

## ВСТУП

В основу сучасного промислового виробництва покладено масовість. А в умовах масового виробництва широко застосовується спеціалізація і кооперування. Лише таке виробництво здатне задовольняти зростаючі потреби народного господарства, підвищити продуктивність праці ефективність і якість вітчизняним та зарубіжним зразкам. Якість — це сукупність властивостей і показників, які визначають придатність виробу задовольняти вимоги народного господарства чи населення.

Крім того якість — це відповідність вимогам стандарту, креслення або технічним вимогам.

Підвищення якості машин і механізмів можливе на основі принципів взаємозамінності, стандартизації і при впровадженні прогресивних методів і засобів контролю в машинобудуванні.

Мета дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання” — вивчення основ взаємозамінності, стандартизації та метрології, здобуття навичок використання і дотримання вимог стандартів, виконання розрахунків з вибору посадок типових спряжень, метрологічного забезпечення при виготовленні машин.

## 1. Аналіз роботи механізму та обґрунтування призначення посадок.

### Аналіз роботи коробки швидкостей.

Обертальний рух через клинопасову передачу та шків 8 передається на вал 9. На валу 9 за допомогою шпонки встановлене зубчасте колесо 11, та за допомогою двох шпонок (як напрямних) зубчастий блок 12. Сам вал 9 змонтовано в корпусі на шарикових радіальних підшипниках. Зубчастий блок 12 передає обертання на вал 18, при зачепленні з зубчастим колесом 14 або 15. При переключенні зубчастого блоку 12 з одного зубчастого колеса на інше, змінюється число обертів зубчастого колеса 17, що встановлено на шліцьовому кінці вала 18. Зубчасті колеса 14 та 15 з'єднані з валом 18 за допомогою шпонки. Вал 18 змонтовано в корпусі на підшипниках ковзання. Окрім зубчастих коліс 14 і 15 на валу 18 встановлений зубчастий блок 5, який являє собою паразитний блок. Він при зачепленні з зубчастим колесом 11 передає обертання на зубчасте колесо 3, та вал 2, на якому це колесо встановлене з натягом. Окрім зубчастого колеса 3 на валу 2 встановлене конічне зубчасте колесо, що з'єднане ще з одним зубчастим колесом встановленим на валу з зазором. Для забезпечення якісного функціонування коробки вводяться зазори  $A_{\Sigma 1}$ ,  $A_{\Sigma 2}$ ,  $A_{\Sigma 3}$ ,  $A_{\Sigma 4}$ .

### Обґрунтування призначення посадок.

1. Підшипники ковзання розміщені на валу 9 з перехідною посадкою L0/k6, а верхнє кільце посаджено в корпус з зазором H7/10.
2. Зубчасте колесо 14 посаджено на вал 18 з перехідною посадкою H7/js6 за допомогою шпонки N9/h9 для забезпечення роз'ємного і точно центрованого з'єднання.
3. Зубчасті колеса 5 та 15 посаджено на вал 18 з натягом H7/s6.
4. Втулки 6 та 19 розташовані на валу 2 посадкою з зазором H7/e7 для забезпечення рухомості з'єднання.

5. Блок зубчастих коліс 12 встановлений на валу 9 за допомогою шліцевого з'єднання  $d - z \times d \frac{H7}{g6} \times D \times b \frac{D9}{e8}$  з центруванням по зовнішньому діаметру для забезпечення рухомого в осьовому напрямку з'єднання.

## 2. Розрахунок і вибір посадок з зазором .

### 2.1. Призначення посадок з зазором.

Посадки з зазором застосовуються для рухомих і нерухомих з'єднань. В таких посадках передбачається гарантований зазор, необхідний для забезпечення простоти складання – розбирання, взаємного переміщення деталей, компенсації теплових деформацій, розміщення шару мастила, а також компенсації похибок форми і взаємного розташування поверхонь і осей.

Найбільш відповідальними рухомими з'єднаннями є підшипники кочення, які працюють в умовах рідинного тертя. Тому для з'єднань необхідно розраховувати зазори.

### 2.2. Розрахунок та вибір посадки з зазором.

2.2.1. Визначаємо середній питомий тиск  $P$  (Н/м<sup>2</sup>) в підшипнику за формулою:

$$P = \frac{R}{l \cdot d_H},$$

де  $R$  - навантаження на підшипник (Н),  $l$  – довжина з'єднання вала і отвору (м),  $d_H$  – номінальний діаметр з'єднання (м).

$$P = 750 / (34 \cdot 24) = 0.919 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

2.2.2. Визначаємо допустиму мінімальну товщину мастильного шару  $[h_{\min}]$  за формулою :

$$[h_{\min}] = K \cdot (4R_{aD} + 4R_{ad} + \gamma).$$

де  $K=2$  – коефіцієнт запасу надійності по товщині мастильного шару;

$\gamma = 2 \text{ мкм}$  – добавка на нерозривність мастильного шару;

$$R_{aD} = R_{ad} = 0,16 \text{ мкм}$$

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (4 \cdot 0,16 + 4 \cdot 0.16 + 2) = 5.28 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

2.2.3. Задаємо робочою температурою підшипника. Робоча температура підшипника повинна бути не вищою 60..75°C. Для попередніх розрахунків  $t_n = 75$  °C.

Відповідно з прийнятою температурою  $t_n$  і маркою мастила визначається його динамічна в'язкість :

$$\mu = \mu_{\text{таб.}} \cdot (50 / t_n)^{2,8},$$

де  $\mu_{\text{таб.}}$  - динамічна в'язкість при  $t_n = 75$  °C по додатку 2.

$$\text{ка масла масло марки И-20А- } \mu_{\text{И-20А}} = 20,7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2};$$

2.2.4. Розраховуємо значення коефіцієнта  $A_h$  по формулі :

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_h \cdot \sqrt{\mu \cdot \omega / P}},$$

де  $\omega$  - кутова швидкість валу ( $\text{с}^{-1}$ ).

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3.14 \cdot 1280 / 30 = 134,041 \text{ с}^{-1}.$$

$$A_h = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^{-6}}{24 \cdot 10^{-3} \sqrt{20,7 \cdot 10^{-3} \cdot 134,041 / 0,919 \cdot 10^6}} = 0,447$$

Значення  $A_h$  приймаємо тому, що воно входить в задані межі:  $A_h = 0,08 \dots 0,64$ .

2.2.5. По графіку рис.1.27 [1, ст.288], використовуючи значенням  $A_h = 0,44$  (горизонтальна пряма) і співвідношення  $l/d_h = 34/24 \approx 1,5$  (крива графіка) знаходимо точки перетину прямої з кривою графіка. Цим точкам перетину на горизонтальній осі відповідають відносні ексцентриситети  $X_{\min}$  і  $X_{\max}$ .

$$\text{При } A_h = 1,55 \quad X_{\min} = 0,3$$

Розраховуємо мінімальний граничний зазор

$$[S_{\min}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - X_{\min}} = \frac{2 \cdot 8}{1 - 0,3} = 22,857 = 15,086 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

2.2.6. По графіку рис. 1.27 [1, ст.288] і значенню  $A_h = 0,011$  знаходимо максимальний відносний ексцентриситет,  $X_{\max} = 0,95$ . Визначаємо максимальний допустимий зазор:

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - X_{\max}} = \frac{2 \cdot 8}{1 - 0,95} = 44 \cdot 10^{-6}$$

2.2.7. Розраховуємо оптимальний зазор:

$$S_{onm} = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - X_{onm}} \cdot \frac{A_{onm}}{A_h},$$

$$X_{\text{опт}} = 0,43, A_{\text{опт}} = 0,548.$$

$$S_{onm} = \frac{2 \cdot 8}{1 - 0,43} \cdot \frac{0,548}{0,582} = 22,727 \text{ мкм} = 22,727 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

2.2.8. Вибираємо із таблиць допусків і посадок всі стандартні посадки, які задовольняють основну умову вибору посадок за  $[S_{\min}]$  і  $[S_{\max}]$ .

$$\text{Вибираємо посадку } \varnothing 24 \frac{H8}{h7} \begin{pmatrix} +0.033 \\ 0 \\ 0 \\ -0.021 \end{pmatrix}$$

Для вибраної посадки повинна виконуватись основна умова:

$$S_{\max} < [S_{\max}] = 44 < 54; S_{\min} \geq [S_{\min}] = 15 \geq 0$$

2.2.9. Визначаємо поля допусків посадки:

$$H9 : ES = 33 \text{ мкм}; \quad f8 : es = 0 \text{ мкм};$$

$$EI = 0 \text{ мкм}; \quad ei = -21 \text{ мкм}.$$

2.2.10. Розрахунок параметрів посадки з зазором, мм:

$$D_{\max} = ES + D = 0,033 + 24 = 24,033;$$

$$D_{\min} = EI + D = 0 + 24 = 24;$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 24,033 - 24 = 0,033;$$

$$d_{\max} = es + d = 0 + 24 = 24;$$

$$d_{\min} = ei + d = -0,021 + 24 = 23,979$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 24 - 23,979 = 0,021;$$

