

Допуски й посадки гладких з'єднань

1. Принципи побудови систем допусків і посадок

У цей час більшість країн світу застосовує міжнародну систему допусків і посадок ISO . Системою допусків і посадок називають сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі досвіду, результатів досліджень і оформлених у вигляді стандартів. Стандарт ДСТУ 2500 – 94. Система допусків і посадок побудована за принципом: утворення посадок в системі отвору й системі вала.

Посадка утворюється сполученням поля допуску отвору й поля допуску вала. Умовна позначка посадки подається у вигляді дробу: у чисельнику вказується позначення поля допуску отвору, а в знаменнику – позначення поля допуску вала, наприклад: H8 / a7 – у системі отвору; P7/h6 – у системі вала. Можливе утворення посадок із зазором, із натягом і перехідних.

2. Вибір посадок

Посадки із зазором призначають для пар з точним центруванням, у яких допускається повертання й поздовжнє переміщення деталей. Посадка H7/h6 застосовується при не дуже високих вимогах до точності центрування (змінні зубчасті колеса у верстатах, корпуса підшипників кочення). Посадки H/h 9-12 квалітетів застосовують при низьких вимогах до точності центрування (шківви, зубчасті колеса, муфти із кріпленням шпонкою). Посадка типу H7/q6 застосовується для точних рухливих з'єднань (шпindel в опорах ділильної головки, у плунжерних парах). Посадка H7/f7 застосовується в підшипниках ковзання.

Перехідні посадки H/js; H/h; H/m; H/n; H/k – використовують у нерухомих рознімних з'єднаннях. Для гарантії нерухомості деталей додатково укріплюють шпонками, гвинтами. Перехідні посадки передбачені в 4-8 квалітетах. У них точність вала на один квалітет вище точності отвору. Посадка H7/is6 використовується для змінних зубчатих коліс, шківів, муфт. Посадки з натягом призначені для одержання нерухомих з'єднань, як 23 правило, без додаткового кріплення деталей.

Посадка H7/p6 застосовується у з'єднаннях тонкостінних деталей і при впливі невеликих навантажень, гарантує найменший натяг. Посадка H7/s6 – для з'єднання маточини й вінця черв'ячного колеса, втулок підшипників ковзання. Посадки H8/x8; H8/z8 застосовуються при найбільших навантаженнях.

3. Система допусків і посадок для підшипників кочення

За стандартом діаметри зовнішнього й внутрішнього кілець підшипника прийняті відповідно за діаметри основного вала й основного отвору. Отже, посадки зовнішнього кільця з корпусом здійснюються за системою вала, а посадки внутрішнього кільця з валом – за системою отвору.

Однак поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розташоване в „-“ від номінального розміру, а не в „+“, як у звичайного основного отвору.

Посадки потрібно вибирати так, щоб внутрішнє кільце (циркуляційне навантаження) підшипника було змонтовано з натягом, що виключає можливість проковзування цього кільця в процесі роботи, а інше кільце (місцеве навантаження) потрібно монтувати із зазором.

Для підшипників зубчастих і черв'ячних редукторів найбільш часто застосовують поле допуску вала під підшипник по k6 і m 6, а поле допуску отвору корпуса – по H 7

4. Допуски й посадки деталей із пластмас

Точність розмірів литих деталей із пластмас може відповідати 9 квалітету й грубіше.

Обробкою різанням деталей із пластмас можна досягти точності в межах 8-12 квалітетів. Допуски на невідповідальні розміри деталей із пластмас потрібно призначати по 14-16 квалітету.

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 коченням 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, які сприймають переважно радіальне навантаження, що діє перпендикулярно осі обертання підшипника;
- упорні, які сприймають переважно осьове навантаження, що діє уздовж осі обертання підшипника;

- радіально-упорні, що сприймають як радіальне, так і осьове навантаження;

в) за числом рядів: однорядні, дворядні і багаторядні;

г) самовстановлювані і несамовстановлювані.

Приєднувальними розмірами підшипників:

- 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 (P0, P6, P5 і P4). 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.

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 2.25), тобто для всіх класів верхнє відхилення приєднувальних розмірів прийнято рівним нулю.

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.

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.

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 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 необертального кільця, яке може повертатися під дією поштовхів і вібрацій.

При циркуляційному навантаженні 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 обертальному кільці і постійно направленому навантаженні. Посадка призначається з натягом.

При коливальному навантаженні 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 посадку призначають залежно від інтенсивності радіального навантаження, яка розраховується за формулою:

$$PR = Fr k_1 k_2 k_3 / b$$

де Fr – 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 $Fr = 4000\text{H}$.

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.

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

a – місцеве; b – циркуляційне; v – коливальне

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 – $\square 25 L0 k6$.

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”, які забезпечать зазор у з'єднанні. Приймаємо для отвору в корпусі основне відхилення “H” в сьомому квалітеті. Позначення посадки зовнішнього кільця підшипника з отвором на складальному кресленні – $\square 62 10 H7$.

До з'єднуваних 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'єднуваних 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 $Ra_{0,8} \dots Ra_{0,4}$.