

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Кафедра “Експлуатація та ремонт машин”

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

**Методичні вказівки
до практичних робіт**

Затверджено
на засіданні кафедри ЕРМ
Протокол № 11 від 15.03.2022 р.

Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання.
Методичні вказівки до практичних робіт/ Укл. І. Василенко.
Кропивницький: ЦНТУ, 2022. 68 с.

Рецензент — канд. техн. наук, доцент кафедри
“Експлуатація та ремонт машин” М. Красота

Комп’ютерний набір і верстка І. Василенко.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 НЕРУХОМІ ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ З'ЄДНАНЬ	5
2 ВИМІРЮВАЛЬНІ ЗАСОБИ	11
3 КАЛІБРИ ГЛАДКІ	15
4 ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ	24
4.1 Розрахунок посадок з'єднань призматичними шпонками.....	24
4.2 Розрахунок посадок з'єднань сегментними шпонками.....	31
5 ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ	37
5.1 Розрахунок посадок прямобічних шліцьових з'єднань.....	37
5.2 Розрахунок посадок евольвентних шліцьових з'єднань.....	42
6 З'ЄДНАННЯ З ПІДШИПНИКАМИ КОЧЕННЯ.....	51
ЛІТЕРАТУРА	58
ДОДАТКИ.....	59

ВСТУП

При складанні завдань для виконання практичних занять була врахована **кредитно-модульна система** організації навчального процесу. Завдання складаються з 6 пунктів, що містять методiku та приклади розрахунків 8 задач, правильне виконання яких за виданим викладачем варіантом дозволяє набрати певну кількість балів (табл.1).

Таблиця 1 — Оцінка складності завдань

№ п/п	Назва розділу	Кількість балів за правильне рішення
1	Нерухомі посадки гладких циліндричних з'єднань	2
2	Вимірювальні засоби	1
3	Калібри гладкі	2
4	Шпонкові з'єднання	2
5	Шліцьові з'єднання	2
6	З'єднання з підшипниками кочення	1

Бали, нараховані за кожен пункт, уводяться у рейтинг-програму, яка переводить їх до спільної для усіх учасників навчального процесу шкали, формуючи тим самим рейтинг студента за одним з видів навчальної роботи – практичних занять. Рейтинг за практичними заняттями розраховується таким чином:

$$r_{np} = f(\min_{np}, \max_{np}, c_{np}) = 2 + 3(c_{np} - \min_{np}) / (\max_{np} - \min_{np})$$

де r_{np} — частковий рейтинг за практичними заняттями;
 \min_{np} — мінімальний отриманий бал відповідно до рейтингового регламенту;
 \max_{np} — максимальний отриманий бал відповідно до рейтингового регламенту;
 c_{np} — фактично отриманий бал відповідно до рейтингового регламенту.

1 НЕРУХОМІ ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ З'ЄДНАНЬ

Завдяки надійності, простоті конструкцій деталей і складання з'єднань, посадки з натягом застосовуються в усіх галузях машинобудування (наприклад, при збиранні вінців з маточинами черв'ячних коліс, вкладишів підшипників ковзання з корпусами тощо). У більшості випадків ці посадки викликають пружні деформації спряжених поверхонь, а тому під час розрахунку враховуються лише ці умови.

Розрахунки посадок з натягом виконуються з метою забезпечення нерухомості та міцності деталей, що з'єднуються. Для розрахунку використовуються висновки задачі Ляме для товстостінних порожніх циліндрів, згідно з якими мінімальний натяг визначається з умови міцності з'єднання, а максимальний – з умови міцності деталей.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Для передачі необхідного крутного моменту та осьової сили необхідно у спряженні забезпечити тиск між втулкою і валом. За відомими значеннями зовнішніх навантажень ($M_{кр}$, Q) і розмірами з'єднання (d , l) визначається мінімальний тиск (МПа) на контактних поверхнях, достатній для передачі заданого значення крутного моменту та осьової сили:

$$P_{\min} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + Q^2}}{\pi d l f},$$

де d – номінальний діаметр з'єднання, м; l – довжина з'єднання, м; f – коефіцієнт тертя у процесі пресування або повертання (табл. 2.1).

Коефіцієнт тертя коливається у широких межах, що пояснюється багатьма факторами, які впливають на міцність з'єднання. Наведені у табл. 1.1 значення необхідно збільшувати в 1,5 ... 1,6 рази, якщо складання з'єднання виконується з використанням температурних деформацій (нагрівання охоплюючої, охолодження охоплюваної деталі).

Таблиця 1.1 – Коефіцієнт тертя між деталями з різних матеріалів

Матеріал деталей, що з'єднуються	Коефіцієнт тертя
Сталь – сталь	0,06 ... 0,13
Сталь – чавун	0,07 ... 0,12
Сталь – бронза	0,03 ... 0,05
Сталь – латунь	0,05 ... 0,10

За відомим значенням P_{\min} визначається величина найменшого натягу, необхідного для забезпечення найменшого тиску:

$$N_{\min} = P_{\min} d \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

де E_D і E_d – модулі пружності, відповідно, отвору та вала в Па (табл. 1.2); C_D і C_d – коефіцієнти Ляме, відповідно, отвору та вала:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2};$$

$$C_D = C_1 + \mu_D; \quad C_d = C_2 - \mu_d$$

де d_1 – внутрішній діаметр порожнистого вала, м; d_2 – зовнішній діаметр втулки, м, для масивного корпусу $d_2 = \infty$; μ_D і μ_d – коефіцієнти Пуасона, відповідно, матеріалів втулки та вала (табл. 1.2).

Для суцільного вала $d_1 = 0$.

Вибирати нерухому посадку необхідно за величиною натягу $N_{\text{розр}}$, який трохи більший N_{\min} :

$$N_{\text{розр}} = N_{\min} + K_1 + K_2 + K_3,$$

де K_1 – поправка, що враховує часткове зминання та зріз мікронерівностей вала R_{ad} та втулки R_{aD} (мкм) під час пресування:

$$K_1 = 1,2 (R_{ad} + R_{aD});$$

K_2 – поправка, що враховує вплив різних температурних деформацій вала та втулки, мкм: $K_2 = 0...4$ мкм;

K_3 – поправка, що враховує додаткове змінання опорних поверхонь під дією відцентрових сил, мкм: $K_3 = 0...5$ мкм.

Таблиця 1.2 – Модулі пружності, коефіцієнти Пуасона та границі міцності матеріалів деталей

Матеріал вала або отвору	Модуль пружності E , Па	Коефіцієнт Пуасона μ	Границя міцності $[\sigma_e]$, МПа
Сталь вуглецева звичайної якості	$(1,96...2) \cdot 10^{11}$	0,27	630
Чавун сірий ливарний	$(0,74 ... 1,05) \cdot 10^{11}$	0,25	300
Бронза ливарна	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35	245
Латунь ливарна	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38	294

Крутний момент $M_{кр}$, осьова сила Q , шорсткість втулки R_{aD} та вала R_{ad} задаються викладачем.

При виборі посадки необхідно добиватися того, щоб натяг вибраної стандартної посадки $N_{min}^{ст}$ був близьким, але не меншим розрахункового $N_{розр}$. Посадку бажано вибирати із переважного ряду системи отвору (табл. 2.3 [1]). Для вибраної посадки вписуються табличні значення граничних натягів $N_{min}^{ст}$ і $N_{max}^{ст}$ (табл. 2.3 [1]), а також граничні відхилення отвору та вала [1, 2]).

Можливість застосування вибраної посадки визначається з умови міцності деталей, що з'єднуються. Необхідно, щоб напруження, які виникають у матеріалах деталей при найбільшому граничному натягу, не перевищували допустимих. Значення напружень розраховується виходячи із найбільшого тиску (МПа) на спряжених поверхнях деталей:

$$P_{\max} = \frac{N_{\max}^{\text{ст}} - K_1}{d \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}$$

Найбільше напруження у маточині охоплюючої деталі:

$$\sigma_D = C_1 \cdot P_{\max}$$

Найбільше напруження в охоплюваній деталі:

$$\sigma_d = C_2 \cdot P_{\max}$$

Перевіряються умови міцності (МПа) за умовними границями міцності (табл. 1.2):

$$\sigma_D \leq [\sigma_D]; \quad \sigma_d \leq [\sigma_d]$$

Якщо умови міцності не виконуються, то необхідно підібрати посадку з меншим значенням $N_{\max}^{\text{ст}}$. При відсутності такої посадки слід призначити більш міцніший матеріал або збільшити довжину спряження деталей, і як виняток, зменшити обертовий момент за узгодженням з викладачем.

Зусилля, що необхідне для пресування деталей, визначається за найбільшим натягом, який може виникнути під час складання:

$$P_{\text{прес}} = \pi d l f P_{\max}$$

В кінці розрахунків наводиться схема розташування полів допусків посадки з натягом.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Крутний момент, $M_{\text{кр.}} = 100 \text{ Нм}$;
2. Осьова сила, $Q = 300 \text{ Н}$;
3. Номінальний діаметр з'єднання, $D = d = 20 \text{ мм}$;
4. Довжина спряження, $l = 22 \text{ мм}$;
5. Внутрішній діаметр порожнистого валу, $d_1 = 0$ (вал суцільний);
6. Зовнішній діаметр втулки, $d_2 = 45 \text{ мм}$;
7. Матеріал, відповідно втулки та вала, сталь-сталь;
8. Коефіцієнт тертя, $f = 0,1$ (табл. 1.1);
9. Модуль пружності матеріалу втулки та вала, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ (табл. 1.2);

10. Коефіцієнт Пуасона матеріалу втулки та вала, $\mu = 0,27$ (табл. 1.2);

11. Шорсткість поверхні втулки та вала, $R_{ad}=R_{ad}=0,4$ мкм. Визначається найменший тиск між втулкою та валом:

$$P_{\min} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 100}{0,02}\right)^2 + 300^2}}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,022 \cdot 0,1} = 72410000 \text{ Па}.$$

Розраховуються коефіцієнти Ляме:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{20}{45}\right)^2}{1 - \left(\frac{20}{45}\right)^2} = 1,50; \quad C_D = 1,50 + 0,27 = 1,77;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{0}{20}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{20}\right)^2} = 1,00; \quad C_d = 1,00 - 0,27 = 0,73;$$

Визначається величина натягу, необхідного для утворення найменшого тиску в з'єднанні:

$$N_{\min} = 72410000 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \left(\frac{1,77}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,73}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$N_{\min} = 18 \text{ мкм}.$$

Для редуктора загального призначення приймається значення коефіцієнтів $K_2 = 1$ мкм, $K_3 = 0$, а K_1 розраховується:

$$K_1 = 1,2 \cdot (0,4 + 0,4) = 0,96 \text{ мкм}.$$

Тоді

$$N_{\text{розр}} = 18 + 0,96 + 1 = 19,96 \text{ мкм}.$$

Вибирається стандартна посадка з натягом у системі отвору. З табл. 2.3 [1] вибирається найбільше посадка з $N_{\min}^{\text{ст}} \geq N_{\text{розр}}$ $\text{Ø}20\text{H}7/\text{u}7$, у якої $N_{\min}^{\text{ст}} = 20$ мкм, а $N_{\max}^{\text{ст}} = 62$ мкм.

Граничні відхилення отвору $\text{Ø}20\text{H}7^{(+0,021)}$ мм, вала $\text{Ø}20\text{u}7^{(+0,062}_{+0,041})}$ мм (додатки А, Б).

Перевіряється міцність деталей, якщо натяг у з'єднанні досягне найбільшого значення. Найбільший тиск у з'єднанні:

$$P_{\max} = \frac{(62 - 0,96) \cdot 10^{-6}}{0,02 \left(\frac{1,77}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,73}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 244 \cdot 10^6 \text{ Па} = 244 \text{ МПа.}$$

Найбільше напруження у матеріалі шківів:

$$\sigma_D = 1,5 \cdot 244 = 366 \text{ МПа.}$$

Найбільше напруження у матеріалі вала:

$$\sigma_d = 1 \cdot 244 = 244 \text{ МПа.}$$

Для сталі вуглецевої звичайної якості умовна границя міцності $[\sigma_s] = 630 \text{ МПа}$ (табл. 1.2). Таким чином умова міцності виконується.

Розраховується зусилля пресування деталей

$$P_{\text{прес}} = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,022 \cdot 0,1 \cdot 244 \cdot 10^6 = 33,7 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$P_{\text{прес}} = 33,7 \text{ кН.}$$

Для пресування деталей нерухомого з'єднання необхідно використовувати прес із зусиллям не менше ніж 4 тонни.

Схема розташування полів допусків посадки з натягом наведена на рис. 1.1.