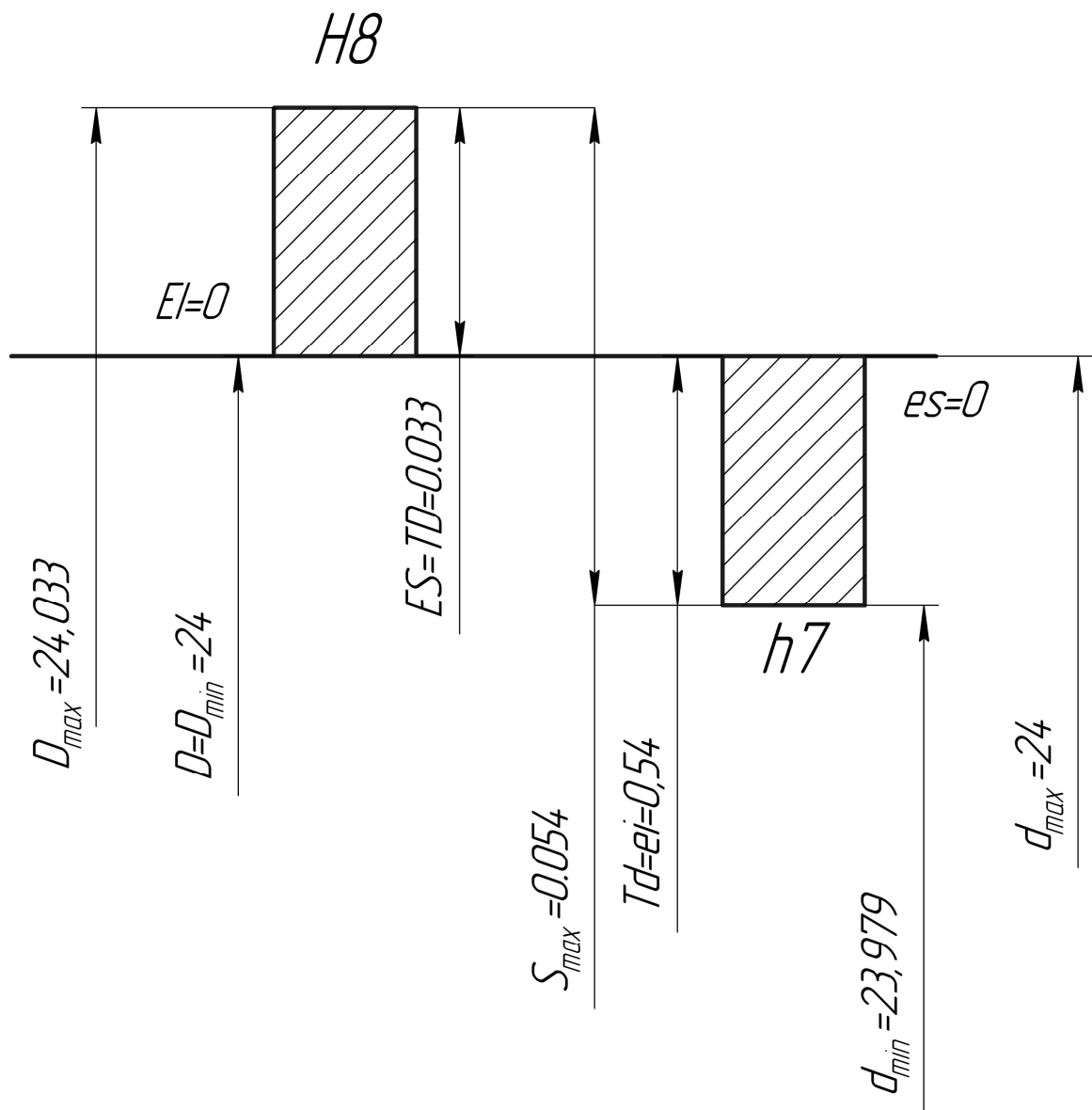
$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 24 - 24 = 0;$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 24,033 - 23,979 = 0,054;$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,054 - 0 = 0,054;$$

$$T = Td + TD = 0,021 + 0,033 = 0,054$$

2.3. Схема розміщення полів допусків посадки з зазором



### 3. Розрахунок і вибір нерухомої посадки.

#### 3.1. Призначення нерухомих посадок.

Посадки з натягом застосовуються для одержання нерухомих з'єднань, як правило, без додаткового кріплення. Додаткове кріплення застосовується відносно рідко, коли з'єднання навантаженні значними крутними моментами, або здвигаючими силами.

Розрахунок посадок з натягом виконується з метою забезпечення двох основних умов: гарантувати нерухомість з'єднання, тобто відсутність зміщення з'єднаних деталей, тобто виключити можливість їх пластичної обробки.

#### 3.2. Розрахунок та вибір посадки з натягом.

3.2.1. Розраховуємо найменший питомий тиск :

$$[P_{\min}] = 2M_k / (\pi \cdot d_H^2 \cdot l \cdot f),$$

де  $f = 0.1$  – коефіцієнт тертя.

$$[P_{\min}] = 2 \cdot 300 / (3.14 \cdot (92 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 0.1) = 2,256 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$$

3.2.2. Знаходимо найменший розрахунковий натяг  $N'_{\min}$ .

Попередньо розраховуємо коефіцієнти  $C_1$  і  $C_2$ .

$$C_1 = 1 + \mu_D, C_2 = 1 - \mu_d$$

$\mu_D = \mu_d = 0.3$  – коефіцієнт Пуассона.

$$C_1 = 1 + 0.3 = 1.3; C_2 = 1 - 0.3 = 0.7.$$

$$N'_{\min} = [P_{\min}] \cdot d_H \cdot ((C_1 + C_2) / E),$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу.

$$N'_{\min} = 2,256 \cdot 10^6 \cdot 92 \cdot 10^{-3} \cdot ((1.3 + 0.7) / 2 \cdot 10^{11}) = 0.17 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

3.2.3. Розраховуємо мінімальний допустимий натяг:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_{\text{ш}} + \gamma_t,$$

де  $\gamma_{\text{ш}}$  – поправка, яка враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при утворенні з'єднань,  $\gamma_{\text{ш}} = 1.2 \cdot (4R_{AD} + 4R_{ad})$ .

$R_{AD}$ ,  $R_{ad}$  – висота мікронерівностей профілю по десяти точках відповідно поверхонь отвору і валу.

$$\gamma_{\text{ш}} = 1.2 \cdot (7.1 + 5.2) = 14.8 \text{ мкм} = 14.8 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

$\gamma_t$  – поправка, яка враховує відмінність температури деталей  $t_d$ ,  $t_D$ , температури складання  $t_{CK}$ .

$$\text{Оскільки } t_{CK} = 20^0 \text{ C, } \gamma_t = 0.$$

$$\text{Тоді, } N_{\min} = 0.17 + 14.8 = 14.97 \text{ мкм} = 14.97 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

3.2.4. Знаходимо максимально допустимий питомий тиск  $[P_{\max}]$ , для чого визначаємо  $P_1$  і  $P_2$ :

$$P_1 = P_2 = 0.58 \cdot \sigma_{T1} \cdot [1 - (d_1 / d_H)^2] = 0.58 \cdot 3.6 \cdot 10^8 \cdot 1 = 21 \cdot 10^7 \text{ Н / м}^2.$$

Для подальших розрахунків беремо значення  $[P_{\max}] = 21 \cdot 10^7 \text{ Н / м}^2$ .

$$N'_{\max} = [P_{\max}] \cdot d_H \cdot ((C_1 + C_2) / E) = 21 \cdot 10^7 \cdot 92 \cdot 10^{-3} \cdot ((1.3 + 0.7) / 2 \cdot 10^{11}) = 193.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

3.2.5. Визначаємо максимально допустимий натяг:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \cdot \gamma_{\text{уд}} + \gamma_{\text{ш}} - \gamma_{\text{n}},$$

де  $\gamma_{\text{уд}}$  – коефіцієнт збільшення питомого тиску на торцях охоплюючої деталі.

$$\gamma_{\text{уд}} = 0,9.$$

$\gamma_{\text{n}} = 10$  мкм – коефіцієнт повторних запресувань.

$$[N_{\max}] = 193,2 \cdot 0,85 + 14,8 - 10 = 178,68 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

