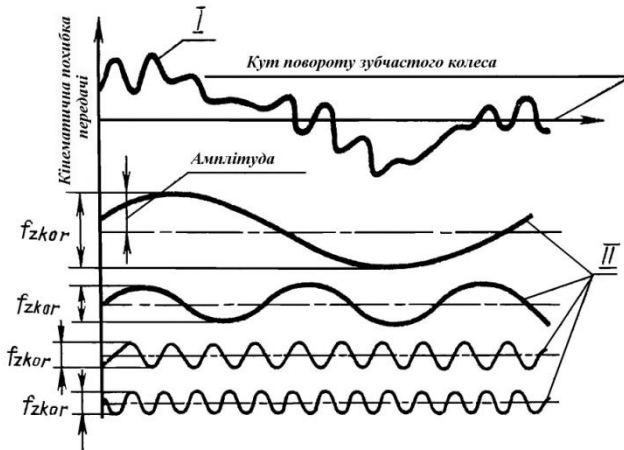


I – крива кінематичної похибки зубчастого колеса; II – гармонійні складові кінематичної похибки зубчастого колеса при різних значеннях частоти k ; III – амплітуда.

Рисунок 2.59 — Графік кінематичної похибки колеса і її гармонійні складові

Як видно з формули зі збільшенням частоти K_u допуски f_{zko} і f_{fk} зменшуються, що підтверджується досвідом виробництва і експлуатації швидкохідних передач.

Для обмеження циклічної похибки з частотою повторення, рівною частоті входу зубів у зачеплення, $f_{z\omega r}$ і $f_{z\omega l}$ встановлені допуски на циклічну похибку зубцьової частоти передачі $f_{z\omega}$ і колеса $f_{z\omega r}$, причому $f_{z\omega} = 0,6f_{z\omega}$. Ці допуски дають залежно від частоти циклічної похибки K_u (рівної числу зубів колеса z), ступеня точності, коефіцієнта осьового перекриття ξ_β і модуля m . Коефіцієнтом осьового перекриття косозубої циклічної передачі ξ_β називається відношення кута осьового перекриття зубчастого колеса до його кутового кроку. Кут осьового перекриття φ_β - кут повороту зубчастого колеса косозубої циліндричної передачі, при якому точка контакту зубів переміщується по лінії зуба цього колеса від одного торця до іншого (тобто кут повороту колеса передачі від положення входу до виходу зуба із зачеплення).



I – крива кінематичної похибки передачі; II – гармонійні складові кінематичної похибки передачі при різних значеннях частоти K_u .

Рисунок 2.60 — Графіки до визначення циклічної похибки зубчастої передачі

Циклічна похибка зубцьової частоти є головною причиною порушення плавності зубчастих передач, що складаються з прямозубих коліс.

Щоб обмежити найбільшу місцеву кінематичну похибку f'_{iz} (тобто її стрибки), встановлено допуск f'_i . Допуск f'_i дорівнює сумі допустимої похибки кроку (кутового) f_{pt} і допуску на похибку профілю f_f .

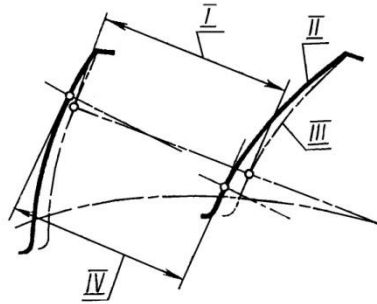
Причиною виникнення циклічної похибки зубчастого колеса є биття черв'яка ділильної пари верстата, биття і перекіс фрези і інш. Похибки верстата викликають також похибку профілю прямозубих коліс, які є головними причинами нерівномірного обертання передачі.

Відхилення кроку зачеплення f_{pbr} – різниця між дійсним і номінальним кроками зачеплення (рисунок 2.61). Під дійсним кроком зачеплення маються на увазі найкоротші відстані між двома паралельними площинами, дотичними до двох однойменних активних бічних поверхонь сусідніх зубів зубчастого колеса.

Граничні відхилення кроків зачеплення коліс визначають із співвідношення

$$|f_{pb}| = \cos \alpha |f_{pt}| = 0,94 f_{pt}. \quad (2.108)$$

Відхилення кроку зачеплення залежить від похибок кроку нарізного інструменту (черв'ячної фрези, довбача, гребінки), яка переноситься на оброблюване колесо. Незначно впливає точність ділильного ланцюга верстата. За наявності відхилення f_{pbr} переспряження зубів супроводиться ударами, підвищеним шумом, передача працює не плавно. При цьому збільшується нерівномірність навантаження зубів, що знижує їх довговічність.



I – номінальний крок зачеплення; II – дійсний профіль зуба; III – номінальний профіль зуба; IV – дійсний крок зачеплення..

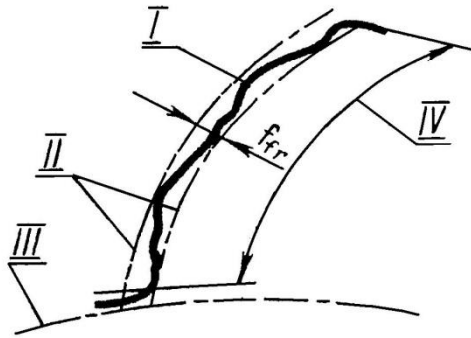
Рисунок 2.61 — Похибки відхилення кроку зачеплення

Відхилення кутового кроку f_{ptr} – дискретне значення кінематичної погрішності зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок, тобто

$$f_{ptr} = \left(\varphi - \frac{2\pi}{z} \right) r ; \quad (2.109)$$

де φ - дійсний торцевий крок.

Похибка профілю зуба f_{fr} – відстань по нормалі між двома найближчими один до одного номінальними профілями торців зуба, між якими розміщується дійсний активний профіль торця зуба зубчастого колеса (рисунок 2.62). Дійсний профіль торця зуба – лінія перетину дійсної бічної поверхні зуба зубчастого колеса в площині, перпендикулярній його робочій осі.



I – дійсний активний профіль зуба; II – номінальні профілі торців зуба; III – основне коло; IV – границі активного профілю зуба.