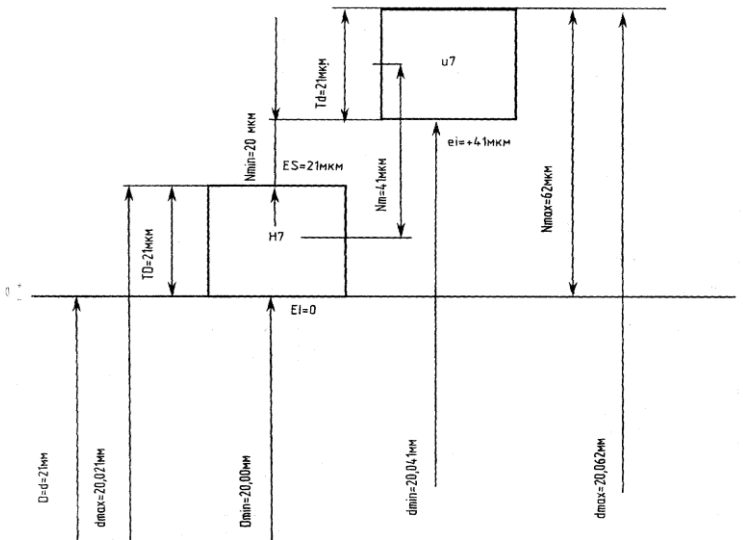


Рисунок 1.1 – Схема розташування полів допусків деталей з'єднання посадки з натягом.

2 ВИМІРЮВАЛЬНІ ЗАСОБИ

Вибір вимірювальних засобів здійснюється для деталей посадки з натягом нерухомого гладкого циліндричного з'єднання. Допустимі похибки складають 20% для грубих квалітетів і до 35% для точних квалітетів від допуску виготовлення деталі.

Похибка вимірювання складається з випадкової та систематичної і не повинна перевищувати допустимої. Допускається випадкова похибка 60% допустимої похибки. Вимірювальний прилад вибирається за рекомендаціями СТ СЭВ 303-76 у залежності від допустимої похибки вимірювання, шорсткості поверхні та контрольованого розміру.

МЕТОДИКА ВИБОРУ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ЗАСОБІВ

У залежності від номера квалітету визначається похибка вимірювання δ . Для квалітетів до IT9 δ складає 35%, а для квалітетів IT10 і грубіших $\delta = 20\%$ від допуску розміру.

Допуски розмірів визначаються за відомим номінальним розміром з додатку А.

Тоді для квалітетів до IT9:

$$\delta = 0,35TD \text{ або } \delta = 0,35Td;$$

для квалітетів IT10 і грубіше:

$$\delta = 0,2TD \text{ або } \delta = 0,2Td.$$

Похибки вимірювальних засобів (інструмента) $\delta_{ін}$, що виготовлюється спеціалізованими заводами наведені в табл. 2.1 та 2.2. У таблицях вказані абсолютні значення граничних похибок універсальних вимірювальних засобів.

При виборі вимірювальних засобів за точністю контрольованого виробу повинна виконуватися залежність:

$$\delta_{ін} \leq \delta.$$

Значення похибки інструмента $\delta_{ін}$ повинно бути якомога ближчим до розрахованого значення похибки вимірювання δ .

Таблиця 2.1 – Граничні похибки вимірювань зовнішніх розмірів різними вимірювальними засобами ($\delta_{ін}$)

Засоби вимірювання	Граничні похибки вимірювання, мкм для діапазону розмірів, мм				
	1...10	10...50	50...80	80... 120	Примітка
1	2	3	4	5	6
Штангенциркулі з відліком за ноніусом 0,05 мм (ШЦ-I, ШЦ-II, ШЦ-III)	100	100	100	100	Межі вимірювань штангенциркулем ШЦ-I 0...125 мм, ШЦ-II 0...100мм і ШЦ-III 0...400 мм
Штангенциркулі з відліком за ноніусом 0,1 мм (ШЦ-I, ШЦ-II, ШЦ-III)	150	150	200	200	
Індикатор годинникового типу ИЧ та ИТ з ціною поділки 0,01 мм та межею вимірювання від 2 до 10 мм (на штативі)	20	20	20	20	–
Головка важільно-зубчаста ІИГ з ціною поділки 0,001 мм та межею вимірювання 0,050 мм (на штативі)	2,0	2,5	2,5	2,5	–
Індикатори багатообертові ІМИГ з ціною поділки 0,001 мм з межею вимірювання 1 мм (на стійці)	3,0	3,5	4,0	4,5	–
Головки вимірювальні пружинні ІИГП (мікрорекортери) з ціною поділки 0,001 мм та межею вимірювання $\pm 0,03$ мм (на стійці)	0,5	1,0	1,0	1,0	–
Мікрометри гладкі з величиною відліку 0,01 мм	5	5	10	15	Мікрометри при роботі знаходяться в руках

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
Мікрометри важільні з ціною поділки 0,002...0,010 мм при використанні на повній межі вимірювання (25 мм)	4	4	10	15	Мікрометри при роботі знаходяться в руках
Скоби важільні з ціною поділки 0,002...0,005 мм	4	4	10	20	Скоба при роботі знаходиться в руках
Оптиметр вертикальний з ціною поділки 0,001 мм та межею вимірювання за шкалою $\pm 0,1$ мм	1,0	1,0	1,0	1,0	–

Таблиця 2.2 – Граничні похибки вимірювань внутрішніх розмірів різними вимірювальними засобами (δ_{in})

Засоби вимірювання	Граничні похибки вимірювання, мкм для діапазону розмірів, мм			
	3...18	18...50	50...120	Примітка
1	2	3	4	5
Штангенциркулі з відліком за ноніусом 0,1 мм	200	200	250	Штангенциркулі мають нижню межу вимірювання 10 мм
Штангенциркулі з відліком за ноніусом 0,05 мм	150	150	200	
Нутроміри індикаторні з ціною поділки відлікового пристрою 0,01 мм	15	20	25	Нутроміри індикаторні мають нижню межу вимірювання 6 мм
Нутроміри індикаторні при заміні відлікового пристрою вимірювальною головкою з ціною поділки 0,001 або 0,002 мм	4,5	5,5	6,5	–
Оптиметри горизонтальні з ціною поділки відлікового пристрою 0,001 мм	1,5	1,5	2,5	–

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Розрахунок здійснюється для посадки з натягом (нерухомого гладкого циліндричного з'єднання).

Вихідні дані:

1. Посадка – $\varnothing 20 \frac{H7}{u7}$;
2. Поле допуску отвору, $\varnothing 20H7 \left(\begin{smallmatrix} +0,021 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)_{\text{мм}}$;
3. Поле допуску вала, $\varnothing 20u7 \left(\begin{smallmatrix} +0,062 \\ +0,041 \end{smallmatrix} \right)_{\text{мм}}$.

Визначаються допуски розмірів:

для отвору $T_D = 21$ мкм;

для вала $T_d = 21$ мкм.

Оскільки квалітети отвору і вала однакові то і допуски їхні рівні, а значить і похибка вимірювання буде однаковою:

$$\delta = 0,35 \cdot 21 = 7,4 \text{ мкм.}$$

Вимірювальні засоби вибираємо з умови $\delta_{\text{ін}} \leq \delta$. Для вимірювання діаметра вала найдоцільнішим є використання мікрометра гладкого з величиною відліку 0,01мм, у якого похибка вимірювання $\delta_{\text{ін}} = 5$ мкм. Мікрометр при роботі знаходиться в руках (табл.2.1).

Для вимірювання діаметра отвору найдоцільніше є використання нутроміра індикаторного при заміні відлікового пристрою вимірювальною голівкою з ціною поділки 0,001 або 0,002 мм, у якого похибка вимірювання $\delta_{\text{ін}} = 5,5$ мкм (табл.2.2).

3 КАЛІБРИ ГЛАДКІ

Виконавчими розмірами калібру є граничні розміри, за якими виготовляють нові калібри, а також здійснюють контроль спрацювання калібрів під час їхньої експлуатації.

Для отвору виготовляють робочі прохідні Р-ПР і непрохідні Р-НЕ калібр-пробки. Для вала, крім робочих прохідних і непрохідних скоб виготовляють контрольні калібри (К-С, К-ПР, К-НЕ), що призначені для контролю придатності нових робочих калібрів-скоб Р-ПР, Р-НЕ та спрацювання прохідного калібру при експлуатації (К-С). Спрацьовані робочі прохідні калібри мають позначення Р-ПРспр, а виконавчі Р-ПРвик та Р-НЕвик.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Розрахунок калібрів здійснюється за відомими значеннями номінальних розмірів та граничних відхилень контрольованих деталей. Номінальні розміри непрохідних калібрів дорівнюють граничному розмірові деталі: D_{\max} – для калібр-пробок і d_{\max} – для калібр-скоб, а номінальні розміри прохідних калібрів: $D_{\min} + Z$ – для калібр-пробок і $d_{\max} - Z_1$ – для калібр-скоб, де Z – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної калібр-пробки для отвору відносно найменшого граничного розміру виробу, а Z_1 – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної калібр-скоби для вала відносно найбільшого граничного розміру виробу.

Допуск на калібри Р-НЕ розміщується симетрично відносно номінального значення, тобто поле допуску має значення $\pm H/2$ або $\pm H_1/2$, де H і H_1 , відповідно, допуски на виготовлення калібр-пробок і калібр-скоб. Передбачені також допуски на робочі калібр-пробки із сферичними вимірювальними поверхнями H_s і на контрольні калібри для калібр-скоб H_p . Допуск на виготовлення Р-ПР розташовується зі зміщенням на величину Z для отвору і Z_1 для вала. На калібри Р-ПР передбачений додатковий допуск на спрацювання у бік

збільшення розміру, величина його обмежується значеннями Y і Y_1 отвору і вала, відповідно.

На контрольні калібри для вала призначається однаковий допуск на виготовлення. Допуск калібру К-С розташований симетрично відносно межі спрацювання. Допуск калібру К-ПР – симетрично відносно Z_1 , допуск калібру К-НЕ – симетрично відносно середнього значення калібру Р-НЕ.

Під час розрахунку виконавчих розмірів калібрів необхідно використовувати такі правила округлення розмірів:

— розміри робочих калібрів для деталей 15...17 квалітетів округлюються до цілого мікрометра;

— розміри калібрів для деталей 6...14 квалітетів та розміри калібрів, що закінчуються на 0,25 та 0,75 мкм округлюються до величин, що кратні 0,5 мікрометрів у бік скорочення виробничого допуску виробу.

При побудові схем розташування полів допусків калібрів використовуються ті ж правила, що і для побудови типових схем полів допусків. Відхилення калібрів відраховується від відповідних граничних розмірів деталей, розміри яких контролюються. Так, відхилення прохідних калібрів (ПР) для валів і контркалібрів до них відраховуються від найбільшого граничного розміру вала, а відхилення непрохідних калібрів (НЕ) до них – від найменшого граничного розміру вала. Відповідно, відхилення прохідних калібрів для отворів відраховуються від найменшого граничного розміру отвору, а відхилення непрохідних калібрів – від найбільшого граничного розміру отвору.

На схемі розташування полів допусків калібрів прийнято вказувати на величину поля допуску, що відповідає середній лінії спрацювання калібру, тоді розмір нового калібру визначається серединою поля допуску на точність виготовлення.

Для квалітеті IT6...IT8 межа найбільшого спрацювання частково виходить за границі поля допуску деталі. Це передбачено для того, щоб зменшити звужування дуже малих допусків розмірів деталей у цих квалітетах. Межа найбільшого спрацювання співпадає з серединою поля допуску на неточність виготовлення прохідного калібру.

У квалітетах IT9...IT17 допуски розмірів деталей достатньо

великі, тому звужування поля допуску не має великого значення. У цих квалітетах допуск калібрів цілком розміщується в полі допуску деталі. Відхилення граничного спрацювання співпадає з відповідним відхиленням поля допуску деталі (отвору і вала).

Виконавчий розмір калібру на кресленні повинен мати допуск у вигляді одного відхилення, направлено у метал (тіло калібру). Для калібр-пробок виконавчим розміром є найбільший граничний розмір цієї пробки з від'ємним відхиленням, величина якого дорівнює величині допуску, а калібр-скоб – найменший граничний розмір цієї скоби з додатнім відхиленням, яке дорівнює величині допуску.

При маркуванні на калібр наносять номінальний розмір деталі, для якої призначений калібр, літерне позначення поля допуску деталі, граничні відхилення деталі в міліметрах (на робочих калібрах), тип калібру (ПР, НЕ, К-С) та товарний знак.

Допуски на калібри регламентуються СТ СЭВ 157-75. Граничні відхилення розмірів розраховуються за виразами, що наведені в табл. 3.1, 3.2, 3.3.

Таблиця 3.1 – Вирази для визначення виконавчих розмірів робочих калібр-пробок

Номінальний розмір отвору, мм	Нові калібр-пробки					Граничний розмір спрацьованого калібру Р-ПРспр
	Найбільші граничні та виконавчі розміри				Граничні відхилення	
	Р-ПРmax	Р-ПРвик	Р-НЕ	Р-НЕвик		
До 180	$D_{min}+Z+H/2$	$P-ПРmax-H$	$D_{max}+H/2$	$P-НЕmax-H$	-H	$D_{min}-Y$

Таблиця 3.2 – Вирази для визначення виконавчих розмірів робочих калібр-скоб

Номинальний розмір вала, мм	Нові калібр-скоби					Граничний розмір спрацьованого калібру Р-ПРспр
	Найбільші граничні та виконавчі розміри				Граничні відхилення	
	Р-ПРmin	Р-ПРвик	Р-НЕmin	Р-НЕвик		
До 180	$d_{\max} - Z_1 - H_1/2$	$P - ПР_{\max} + H_1$	$d_{\min} - H_1/2$	$P - НЕ_{\min} + H_1$	+ H ₁	$d_{\max} + Y_1$

Таблиця 3.3 – Вирази для визначення виконавчих розмірів контрольних калібрів для калібр-скоб

Граничний розмір калібр-скоб, мм	Найбільші граничні та виконавчі розміри						Граничні відхилення
	К-ПР max	К-ПРвик	К-НЕmax	К-НЕвик	К-Сmax	К-Свик	
До 180	$d_{\max} - Z_1 + H_p/2$	$K - ПР_{\max} - H_p$	$d_{\min} + H_p/2$	$K - НЕ_{\max} - H_p$	$d_{\max} + Y_1 + H_p/2$	$K - С_{\max} - H_p$	-H _p

Складові виразів (таблиці 3.1, 3.2 та 3.3) визначаються з табл. 3.4.