3.2.6. Вибираємо із таблиць допусків і посадок всі стандартні посадки, які задовольняють умови вибору посадок за  $[N_{\min}]$  і  $[N_{\max}]$ .

$$\text{Вибираємо посадку } \varnothing 92 \frac{H7}{r6} \left( \begin{array}{c} + 0,040 \\ + 0,088 \\ + 0,063 \end{array} \right)$$

3.2.7. Розраховуємо зусилля запресування:

$$R_{\text{n}} = f_{\text{n}} \cdot P_{\max} \cdot \pi \cdot d_{\text{H}} \cdot l,$$

де  $f_{\text{n}} = 1,2 \cdot f = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12$  – коефіцієнт тертя при запресуванні;

$P_{\max}$  – питомий тиск при максимальному натягу  $N_{\max}$ :

$$P_{\max} = \frac{N_{\max} - \gamma_{\text{o}}}{d_{\text{H}} \cdot \left( \frac{C_1 + C_2}{E} \right)} = \frac{(178,68 - 11,52) \cdot 10^{-6}}{92 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{0,7 + 1,3}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Н / м}^2$$

$$R_{\text{n}} = f_{\text{n}} \cdot P_{\max} \cdot \pi \cdot d_{\text{H}} \cdot l = 0,12 \cdot 2,1 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 92 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 7,3 \text{ Н.}$$

3.2.8. Розрахунок параметрів посадки з натягом, мм:

$$D_{\max} = D + ES = 92 + 0,040 = 92,040 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 92 + 0 = 92 \text{ мм};$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 92,040 - 92 = 0,040;$$

$$d_{\max} = d + es = 92 + 0,088 = 92,088 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 92 + 0,063 = 92,063 \text{ мм};$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 92,088 - 92,063 = 0,025;$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 92,063 - 92,040 = 0,023;$$

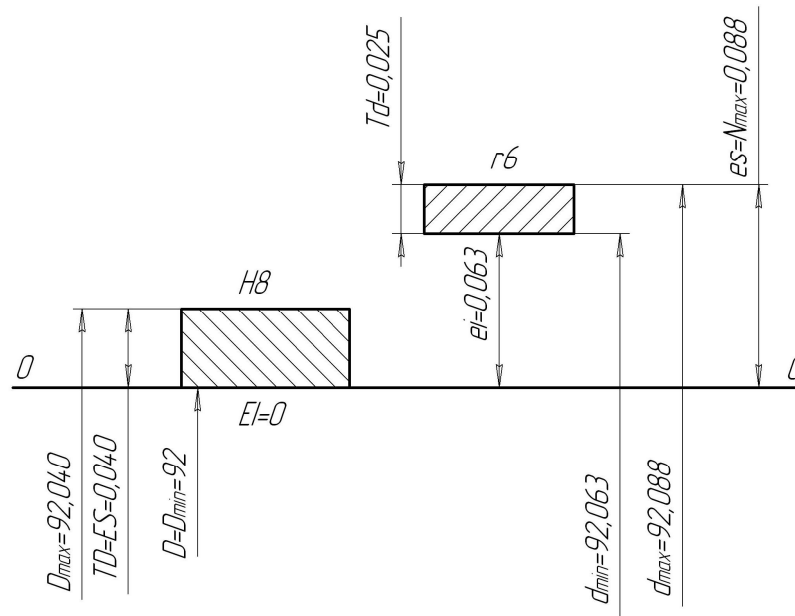
$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 92,088 - 92 = 0,088;$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,088 - 0,023 = 0,065;$$

$$TN = Td + TD = 0,025 + 0,040 = 0,065.$$

3.3. Схема розміщення полів допусків посадки з натягом





#### 4. Розрахунок і вибір перехідної посадки .

##### 4.1. Призначення перехідних посадок.

Перехідні посадки застосовуються для нерухомих роз'ємних з'єднань, вимагаючих по характеру роботи точного центрування деталей або вузлів. Часто ці з'єднання використовуються з допоміжним кріпленням. Характерна особливість перехідних посадок – можливість одержання незначних зазорів або натягів.

##### 4.2. Розрахунок та вибір перехідної посадки.

Розраховуємо очікувані при складанні ймовірності натягу та зазору в посадці

$$\varnothing 20 \frac{H7}{m6} \begin{pmatrix} +0.021 \\ 0 \\ +0.021 \\ +0.008 \end{pmatrix}$$

##### 4.2.1. Визначаємо натяги :

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-58) = 58 \text{ мкм} ;$$

$$S_{\max} = ES - ei = (-4) - (-35) = 31 \text{ мкм} ;$$

$$N_c = \frac{S_{\max} - N_{\max}}{2} = \frac{58 - 31}{2} = 13,5 \text{ мкм}$$

$$TD = ES - EI = -4 - (-58) = 54 \text{ мкм} ;$$

$$Td = es - ei = 0 - (-35) = 35 \text{ мкм} .$$

##### 4.2.2. Знаходимо середнє квадратичне відхилення натягу (зазору):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{54^2 + 35^2} = 10.725 \text{ мкм}$$

4.2.3. Розраховуємо границю інтегрування ( при  $N = 0$  ):

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{13.5}{10.725} = 1.25$$

4.2.4. З таблиці ( 1 , табл. 1.1 ) по розрахунковому  $Z$ :

$$\Phi(Z) = \Phi(1,25) = 0,3944.$$

4.2.5. Визначаємо ймовірність натягів і зазорів :

$$PN' = 0.5 + \Phi(Z) = 0,5 + 0,3944 = 0,8944 ;$$

$$PS' = 0.5 - \Phi(Z) = 0,5 - 0,3944 = 0,1056 .$$

Процент з'єднань з натягом :

$$PN = 100 \cdot PN' = 100 \cdot 0,8944 = 89,44 \% ;$$

Процент з'єднань з зазором :

$$PS = 100 \cdot PS' = 100 \cdot 0,1056 = 10,56 \% ;$$

4.2.6. Розрахунок параметрів перехідної посадки , мм:

$$D_{\max} = ES + D = -0,004 + 116 = 115,996;$$

$$D_{\min} = EI + D = -0,058 + 116 = 115,942 ;$$

$$TD = ES - EI = -0,004 - (-0,058) = 0,054 ;$$

$$d_{\max} = es + d = 0 + 116 = 116 ;$$

$$d_{\min} = ei + d = -0,035 + 116 = 115,965 ;$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 116 - 115,965 = 0,035 ;$$

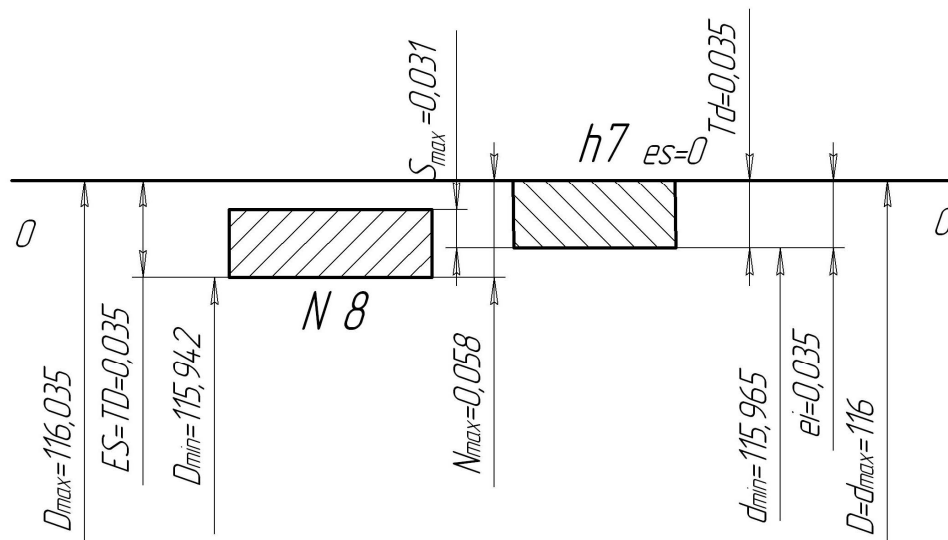
$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 115,996 - 115,965 = 0,031 ;$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 116 - 115,942 = 0,058 ;$$

$$TS(N) = N_{\max} + S_{\max} = 0,058 + 0,031 = 0,089 ;$$

$$TS(N) = Td + TD = 0,035 + 0,054 = 0,089 .$$

4.3. Схема розміщення полів допусків перехідної посадки



## 5. Розрахунок та проектування калібрів для контролю гладких циліндричних виробів.

### 5.1. Призначення та область застосування граничних калібрів.

У виробництві, особливо масовому і крупно серійному, контроль деталей часто здійснюється калібрами і шаблонами.