Рисунок 2.62 — Похибка профілю зуба

Похибки профілю зуба викликають нерівномірність руху коліс, додаткові динамічні навантаження, а також зменшення контактної поверхні зубів. Гранична похибка профілю регламентується допуском f_{fr} , а не граничними відхиленнями. Пояснюється це тим, що при контролі евольвенти положення точки на ідеальному профілі (номінальне положення), від якого відлічували б відхилення, залишається невідомим, положення ж усього профілю визначається допустимими відхиленнями кроку зачеплення.

Похибки, що розглядались раніше, багато разів періодично виявляються за оберт колеса, знижують довговічність швидкісних і особливо важко навантажених швидкісних передач (наприклад турбінних редукторів). Вони викликають повторювані розриви контакту зв'язаних зубів, крутильні коливання валів і вібрацію всього агрегата. Вказані динамічні прояви циклічної похибки, як правило, супроводжуються шумом високого рівня, який збільшується зі збільшенням швидкості обертання передачі. Щоб підвищити плавність передачі, доцільно підвищувати точність зуборізного інструменту і точність черв'яка, зв'язаного з ділильним колесом верстата, а також застосовувати шевінгування або зубохонінгування коліс.

2.10.4 Норма контакту зубів

Норма контакту визначає повноту прилягання бічних поверхонь спряжених зубів.

Для підвищення довговічності і зносостійкості зубчастих передач необхідно, щоб повнота контакту зв'язаних бічних поверхонь зубів коліс була найбільшою. При неповному і нерівномірному приляганні зубів зменшується несуча площа поверхні контакту, нерівномірно розподіляються контактні напруження, що призводить до інтенсивного зносу зубів.

Норма контакту зубів характеризується такими комплексними і диференційованими показниками:

- пляма контакту зубів;
- похибка напрямку зубів $F_{\beta r}$;
- сумарна похибка контактної лінії F_{kr} ;
- перекіс осей f_{yr} ;
- непаралельність осей f_{xr} ;
- відхилення осевих кроків по нормалі F_{pxnr} .

Для гарантії необхідної повноти контакту зубів у передачі встановлені найменші розміри так званої сумарної плями контакту.

Сумарна пляма контакту – це частина активної бічної поверхні зуба зубчастого колеса, на якій розташовуються сліди прилягання зубів парного зубчастого колеса в зібраній передачі після обертання під навантаженням (рисунок 2.63).

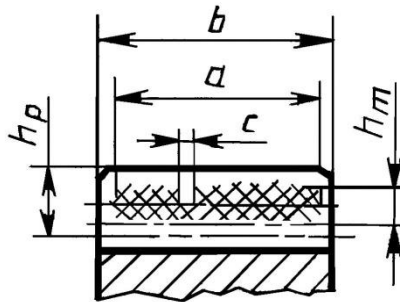


Рисунок 2.63 — Пляма контакту зубів в передачі

Визначаються відносні розміри плями контакту у відсотках: по довжині зуба — відношення відстані a між крайніми точками слідів прилягання за вирахуванням розривів c до довжини зуба b :

$$\frac{a-c}{b} \cdot 100\%; \quad (2.110)$$

по висоті зуба — відношення середньої (по всій довжині зуба) висоти слідів прилягання h_m до висоти зуба відповідної активної бічної поверхні h_p :

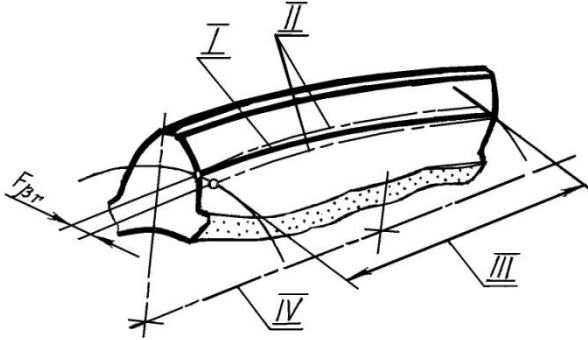
$$\frac{h_m}{h_p} \cdot 100\% \quad (2.111)$$

Миттєва пляма контакту — це частина активної бічної поверхні зуба колеса передачі, на якій розташовується сліди його прилягання до зубів шестерні, покритим фарбником, після повороту колеса зібраної передачі на повний оберт при легкому гальмуванні, що забезпечує безперервний контакт зубів обох зубчастих коліс.

Зменшення повноти контакту викликаються похибками установки заготовки на верстаті (її торцевим биттям), неточністю верстата (непаралельністю направлення ходу фрезерного супорта осі обертання стола, його перекосом), а для косозубих коліс також похибками гвинта подачі зуборізного верстата. Притирання і припрацювання зубів у спряженні коліс покращує їх контакт.

Похибка напрямку зуба $F_{\beta r}$ характеризується відхиленням напрямку зуба від лінії, паралельної осі колеса (рисунк 2.64). Цю похибку обмежують допуском F_{β} .

Зі збільшенням ширини колеса (або довжини контактної лінії) допуск F_{β} збільшується.



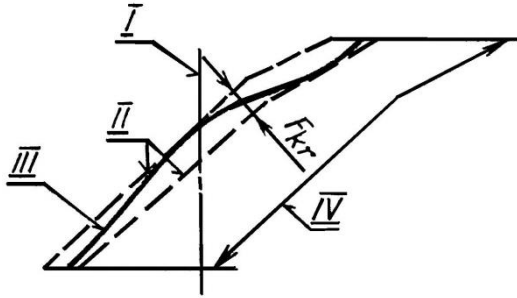
I – дійсна ділильна лінія зуба; II – номінальні ділильні лінії зуба; III – ширина зубчастого вінця; IV – робоча вісь зубчастого колеса.

Рисунок 2.64 — Похибка напрямку зуба

Сумарна похибка контактної лінії F_{kr} – відстань по нормалі між двома найближчими одна до одної номінальними контактними лініями, умовно накладеними на площину (поверхню) зачеплення, між якими розміщуються дійсна контактна лінія на активній бічній поверхні (рисунок 2.65).