Таблиця 3.4 — Допуски та відхилення калібрів, мкм (за СТ СЭВ 157-75)

Квалітети ДОПУСКІВ ВИРОБІВ	Позначення	Інтервали розмірів, мм								
		Понад 10 до 18 ^	18 ^> 30 ^	30 ^> 50 ^	50 ^> 80 ^	80 ^> 120 ^	120 ^> 180 ^	180 ^> 250 ^	250 ^> 315 ^	315 ^> 400 ^
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6	Z	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7
	Y	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	2	3	4
	Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
	Y ₁	2	3	3	3	4	4	5	6	6
	H, H _S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9
	H ₁	3	4	4	5	6	8	10	12	13
H _P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	
7	Z, Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
	Y, Y ₁	2	3	3	3	4	4	6	7	8
	α, α_1	0	0	0		0	0	3	4	8
	H, H ₁	3	4	4	5	6	8	10	12	13
	H _S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9
	H _P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7
8	Z, Z ₁	4	5	6	7	8	9	12	14	16
	Y, Y ₁	4	4	5	5	6	6	7	9	9
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	6	7
	H	3	4	4	5	6	8	10	12	13
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	16	18
	H _S , H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9
9	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	21	24	28
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	6	7
	H	3	4	4	5	6	8	10	12	13
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	16	18
	H _S , H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9

Продовження таблиці 3.4

10	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	24	27	32
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α ₁	0	0	0	0	0	0	7	9	11
	H	3	4	4	5	6	8	10	12	13
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	16	18
	H _S , H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9
11	Z, Z ₁	16	19	22	25	28	32	40	45	50
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α ₁	0	0	0	0	0	0	0	15	15
	H, H ₁	8	9	11	13	15	18	20	23	25
	H _S	5	6	7	8	10	12	14	16	18
	H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9
12	Z, Z ₁	16	19	22	25	28	32	45	50	65
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α ₁	0	0	0	0	0	0	15	20	30
	H, H ₁	8	9	11	13	15	18	20	23	25
	H _S	5	6	7	8	10	12	14	16	18
	H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Розрахунок граничних калібрів виконується для деталей гладкого циліндричного нерухомого з'єднання (посадки з натягом).

Вихідні дані:

Дані для розрахунку калібрів знаходяться за табл.3.4, а також розрахунком граничних розмірів з'єднання.

1. Посадка – $\varnothing 20 \frac{H7}{u7}$;
2. Поле допуску отвору, $\varnothing 20H7 \left(\begin{smallmatrix} +0,021 \\ 0 \end{smallmatrix} \right) \text{мм}$;
3. Поле допуску вала, $\varnothing 20u7 \left(\begin{smallmatrix} +0,062 \\ +0,041 \end{smallmatrix} \right) \text{мм}$;
4. Найбільший граничний розмір отвору, $D_{\text{max}} = 20,021 \text{ мм}$;
5. Найменший граничний розмір отвору, $D_{\text{min}} = 20,000 \text{ мм}$;
6. Найбільший граничний розмір вала, $d_{\text{max}} = 20,062 \text{ мм}$;
7. Найменший граничний розмір вала, $d_{\text{min}} = 20,041 \text{ мм}$;

8. Допуск на виготовлення калібр-пробки, $H = 4$ мкм;
9. Відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної калібр-пробки, $Z = 3$ мкм;
10. Межа спрацювання прохідної калібр-пробки, $Y = 3$ мкм;
11. Допуск на виготовлення калібр-скоби, $H_1 = 4$ мкм;
12. Відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної калібр-скоби, $Z_1 = 3$ мкм;
13. Межа спрацювання прохідної калібр-скоби, $Y_1 = 3$ мкм;
14. Допуск на контрольні калібри для калібр-скоб, $H_p = 1,5$ мкм.

Визначаються розміри калібр-пробки для отвору за виразами, наведеними у табл. 3.1.

Найбільший розмір прохідної нової робочої калібр-пробки:

$$P-PP_{\max} = 20,000 + 0,003 + \frac{0,004}{2} = 20,005 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір нової прохідної робочої калібр-пробки:

$$P-PP_{\text{вик}} = 20,005_{-0,004} \text{ мм.}$$

Найменший розмір спрацьованої прохідної робочої калібр-пробки:

$$P-PP_{\text{спр}} = 20,000 - 0,003 = 19,997 \text{ мм.}$$

У тому випадку коли калібр-пробка буде мати отриманий розмір $P-PP_{\text{спр}}$, її необхідно вилучити з експлуатації.

Найбільший розмір непрохідної нової робочої калібр-пробки:

$$P-NE_{\max} = 20,021 + \frac{0,004}{2} = 20,023 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір непрохідної нової робочої калібр-пробки:

$$P-NE_{\text{вик}} = 20,023_{-0,004} \text{ мм.}$$

Визначаються розміри калібр-скоби для вала за виразами табл. 3.2.

Найменший розмір прохідної нової робочої калібр-скоби:

$$P-PP_{\min} = 20,062 - 0,003 - \frac{0,004}{2} = 20,057 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір прохідної нової робочої калібр-скоби:

$$P - \text{ПРвик} = 20,057 + 0,004 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір спрацьованої прохідної робочої калібр-скоби:

$$P - \text{ПРспр} = 20,062 + 0,003 = 20,065 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідної робочої калібр-скоби:

$$P - \text{НЕmin} = 20,041 - \frac{0,004}{2} = 20,039 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір непрохідної нової робочої калібр-скоби:

$$P - \text{НЕвик} = 20,039 + 0,004 \text{ мм.}$$

Визначаються розміри контрольних калібрів для калібр-скоб за виразами табл. 3.3. Найбільший розмір прохідного контрольного калібра:

$$K - \text{ПРmax} = 20,062 - 0,003 + \frac{0,0015}{2} = 20,0598 \approx 20,0600 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір прохідного контрольного калібра:

$$K - \text{ПРвик} = 20,0600 - 0,0015 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір непрохідного контрольного калібра:

$$K - \text{НЕmax} = 20,041 + \frac{0,0015}{2} = 20,04175 \approx 20,0420 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір непрохідного контрольного калібра:

$$K - \text{НЕвик} = 20,0420 - 0,0015 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір контрольного калібра для контролю спрацьованої калібр-скоби:

$$K - \text{Сmax} = 20,062 + 0,003 + \frac{0,0015}{2} = 20,06575 \approx 20,0655 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір контрольного калібра для контролю спрацьованої калібр-скоби:

$$K - \text{С вик} = 20,0655 - 0,0015 \text{ мм.}$$

Схема розташування полів допусків калібрів наведена на рис.3.1.

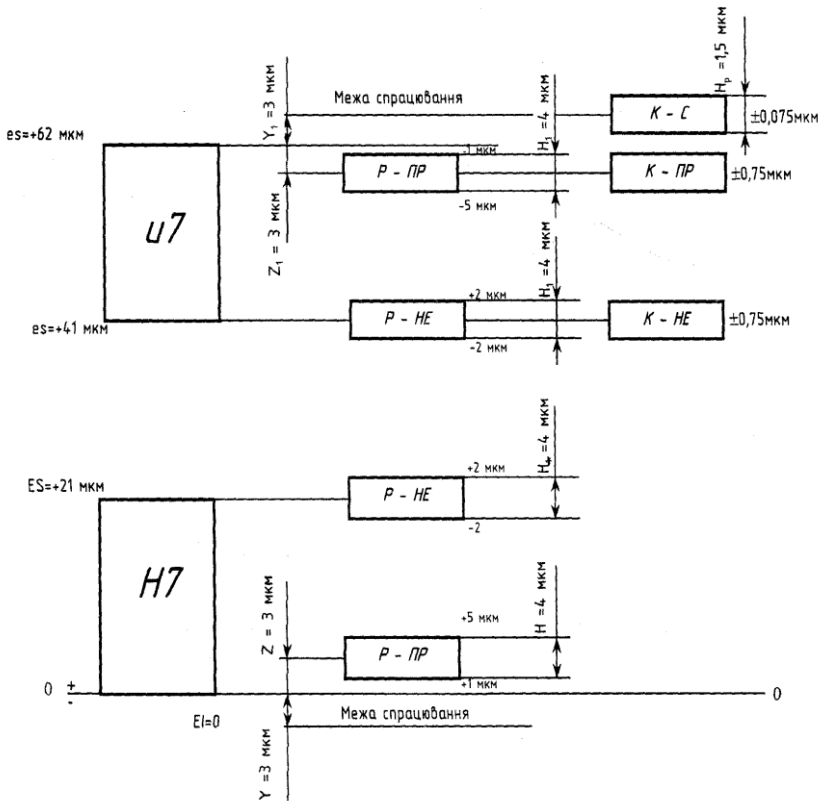


Рис. 3.1 – Схема розташування полів допусків калібрів для контролю деталей з'єднання $\text{Ø}20 \frac{H7}{u7}$.

4 ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

У машинобудуванні широке застосування знаходять шпонкові з'єднання. За конструкцією шпонки бувають призматичні, сегментні, клинові та тангенціальні. У сільськогосподарському машинобудуванні найширше застосування знаходять призматичні та сегментні шпонки. Шпонки виготовляють із сталей: сталь 45, Ст. 5 і Ст. 6.

Аналіз конструкцій різних типів шпонок показав, що на їхню якість найбільше впливають посадки за шириною b шпонки та пазів, а також форма шпонкових пазів та розташування їх відносно циліндричних поверхонь вала і втулки.

Відповідні стандарти на шпонкові з'єднання встановлюють норми точності посадок тільки за розміром b . Необхідні посадки отримують зміною полів допусків пазів при незмінному полі допуску шпонки, тобто за шириною шпонкових з'єднань здійснюються посадки у системі вала.

4.1 Розрахунок посадок з'єднань призматичними шпонками

На з'єднання призматичними шпонками ГОСТ 23360-78 встановлюються три виконання шпонок без кріпильних отворів. За характером призматичні шпонкові з'єднання поділяються на щільні, нормальні та вільні. Стандарт не розповсюджуються на шпонкові з'єднання для кріплення різального інструменту.

Шпонки з'єднуються за шириною з валом нерухомою посадкою, а із втулками – за однією із рухомих посадок. Натяг необхідний для того, щоб шпонка не переміщувалась.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Вихідними даними для вибору допусків і посадок у з'єднаннях призматичними шпонками є номінальний діаметр шийки вала, її довжина та характер з'єднання. Номінальний діаметр вала (d) та довжина з'єднання (l) визначаються лінійними вимірюваннями.

З довідкових даних ГОСТ 23360-78 у залежності від діаметра вала вибираються основні розміри з'єднання (ширина b та висота h шпонки), а в залежності від довжини шийки вала – довжина шпонки l із стандартного ряду довжин (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 — Основні розміри з'єднань призматичними шпонками, мм

Діаметр вала d	$b \times h$	Інтервали довжин l		Глибина пазу	
		від	до	на валу t_1	у втулці t_2
Більше 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3
Більше 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
Більше 22 до 30	8×7	18	90	4,4	3,3
Більше 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3
Більше 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3
Більше 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
Більше 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3
Більше 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4
Більше 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
Більше 75 до 85	22×14	63	250	9,0	5,4
Більше 85 до 95	25×14	70	280	9,0	5,4
Більше 95 до 110	18×16	80	320	10,0	6,4
Більше 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4

Характер з'єднання шпонки із пазом вала та втулки залежить від виду з'єднання та типу виробництва. Рекомендовані поля допусків для з'єднань шпонки з пазом

втулки наведені в табл. 4.2. Вільне з'єднання застосовують для передачі рівномірних навантажень, нормальне з'єднання нерухоме і не потребує частих розбирань, щільне з'єднання застосовують для передачі реверсивних навантажень при рідких розбираннях – складання здійснюються пресуванням.

Таблиця 4.2 – Рекомендовані поля допусків у з'єднаннях "шпонка – паз вала (втулки)"

Вид з'єднання та тип виробництва	Рекомендовані поля допусків на		
	ширину шпонки	ширину пазу вала	ширину пазу втулки
Щільне з'єднання (індивідуальне та серійне виробництво)	h9	P9	P9
Нормальне з'єднання (серійне та масове виробництво)	h9	N9	Js9
Вільне з'єднання (напрямна шпонка)	h9	H9	D10

Решта розмірів шпонкового з'єднання, крім b , є непосадочними. Поля допусків на непосадочні розміри встановлені такі:

- висота шпонки, h – H11;
- довжина шпонки, l – h14;
- довжина пазу вала, $l_{\text{вал}}$ – H15;
- глибина фрезерування пазу вала, t_1 – H12;
- глибина фрезерування пазу втулки, t_2 – H12.