Робочі калібри використовуються для контролю деталей на робочих місцях у процесі їх виготовлення (ПР – прохідний робочий; НЕ – непрохідний робочий). Контрольні калібри використовують для контролю або регулювання робочих калібрів (К – ПР – контрольний калібр для прохідного робочого калібру; К – НЕ – контрольний калібр для непрохідного робочого калібру; К – У – контрольний калібр для контролю спрацювання прохідної сторони робочого калібру).

ГОСТ 24853 – 81 ( СТ РЕВ 157 – 75 ) на гладенькі калібри встановлює такі допуски на виготовлення: Н – робочих калібрів (пробок ) для отворів; Н<sub>1</sub> – калібрів ( скоб ) для вала; Н<sub>р</sub> – контрольних калібрів для скоб. Для прохідних калібрів, які в процесі контролю спрацьовуються, крім допуску на виготовлення, передбачаються допуски спрацювання.

Калібри і контркалибри характеризуються номінальними і виконавчими розмірами.

5.2. Розрахунок виконавчих розмірів калібрів і контркалибрів для посадки з зазором.

$$\varnothing 90 \frac{H9}{f8} \left( \begin{array}{c} +0,087 \\ -0,036 \\ -0,090 \end{array} \right)$$

5.2.1. Розрахунок калібра скоби:

$$Z_1 = 8 \text{ мкм}; Y_1 = 6 \text{ мкм}; H = 6 \text{ мкм}; H_1 = 10 \text{ мкм}; H_P = 4 \text{ мкм}.$$

$$ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + (H_1 / 2) = 89,964 - 0,008 + (0,01 / 2) = 89,961 \text{ мм};$$

$$ПР_{\min} = d_{\max} - z_1 - (H_1 / 2) = 89,964 - 0,008 - (0,01 / 2) = 89,951 \text{ мм};$$

$$ПР_{\text{зн}} = d_{\max} + Y_1 = 89,964 + 0,006 = 89,97 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + (H_1 / 2) = 89,91 + (0,01 / 2) = 89,915 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = d_{\min} - (H_1 / 2) = 89,91 - (0,01 / 2) = 89,905 \text{ мм}.$$

5.2.2. Розрахунок контркалибрів.

$$K - ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + (H_P / 2) = 89,964 - 0,008 + (0,004/2) = 89,958 \text{ мм};$$

$$K - ПР_{\min} = d_{\max} - z_1 - (H_P / 2) = 89,964 - 0,008 - (0,004/2) = 89,954 \text{ мм};$$

$$K - U_{\max} = d_{\max} + Y_1 + (H_P / 2) = 89,964 + 0,006 + (0,004/2) = 89,972 \text{ мм};$$

$$K - U_{\min} = d_{\max} + Y_1 - (H_P / 2) = 89,964 + 0,006 - (0,004/2) = 89,913 \text{ мм};$$

$$K - HE_{\max} = d_{\min} + (H_P / 2) = 89,91 + (0,004/2) = 89,912 \text{ мм};$$

$$K - HE_{\min} = d_{\min} - (H_P / 2) = 89,91 - (0,004/2) = 89,908 \text{ мм}.$$

5.2.3. Виконавчі розміри контркалибрів.

$$K - ПР = 89,958_{-0,004};$$

$$K - HE = 89,912_{-0,004};$$

$$K - U = 89,972_{-0,004}.$$

5.2.4. Розрахунок виконавчих розмірів калібру – пробки для контролю отворів.

$$\underline{\varnothing 90 H9}$$

$$D_{\max} = 90,087 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 90 \text{ мм};$$

$$Z_1 = 13 \text{ мкм};$$

$$H_1 = 8 \text{ мкм};$$

$$Y_1 = 0 \text{ мкм};$$

$$H = 5 \text{ мкм}.$$

$$ПР_{\max} = D_{\min} + z_1 + (H / 2) = 90 + 0,013 + (0,005 / 2) = 90,0155 \text{ мм};$$

$$ПР_{\min} = D_{\min} + z_1 - (H / 2) = 90 + 0,013 - (0,005 / 2) = 89,9105 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = D_{\max} + (H / 2) = 90,087 + (0,005 / 2) = 90,0895 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = D_{\max} - (H / 2) = 90,087 - (0,005 / 2) = 90,0845 \text{ мм}.$$

Граничний розмір виконавчого калібру.

$$PP_{\text{зн}} = D_{\min} - Y_1 = 90 - 0 = 90 \text{ мм}.$$

Розміри на кресленні:

$$PP = 90,0155_{-0,005};$$

$$HE = 90,0895_{-0,005}.$$

## 6. Розрахунок розмірних ланцюгів.

### 6.1. Основні положення теорії розмірних ланцюгів.

В будь – якій конструкції машини або механізму окремі деталі зв'язані між собою взаємним розміщенням, розмірами та допусками на них. Вказаний зв'язок регламентується розмірними ланцюгами.

Розмірний ланцюг – сукупність взаємозв'язаних розмірів, які утворюють замкнутий контур та визначають взаємне розміщення поверхонь (або осей) однієї або декількох деталей.

Однією з основних властивостей розмірного ланцюга є його замкнутість, яка і визначає взаємозв'язок розмірів деталей, які входять в розмірний ланцюг.

Кожний з розмірів, який утворює розмірний ланцюг, називається ланкою. Серед ланок розмірного ланцюга розрізняють одну замикаючу ланку, а інші – складові.

Замикаюча ланка розмірного ланцюга  $A_{\Sigma}$  безпосередньо не виконується, а утворюється автоматично в результаті виконання всіх ланок.

По відношенню до замикаючої ланки складові ланки діляться на збільшуючі, із збільшенням яких вихідна ланка збільшується, та зменшуюча, при збільшенні яких вихідна ланка зменшується.

Вид ланки (збільшуюча або зменшуюча) можна встановити використовуючи правило обходу по контуру. Для цього на схему розмірного ланцюга замикаючій ланці надають певне направлення, яке позначається стрілкою над буквеним позначенням ланки.

Формулювання задачі:

На рис. 6.1. зображено вузол циліндричного редуктора, на валу 4 якого, розміщеного в підшипниках кочення 2, розташованих в корпусі 1, розміщений блок зубчастих коліс 3.

Згідно з технічними вимогами до вузла, що розглядається необхідно щоб сумарний осьовий зазор між підшипником 5 і кришкою 6 знаходився в межах – 0,3...0,9 мм.

Необхідно визначити допуски та граничні відхилення на розміри тих деталей, які визначають величину осьового зазору.

## 6.2. Схема розмірного ланцюга.

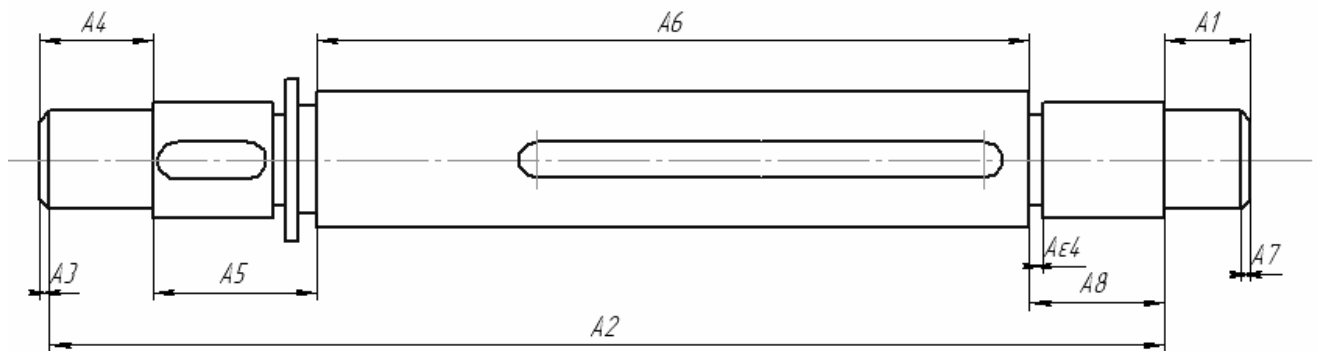


рис. 6.1. Схема розмірного ланцюга

## 6.3. Розрахунок розмірного ланцюга методом максимуму – мінімуму.

6.3.1. Аналіз конструкції показує, що вихідною ланкою є осьовий зазор, який залежить від розмірів підшипників  $A_3$  і  $A_5$ , та розмірів  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_4$ .

6.3.3. Задаємо напрямлення обходу по контуру і визначаємо зменшуючі та збільшуючі ланки :

$A_1, A_3, \dots, A_6$  – зменшуючі;

$A_2$  – збільшуюча.