Допуск на сумарну похибку контактної лінії F_k для даного модуля залежить від ширини колеса (або довжини контактної лінії) і коефіцієнта ξ_β (коефіцієнт осьового перекриття). З їх збільшенням допуск збільшується.

Відхилення від паралельності осей f_{xr} . Відхилення від паралельності проєкцій робочих осей зубчастих коліс у передачі на площину, в якій лежить одна з осей і точки другої осі в середній площині передачі. Визначається в торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, рівній робочій ширині зубчастого вінця або ширині напівшеврона (рисунок 2.66).



I – напрям робочої осі обертання колеса; II – номінальні контактні лінії; III – дійсна контактна лінія; IV – границі активної поверхні зуба

Рисунок 2.65 — Похибка форми і розташування контактної лінії

Примітка. Під середньою площиною передачі мають на увазі площину, що проходить через середину робочої ширини зубчастого вінця або для шевронної передачі через середину відстані між зовнішніми торцями, які обмежують робочу ширину напівшеврона.

Відхилення від паралельності осей обмежується допуском f_x .

Перекіс осей f_{yr} – відхилення від паралельності проекцій робочих осей зубчастих коліс у передачі на площину, паралельну одній з осей і перпендикулярну площині, в якій лежить ця вісь, і точка перетину другої осі з середньою площиною передачі. Визначаються в торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, рівній робочій ширині зубчастого вінця або ширині напівшеврона (рисунок 2.66). Допуск на перекіс осей f_y .

Ці похибки характеризуються точністю монтажу передачі з нерегульованим розташуванням осей. Точність монтажу передачі визначається також відхиленнями міжосьової відстані f_{ar} , якими є різниця між дійсною і номінальною міжосьовими відстанями в середній площині передачі. Встановлені граничні відхилення верхнє + f_a і нижнє - f_a .

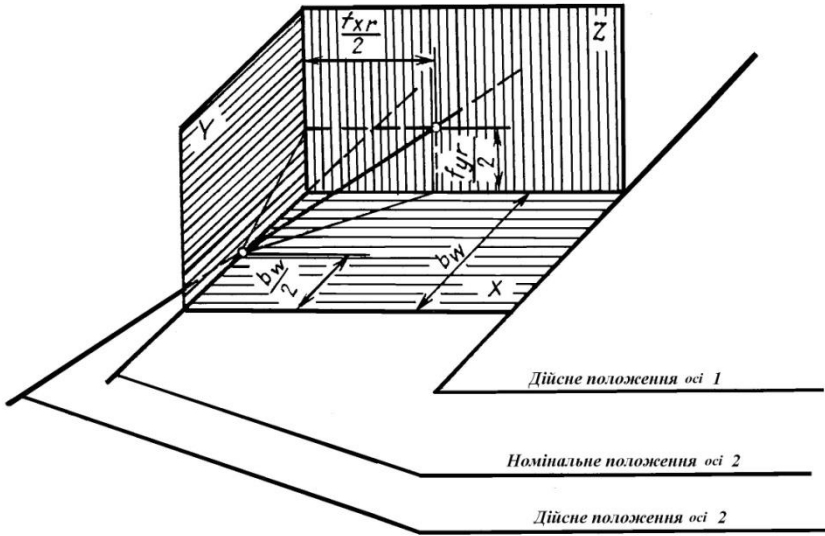


Рисунок 2.66 — Непаралельність f_{xr} і перекіс осей f_{yr} ; відхилення міжосьової відстані

Відхилення осьових кроків по нормалі F_{pxnr} – різниця між дійсною осьовою відстанню зубів і сумою відповідного числа номінальних осьових кроків, помножена на синус кута нахилу ділильної лінії зуба (рисунок 2.67).

Під дійсною осьовою відстанню зубів мають на увазі відстань між однойменними лініями зубів косозубого зубчастого колеса по прямій, паралельній робочій осі.

$$F_{pxnr} = -x \sin \beta, \quad (2.112)$$

де x — величина, рівна відхиленню F_{pxn} осьових кроків по нормалі.

Відстань між однойменними лініями сусідніх зубів є дійсним осьовим кроком. Відхилення осьових кроків обмежене верхнім $+F_{pxn}$ і нижнім $-F_{pxn}$ граничними відхиленнями.

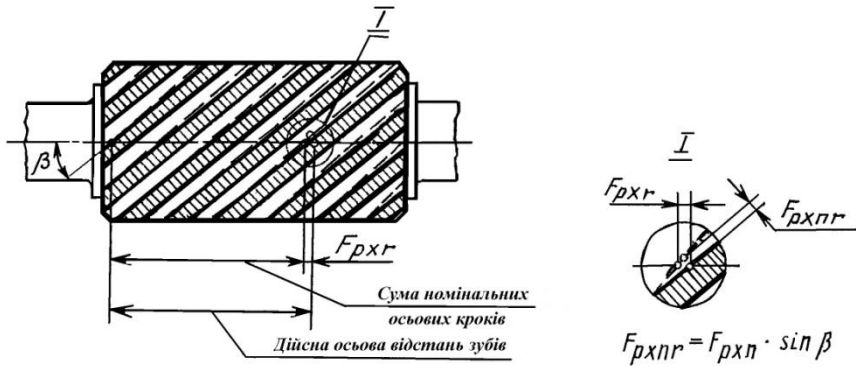


Рисунок 2.67 — Відхилення осевих кроків по нормалі F_{pxn}

Відхилення F_{pxn} є кінематичним, оскільки воно включає значну частину похибок, що впливають на кінематику і плавність роботи передачі, оскільки зуб по довжині розташовується на значному куті повороту зубчастого колеса.

2.10.5 Види спряження зубів коліс у передачі

Для усунення можливості заклинювання при нагріві передачі, забезпечення умов протікання мастила і обмеження мертвого ходу при реверсі передач вони повинні мати бічний зазор j_n (зазор між не робочими профілями зубів спряжених коліс). Цей зазор необхідний також для компенсації похибок виготовлення і монтажу передачі і для усунення удару по неробочих профілях, який може виникнути в разі розриву контакту робочих профілів через динамічні явища. Така передача є однопрофільною (контакт зубів коліс відбувається по одних робочих профілях).