Допуски на глибини пазів вала та втулки (табл. 4.3) задаються у залежності від висоти шпонки за ГОСТ 23360-78. Вони завжди призначаються у бік збільшення глибини пазу. Допуск на висоту шпонки спрямований у бік зменшення розміру, що виключає можливість радіального розпирання втулки та вала.

Таблиця 4.3 – Граничні відхилення глибини пазів втулки та вала під призматичну шпонку

Назва	Висота шпонки, мм		
	більше 2 до 6	більше 6 до 18	більше 18 до 50
Граничні відхилення глибини пазів вала t_1	+0,1	+0,2	+0,3
і втулки t_2	0	0	0

На робочому кресленні повинні проставлятися виконавчі технологічні розміри пазів вала t_1 і втулки $D + t_2$, що є зручним для контролю. Отримані значення зводяться в таблицю розмірних характеристик, розраховуються граничні зазори та натяги у шпонкових з'єднаннях. Будуються схеми розташування полів допусків.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Посадка втулки на вал – Н7/р6;
2. Номінальний діаметр вала, $d = 20$ мм;
3. Довжина з'єднання, $l_3 = 18$ мм;
4. Вид з'єднання – вільне.

Для вала, у якого номінальний діаметр $d = 20$ мм, розміри шпонки $b \times h = 6 \times 6$ мм, довжина $l = 18$ мм, глибина пазу на валу $t_1 = 3,5$ мм, глибина пазу у втулці $t_2 = 2,8$ мм (табл. 4.1).

Призначаються поля допусків на розміри шпонкового з'єднання та визначаються граничні відхилення за табл. 4.2, 4.3, А1, Б1, Б2.

$$\text{Ширина шпонки, } b = 6h9 \left(\begin{smallmatrix} - \\ -0,030 \end{smallmatrix} \right) \text{мм};$$

$$\text{Ширина пазу вала, } b = 6H9 \left(\begin{smallmatrix} + \\ +0,030 \end{smallmatrix} \right) \text{мм};$$

$$\text{Ширина пазу втулки, } b = 6D10 \left(\begin{smallmatrix} + \\ +0,030 \end{smallmatrix} \begin{smallmatrix} + \\ +0,078 \end{smallmatrix} \right) \text{мм};$$

$$\text{Висота шпонки, } h = 6h11 \left(\begin{smallmatrix} - \\ -0,075 \end{smallmatrix} \right) \text{мм};$$

$$\text{Глибина пазу на валу, } t_1 = 3,5^{+0,1} \text{ мм};$$

$$\text{Глибина пазу у втулці, } t_2 = 2,8^{+0,1} \text{ мм};$$

Довжина шпонки, $l = 18h14 \left(-0,43 \right) \text{ мм}$;

Довжина пазу на валу, $l_{\text{вал}} = 18H15 \left(+0,70 \right) \text{ мм}$.

Розраховуються технологічні виконавчі розміри:

$$d - t_1 = 20 - 3,5^{+0,1} = 16,5_{-0,1} \text{ мм};$$

$$D + t_2 = 20 + 2,8^{+0,1} = 22,8^{+0,1} \text{ мм}.$$

Граничні відхилення циліндричних елементів шпонкового з'єднання мають такі значення:

$$\text{вал} - \varnothing 20p6 \left(\begin{matrix} +0,035 \\ +0,022 \end{matrix} \right) \text{ мм};$$

$$\text{втулка} - \varnothing 20H7 \left(\begin{matrix} +0,021 \end{matrix} \right) \text{ мм}.$$

Отримані значення заносяться в табл. 4.4.

Схеми розташування полів допусків призматичного шпонкового з'єднання наведені на рис. 4.1.

Таблиця 4.4 — Розмірні характеристики призматичного шпонкового з'єднання

Параметр	Номинальний розмір, мм	Поле допуску	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск розміру, мм
			верхнє	нижнє	max	min	
1	2	3	4	5	6	7	8
Ширина шпонки	6,0	h9	0,000	-0,030	6,000	5,970	0,030
Висота шпонки	6,0	h11	0,000	-0,075	6,000	5,925	0,075
Ширина пазу вала	6,0	H9	+0,030	0,000	6,030	6,000	0,030
Ширина пазу втулки	6,0	D10	+0,030	+0,078	6,078	6,030	0,048
Глибина пазу на валу	3,5		+0,100	0,000	3,600	3,500	0,100
Глибина пазу у втулці	2,8		+0,100	0,000	2,900	2,800	0,100
Довжина шпонки	18,0	h14	+0,000	-0,430	18,000	17,570	0,430

Продовження таблиці 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8
Довжина пазу на валу	18,0	H15	+0,700	0,000	18,700	18,000	0,700
Діаметр вала	20,0	p6	+0,035	+0,022	20,035	20,022	0,013
Діаметр втулки	20,0	H7	+0,021	0,000	20,021	20,000	0,021
Найбільший зазор у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$S_{max} = ES - ei; S_{max} = +0,030 - (-0,030) = 0,060 \text{ мм}$						
Найменший зазор у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$S_{min} = EI - es; S_{min} = 0 - 0 = 0$						
Допуск зазору у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$TS = S_{max} - S_{min}; TS = 0,060 - 0 = 0,060 \text{ мм}$ $TS = TD + Td; TS = 0,030 + 0,030 = 0,060 \text{ мм}$						
Найбільший зазор у з'єднанні "шпонка – паз втулки"	$S_{max} = ES - ei; S_{max} = +0,078 - (-0,030) = 0,108 \text{ мм}$						
Найменший зазор у з'єднанні "шпонка – паз втулки"	$S_{min} = EI - es; S_{min} = +0,030 - 0,000 = 0,030 \text{ мм}$						
Допуск зазору у з'єднанні "шпонка – паз втулки"	$TS = S_{max} - S_{min}; TS = 0,108 - 0,030 = 0,078 \text{ мм}$ $TS = TD + Td; TS = 0,048 + 0,030 = 0,078 \text{ мм}$						

4.2 Розрахунок посадок з'єднань сегментними шпонками

На з'єднання сегментними шпонками ГОСТ 24071-80 встановлюються два виконання шпонок. За характером, з'єднання сегментними шпонками поділяються на щільні та нормальні. Стандарт не розповсюджується на посадки з припасуванням або підбором шпонок, а також на спеціальні посадки – у ходових валів, штампованих сердечників електричних машин тощо.

Стандарт передбачає два призначення сегментних шпонок: для передачі обертових моментів і для фіксації деталей. У залежності від цього і призначаються види з'єднань сегментними шпонками за бічною поверхнею.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Вихідними даними для вибору допусків і посадок у з'єднаннях сегментними шпонками є номінальний діаметр шийки вала та характер з'єднання. З довідкових даних ГОСТ 24071-80 у залежності від діаметру вала вибираються основні розміри з'єднання (табл. 4.5). Рекомендації на призначення посадок у залежності від виду з'єднання та типу виробництва наведені в табл. 4.6.

Решта розмірів шпонкового з'єднання, крім b , є непосадочними. Поля допусків на них встановлені такі:

- висота шпонки, $h - h_{11}$;
- діаметр шпонки, $d_{\text{шп}} - h_{12}$.

Для термооброблених деталей дозволяється використовувати поля допусків для ширини пазу вала H_{11} та D_{10} – для ширини пазу втулки.

Граничні відхилення на глибини пазів на валу та у втулці задаються в залежності від висоти шпонки (табл. 4.7, 4.8). На робочому кресленні проставляються зручні для контролю виконавчі технологічні розміри пазу вала t_1 і пазу втулки $D + t_2$.

Значення граничних відхилень на розміри шпонкового з'єднання заносяться у таблицю розмірних характеристик. Розраховуються також граничні зазори та натяги у шпонкових з'єднаннях. Будуються схеми розташування полів допусків.

Таблиця 4.5 – Основні розміри з'єднань сегментними шпонками, мм (витяг із ГОСТ 24071-80)

Діаметр вала d		Розміри шпонок	Розміри шпонкового пазу	
Виконання I	Виконання II	b×h×d	Глибина пазу	
			на валу t ₁	у втулці t ₂
Більше 16 до 18	Більше 22 до 25	5×6,5×16	4,5	2,3
Більше 18 до 20	Більше 25 до 28	5×7,5×19	5,5	2,3
Більше 20 до 22	Більше 28 до 32	5×9×22	7,0	2,3
Більше 22 до 25	Більше 32 до 36	6×9×22	6,5	2,8
Більше 25 до 28	Більше 36 до 40	6×10×25	7,0	3,3
Більше 28 до 32	Більше 40	8×11×28	8,0	3,3
Більше 32 до 38		10×13×22	10,0	3,3

Таблиця 4.6 – Рекомендовані поля допусків у з'єднаннях "шпонка – паз вала (втулки)"

Вид з'єднання та тип виробництва	Рекомендовані поля допусків на		
	ширину шпонки	ширину паза вала	ширину паза втулки
Щільне з'єднання (індивідуальне та серійне виробництво)	h9	P9	P9
Нормальне з'єднання (серійне та масове виробництво)	h9	N9	Js9

Таблиця 4.7 – Граничні відхилення глибини паза на валу під сегментну шпонку, мм (ГОСТ 24071-80)

Назва	Висота шпонки		
	від 1,4 до 3,7	більше 3,7 до 7,5	більше 7,5
Граничні відхилення глибини паза на валу t ₁	+ 0,1 0	+ 0,2 0	+ 0,3 0

Таблиця 4.8 – Граничні відхилення глибини пазу у втулці під сегментну шпонку, мм (ГОСТ 24071-80)

Назва	Висота шпонки	
	від 1,4 до 10	більше 10
Граничні відхилення глибини пазу у втулці t_2	+0,1 0	+0,2 0

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Номінальний діаметр вала, $d = 28$ мм;
2. Посадка втулки на вал – Н7/р6;
3. Довжина з'єднання, $l = 26$ мм;
4. Вид з'єднання – щільне.

Для вала, у якого номінальний діаметр $d = 28$ мм, розміри шпонки $b \times h \times d = 6 \times 10 \times 25$ мм, глибина пазу на валу $t_1 = 7,0$ мм, глибина пазу у втулці $t_2 = 3,3$ мм (табл. 4.5).

Призначаються поля допусків на розміри шпонкового з'єднання і визначаються граничні відхилення за табл. 4. 6...4. 8 та А1,Б1, Б2.

Ширина шпонки, $b = 6h9_{(-0,030)}$ мм;

Ширина пазу вала, $b = 6P9_{(-0,042)}^{(-0,012)}$ мм;

Ширина пазу втулки, $b = 6P9_{(-0,042)}^{(-0,012)}$ мм;

Висота шпонки, $h = 10h11_{(-0,090)}$ мм;

Глибина пазу на валу, $t_1 = 7,0^{+0,3}$ мм;

Глибина пазу у втулці, $t_2 = 3,3^{+0,1}$ мм;

Діаметр шпонки, $d_{шп} = 25h12_{(-0,21)}$ мм.

Розраховуються технологічні виконавчі розміри:

$$d - t_1 = 28 - 7^{+0,3} = 21_{-0,3} \text{ мм};$$

$$D + t_2 = 28 + 3,3^{+0,1} = 31,3^{+0,1} \text{ мм}.$$

Граничні відхилення циліндричних елементів шпонкового з'єднання мають такі значення:

$$\text{вал} - \varnothing 28_{p6} \left(\begin{matrix} +0,035 \\ +0,022 \end{matrix} \right) \text{мм};$$

$$\text{втулка} - \varnothing 28_{H7} \left(\begin{matrix} +0,021 \end{matrix} \right) \text{мм}.$$

Отримані значення заносяться в табл. 4.9.

Схеми розташування полів допусків сегментного шпонкового з'єднання наведені на рис. 4.2.