6.3.4. Згідно з заданими технічними умовами  $A_\Sigma = 0,6^{+0,25}_{-0,2}$ . Тобто номінальне значення вихідної ланки  $A_\Sigma = 0,6$ . Допуск на розмір вихідної ланки  $T_\Sigma = A_{\Sigma\max} - A_{\Sigma\min} = 0,85 - 0,4 = 0,45$  мм.

6.3.5. Складаємо рівняння розмірного ланцюга:

$$A_{\Sigma} + A_1 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 - A_2 = 0.$$

6.3.6. Із конструктивних міркувань прийнято що

$$\mu = 1;$$

$$A_1 = \mu \cdot A_{1(\text{кр})} = 1 \cdot 43 = 43 \text{ мм};$$

$$A_2 = \mu \cdot A_{2(\text{кр})} = 1 \cdot 523,6 = 523,6 \text{ мм};$$

$$A_3 = \mu \cdot A_{3(\text{кр})} = 1 \cdot 75 = 75 \text{ мм};$$

$$A_4 = \mu \cdot A_{4(\text{кр})} = 1 \cdot 290 = 290 \text{ мм};$$

$$A_5 = \mu \cdot A_{5(\text{кр})} = 1 \cdot 75 = 75 \text{ мм};$$

$$A_6 = \mu \cdot A_{6(\text{кр})} = 1 \cdot 50 = 50 \text{ мм}.$$

Підставляємо прийняті значення розмірів в основне рівняння і дістанемо:

$$\begin{aligned} A_{\Sigma} + A_1 + A_4 + A_5 + A_6 - A_2 &= \\ &= 0,6 + 43 + 75 + 290 + 75 + 50 - 523,6 = 0. \end{aligned}$$

Отже вимога основного рівняння виконана.

Приймаємо що допуск вихідної ланки будемо розподіляти між складовими ланками, користуючись методом рівного ступеня точності.

6.3.7. Визначаємо число одиниць допуску

$$a = \frac{T_{\Sigma}}{\Sigma i_i} = \frac{450}{1,56 + 1,86 + 3,22 + 1,86 + 1,86} = 43,43.$$

6.3.8. По табл. 2 [4, ст.14] вибираємо найближче менше число одиниць допуску  $a = 40$ , що відповідає 8 квалітету.

6.3.9. По стандарту СТ РЕВ 144-75 призначаємо допуски на всі складові розміри по 8 квалітету

$$T_{A1} = 39 \text{ мкм}; \quad T_{A2} = 97 \text{ мкм};$$

$$T_{A3} = 46 \text{ мкм}; \quad T_{A4} = 39 \text{ мкм};$$

$$T_{A5} = 46 \text{ мкм}; \quad T_{A6} = 46 \text{ мкм}.$$

6.3.10. Перевіряємо правильність призначення допусків за формулою:

$$\sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq T_{\Sigma}$$

$$(39 + 97 + 46 + 39 + 46 + 46) \leq 450;$$

$$313 \leq 450;$$

Отже умова виконується.

6.3.11. Згідно з рекомендаціями [2, ст. 25] призначаємо відхилення на всі складові розміри. Зокрема, на розмір  $A_2$ , як на ступінчастий, відхилення буде симетричним, а всі інші розміри, як на основний вал, тобто в “мінус”, тоді:

$$A_1 = 43_{-0,027}; \quad A_2 = 533,6 \pm 0,045;$$

$$A_3 = 75_{-0,016}; \quad A_4 = 290_{-0,039};$$

$$A_5 = 75_{-0,046}; \quad A_6 = 50_{-0,081}.$$

6.3.12. Розраховуємо середні відхилення полів допусків замикаючої та складових ланок за формулою:

$$E_c = \frac{ES + EI}{2};$$

$$E_{c\Sigma} = \frac{0,24 - 0,18}{2} = -0,03 \text{ мм};$$

$$E_{c1} = \frac{0 - 0,027}{2} = -0,0135 \text{ мм};$$

$$E_{c2} = \frac{0,045 - 0,045}{2} = 0 \text{ мм};$$

$$E_{c3} = \frac{0 - 0,016}{2} = -0,008 \text{ мм};$$

$$E_{c4} = \frac{0 - 0,039}{2} = -0,0195 \text{ мм};$$

$$E_{c5} = \frac{0 - 0,046}{2} = -0,023 \text{ мм};$$

$$E_{c6} = \frac{0 - 0,081}{2} = -0,0405 \text{ мм}.$$

6.3.13. Перевіряємо правильність призначення відхилень за формулою:

$$E_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m E_{c36} - \sum_{i=1}^n E_{c3M}$$

$$-0,03 = 0 - (-0,0135 - 0,008 - 0,0195 - 0,023 - 0,0405);$$

$$-0,03 \neq 0,1045.$$



Отже умова не виконується і тому доцільно ввести “залежну” ланку.

6.3.14. Нехай залежною ланкою буде  $A_6$ . Тоді зберігаємо прийняті вище відхилення для всіх ланок крім ланки  $A_6$ . Враховуючи, що ланка  $A_6$  – зменшуюча, її середнє відхилення визначаємо за формулою:

$$E_{c\chi_{3M}} = \sum_{i=1}^m E_{c36} - \sum_{i=1}^n E_{c3M} - E_{c\Sigma}$$

$$E_{c\chi_{3M}} = E_{C6} = 0 - (-0,0135 - 0,008 - 0,0195 - 0,023) + 0,03 = 0,094;$$

$$E_{c\chi_{3M}} = E_{C6} = 0,094.$$

6.3.15. Граничні відхилення залежної ланки визначаються за формулами:

$$ES_{\chi_{3M}} = E_{C\chi_{3M}} + \frac{1}{2}T_X = E_{C4} + \frac{1}{2}T_{A4} = 0,094 + (-0,0405 / 2) = 0,07375;$$

$$EI_{\chi_{3M}} = E_{C\chi_{3M}} - \frac{1}{2}T_X = E_{C4} - \frac{1}{2}T_{A4} = 0,094 - (-0,0405 / 2) = 0,11425.$$

Таким чином можна записати, що

$$A_6 = 50_{+0,07375}^{+0,11425};$$

$$E_{c6} = \frac{0,11425 + 0,07375}{2} = 0,094 \quad \text{її};$$

Перевіримо ще раз правильність призначення відхилень за формулою:

$$E_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m E_{c36} - \sum_{i=1}^n E_{c3M}$$

$$-0,03 = 0 - (-0,0135 - 0,008 - 0,0195 - 0,023 + 0,094);$$

$$-0,03 = -0,03.$$

Таким чином, виконані розрахунки дозволили уточнити номінальні значення всіх розмірів, які входять у розмірний ланцюг, і обґрунтовано призначити на них допуски та граничні відхилення.

## 7. Розрахунок і вибір посадок підшипників кочення

### 7.1. Призначення та вибір посадок підшипників кочення

Підшипники кочення - найбільш поширені стандартні вироби, без яких неможлива робота практично жодної машини. Якість підшипників, довговічність і надійність їх роботи залежить від точності приєднувальних розмірів - зовнішнього діаметру  $D$  зовнішнього кільця і внутрішнього діаметру  $d$  внутрішнього кільця, а також від точності тіл кочення, складання, радіального і торцевого биття. Відхилення приєднувальних розмірів  $D$  і  $d$  кілець підшипників наведені в [2, с.806; табл. 4.70...4.75], /дод.7/. Вибір посадок кілець підшипників кочення визначається характером їх навантаження. При цьому розрізняють такі види навантаження кілець: місцеве, циркуляційне і коливальне /рис.7.1/.

Місцеве навантаження характеризується постійним по величині і напрямку радіальним навантаженням, що передається нерухомому кільцю. Отже, під навантаженням знаходиться обмежена ділянка поверхні кільця /рис.7.1, а/.

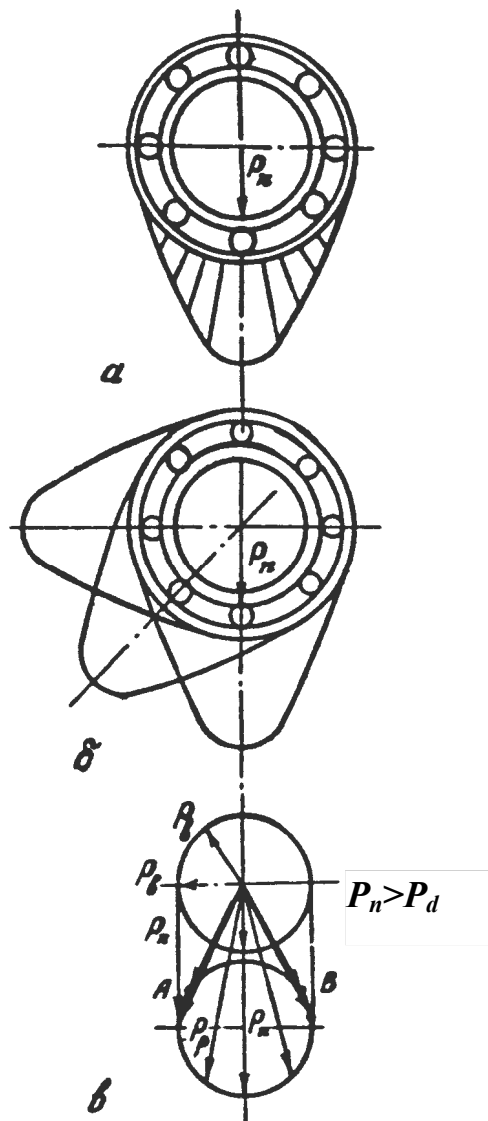


Рис. 7.1.