Бічний зазор визначають у перетині, перпендикулярному до напрямку зубів, у площині, дотичній до основних циліндрів.

Системою допусків на зубчасті передачі встановлюють гарантований бічний зазор $j_{n \min}$, який називають найменшим передбаченим бічним зазором. Його величину визначають незалежно від ступеня точності коліс і передач.

Для задоволення вимог різних галузей промисловості, незалежно від ступеня точності виготовлення коліс передачі,

передбачено шість видів спряження, які визначають різну величину $j_{n \min}$ (рисунок 2.68). Спряження A, B, C, D, E, H застосовують відповідно для ступенів точності 3-12; 3-11; 3-9; 3-8; 3-7; 3-7. Номінальне значення гарантованого бічного зазору для вказаних видів спряження залежно від міжосьової відстані визначають відповідно за такими квалітетами: $IT11, IT10, IT9$ і $IT7$. Для спряження H $j_{n \min} = 0$. Спряження B гарантує мінімальну величину бічного зазору, при якому унеможлиблюється заклинювання сталеві або чавунної передачі від нагріву при різниці температури коліс і корпуса, рівній 25°C .

Встановлено шість класів відхилення міжосьової відстані з I по VI. Спряження H і E забезпечуються при II класі; спряження D, C, B і A — при класах III, IV, V, VI відповідно. Співвідношення видів спряження і вказаних класів допускається змінювати.

На бічний зазор встановлено допуск T_{jn} , визначений різницею між найбільшим і гарантованим (найменшим) зазором. Із збільшенням бічного зазору збільшується допуск T_{jn} . Встановлено вісім видів допусків на бічний зазор: x, y, z, a, b, c, d, h . Спряження H і E відповідає вид допуску h , а сполучення D, C, B і A — відповідно види допусків d, c, b і a . Відповідність видів спряжень і видів допусків T_{jn} дозволяється змінювати. При цьому використовуються види допусків x, y , і z . У результаті збільшення температури при роботі передачі розміри коліс збільшуються більшою мірою, ніж відстань між їх осями, а тому бічний зазор зменшується. Величина гарантованого бічного зазору, необхідна для компенсації температурних деформацій і розміщення мастила:

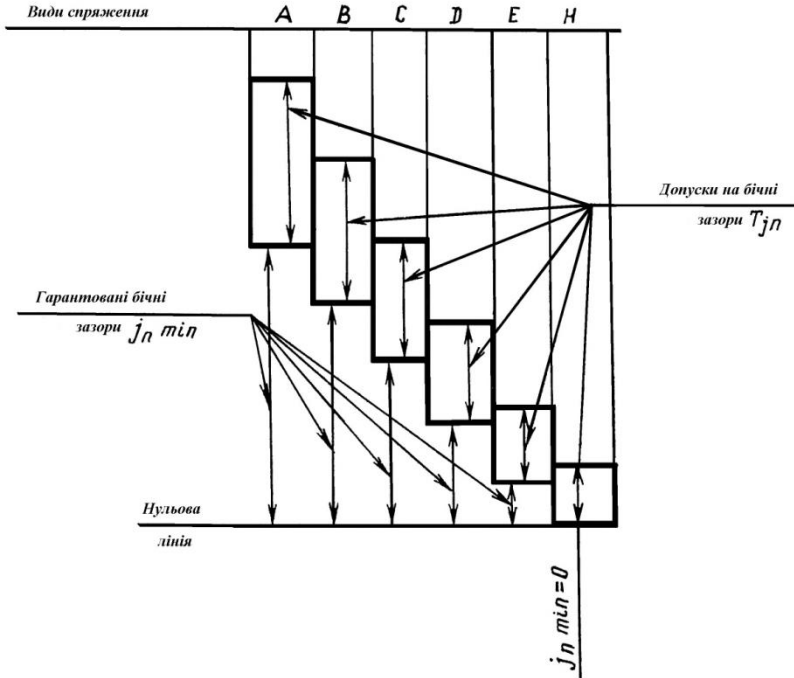


Рисунок 2.68 — Види спряження і гарантовані бічні зазори

$$j_{n \min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1^\circ - \alpha_2 \Delta t_2^\circ) 2 \sin \alpha, \quad (2.113)$$

де V - товщина шару мастила між зубами;

a_w - міжосьова відстань;

α_1, α_2 - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів коліс і корпусу;

$\Delta t_1^\circ, \Delta t_2^\circ$ - відхилення температур коліс і корпусу від 20°C ;

α - кут профілю початкового контуру.

Деформацію від нагріву відраховують по нормалі до профілів. Величину бічного зазору, що забезпечує нормальні умови мащення, орієнтовано приймають від $0,01m_n$ (для тихохідних кінематичних передач); до $0,03m_n$ (для високошвидкісних передач).

Похибки виготовлення і монтажу коліс враховують при визначенні найбільшого бічного зазору. Різниця між найбільшим і

найменшим зазорами має бути достатньою для компенсації похибок виготовлення і монтажу коліс. Величину бічного зазору забезпечують шляхом радіального зміщення початкового контуру зуборізного інструменту від його номінального положення в тіло колеса. Найменшу величину додаткового зміщення призначають залежно від ступеня точності за нормами плавності і від виду спряження. Додатково зміщення позначають: для зубчастих коліс із зовнішніми зубами через $(- E_{HS})$, для коліс із внутрішніми зубами через $(+ E_{HS})$. Допуск T_H на зміщення початкового контуру встановлена залежно від допуску на радіальне биття F_r і виду спряження.

Показниками, що забезпечують гарантований бічний зазор, є: для коліс — найменше додаткове зміщення початкового контуру $E_{HS}(E_{HI})$ або найменше відхилення середньої довжини, яке задається, спільною нормаллю $E_{wms}(E_{wmi})$, або найменшим відхиленням товщини зуба по постійній хорді в нормальному перетині — E_c , або відхиленням вимірювальної міжосьової відстані $E_{a''s}$, $E_{a''i}$, або найменшим відхиленням спільної нормалі $E_{ws}(E_{wi})$; їх призначають залежно від вигляду спряження і ступеня точності за нормами плавності роботи. Для передач з нерегульованим розташуванням осей — граничні відхилення міжосьової відстані $\pm f_a$, а з регульованим — найменший бічний зазор $j_{n \min}$.