Таблиця 4.9 – Розмірні характеристики сегментного шпонкового з'єднання

Параметр	Номинальний розмір, мм	Поле допуску	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск розміру, мм
			верхнє	нижнє	max	min	
1	2	3	4	5	6	7	8
Ширина шпонки	6,0	h9	0,000	-0,030	6,000	5,970	0,030
Висота шпонки	10,0	h11	0,000	-0,090	10,000	9,910	0,090
Ширина паза вала	6,0	P9	-0,012	-0,042	5,988	5,958	0,030
Ширина паза втулки	6,0	P9	-0,012	-0,042	5,988	5,958	0,030
Глибина паза на валу	7,0	-	+0,300	0,000	7,300	7,000	0,300
Глибина паза у втулці	3,3	-	+0,100	0,000	3,400	3,300	0,100
Діаметр шпонки	25,0	h12	0,000	-0,210	25,000	24,790	0,210
Діаметр вала	28,0	p6	+0,035	+0,022	28,035	28,022	0,013

Продовження таблиці 4.9

1	2	3	4	5	6	7	8
Діаметр втулки	28,0	H7	+0,021	0,000	28,021	28,000	0,021
Найбільший зазор у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$S_{\max} = ES - ei; S_{\max} = -0,012 - (-0,030) = 0,018 \text{ мм}$						
Найбільший натяг у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$N_{\max} = es - EI; N_{\max} = 0,000 - (-0,042) = 0,042 \text{ мм}$						
Допуск посадки у з'єднанні "шпонка – паз вала"	$TSN = S_{\max} + N_{\max} ; TSN = 0,018 + 0,042 = 0,060 \text{ мм}$ $TSN = TD + Td; TSN = 0,030 + 0,030 = 0,060 \text{ мм}$						
Найбільший зазор у з'єднанні "шпонка – паз втулки"	$S_{\max} = ES - ei; S_{\max} = -0,012 - (-0,030) = 0,018 \text{ мм}$						
Найбільший натяг у з'єднанні "шпонка-паз втулки"	$N_{\max} = es - EI; S_{\max} = 0,000 - (-0,042) = 0,042 \text{ мм}$						
Допуск посадки у з'єднанні "шпонка – паз втулки"	$TSN = S_{\max} + N_{\max} ; TSN = 0,018 + 0,042 = 0,060 \text{ мм}$ $TSN = TD + Td; TSN = 0,030 + 0,030 = 0,060 \text{ мм}$						
Найбільший натяг у з'єднанні "вал- втулка"	$N_{\max} = es - EI; N_{\max} = +0,035 - 0,000 = 0,035 \text{ мм}$						
Найменший натяг у з'єднанні "вал- втулка"	$N_{\min} = ei - ES; N_{\min} = +0,022 - (+0,021) = 0,001 \text{ мм}$						
Допуск натяга у з'єднанні "вал – втулка"	$TN = N_{\max} - N_{\min}; TN = 0,035 - 0,001 = 0,034 \text{ мм}$ $TN = TD + Td; TN = 0,021 + 0,013 = 0,034 \text{ мм}$						

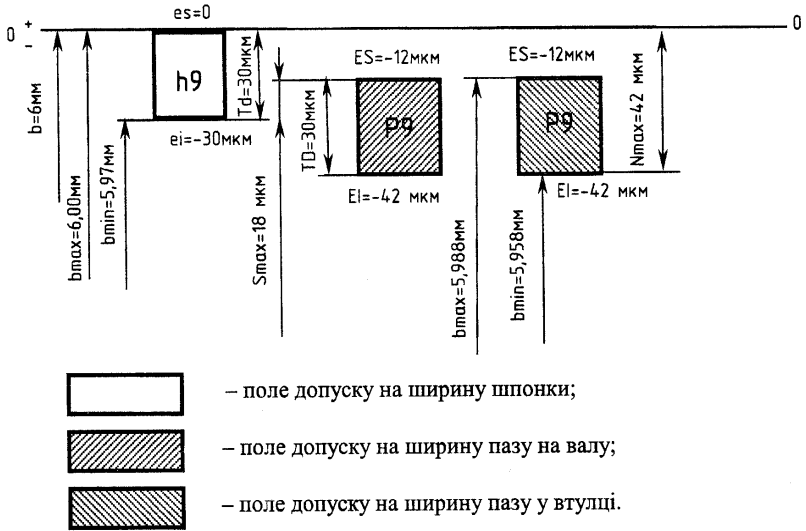


Рис.4.2 – Схема розташування полів допусків на бічну поверхню деталей з'єднання сегментною шпонкою:

5 ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ

У залежності від профілю шліців, шліцьові з'єднання поділяються на прямобічні, евольвентні та трикутні. Останні не знайшли широкого розповсюдження. У шліцьових з'єднаннях з прямобічним та евольвентним профілями використовуються три способи центрування втулки відносно вала: за зовнішнім діаметром D , за внутрішнім діаметром d та за бічною поверхнею b .

Вибір типу шліцьових з'єднань пов'язаний з їхніми конструктивними та технологічними особливостями. При центруванні за бічними поверхнями шліців, передачі значних обертових моментів та при реверсивному рухові доцільно використовувати шліцьові з'єднання з евольвентним профілем.

На основі заданих посадок і номінальних розмірів шліцьових з'єднань за табл. 1.12...1.16 [1] визначаються відхилення розмірів елементів з'єднання.

5.1 Розрахунок посадок прямобічних шліцьових з'єднань

Позначення шліцьових з'єднань валів і втулок повинні мати літеру, що вказує на поверхню центрування, кількість шліців та номінальні розміри d , D і b з'єднання (вала і втулки), позначення полів допусків або посадок діаметрів, а також розміру b , розміщені після відповідних розмірів.

Наприклад, з'єднання з кількістю шліців $z = 8$, внутрішнім діаметром $d=36$ мм, зовнішнім діаметром $D = 40$ мм, шириною шліца $b=7$ мм з центруванням за внутрішнім діаметром, з посадкою за діаметром центрування $H7/e8$, а за розміром b — $D9/f8$ позначається:

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

позначення втулки цього з'єднання:

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

позначення вала цього з'єднання:

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

те ж, при центруванні за зовнішнім діаметром з посадкою за діаметром центрування H8/h7 і за розміром b — F10/h9:

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

те ж, при центруванні за бічними поверхнями:

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

Допускається не вказувати у позначеннях допуски нецентруючих діаметрів.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

За заданим зовнішнім діаметром D знаходяться розміри з'єднання у відповідності з ГОСТ 1139-80 за табл. 2.21 [1] для відповідної серії.

З табл. 2.21 [1] виписуються основні розміри $z \times d \times D \times b$. Викладачем задається спосіб центрування та посадка на центруючий елемент (поверхні) прямобічного шліцьового з'єднання. У відповідності з ГОСТ 1139-80 за табл. 2.22 ... 2.25 [1] визначаються допуски та посадки нецентруючих елементів з'єднання, після чого записується повне позначення прямобічного шліцьового з'єднання.

На вибрані з таблиць допуски визначаються числові значення граничних відхилень елементів прямобічного шліцьового з'єднання. За відомими числовими значеннями номінальних розмірів та граничних відхилень розраховуються найбільший і найменший граничний розміри та допуск розміру. Результати розрахунків подаються у вигляді таблиці. Розраховуються найбільші та найменші зазори і натяги у з'єднанні.

У кінці розрахунків записуються умовні позначення прямобічної шліцьової втулки та прямобічного шліцьового валу. Задача закінчується побудовою схем розташування полів допусків за розмірами D, d та b.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Вид центрування – за зовнішнім діаметром D .
2. Посадка на центруючий зовнішній діаметр D — $H7/js6$;
3. Зовнішній діаметр з'єднання, $D = 34\text{мм}$;

За значенням зовнішнього діаметра визначається, що прямобічне шліцьове з'єднання для даної задачі знаходиться у середній серії – $D = 34$ мм (табл. 2.21 [1]). Якщо має місце однакове значення зовнішнього діаметру у різних серіях, то перевага віддається вибору з'єднання з більш легкої серії при відсутності будь-яких додаткових вимог. З табл. 2.21 [1] випишуються основні розміри з'єднання:

$$z \times d \times D \times b = 6 \times 28 \times 34 \times 7.$$

Визначаються посадки для нецентруючих елементів з'єднання. З табл. 2.22 [1] вибирається посадка на бічну поверхню – доцільно призначити переважну посадку $F8/f7$. З табл. 2.25 [1] визначається, що допуск на внутрішній діаметр втулки $H11$, а на внутрішній діаметр вала – граничне відхилення яке було б не менше за d_1 (табл. 2.21 [1]).

Поелементно визначаються числові значення граничних відхилень.

Зовнішній діаметр втулки $34H7^{(+0,025)}$ мм;

Зовнішній діаметр вала $34js6 (\pm 0,008)$ мм;

Внутрішній діаметр втулки $28H11^{(+0,13)}$ мм;

Внутрішній діаметр вала $28_{-2,1}$ мм;

Ширина западини втулки $7F8^{(+0,035}_{+0,013})$ мм;

Ширина шліца вала $7f7^{(-0,013}_{-0,028})$ мм.

Примітка. Нижнє граничне відхилення внутрішнього діаметру вала знаходиться різницею $d_1 - d = 25,9 - 28 = -2,1$ мм.

Повне умовне позначення прямобічного шліцьового з'єднання:

$$D-6 \times 28 \times 34 \frac{H7}{js6} \times 7 \frac{F8}{f7}.$$

Умовне позначення прямобічної шліцьової втулки:

D–6×28H11×34H7×7F8.

Умовне позначення прямобічного шліцьового вала:

D–6×28×34js6×7f7.

Розраховуються в табличному варіанті найбільші і найменші граничні розміри та допуски (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Розмірні характеристики деталей прямобічного шліцьового з'єднання

Деталь	Елементи з'єднання	Позначення	Номинальний розмір, мм	Поле допуску	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск розміру, мм
					верхнє	нижнє	max	min	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Втулка	Зовнішній діаметр	D	34	H7	+0,025	0,000	34,025	34,000	0,025
	Внутрішній діаметр	d	28	H11	+0,130	0,000	28,130	28,000	0,130
	Ширина западини	b	7	F8	+0,035	+0,013	7,035	7,013	0,022
Вал	Зовнішній діаметр	D	34	js6	+0,008	-0,008	34,008	33,992	0,016
	Внутрішній діаметр	d	28	-	0,000	-2,100	28,000	25,900	2,100
	Ширина шліца	b	7	f7	-0,013	-0,028	6,987	6,972	0,015
Найбільший зазор у з'єднанні за зовнішнім діаметром	$S_{\max} = ES - ei; \quad S_{\max} = +0,025 - (-0,008) = 0,033 \text{ мм}$								
Найбільший натяг у з'єднанні за зовнішнім діаметром	$N_{\max} = es - EI; \quad N_{\max} = +0,008 - 0 = 0,008 \text{ мм}$								
Допуск посадки у з'єднанні за зовнішнім діаметром	$TSN = S_{\max} + N_{\max} ; \quad TSN = 0,033 + 0,008 = 0,041 \text{ мм}$ $TSN = TD + Td; \quad TSN = 0,016 + 0,025 = 0,041 \text{ мм}$								
Найбільший зазор у з'єднанні за бічною поверхнею	$S_{\max} = ES - ei; \quad S_{\max} = +0,035 - (-0,028) = 0,063 \text{ мм}$								
Найменший зазор у з'єднанні за бічною поверхнею	$S_{\min} = EI - es; \quad S_{\min} = +0,013 - (-0,013) = 0,026 \text{ мм}$								
Середній зазор у з'єднанні	$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}; \quad S_m = \frac{0,063 + 0,026}{2} = 0,0445 \text{ мм}$								

Продовження таблиці 5.1

Допуск зазора у з'єднанні за бічної поверхнею	$TS = S_{\max} - S_{\min}; TS = 0,063 - 0,026 = 0,037 \text{ мм}$ $TS = TD + Td; TS = 0,015 + 0,022 = 0,037 \text{ мм}$
Найбільший зазор у з'єднанні за внутрішнім діаметром	$S_{\max} = ES - ei; S_{\max} = +0,13 - (-2,10) = 2,23 \text{ мм}$
Найменший зазор у з'єднанні за внутрішнім діаметром	$S_{\min} = EI - es; S_{\min} = 0 - 0 = 0$
Допуск зазора у з'єднанні за внутрішнім діаметром	$TS = S_{\max} - S_{\min}; TS = 2,23 - 0 = 2,23 \text{ мм}$ $TS = TD + Td; TS = 2,10 + 0,13 = 2,23 \text{ мм}$

Виконується побудова схем розташування полів допусків для зовнішнього діаметру D та для бічної поверхні b (рис. 5.1, 5.2). Для внутрішнього діаметру d схема розташування полів допусків не будується, оскільки відсутнє поле допуску внутрішнього діаметра вала. В інших випадках будується три схеми розташування полів допусків.

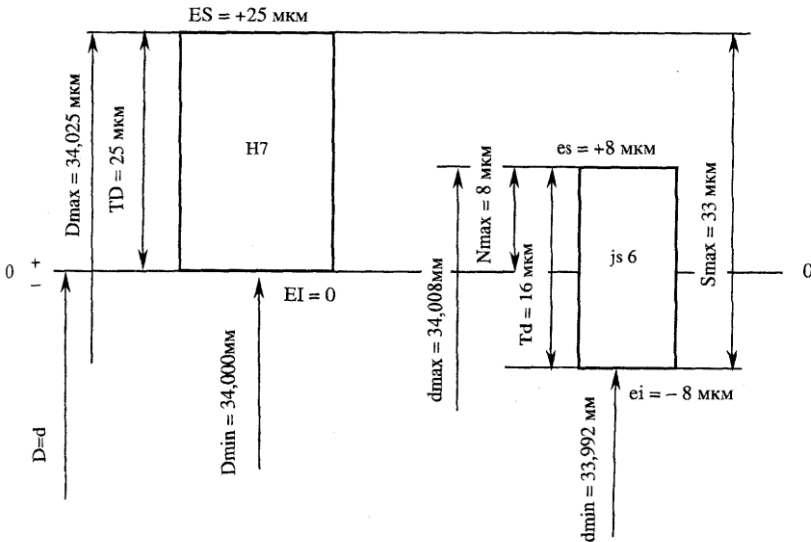


Рисунок 5.1 — Схема розташування полів допусків для зовнішнього діаметра D прямокутного шліцевого з'єднання.