При циркуляційному навантаженні постійне по величині і напрямку навантаження передається обертаючому кільцю або обертаюче навантаження сприймається нерухомим кільцем. В цьому випадку послідовно буде навантажена вся поверхня кільця /рис.7.1, б/.

Коливальне навантаження відбувається, коли на кільце діє постійне по величині і напрямку навантаження  $P_n$  в поєднанні з обертаючим навантаженням  $P_e$  /рис.7.1, в/. Отже, виникає обертаюче знакозмінне навантаження, що сприймається певною ділянкою поверхні кільця. В окремих випадках при певному співвідношенні обертаючого навантаження та постійного можуть виникнути умови, що відповідають місцевому або циркуляційному навантаженню.

На рис.7.1  $P_n$   $P_e$   $P_p$  - відповідно постійне по напрямку, обертаюче і рівнодіюче навантаження. Поля допусків для встановлення підшипника на вал і в корпус наведені в [1, с.816, табл.4.78, 4.79] ; /дод.8,9/.

При циркуляційному навантаженні посадки на вал і в корпус вибираються по інтенсивності радіального навантаження  $P_R$  для посадочної поверхні розраховується із співвідношення:

$$P_R = \frac{P}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A$$

де  $R$  - радіальна реакція опори ( $H$ );  $b = B - 2 \cdot r$  - робоча ширина посадочного місця;  $B$  - робоча ширина підшипника (м);  $r$  - радіуси скруглення (м);  $K_n$  - динамічний коефіцієнт, який залежить від характеру навантаження (при помірних поштовхах  $K_n = 1$  при навантаженні до 300%  $K_n = 1,8$ );  $F$  - коефіцієнт ослаблення порожнистого вала або тонкостінного корпусу;  $F_A$  - коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження між рядами роликів в дворядних конічних підшипниках або між здвоєними шарикопідшипниками при наявності осьового навантаження [1, с.817, табл. 4.80, 4.81]. В прикладах, які розглядаються в даних методичних вказівках, коефіцієнти  $F = F_A = 1$ .

Поля допусків вибирають по значенню допустимої інтенсивності  $P_R$  [1, с.810, табл.4.82]; [дод. 8].

Рекомендації по вибору полів допусків при установленні підшипників на вал, або в корпус з урахуванням характеру навантаження, крім циркуляційного, режиму роботи і типу підшипника наведені в [1, с.821. табл. 4.84], [дод. 9].

## 7.2. Розрахунок посадок підшипників кочення.

Формулювання задачі:

Вибрати посадку циркуляційно навантаженого кільця радіального однорядного підшипника №420.

( $d = 100$  мм;  $D = 240$  мм;  $B = 66$  мм;  $r = 5,5$  мм) на обертаючий суцільний вал, розрахункова радіальна реакція опори  $R = 17800$  Н. Навантаження є спокійним.

Рішення:

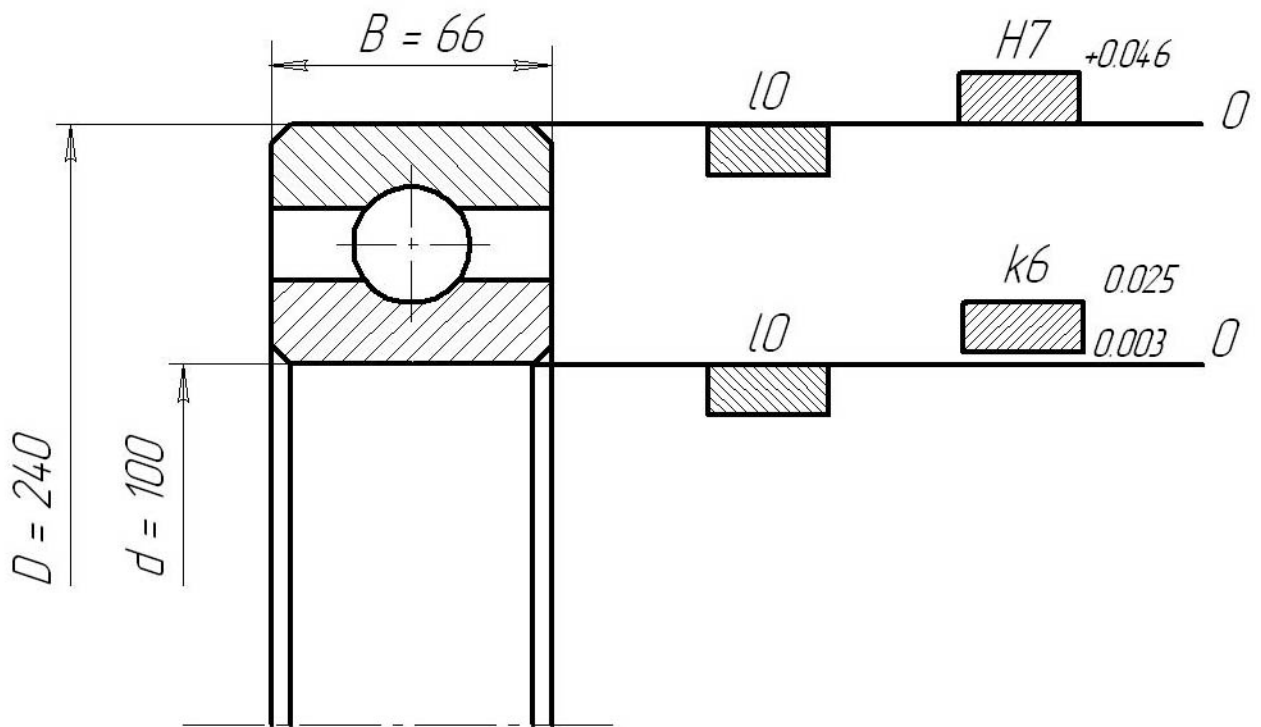
Розраховуємо інтенсивність навантаження:

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A = 17800 / ((66 - 2 \cdot 5,5) \cdot 10^{-3}) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 323,64 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$$

Такий інтенсивності навантаження по таблиці /дод.8/ для зовнішнього кільця підшипника відповідає поле допуску *H7*.

Для внутрішнього кільця підшипника, яке має місцеве навантаження по таблиці /дод.9/ відповідає поле допуску валу *k6*.

7.3 Схема розміщення полів допусків кілець підшипників кочення і з'єднаних з ними деталей (корпус і вал).



## 8. Вибір посадок для шпонкових з'єднань.

### 8.1. Обґрунтування вибору посадок для шпонкових з'єднань.

Шпонкові з'єднання призначенні для з'єднання валів між собою за допомогою спеціальних пристроїв (муфт), а також для з'єднання з валами, осями різних тіл обертання (зубчатих коліс ексцентриків, шківів маховиків).

Стандартизовані шпонкові з'єднання з призматичними, сегментними і клиновими шпонками. Частіше всього застосовується група ненапружених призматичних і сегментних шпонкових з'єднань. Використання призматичних шпонок дає можливість більш точно центрувати спряжені елементи і отримувати як нерухомі, так і ковзаючі з'єднання.

В шпонкових з'єднаннях вибір полів допусків шпонки і шпонкових пазів визначається з конструктивних міркувань.

Якщо матеріал втулки піддається обробці протягуванням або калібруванням, то з міркувань економічності вибирають по зовнішньому діаметру  $D$  з'єднань з прямобічним профілем зубців або по діаметру впадини втулки  $D_1$  з'єднань з евольвентним профілем зубців.

Поля допусків вала і втулки по центруючому діаметру визначають із умови точності центрування і довговічності.

Шпонки звичайно спряжуються по ширині з валом по нерухомій посадці, а з втулками – по одній з рухомих посадок. Натяг необхідний для того, щоб шпонка не переміщувалась при експлуатації, а зазор – для компенсації уникнення неточності пазів і їх перекосів.