Стандартом встановлені допуски на додаткове зміщення початкового контуру T_H , допуск на середню довжину спільної нормалі T_{wm} і допуск на товщину зуба T_c .

Відхилення $\pm f_a$, $E_{a''s}$, як і $j_{n \min}$ не залежать від ступеня точності. Їх призначають залежно від виду спряження (або виду допуску на бічний зазор).

Зв'язок зміщення початкового контуру з бічним зазором $j_{n \min}$ і зменшення товщини зуба E_{cs} , можна встановити відповідно з трикутників abc і dbc (рисунок 2.69)

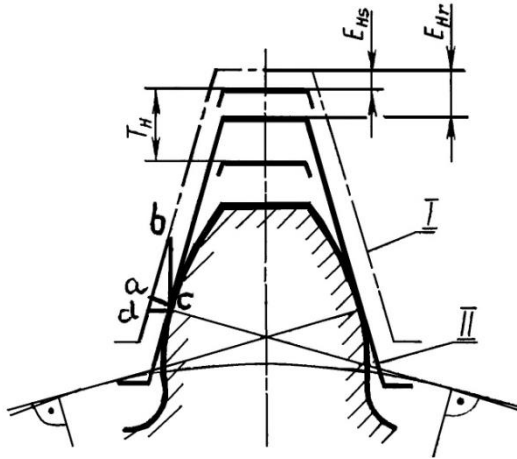
$$j_{n \min} = E_{HS} 2 \sin \alpha ; \quad (2.114)$$

$$E_{CS} = E_{HS} 2 \operatorname{tg} \alpha . \quad (2.115)$$

Спільний бічний зазор повинен складатися з гарантованого бічного зазору $j_{n \min}$ і зазору K_j , компенсуючого похибки виготовлення

зубчастих коліс і монтажу передачі, які зменшують бічний зазор, тобто:

$$j_{n\min} + K_j = (E_{H_1S} + E_{H_2S}) 2 \sin \alpha. \quad (2.116)$$



I – номінальне положення вихідного контуру; II – дійсне положення вихідного контуру

Рисунок 2.69 — Зміщення початкового контуру

Необхідне найменше зміщення початкового контуру на обох зубчастих колесах:

$$E_{H_1S} + E_{H_2S} = \frac{j_{n\min} + K_j}{2 \sin \alpha}. \quad (2.117)$$

Якщо прийняти найменше зміщення початкового контуру на обох колесах пари приблизно рівними, то при $\alpha = 20^\circ$ отримаємо

$$E_{HS} \approx \frac{j_{n\min} + K_j}{2 \cdot 2 \sin \alpha_0} \approx 0,73(j_{n\min} + K_j). \quad (2.118)$$

Величина K_j призначена для компенсації таких похибок виготовлення зубчастих коліс і монтажу передачі: міжосьової відстані f_{ar} , кроку зачеплення f_{pbr} , похибки напряду зуба, відхилення від

паралельності осей f_{xr} і перекоосу f_{yr} осей. При визначенні K_j враховують гранично допустиме значення вказаних похибок.

Найбільший бічний зазор не обмежено стандартом, але величина найбільшого зазору не може перевищувати значення, що отримується при найбільш несприятливому поєднанні відхилень складальних розмірів, тобто не перевищуватиме величини:

$$j_{n\max} = j_{n\min} + (T_{H_1} + T_{H_2} + 2f_a)2\sin\alpha \quad (2.119)$$

У технічній документації точність виготовлення зубчастих коліс і передач задають ступенем точності, вказуючи вид спряження за нормами бічного зазору.

Приклад умовного позначення точності циліндричної передачі із ступенем точності 7 за всіма трьома нормами, з видом спряження C і видом допуску на бічний зазор c :

7 – С ГОСТ 1643-81.

При комбінуванні норм різних ступенів точності і зміні відповідності між видом спряження і класом відхилень міжосьової відстані, точність зубчастих коліс і передач позначається послідовним написанням трьох цифр і двох букв.

Перша цифра позначає ступінь за нормами кінематичної точності, друга – ступінь за нормами плавності роботи, третя – за нормами контакту зубів, перша з букв – вид сполучення, а друга – вид допуску на бічний зазор.

Цифри між собою і від букв, що пишуться разом, розділяються тире.

Приклад умовного позначення точності циліндричної передачі із ступенем 8 за нормою кінематичної точності, із ступенем 7 за нормою плавності, із ступенем 6 за нормою контакту зубів, з видом спряження B , видом допуску на бічний зазор a і відповідністю між видом спряження і класом відхилень міжосьової відстані:

8 – 7 – 6 – Ba ГОСТ 1643-81.

Примітка. У випадках, коли на одну з норм не задається ступінь точності, замість відповідної цифри вказується буква N .

При виборі грубого класу відхилень міжосьової відстані, ніж передбачено для даного виду спряження, в умовному позначенні точності циліндричної передачі вказується прийнятий клас і розрахований за формулою зменшений гарантований бічний зазор:

$$j'_{n\min} = j_{n\min} - 0,68(|f'_a| - |f_a|), \quad (2.120)$$

де $j_{n\min}$ і f_a – табличні значення гарантованого бічного зазору і граничного відхилення міжосьової відстані для даного виду спряження;

$j'_{n\min}$ – розрахований гарантований бічний зазор;

f'_a – відхилення міжосьової відстані для грубого класу.