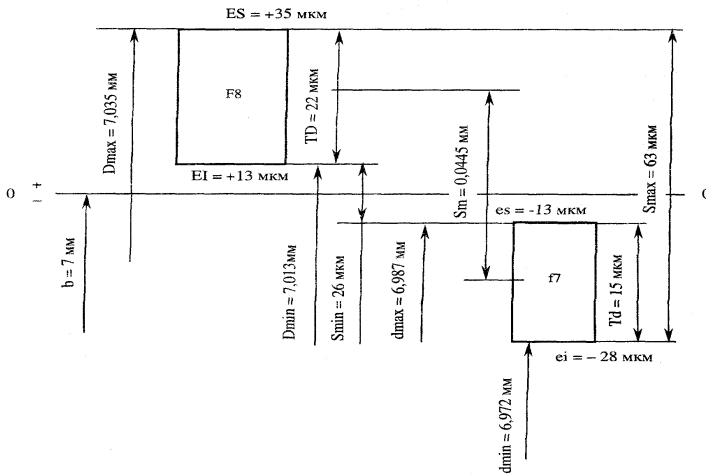


Рисунок 5.2 — Схема розташування полів допусків для бічної поверхні в прямокутного шліцьового з'єднання.

5.2 Розрахунок посадок евольвентних шліцьових з'єднань

Евольвентні шліцьові з'єднання мають ряд переваг у порівнянні з прямокутними і тому вони знайшли значне поширення у машинобудуванні. Крім того, евольвентні шліці порівняно легко обробляються за принципом обробки зубчастих коліс. З'єднання являють собою зубчасту передачу, в якій вал виготовлено із зовнішніми, а втулку – з внутрішніми зубами. Зачеплення відбувається за всіма зубами одночасно.

Система допусків і посадок побудована з урахування способів центрування, які виконуються за бічними поверхнями, за зовнішнім діаметром і надзвичайно рідко за внутрішнім діаметром. Центрування за внутрішнім діаметром не рекомендується через те, що у западинах шліців опорні площини мають дуже малі розміри. Найбільше поширення отримав спосіб центрування за бічними поверхнями шліців, який забезпечує високу точність центрування.

Особливості будови системи допусків за бічною поверхнею шліців є те, що на ширину e западини втулки і

товщину s шліца вала встановлюється сумарний допуск T , який враховує відхилення безпосередньо ширини западини Te , або товщину шліца Ts , а також відхилення форм та розташування елементів профілю западини або шліца. Відхилення розмірів e і s відраховують від їхнього загального номінального розміру за дугою ділильного кола. Посадки за бічними поверхнями шліців передбачені тільки в системі отвору. Допуски нецентруючих діаметрів приймаються такими, щоб у з'єднаннях виключити контакт за діаметром.

Позначення шліцьових евольвентних з'єднань повинні мати діаметр з'єднання D , модуль m , позначення посадки з'єднання, яке поміщають після розмірів центруючих елементів, та номер стандарту.

Приклади позначень:

1) при centruванні за бічними поверхнями шліців $D=50$ мм, $m = 2$ мм, посадка 9H/9g:

з'єднання $50 \times 2 \times \frac{9H}{9g}$ ГОСТ 6033-80;

втулки $50 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80;

вала $50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80.

2) при centruванні за зовнішнім діаметром $D = 50$ мм, $m=2$ мм, посадка H7/g6:

$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2$ ГОСТ 6033-80.

3) при centruванні за внутрішнім діаметром $D = 50$ мм, $m=2$ мм, посадка H7/g6:

$i50 \times 2 \times \frac{H7}{g6}$ 6033-80. (i позначає centruвання за внутрішнім діаметром).

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Кут профілю шліца $\alpha = 30^\circ$ при плоскій формі дна западин у втулці та валі. З табл. 2.27 [1] вибирається стандартне значення номінального діаметра D та кількість шліців z , після чого починається розрахунок.

Визначається ділильний окружний крок r :

$$p = \pi m.$$

Визначається діаметр ділильного кола d :

$$d = mz.$$

Визначається діаметр основного кола d_g :

$$d_g = mz \cos \alpha.$$

Визначається номінальне ділильне коло товщини шліца вала s та западин втулки e :

$$s = e = \frac{\pi}{2} m + 2 x m \operatorname{tg} \alpha,$$

де xm – зміщення вихідного контуру:

$$xm = 1/2 [D - m(z + 1,1)].$$

Визначається висота шліца втулки H :

$$H = H_a + H_f,$$

де H_a – висота головки шліца втулки:

$$H_a = 0,45 m,$$

H_f – висота ніжки шліца втулки:

$$H_f = 0,77 m.$$

Визначається висота ніжки шліца втулки $H_{f \min}$:

$$H_{f \min} = 0,55 m.$$

Визначається найменша висота шліца вала h_{\min} :

$$h_{\min} = h_a + h_{f \min},$$

де h_a – висота головки шліца вала:

$$h_a = 0,45 m,$$

$h_{f \min}$ – висота ніжки шліца вала:

$$h_{f \min} = 0,55 m.$$

Визначається висота ніжки шліца вала $h_{f \min}$:

$$h_{f \min} = 0,65 m.$$

Найбільша висота шліца вала h_{\max} :

$$h_{\max} = h_{f \max} + h_a.$$

Визначається радіус кривизни перехідної кривої шліца $\rho_{f \min}$:

$$\rho_{f \min} = 0,15 m.$$

Визначається номінальний діаметр кола западин втулки D_f :

$$D_f = D.$$

Визначається номінальний діаметр кола вершин шліців втулки D_a :

$$D_a = D - 2m.$$

Визначається номінальний діаметр кола западин вала $d_{f \max}$:

$$d_{fmax} = D - 2,2 \text{ m.}$$

Визначається номінальний діаметр кола вершин шліців втулки d_a :

$$d_a = D - 0,2 \text{ m.}$$

Визначається номінальний діаметр кола граничних точок шліца втулки $D_{l \min}$:

$$D_{l \min} = d_a + F_r,$$

де F_r – граничні значення радіального биття зубчастого вінця призначаються за ступенем точності (квалітетом) вала і втулки (табл. 2.28 [1]) у відповідності з ГОСТ 6033-80.

Визначається номінальний діаметр кола граничних точок шліца вала $d_{l \max}$:

$$d_{l \max} = D_a - F_r.$$

Визначається фаска чи радіус притуплення поздовжнього пружка шліца втулки K :

$$K = 0,15 \text{ m.}$$

Визначається радіальний зазор у з'єднанні C_{\min} :

$$C_{\min} = 0,1 \text{ m.}$$

З таблиці 2.29 [1] за ГОСТ 6033-80 виписуються граничні значення ширини западини втулки e та товщини шліца вала s .

Сумарний допуск для розміру e :

$$T = ES - EI.$$

Допуск власне ширини западини втулки e :

$$T = ES - EI_e.$$

Сумарний допуск для розміру s :

$$T = es - ei.$$

Допуск власне ширини шліца вала, s :

$$T_s = es_e - ei.$$

Елементи евольвентних шліцьових з'єднань між собою з'єднуються або з зазором або за перехідними посадками.

Розрахунок зазорів у з'єднанні з зазором.

Найбільший зазор:

$$S_{\max} = ES - ei.$$

Найменший зазор:

$$S_{\min} = EI_e - es_e.$$

Найменший сумарний зазор між сумарними відхиленнями:

$$S_{\Sigma} = EI - es.$$

Розрахунок зазорів і натягів у перехідних посадках.

Найбільший зазор розраховуються за наведеним вище виразом.

Найбільший натяг:

$$N_{\max} = es_e - EI_e.$$

Найбільший сумарний натяг між сумарними відхиленнями:

$$N_{\Sigma} = es - EI.$$

Будується схема розташування полів допусків евольвентного шліцьового з'єднання за центруючими бічними поверхнями. Особливістю цих полів допусків є те, що вони являють собою сумарні допуски, які складаються з поля допуску власне ширини западини або товщини шліца і поле допуску для відхилень форми та розташування елементів профілю.

Записуються позначення евольвентного шліцьового з'єднання, втулки і вала.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Номінальний вихідний діаметр з'єднання, $D = 50$ мм;
2. Модуль зачеплення, $m = 1,5$ мм;
3. Кут профілю, $\alpha = 30^\circ$;
4. Вид центрування – за бічними поверхнями шліців;
5. Форма dna западини – плоска.
6. Посадка шліцьового з'єднання 9H/7h,

Вибирається стандартне значення номінального розміру (табл. 2.27 [1]): $D = 50$ мм, що співпадає з вихідним діаметром.

Якщо вихідний і стандартний розміри номінального діаметру не співпадають, то вихідне значення заокруглюється до найближчого більшого стандартного ряду.

З табл. 2.27 [1] вибирається кількість шліців:

$$z = 32.$$

Визначається ділильний окружний крок:

$$\rho = 3,14 \cdot 1,5 = 4,71 \text{ мм.}$$

Визначається діаметр ділильного кола:

$$d = 1,5 \cdot 32 = 48 \text{ мм.}$$

Визначається діаметр основного кола:

$$d_g = 1,5 \cdot 32 \cdot 0,866 = 41,57 \text{ мм.}$$

Визначається зміщення вихідного контуру:

$$x_m = 1/2 [50 - 1,5 (32 + 1,1)] = 0,2 \text{ мм.}$$

Визначається номінальне ділильне коло товщини шліца s та ширини западини втулки e :

$$s = e = \frac{3,14}{2} \cdot 1,5 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,5774 = 2,6 \text{ мм.}$$

Визначається висота головки шліца втулки:

$$H_a = 0,45 \cdot 1,5 = 0,68 \text{ мм.}$$

Визначається висота ніжки шліца втулки:

$$H_f = 0,77 \cdot 1,5 = 1,16 \text{ мм.}$$

Визначається висота шліца втулки:

$$H = 0,68 + 1,16 = 1,84 \text{ мм.}$$

Найменша висота ніжки шліца втулки:

$$H_{f \min} = 0,55 \cdot 1,5 = 0,82 \text{ мм.}$$

Найменша висота шліца вала:

$$h_{f \min} = 0,55 \cdot 1,5 = 0,82 \text{ мм.}$$

Визначається висота головки шліца вала:

$$h_a = 0,45 \cdot 1,5 = 0,68 \text{ мм.}$$

Визначається найменша висота шліца вала:

$$h_{\min} = 0,82 + 0,68 = 1,5 \text{ мм.}$$

Найбільша висота ніжки шліца вала:

$$h_{f \max} = 0,65 \cdot 1,5 = 0,98 \text{ мм.}$$

Визначається найбільша висота шліца вала:

$$h_{\max} = 0,68 + 0,98 = 1,66 \text{ мм.}$$

Визначається радіус кривизни перехідної кривої шліца:

$$\rho_{f \min} = 0,15 \cdot 1,5 = 0,22 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний діаметр кола западин втулки:

$$D_f = 50 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний діаметр кола вершин шліців втулки:

$$D_a = 50 - 2 \cdot 1,5 = 47 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний розмір кола западин вала:

$$d_{f \max} = 50 - 2,2 \cdot 1,5 = 46,7 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний діаметр кола вершин шліців вала:

$$d_a = 50 - 0,2 \cdot 1,5 = 49,7 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний діаметр кола граничних точок шліца втулки:

$$D_{l \min} = 49,7 + 0,032 = 49,732 \text{ мм.}$$

Визначається номінальний діаметр кола граничних точок шліца вала:

$$d_{l \max} = 47 - 0,016 = 46,984 \text{ мм.}$$

Визначається радіус притуплення поздовжнього пружка шліца втулки:

$$K = 0,15 \cdot 1,5 = 0,22 \text{ мм.}$$

Визначається радіальний зазор у з'єднанні:

$$C_{\min} = 0,1 \cdot 1,5 = 0,15 \text{ мм.}$$

Граничні значення ширини западини втулки e та товщини шліца вала s :

$$e = 2,6 \times 9H - ES = +63 \text{ мкм}; \quad EI_e = +23 \text{ мкм}; \quad EI = 0.$$

$$s = 2,6 \times 7h - es = 0; \quad es_e = -12 \text{ мкм}; \quad ei = -32 \text{ мкм.}$$

Розраховуються параметри втулки вала та з'єднання.

Визначається сумарний допуск для розміру e :

$$T = +63 - 0 = 63 \text{ мкм.}$$

Визначається допуск власне ширини западини втулки e :

$$T_e = +63 - (+23) = 40 \text{ мкм.}$$

Визначається сумарний допуск для розміру s :

$$T = 0 - (-32) = 32 \text{ мкм.}$$

Визначається допуск власне ширини шліца вала s :

$$T_s = -12 - (-32) = 20 \text{ мкм.}$$

Визначається найбільший зазор у з'єднанні:

$$S_{\max} = +63 - (-32) = 95 \text{ мкм.}$$

Визначається найменший зазор у з'єднанні:

$$S_{\min} = +23 - (-12) = 35 \text{ мкм.}$$

Визначається найменший сумарний зазор між сумарними відхиленнями:

$$S_{\Sigma} = 0 - 0 = 0.$$

Поля допусків на нецентруючі діаметри:

$$D_f = 50H16 \text{ } ^{+1,6} \text{ мм}; \quad D_a = 47H11 \text{ } ^{+0,16} \text{ мм};$$

$$d_a = 49,7h12 \text{ } _{-0,25} \text{ мм}; \quad d_f = 46,7h16 \text{ } _{-1,6} \text{ мм.}$$

У табличному варіанті розраховуються найбільші і найменші граничні розміри та допуски (табл. 5.2).