## 8.2. Розшифровка позначень посадки.

1. Основні розміри призматичних шпонок і шпоночних пазів на валах і в втулках приймаємо відповідно до (СТ РЕВ 189 – 75) [5, дод.7. с.197]:

Діаметр вала, $d$	Номінальні розміри шпонки	Інтерв. довжин $l$		Глибина паза		Радіус заокруглення $r$ або фаска $S_1 \times 45^\circ$	
		від	до	на валу $t_1$	у втулці $t_2$	max	min
46	$14 \times 9$	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25

2. Граничні відхилення параметра  $b$  (ширина шпонки). Для нормального з'єднання стандартом передбачено [ 1, ст.113, 121 ]:

ширина шпонки  $14\ h9_{-0,043}$ ;

ширина паза вала  $14\ N9_{-0,043}$ ;

ширина паза втулки  $14\ Js9_{-0,015}^{+0,015}$

Приклад умовного позначення призматичної шпонки з розмірами:

ширина шпонки  $b = 14$ ;

висота шпонки  $h = 9$ ;

довжина шпонки  $l = 180\text{ мм}$ ;

діаметр вала  $d = 46\text{ мм}$ ;

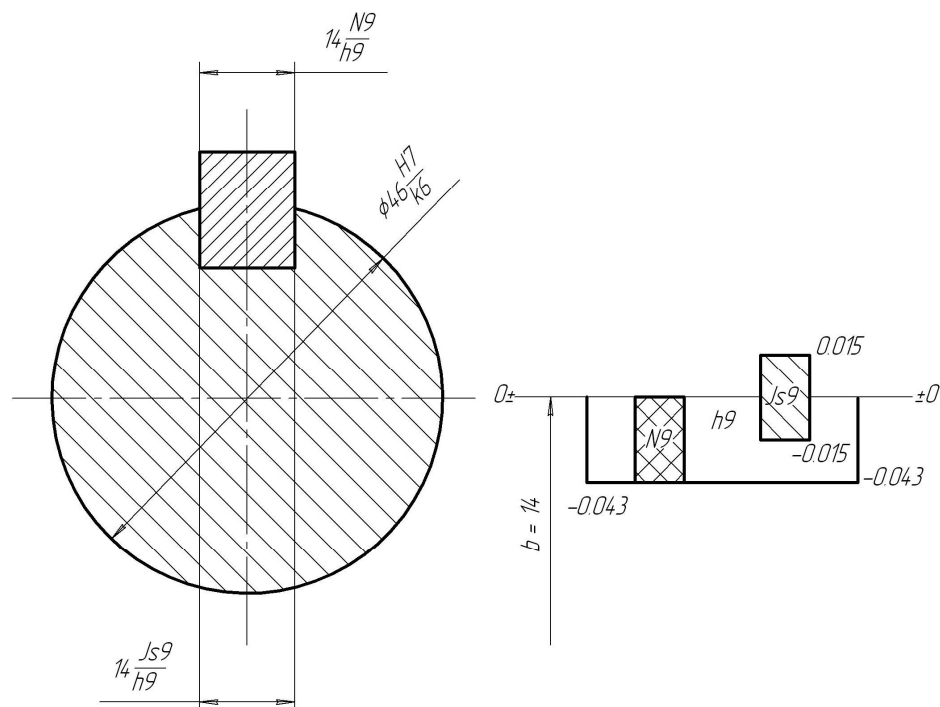
тип з'єднання – нормальне

Шпонка  $14 \times 9 \times 180\text{ СТ РЭВ 189-75}$ .

Для шпонкового з'єднання масового виробництва вибираємо посадку шпонки

$$\frac{Js9}{h9}.$$

8.3. Схема розміщення полів допусків.



## 9. Розрахунок та вибір посадок для різьбових з'єднань.

### 9.1. Призначення допусків та посадок для різьбових з'єднань.

Вибір вимог до точності виготовлення різьбових з'єднань залежить від класу точності: точний, середній і грубий. Вимоги до точності роз'ємних нерухомих з'єднань впливають із умов згвинчування болта і гайки, і міцності.

Різьбова поверхня утворюється при гвинтовому переміщенні плоского контуру певної форми по циліндричній або конічній поверхні.

Різьбові з'єднання застосовуються для кріплень, переміщень, перетворення руху обертального в поступальний і навпаки, герметизації. Різьбові з'єднання застосовуються у машинах, приладах, інструментах. Понад 60% деталей у машинах мають різьбу.

Всі різьби можна класифікувати по призначенню, профілю витків, числу заходів, направленню обертання контуру.

Різьба метрична для діаметрів 1-600 мм поділяється на різьбу з великим кроком і діаметром 1-68 мм і різьбу з малим кроком діаметром 1-600 мм. Метрична різьба використовується в основному в якості кріпильної для різьбових з'єднань. Це пояснюється тим, що порівняно з іншими різьбами мають найбільш високий приведений коефіцієнт тертя.

Пониження ККД різьб з малим кроком являється наслідком збільшення роботи сил тертя, тому порівняно з різьбою з великим кроком, різьби з малим кроком більш надійні від самовідгвинчування метрична різьба з малим кроком рекомендується для різьбових з'єднань при малій довжині згвинчування, при тонкостінних деталях, сконструйованих регулювальних і подібних пристроїв. В випадку використання метричної різьби з малим кроком навіть не велике зусилля достатньо для того, щоб гвинти самовільно не відгвинчувались під дією зовнішніх сил.

### 9.2. Визначення номінальних та граничних розмірів різьбового з'єднання.



Визначимо номінальні і граничні діаметри деталей різьбового

з'єднання:  $\dot{I} = 36 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$

9.2.1. Визначаємо крок метричної різьби по [2, ст. 141, табл. 4.24]

для  $d = 36$  мм, крок  $P = 1,5$  мм.

2. Номінальні діаметри з'єднання:

Зовнішній діаметр  $d, D = 36$ .

Розміри середнього і внутрішнього діаметрів метричної різьби, визначаємо по емпіричним формулам вибраним з літератури [2, табл. 4.24.]:

середній діаметр,  $d_2, D_2$ :

$$d_2 = D_2 = d - 1 + 0,026 = 36 - 1 + 0,026 = 35,026 \text{ мм};$$

внутрішній діаметр,  $d_1, D_1$ ;

$$d_1 = D_1 = d - 1 + 0,026 = 36 - 2 + 0,376 = 34,376 \text{ мм}.$$

3. Граничні відхилення діаметрів зовнішнього і внутрішнього різьби:

а) діаметр зовнішньої різьби:

$$\text{зовнішній } es = - 0,032; \quad ei = - 0,268;$$

$$\text{середній } es_2 = - 0,032; \quad ei_2 = - 0,182;$$

$$\text{внутрішній } es_1 = - 0,032$$

б) діаметр внутрішньої різьби:

$$\text{зовнішній } EI = 0;$$

$$\text{середній } ES_2 = + 0,2; \quad EI_2 = 0;$$

$$\text{внутрішній } ES_1 = + 0,3; \quad EI_1 = 0.$$

9.2.2. Розраховуємо граничні розміри болта, мм :

$$d_{2\max} = d_2 + es_2 = 35,026 + (- 0,032) = 35,995 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_2 = 35,026 + (- 0,182) = 35,844 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 36 + (- 0,032) = 35,968 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 36 + (-0,268) = 35,732 \text{ мм} ;$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_1 = 34,376 + (-0,032) = 34,344 \text{ мм} ;$$

$d_{1\min}$  – не нормується.

9.2.3. Визначаємо граничні розміри гайки [2, табл.4.29].

$$D_{2\max} = D_2 + ES_2 = 35,026 + 0,2 = 35,226 \text{ мм} ;$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_2 = 35,026 + 0 = 35,026 \text{ мм} ;$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_1 = 34,376 + 0,3 = 34,676 \text{ мм} ;$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_1 = 34,376 + 0 = 34,376 ;$$

$$D_{\min} = D + EI = 36 + 0 = 36.$$

$D_{\max}$  – не нормується;

## 10. Вибір посадок для шліцевого з'єднання.

### 10.1 Обґрунтування вибору посадок для шліцевих з'єднань.

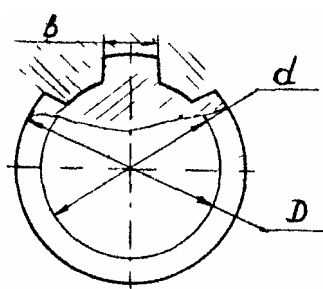
Шліцеві з'єднання призначені для передачі крутячих моментів і осьових сил. Порівняно із шпонковими шліцеві з'єднання забезпечують краще центрування і більшу рівномірність розподілу навантажень по висоті зуба /шліця/, передають більші крутні моменти.