Приклад умовного позначення точності циліндричної передачі зі ступенем точності 7 за всіма нормами, з видом спряження зубчастих коліс C , видом допуску на бічний зазор a і класом відхилень міжосьової відстані V (при міжосьовій відстані передачі ($a_w = 450$ мм, $j'_{n\min} = 128$ мкм):

$$7 - Ca/V - 128 \text{ ГОСТ } 1643-81$$

Ступінь точності коліс і передач устанавлюється залежно від вимог за кінематичною точністю, плавністю, передаваною потужністю, а також від величини окружної швидкості коліс. Наприклад, при окружній швидкості в 10-15 м/с, застосовуються 6-7-а ступені точності, а при швидкості 20-40 м/с уже 4-5-й ступені. Ступінь точності потрібно визначати відповідними розрахунками:

- на основі кінематичного розрахунку похибок всієї передачі і допустимого кута розузгодження знаходять необхідний ступінь точності за нормами кінематичної точності;

- з розрахунку динаміки передачі, вібрацій і шумових явищ вибирають ступінь точності за нормами плавності;

- з розрахунку на міцність і довговічність вибирається ступінь норми контакту.

При виборі ступеня точності враховують досвід експлуатації аналогічних передач і обов'язково при необхідності використовують принцип комбінування норм точності, тобто для конкретної передачі залежно від її призначення встановлюють різні ступені точності (за

нормами кінематичної точності, плавністю роботи і контактом зубів). Комбінування норм дозволяє встановлювати підвищену точність лише тих параметрів коліс, які важливі для задоволення експлуатаційних вимог; решту параметрів можна виконувати по грубших допусках. Комбінування доцільне як з експлуатаційної, так і з технологічної точок зору. (При підвищених вимогах до норми кінематичної точності в технологічний процес виготовлення коліс слід ввести операцію шліфування зубів, до норм плавності – зубохонінгування, зубошевінгування; до норм контакту – притирання зубів.) При комбінуванні потрібно враховувати, що норми плавності роботи коліс і передачі можуть бути не більше ніж на два ступені точніші або на один ступінь грубші за норму кінематичної точності; норми контакту зубів можна призначати на один ступінь точніші за норми плавності коліс і передач або на один ступінь грубші за норми плавності.

Вказані обмеження викликані наявністю певного взаємозв'язку між показниками точності коліс. Так, циклічна похибка є частиною кінематичної похибки, що багато разів повторюється за оберт колеса. Тому для збереження допуску на кінематичну похибку колеса розширення допуску на циклічну похибку більш ніж на один ступінь викликає помітне зменшення допустимого значення кінематичної похибки і робить практично неможливим виготовлення такого колеса.

Передача не може плавно працювати при поганому контакті зубів. Наприклад, якщо контакт зміщений до голівки або ніжки зуба, то зуб працює кромкою на вході або виході із зачеплення, що викликає неспокійну роботу передачі. В більшості випадків ступені за нормами плавності: наприклад для тракторів, вантажних автомобілів застосовують ступені 7 – 6 – 6 – С, 8 – 7 – 7 – С, для редукторів турбін – 6 – 5 – 5 – В. В металургійному машинобудуванні застосовують поєднання 8 – 7 – 7 – В, для прокатних станів – 8 – 7 – 7 – В. Для ділильних і інших відлікових механізмів ступені за нормами кінематичної точності приймають на один ступінь точніший за норми плавності та контакту (наприклад, 4 – 5 – 5 – D).

Комплекси контрольованих параметрів точності зубчастих коліс перевіряють різними методами і засобами, тому стандартом передбачено декілька варіантів показників точності коліс (таблиці 2.17, 2.18, 2.19). Ці варіанти рівноправні. Вибір тих або інших контрольованих параметрів (тобто показників точності) зубчастих коліс залежить від їх необхідної точності розмірів, особливостей

виробництва і інших чинників. Перевагу слід віддавати комплексним показникам F'_{ior} , f_{zzor} , f_{zkor} і сумарній плямі контакту. При комплексному контролі точність коліс і передач оцінюють за сумарним проявом відхилень окремих параметрів, частина з яких може бути збільшена за рахунок зменшення інших або ж унаслідок компенсації одних погіршень іншими.

Таблиця 2.17 – Показники кінематичної точності

Контроль ований об'єкт	Показник точності або комплекс	Ступінь точності									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Зубчасте колесо	F'_{ir}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	F_{Pr} <i>и</i> F_{Pkr}	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-
	F_{Pr}	-	-	-	-	X	X	-	-	-	-
	F_{cr} <i>и</i> F_{rr}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	F_{vWr} <i>и</i> F_{rr}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	F_{vWr} <i>и</i> F''_{ir}	-	-	X	X	X	X	-	-	-	-
	F_{cr} <i>и</i> F''_{ir}	-	-	X	X	X	X	-	-	-	-
	F''_{ir}	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
	F_{rr}	-	-	-	-	X*	X*	X	X	X	X
Зубчаста передача	F'_{ior}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-

* Лише при ділительних діаметрах зубчастих коліс понад 1600 мм.

* Лише при ділильних діаметрах зубчастих коліс понад 1600 мм.

Таблиця 2.18 – Показники плавності роботи

Контрольований об'єкт	Показник точності або комплекс	Ступінь точності									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Зубчасте колесо передачі з ξ_β , менше від указанного в таблиці 4 ГОСТ 1643-81	f'_{ir}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	f_{zzr}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	$f_{Pbr} \text{ u } f_{fr}$	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	$f_{Pbr} \text{ u } f_{Ptr}$	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	f''_{ir}	-	-	X	X	X	X	-	-	-	-
Зубчасте колесо передачі з будь-яким ξ_β	f''_{ir}	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
	f_{Pbr}	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
	f_{Ptr}	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
Зубчасте колесо передачі з ξ_β , більшим або рівним вказаному в таблиці 4 ГОСТ 1643-81	f_{zkr}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	f_{Ptr}	-	-	X	X	X	X	-	-	-	-
Зубчаста передача з ξ_β , менша від вказаного в таблиці 4 ГОСТ 1643-81	f'_{ior}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
	f_{zzor}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
Зубчаста передача з ξ_β , більшим або рівним вказаному в таблиці 4 ГОСТ 1643-81	f_{zkor}	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-

Для контролю кінематичної точності встановлено дев'ять комплексів контрольованих параметрів. Допускається, щоб одна з величин, що входять у комплекс, перевищувала граничне значення, якщо сумарний вплив обох величин не перевищує допуск на кінематичну похибку колеса F_i' .