Повне умовне позначення шліцьового евольвентного з'єднання:

$$50 \times 1,5 \times \frac{9F}{7h} \quad \text{ГОСТ 6033} - 80.$$

Умовне позначення шліцьової евольвентної втулки:

$$50 \times 1,5 \times 9H \quad \text{ГОСТ 6033} - 80.$$

Умовне позначення шліцьового евольвентного вала:

$$50 \times 1,5 \times 7h \quad \text{ГОСТ 6033} - 80.$$

Будується схема розташування полів допусків евольвентного шліцьового з'єднання за центруючими бічними поверхнями (рис. 5.3).

Робоче креслення евольвентного шліцьового з'єднання та його деталювання наведено на рис. 2.17.

Таблиця 5.2 – Розмірні характеристики деталей евольвентного шліцьового з'єднання

Деталь	Елементи з'єднання	Позначення	Номінальний розмір, мм	Поле допуску	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск розміру, мм	Сумарний допуск, мм
					верхнє	нижнє	найбільший	найменший		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Втулка	Ширина западини	e	2,6	9H	+0,063	$EI_e = +0,023$ $EI = 0$	2,663	2,623 2,600	0,040	0,063
	Діаметр кола западин	D_f	50	H16	+1,600	0	51,600	50,000	1,600	-
	Діаметр кола вершин шліців	D_a	47	H11	+0,160	0	47,160	47,000	0,160	-

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Вал	Товщина шліца	s	2,6	7h	$es_e = 0$ $es_e = -0,012$	-0,032	2,600 2,588	2,568	0,020	0,032
	Діаметр кола вершин шліців	d_a	49,7	h12	0	-0,025	49,700	48,975	0,025	-
	Діаметр кола западин	d_f	46,7	h16	0	-1,600	46,700	45,100	1,600	-

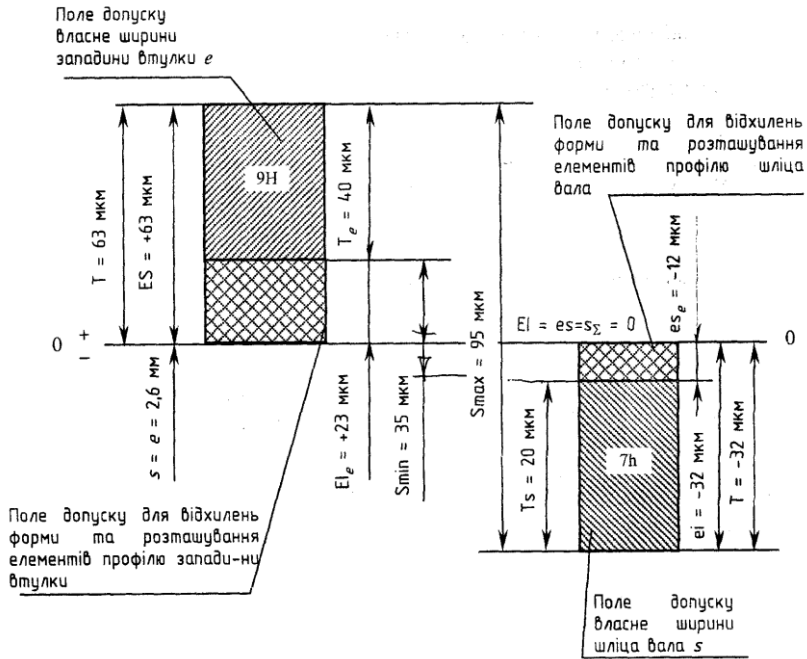


Рисунок 5.3 – Схема розташування полів допусків евольвентного шліцевого з'єднання за центруючими бічними поверхнями шліців

6 З'ЄДНАННЯ З ПІДШИПНИКАМИ КОЧЕННЯ

В залежності від точності виготовлення та складання встановлено п'ять класів точності підшипників, які позначаються в порядку підвищення точності: 0, 6, 5, 4, 2.

Клас точності вказується перед позначенням (номером) підшипника, наприклад, 5 – 205. Нульовий клас, як найбільш розповсюджений, не позначається, наприклад, 205 (підшипник нульового класу точності).

Вибір точності підшипника кочення здійснюється у відповідності з даними таблиць. Найчастіше у загальному машинобудуванні використовуються підшипники класів точності 0 і 6.

Діаметри зовнішнього кільця підшипника D і внутрішнього кільця d прийняті відповідно за діаметри основного вала та основного отвору.

При призначенні полів допусків на вал і отвір корпусу відповідно під внутрішнє та зовнішнє кільце підшипника кочення необхідно враховувати наступне: обертається кільце разом з валом або корпусом, чи воно нерухоме; напрямок і характер навантажень на підшипник; режим роботи; тип; розміри та клас точності підшипника.

Розрізняють три види навантаження кілець. Якщо кільце сприймає радіальне навантаження постійне за напрямком, лише обмеженою ділянкою доріжки кочення і передається відповідній ділянці посадочної поверхні вала або корпусу, то цей характер навантаження кільця називається місцевим. Такий вид навантаження має місце коли кільце не обертається відносно навантаження.

Якщо кільце сприймає радіальне навантаження послідовно всією доріжкою кочення та передає його послідовно всій посадочній поверхні вала або корпусу, то цей характер навантаження називається циркуляційним. Такий вид навантаження має місце коли кільце обертається відносно навантаження.

Якщо кільце сприймає рівнодійне радіальне навантаження постійного напрямку та обертового навантаження і не робить

повного оберту, а коливається у певних межах, то цей характер навантаження називається коливальним. Такий вид навантаження є проміжним між місцевим і циркуляційним.

На практиці при обертанні вала, з'єднання внутрішнього кільця з валом виконується нерухомим, а зовнішнє кільце вставлене в корпус – з невеликим зазором. При нерухомому валі з'єднання внутрішнього кільця з валом виконується з невеликим зазором, а зовнішнє кільце з корпусом – нерухомим.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Вихідними даними, необхідними для вибору підшипника, є діаметр вала, на якому розміщено підшипник d , навантаження на підшипник R . Номер та розміри підшипника виписуються з табл. 2.33 [1], а відхилення приєднувальних діаметрів підшипника – з табл. 2.32 [1].

Посадка циркуляційного навантаження кільця визначається за інтенсивністю радіального навантаження:

$$P_R = \frac{R}{(B - 2r) \cdot 10^{-3}} k_n \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де R – постійне за напрямком радіальне навантаження на підшипник, кН/м; B – ширина кільця підшипника, мм; r – радіус заокруглення фаски кільця, мм; k_n – динамічний коефіцієнт посадки, який залежить від навантаження. При перевантаженні до 150% $k_n = 1,0$; до 300% та помірних поштовхах і вібраціях – $k_n = 1,5$; при сильних поштовхах і вібраціях – $k_n = 1,8$; k_1 – коефіцієнт, який враховує ступінь послаблення посадочного натягу при порожнистому валі та тонкостінному корпусі. Для порожнистого вала $k_1 = 1...3$, суцільного – $k_1 = 1$, для корпусу – $k_1 = 1...1,8$; k_2 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження R . При наявності основного навантаження на опору $k_2 = 1...2$, при відсутності – $k_2 = 1,0$.

Рекомендовані допуски для різних величин радіального навантаження наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Рекомендовані поля допусків для приєднувальних поверхонь циркуляційно навантажених кілець в залежності від допустимих значень інтенсивності навантаження на посадочних поверхнях

Для валів					
Діаметр d отвору внутрішнього кілця підшипника, мм		Навантаження P_R , кН/м для полів допусків			
більше	до	js5, js6	k5, k6	m5, m6	n5, n6
1	2	3	4	5	6
18	80	До 300	300...1350	1350...1600	1600...3000
80	180	До 550	500...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	До 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360	630	До 900	900...3500	3500...4500	4500...8000

Для корпусів					
Діаметр D зовнішнього кілця підшипника, мм		Навантаження P_R , кН/м для полів допусків			
більше	до	K7	M7	N7	P7
50	180	До 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	До 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360	630	До 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630	1600	До 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Для місцевого навантаження кілець посадка вибирається залежно від умов роботи і, в першу чергу, від характеру навантаження (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Рекомендовані поля допусків для приєднувальних поверхонь місцево навантажених кілець підшипників

Розмір посадочного діаметра, мм		Посадка			Тип підшипників
		на вал	у корпус сталльної або чавунної деталі		
більше	до		нероз'ємна	роз'ємна	
Навантаження до 150%					
- 80	80 260	h5, h6, g5 g6, f6, js6	H6, M7 G6, G7	H6, H7, H8 M6, M7, M8	Крім штампованих голчастих
Навантаження до 300%					
- 80	80 260	h5, h6 h5, h6	Js6, Js7 M6, M7	Js6, Js7 Js6, Js7	Крім штампованих голчастих, роликкових, конічних, 5-ти рядних

За відомими числовими значеннями номінальних розмірів та граничних відхилень визначаються найбільший і найменший граничні розміри та їхні допуски. Результати розрахунків подаються у вигляді таблиці. Розраховуються граничні зазори та натяги у з'єднаннях.

Розрахунки закінчуються побудовою схем розташування полів допусків.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

1. Внутрішній діаметр підшипника, $d = 25$ мм;
2. Навантаження на підшипник, $R = 11$ кН;
3. Номер підшипника – 205;
4. Серія – легка;
5. Зовнішній діаметр, $D = 52$ мм;
6. Ширина кільця, $B = 15$ мм;
7. Радіус заокруглення кільця, $r = 1,5$ мм;

8. Динамічний коефіцієнт посадки, $k_p = 1,5$;
9. Коефіцієнт ступеню послаблення, $k_1 = 1,0$;
10. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, $k_2 = 1,0$.

Розраховується інтенсивність радіального навантаження:

$$P_R = \frac{11}{(15 - 2 \cdot 1,5) \cdot 10^{-3}} 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1375 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Вибирається поле допуску вала (табл. 6.1) та граничні відхилення внутрішнього кільця підшипника (табл. 2.32 [1]):

$$\varnothing 25k6 \begin{matrix} +0,015 \\ +0,002 \end{matrix} \text{ мм}; \quad d = 25_{-0,010} \text{ мм}; \quad B = 15_{-0,120} \text{ мм}.$$

Вибирається поле допуску у сталюму роз'ємному корпусі (табл. 2.33 [1]) та граничні відхилення (дод. А., Б), зовнішнього кільця підшипника (табл. 2.32 [1]):

$$\varnothing 52Js6 (\pm 0,0095) \text{ мм}; \quad D = 52_{-0,013} \text{ мм}.$$

Розмірні характеристики підшипників кочення наведені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Розмірні характеристики з'єднання з підшипниками кочення

Параметр	Номинальний розмір, мм	Поле допуску	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск розміру, мм
			верхнє	нижнє	найбіль-ший	наймен-ший	
1	2	3	4	5	6	7	8
Діаметр вала	25	k6	+0,015	+0,002	25,015	25,002	0,013
Внутрішнє кільце	25	-	0	-0,010	25,000	24,990	0,010
Ширина кільця	15	-	0	-0,120	15,000	14,880	0,120
Діаметр отвору в корпусі	52	Js6	+0,0095	-0,0095	52,0095	51,9905	0,019

Продовження таблиці 6.3

1	2	3	4	5	6	7	8
Зовнішнє кільце	52	-	0	-0,013	52,000	51,987	0,013
Найбільший натяг у з'єднанні “вал – внутрішнє кільце”	$N_{\max} = es - EI; \quad N_{\max} = +0,015 - (-0,010) = 0,025 \text{ мм}$						
Найменший натяг у з'єднанні “вал–внутрішнє кільце”	$N_{\min} = ei - ES; \quad N_{\min} = +0,002 - 0 = 0,002 \text{ мм}$						
Допуск натяга у з'єднанні “вал – внутрішнє кільце”	$TN = N_{\max} - N_{\min}; \quad TN = 0,025 - 0,002 = 0,023 \text{ мм}$ $TN = TD + Td; \quad TN = 0,013 + 0,010 = 0,023 \text{ мм}$						
Найбільший зазор у з'єднанні “отвір корпусу – зовнішнє кільце”	$S_{\max} = ES - ei; \quad S_{\max} = +0,0095 - (-0,013) = 0,0225 \text{ мм}$						
Найбільший натяг у з'єднанні “отвір корпусу – внутрішнє кільце”	$N_{\max} = es - EI; \quad N_{\max} = 0 - (-0,0095) = 0,0095 \text{ мм}$						
Допуск посадки у з'єднанні “отвір корпусу – зовнішнє кільце”	$TSN = S_{\max} + N_{\max} ; \quad TSN = 0,0225 + 0,0095 = 0,032 \text{ мм}$ $TSN = TD + Td; \quad TSN = 0,019 + 0,013 = 0,032 \text{ мм}$						

Схеми розташування полів допусків з'єднань з підшипниками кочення наведені на рис. 6.1 та 6.2.