Для оцінки плавності роботи коліс встановлено тринадцять комплексів контрольованих параметрів. Перший призначений для перевірки зубчастих коліс з наступними ступенями точності і коефіцієнтами осьового перекриття ξ_β (більше або рівне вказаному) (таблиця 2.18).

Таблиця 2.19 – Граничні значення

Ступінь точності за нормами контакту	3	4	5	6	7	8
Граничні значення номінального коефіцієнта осьового перекриття ξ_β	1,25		1,5	2,0	2,5	3,0

Показниками плавності передачі є f'_{ior} і f_{zzor} при ξ_β менш вказаних і f_{zkor} - для передач з ξ_β більшим або рівним указаним (таблиця 2.19).

Повноту контакту зубів у передачі рекомендується оцінювати сумарною або миттєвою плямою контакту, а передачі з нерегульованим розташуванням осей - f_{xr} і f_{yr} . Норму кінематичної точності (окрім F_r , F_{vw} , F''_i), норми плавності роботи (окрім f'_i) і норми контакту зубів у передачі (окрім f_{xr} і f_{yr}) залежно від умов роботи коліс по правих і лівих профілях допускається призначати з різних ступенів точності.

[illegible]

2.10.6 Допуски зубчастих конічних коліс

Принципи побудови системи допусків для зубчастих конічних передач (ГОСТ 1758-81) аналогічні принципам побудови системи для циліндричних передач. Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач, причому для ступенів 1, 2 і 3 допуски і граничні відхилення не наведені (вони є перспективними). Для кожного ступеня точності встановлені норми: кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів коліс у передачі.

Допускається комбінування вказаних норм різних ступенів точності. При цьому норми плавності можуть бути не більше ніж на два ступені точніші або на один ступінь грубіші за норми кінематичної точності; норми контакту зубів не можна призначати за ступенем точності грубішими, ніж норми плавності.

Незалежно від ступеня точності і їх комбінування встановлено шість видів спряжень зубчастих коліс у передачі A, B, C, D, E і H (в порядку зменшення гарантованого бічного зазору $j_{n \min}$). Види спряження A, B, C, D, E і H зубчастих коліс у передачі застосовують відповідно для ступенів точності за нормами плавності роботи: 4-12; 4-11; 4-9; 4-8; 4-7; 4-7. Допуск на бічний зазор T_{jn} (ГОСТ 1758-81) не регламентований.

Показниками кінематичної точності зубчастих коліс є: найбільша кінематична похибка зубчастого колеса F'_{ir} (допуск F'_i); накопичена похибка до кроків

$$F_{pkr} = \left(\varphi - \frac{2\pi k}{z} \right) r, \quad (2.121)$$

де r – радіус середнього ділильного кола зубчастого колеса (допуск F_{pk}); накопичена похибка кроку по зубчастому колесу F_{pr} (допуск F_p); биття зубчастого вінця F_{rr} (допуск F_r); похибка обкату F_{cr} (допуск F_c). Показником кінематичної точності передачі є найбільша кінематична похибка передачі F_{ior} (допуск F_{io}).

На кінематичну точність коліс, комплектованих пар коліс і передач впливають також такі похибки специфічних параметрів конічних коліс і передач: коливання вимірювального міжосьового кута пари (вимірювальної пари) за повний цикл $F''_{i\Sigma or}$ (за повний оберт зубчастого колеса $F_{i\Sigma r}$), визначене різницею найбільшого і найменшого вимірювальних міжосьових кутів за повний цикл (оберт

колеса) зміни відносного положення зубчастих коліс пари при беззасторожному їх зачепленні; коливання відносного положення зубчастих коліс пари (вимірювальної пари) по нормалі за повний цикл F_{inor}'' (за повний оберт зубчастого колеса F_{inr}), визначене найбільшою різницею положення одного колеса пари щодо іншого в напрямі, перпендикулярному площині, що проходить через спільну твірну початкових конусів і дотичну до них.

Показники плавності роботи і контакту зубів приблизно ті ж, що і для циліндричних передач.

З похибок специфічних параметрів розглянемо лише осьове зміщення зубчастого вінця f_{AMr} , визначене зміщенням зубчастого вінця уздовж його осі при монтажі передачі від положення, при якому плавність роботи і пляма контакту є якнайкращими, встановленими при обкатному контролі пари 1-2 (рисунок 2.70). Встановлені граничні осьові зміщення зубчастого вінця $\pm f_{AM}$.

Приклади умовного позначення точності конічної передачі: 8 – 7 – 6 – В ГОСТ 1758-81; 7 – С ГОСТ 1758-81.

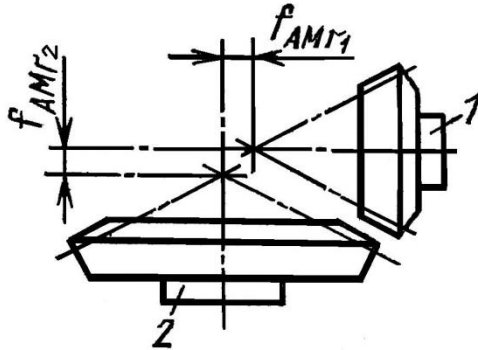


Рисунок 2.70 - Осьові зміщення зубчастого вінця конічних зубчастих коліс у передачі

2.10.7 Допуски черв'ячних циліндричних передач

Для черв'ячних циліндричних передач ГОСТ 3675-81 встановлює 12 ступенів точності: 1, 2, ..., 12 (у порядку зменшення точності).

Для черв'яків, черв'ячних коліс і черв'ячних передач кожного ступеня точності встановлені норми: кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів і витків. Допускається комбінування вказаних

норм різних ступенів точності при дотриманні правил, аналогічних правилам, встановленим для циліндричних зубчастих передач.

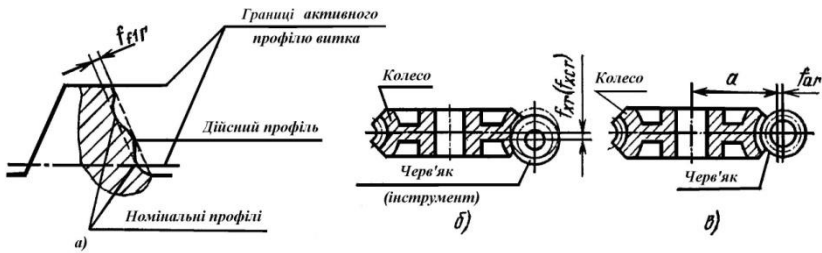
Незалежно від ступенів точності встановлено шість видів спряження черв'яка з черв'ячним колесом у передачі: A, B, C, D, E, H – і вісім видів допуску T_{jn} : x, y, z, a, b, c, d, h . Позначення наведені в порядку зменшення бічного зазору і допуску на нього. Видам спряження H і E відповідає вид допуску на бічний зазор h , а видам спряження D, C, B і A – вид допуску d, c, b і a відповідно.

Показниками кінематичної точності черв'ячних коліс є: найбільша кінематична похибка черв'ячного колеса, накопичена похибка кроку черв'ячного колеса F_{pr} і накопичена похибка k кроків черв'ячного колеса F_{pkr} , похибка обкату F_{cr} і радіальне биття зубчастого вінця черв'ячного колеса F_{rr} , коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт черв'ячного колеса F''_{ir} . Показником кінематичної точності черв'ячних передач (і колеса з черв'яком, що поставляються парами) є найбільша кінематична похибка передачі F'_{ior} .

Показниками плавності роботи черв'яків є: похибка гвинтової поверхні витка черв'яка f_{hor} , радіальне биття витка черв'яка f_{rr} , відхилення осьового кроку черв'яка f_{pxr} , накопичена похибка k кроків черв'яка f_{pxkr} , похибка гвинтової лінії в межах оберту f_{hr} і на всій довжині черв'яка f_{hkr} , похибка профілю витка черв'яка f_{ftr} . Показниками плавності роботи черв'ячних коліс є: циклічна похибка черв'ячного колеса f_{kr} , коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі f'_{ir} , відхилення кроку колеса f_{ptr} або похибка профілю зуба колеса f_{f2r} . Показниками плавності роботи черв'ячної передачі є: циклічна похибка передачі f_{zkor} і циклічна похибка зубцьової частоти в передачі f_{zzor} .

Показниками контакту зубів черв'ячного колеса з витками черв'яка є: сумарна пляма контакту, зміщення середньої площини в передачі f_{xr} , відхилення міжосьової відстані в передачі f_{ar} і відхилення міжосьового кута передачі $f_{\Sigma r}$.

Специфічні контрольовані похибки показані на рисунку 2.71.



а – похибка профілю витка черв'яка; б – зміщення середньої площини в передачі; у – відхилення міжосьової відстані в передачі

Рисунок 2.71 – Похибки черв'ячних передач

Приклад умовного позначення черв'ячної передачі:

8 – 7 – 6 Ва ГОСТ 3675-81.

2.10.8 Методи і засоби контролю зубчастих коліс і передач

Залежно від поставленої мети контроль зубчастих коліс поділяють на приймальний (остаточний) і технологічний.

При прийомальному контролі встановлюють відповідність точності коліс вимогам, залежним від призначення передачі. Бажано, щоб цей контроль був комплексним і виконувався в умовах, близьких до експлуатаційних, при поєднанні вимірювальної бази деталі з експлуатаційною (монтажною). Якщо відповідні засоби для комплексного контролю відсутні, то застосовують поелементний (диференційований) контроль. Контрольні комплекси вказані в таблицях 2.18, 2.19, 2.20.

Технологічний контроль використовують при наладці технологічних операцій і для виявлення причин браку. При цьому контролі вимірювальну базу необхідно поєднувати з технологічною. Прямий поелементний приймальний контроль зубчастих коліс найбільш трудомісткий, він вимагає великого числа найменувань вимірювальних приладів і його доцільно застосовувати лише в індивідуальному і дрібносерійному виробництвах.

Існування зв'язків між похибками зубчастих коліс і передач з дефектами технологічного устаткування дозволяє замінити прямий контроль точності побічним.

Останній полягає в контролі таких похибок верстата, інструменту і пристосувань, за яким можна робити висновок про точність зубчастих коліс. Побічний контроль скорочує трудомісткість контрольних операцій і потребу у вимірювальних засобах. Проте це досягається лише при обґрунтованій системі контролю, яка охоплює всі елементи виробництва і яка встановлює види контрольних перевірок, методи, засоби і періодичність їх проведення.

Останнім часом застосовують активний контроль зубчастих коліс, результати якого використовують для управління ходом технологічного процесу (його підналадки, перемикання режимів обробки і ін.). Всі прилади поділяють на верстатні з пристроєм для базування коліс і накладні, які при контролі розташовують на колесі. За призначенням прилади ділять на прилади для контролю кінематичної похибки і обкату (F'_{ir} , f'_{ir} , F_{cr}), накопиченої похибки кроку по колесу і за k кроків (F_{pr} и F_{pkr}) і інш. – всього 14 груп. За точністю виміру прилади повинні мати класи А, АВ и В. По кожному класу приладів установлені метрологічні показники і граничні допустимі похибки вимірювання.

Контрольні питання до розділу 2.10

1. Як поділяються зубчасті передачі за експлуатаційним призначенням? Які головні вимоги до цих передач?
2. За якими нормами та ступенями точності виконуються зубчасті колеса?
3. Назвіть показники, які характеризують норму кінематичної точності?
4. Назвіть показники, які характеризують норму плавності?
5. Назвіть показники, які характеризують норму контакту зубів?
6. Назвіть види спряжень зубів коліс в передачі.
7. Назвіть види допусків на бічний зазор.
8. Які показники використовуються для забезпечення гарантованого бічного зазору?
9. Як умовно позначається точність коліс?

10. Для чого використовуються комбінування норм різних ступенів точності?

11. Наведіть приклад умовного позначення точності конічної та черв'ячної передачі.

12. Які методи і засоби використовуються для контролю зубчастих коліс та передач?