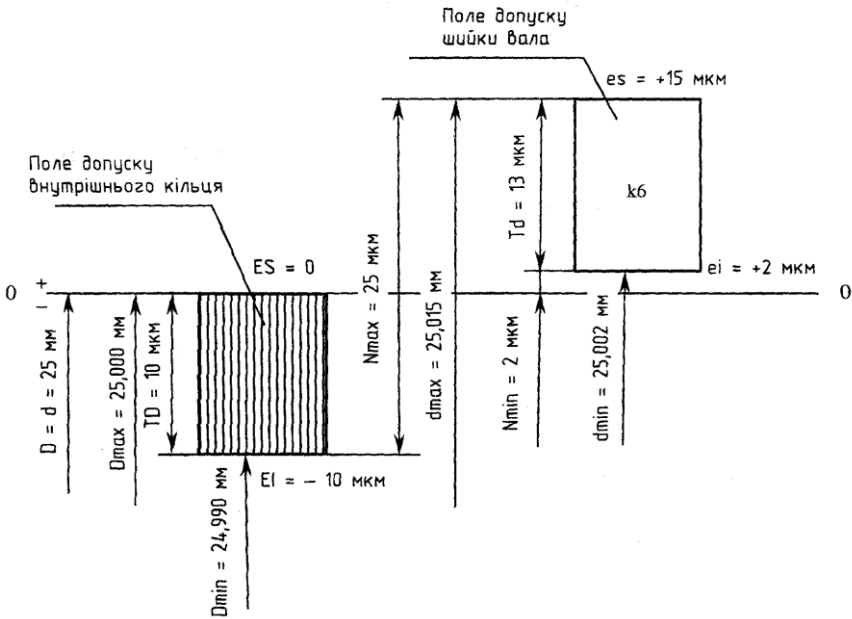


Рисунок 6.1 — Схема розташування полів допусків у спряженні внутрішнього кільця підшипника з валом

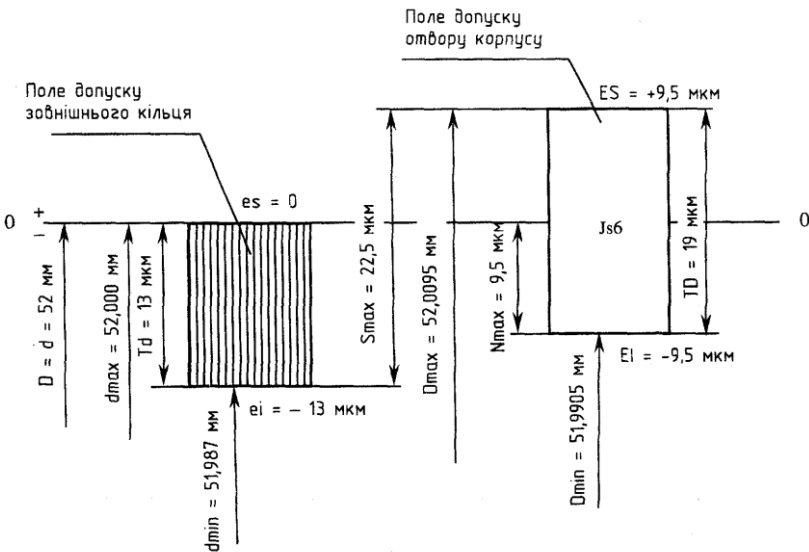


Рис. 6.2 – Схема розташування полів допусків у спряженні зовнішнього кільця підшипника з отвором корпусу

ЛІТЕРАТУРА

1. Василенко Ф.І. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування з використанням ПК.— Кіровоград: Імекс, 2005.— 314 с.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский.— Л.: Машиностроение, 1982, 1983.
3. Зенкин А.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник. — К. Техніка, 1984. – 311 с.
4. Подшипники качения: Справочник/ Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
5. Сірий І.С., Колісник В.С. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання.— К.: Урожай, 1995.— 262 с.
6. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.– М.: Машиностроение, 1987.— 352 с.

ДОДАТКИ

Додаток А ДОПУСКИ РОЗМІРІВ

Таблиця А1 — Допуски для розмірів до 500 мм
(ДСТУ ISO 286-1-2002)

Номі- нальні розміри, мм	Квалітети									
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8
	Допуски, мкм									
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14
Понад 3 до 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18
Понад 6 до 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22
Понад 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27
Понад 18 до 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33
Понад 30 до 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39
Понад 50 до 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46
Понад 80 до 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54
Понад 120 до 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63
Понад 180 до 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72
Понад 250 до 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81
Понад 315 до 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89
Понад 400 до 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97

Продовження таблиці А1

Номі- нальні розміри, мм	Квалітети									
	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Допуски, мкм			Допуски, мм						
До 3	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1,0	1,4
Понад 3 до 6	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
Понад 6 до 10	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
Понад 10 до 18	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
Понад 18 до 30	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
Понад 30 до 50	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,0	1,6	2,5	3,9
Понад 50 до 80	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3,0	4,6
Понад 80 до 120	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
Понад 120 до 180	100	160	250	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3
Понад 180 до 250	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
Понад 250 до 315	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
Понад 315 до 400	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
Понад 400 до 500	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4,0	6,3	9,7

Додаток Б

ОСНОВНІ ВІДХИЛЕННЯ

Таблиця Б1 — Основні відхилення валів для розмірів до 500 мм (ДСТУ ISO 286-1-2002)

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
	Верхнє відхилення es, мкм (всі квалітети)										
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	
Понад 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0
>>6 >>10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	
>>10 >>14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0
>>14 >>18											
>>18 >>24	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-7	0
>>24 >>30											
>>30 >>40	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0
>>40 >>50	-360	-180	-130								
>>50 >>65	-340	-190	-140	—	-100	-60	—	-30	-	-10	0
>>65 >>80	-360	-200	-150								
>>80 >>100	-380	-220	-170	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0
>>100 >>120	-410	-240	-180								
>>120 >>140	-460	-260	-200								
>>140 >>160	-520	-280	-210	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0
>>160 >>180	-580	-310	-230								
>>180 >>200	-660	-340	-240								
>>200 >>225	-740	-380	-260	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0
>>225 >>250	-820	-420	-280								
>>250 >>280	-920	-480	-300	—	-190	-110	—	-56	—	-17	0
>>280 >>315	-1050	-540	-330								
>>315 >>355	-1200	-600	-360	—	-210	-125	—	-62	—	-18	0
>>355 >>400	-1350	-680	-400								
>>400 >>450	-1500	-760	-440	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0
>>450 >>500	-1650	-840	-480								

Продовження таблиці Б1

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	js	j			k		m	n	p	r	s
	Квалітети										
	всі	5 і 6	7	8	від 4 до 7	до 4 > 7	всі				
Нижнє відхилення еі, мкм											
До 3	Верхнє і нижнє відхилення дорівнюють ± IT/2	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14
Понад 3 до 6		-2	-4	—	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
>>6 >>10		-2	-5	—	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
>>10 >>18		-3	-6	—	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
>>18 >>30		-4	-8	—	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
>>30 >>50		-5	-10	—	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43
>>50 >>65 >>65 >>80		-7	-12	—	+2	0	+11	+20	+32	+41 +43	+53 +59
>>80 >>100 >>100 >>120		-9	-15	—	+3	0	+13	+23	+37	+51 +54	+71 +79
>>120 >>140 >>140 >>160 >>160 >>180		-11	-18	—	+3	0	+15	+27	+43	+63 +65 +68	+92 +100 +108
>>180 >>200 >>200 >>225 >>225 >>250		-13	-21	—	+4	0	+17	+31	+50	+77 +80 +84	+122 +130 +140
>>250 >>280 >>280 >>315		-16	-26	—	+4	0	+20	+34	+56	+94 +98	+158 +170
>>315 >>355 >>355 >>400		-18	-28	—	+4	0	+21	+37	+62	+108 +114	+100 +208
>>400 >>450 >>450 >>500		-20	-32	—	+5	0	+23	+40	+68	+126 +132	+232 +252

Продовження таблиці Б1

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень								
	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Нижнє відхилення еї, мкм (всі квалітети)								
До 3	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
Понад 3 до 6	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
>>6 >>10	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
>>10 >>14	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
>>14 >>18	-	+33	+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
>>18 >>24	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
>>24 >>30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
>>30 >>40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
>>40 >>50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
>>50 >>65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
>>65 >>80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
>>80 >>100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
>>100 >>120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
>>120 >>140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
>>140 >>160	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
>>160 >>180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
>>180 >>200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
>>200 >>225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
>>225 >>250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
>>250 >>280	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
>>280 >>315	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
>>315 >>355	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
>>355 >>400	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
>>400 >>450	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
>>450 >>500	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Таблиця Б2 — Основні відхилення отворів для розмірів до 500 мм (ДСТУ ISO 286-1–2002)

Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	Нижнє відхилення EI, мкм (всі квалітети)										
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	
Понад 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
>>6 >>10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	
>>10 >>14											
>>14 >>18	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0
>>18 >>24											
>>24 >>30	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0
>>30 >>40	+310	+170	+120								
>>40 >>50	+360	+180	+130	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0
>>50 >>65	+340	+190	+140								
>>65 >>80	+360	+200	+150	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0
>>80 >>100	+380	+220	+170								
>>100 >>120	+410	+240	+180	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0
>>120 >>140	+460	+260	+200								
>>140 >>160	+520	+280	+210	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0
>>160 >>180	+580	+310	+230								
>>180 >>200	+660	+340	+240								
>>200 >>225	+740	+380	+260	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0
>>225 >>250	+820	+420	+280								
>>250 >>280	+920	+480	+300								
>>280 >>315	+1050	+540	+330	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0
>>315 >>355	+1200	+600	+360								
>>355 >>400	+1350	+680	+400	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0
>>400 >>450	+1500	+760	+440								
>>450 >>500	+1650	+840	+480	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0

Продовження таблиці Б2

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень												
	Js	J			K		M		N		Від Р до ZC	P	R
	Квалітети												
	всі	6	7	8	До 8	Більше 8	До 8	Більше 8	До 8	Більше 8	До 7	Більше 7	
Верхнє відхилення ES, мкм													
До 3	Верхнє і нижнє відхилення дорівнюють ± IT/2	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Відхилення, як для квалітетів більше 7, збільшене на Δ	-6	-10
Понад 3 до 6		+5	+6	+10	-1+Δ	—	-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15
>>6 >>10		+5	+8	+12	-1+Δ	—	-6+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19
>>10 >>18		+6	+10	+15	-1+Δ	—	-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23
>>18 >>30		+8	+12	+20	-2+Δ	—	-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28
>>30 >>50		+10	+14	+24	-2+Δ	—	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34
>>50 >>65 >>65 >>80		+13	+18	+28	-2+Δ	—	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41 -43
>>80 >>100 >>100 >>120		+16	+22	+34	-3+Δ	—	-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51 -54
>>120 >>140 >>140 >>160 >>160 >>180		+18	+26	+41	-3+Δ	—	-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-63 -65 -68
>>180 >>200 >>200 >>225 >>225 >>250		+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0		-50	-77 -80 -84
>>250 >>280 >>280 >>315		+25	+36	+55	-4+Δ	—	-20+Δ	-20	-20+Δ	0		-56	-94 -98
>>315 >>355 >>355 >>400		+29	+39	+60	-4+Δ	—	-21+Δ	-21	-37+Δ	0		-62	-108 -114
>>400 >>450 >>450 >>500		+33	+43	+66	-5+Δ	—	-23+Δ	-23	+40+Δ	0		-68	-126 -132

Продовження таблиці Б2

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										Δ					
	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC						
	Квалітети															
	Більше 7										3	4	5	6	7	8
Верхнє відхилення ES, мкм																
До 3	-14	—	-18	—	-20	—	-26	-32	-40	-60	0					
Понад 3 до 6	-19	—	-23	—	-28	—	-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
>>6 >>10	-23	—	-28	—	-34	—	-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
>>10 >>14	-28	—	-33	—	-40	—	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
>>14 >>18				-39	-45		-60	-77	-108	-150						
>>18 >>24	-35	—	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12
>>24 >>30	-35	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218	1,5	3	4	5	9	14
>>30 >>40	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	14
>>40 >>50	-43	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325	2	3	5	6	11	16
>>50 >>65	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
>>65 >>80	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	2	3	5	6	11	16
>>80 >>100	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
>>100 >>120	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	2	4	5	7	13	19
>>120 >>140	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
>>140 >>160	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	3	4	6	7	15	23
>>160 >>180	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	3	4	6	7	15	23
>>180 >>200	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3	4	6	7	15	23
>>200 >>225	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	3	4	6	7	15	23
>>225 >>250	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	3	4	6	7	15	23
>>250 >>280	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29
>>280 >>315	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700	4	4	7	9	20	29
>>315 >>355	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4	5	7	11	21	32
>>355 >>400	-280	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100	4	5	7	11	21	32
>>400 >>450	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34
>>450 >>500	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600	5	5	7	13	23	34