Шліцеві з'єднання бувають з прямим, евольвентним, трикутним профілем.

Розміри елементів шліцевого з'єднання стандартизовані. Шліцеві з'єднання з прямобічним профілем виготовлять за ГОСТ 1139-80 /СТ РВ.В 187-75 і СТ РЕВ 188-75/, а з евольвентним - за ГОСТ 6033-60 /СТ РЕВ 269-76; СТ РЕВ 268-76; СТ РЕВ 269-76/.

Шліцеві з'єднання трикутним профілем широкого поширення не набули.

Основні параметри шліцевого з'єднання з прямобічним профілем показано на рис. 10.1.



Шліцеві з'єднання характеризуються зовнішнім діаметром  $D$ , внутрішнім діаметром  $d$ , шириною  $b$  шліця, числом шліців /зубів/  $z$ . З'єднання бувають трьох серій: легкої, середньої і важкої.

Рис.10.1

Залежно від експлуатаційних і технологічних вимог центрування вала і втулки досягається одним з трьох методів: за зовнішнім діаметром  $D$ ; за внутрішнім діаметром  $d$  і боковими сторонами  $b$  шліців.

Центрування за зовнішнім діаметром  $D$  /рис.10.2,а/ рекомендується тоді, коли твердість втулки дає змогу обробляти протягуванням. Цей спосіб найбільш простий і економічний.

Центрування за внутрішнім діаметром  $d$  /рис. 10.2,б/ доцільне, коли втулка має високу твердість і точний розмір можна дістати при шліфуванні діаметра  $d$ .

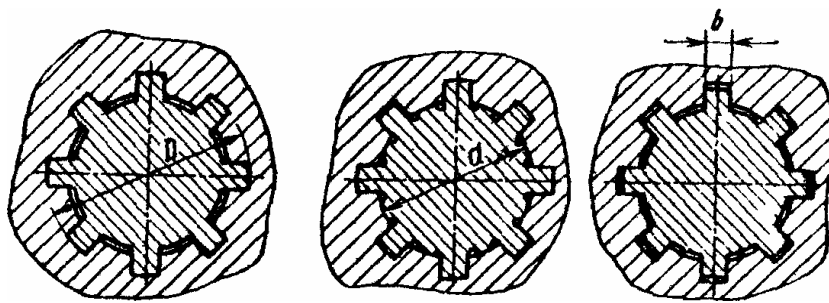


Рис. 10.2

Вал обробляють на шліцьошліфувальному верстаті.

Центрування за боковими сторонами шліців /рис. 10.2, в/ не забезпечує точного центрування вала і втулки, але дає найрівномірніший розподіл сил між шліцями. Метод центрування рекомендується для з'єднань у механізмах, які передають великі крутячі моменти або знаходяться під навантаженнями. Він забезпечує найменші зазори між боковими поверхнями зубів і западин.

Допуски та посадки. ГОСТ 1139-80 /СТ РЕВ 187-75 і СТ РЕВ 188-75/ регламентує допуски на розміри  $D$ ,  $d$ ,  $b$ . Повний /сумарний/ допуск /рис.10.3/ дорівнює сумі похибок розміру, форми і розміщень. Наприклад:

$$T_D = \Delta_D + \Delta_\phi + \Delta_P;$$

$$T_d = \Delta_d + \Delta_\phi + \Delta_P;$$

$$T_b = \Delta_b + \Delta_\phi + \Delta_P,$$

де  $\Delta_D$ ,  $\Delta_d$ ,  $\Delta_b$ ,  $\Delta_\phi$ ,  $\Delta_P$  - відповідно похибки розмірів, форми і розміщень.

Рекомендовані поля допусків втулок : H7, F8, D9, F10; валів: g6, js6, js7, k7, e8, f9, h9, d9, f9.

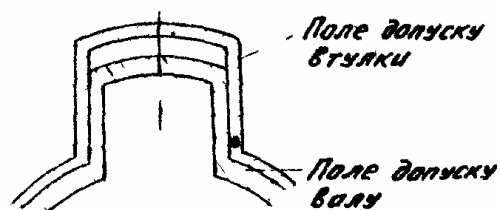


Рис.10.3

Стандартом передбачені також рекомендовані поєднання полів попусків валів і втулок, які утворюють посадки.

#### 10.1.1. Визначаємо розміри елементів шліцьового з'єднання.

$$d - 8 \times 62 \frac{H7}{g6} \times 68 \times 12 \frac{D9}{e8}.$$

### 10.1.2. Розшифровка позначень посадки.

D – спосіб центрування по зовнішньому діаметру:

для отвору  $d - 8 \times 62 H7 \times 68 \times 12 D9$ ;

для валу  $d - 8 \times 62 g6 \times 68 \times 12 e8$ ;

$z = 8$  – число шліців;

$d = 62$  мм – внутрішній діаметр шліца;

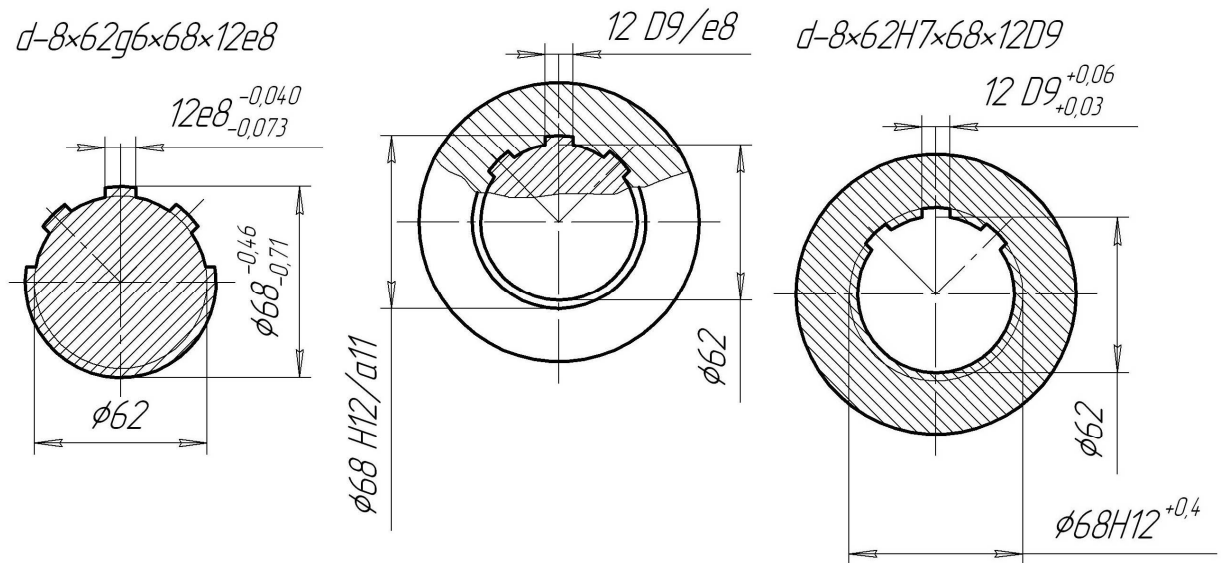
$D = 68$  мм – зовнішній діаметр шліца;

$b = 12$  мм – ширина шліца.

Визначаємо розмірні характеристики шліцевого з'єднання.

З'єднання з центруванням по боковим сторонам зубців  $D9/k7$ , по внутрішньому діаметру  $H7/g6$ .

### 10.2. Схема розміщення полів допусків



## 11. Допуски циліндричних зубчастих коліс.

### 11.1. Параметри точності зубчастих коліс.

Зубчасті передачі – це складні кінематичні пари, які мають ряд призначень, а саме: передача крутних моментів, зміни напрямку руху; зміни частоти обертання, перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. Параметри точності регламентують точність окремого колеса та експлуатаційні параметри передачі за ГОСТ 1643 – 81.

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач.

Для кожного ступеня точності встановлено норми допустимих відхилень параметрів, що визначають кінематичну точність, плавність роботи і контакт зубців (норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубців).

### 11.2. Види спряжень зубчастих коліс.

З метою запобігання заклинювання при перегріві передач, забезпеченню умов змащення і обмеженню мертвого ходу при реверсуванні у передачі повинен бути боковий зазор  $j_n$  (між неробочими профілями зубців спряжених коліс). Передбачено 6 видів спряжень, які визначають різні значення  $j_{n \min}$ . Кожний вид спряження має умовну назву, символ і передбачає різні значення зазору, а саме: вид А – збільшений; В – нормальний; С – зменшений; D – малий; Е – особливо малий; Н – нульовий.

### 11.3. Вибір параметрів зубчастого колеса.

Для нормальної роботи зубчатого зачеплення приймаємо такі спряження: 8-7-7-В,

де: 8 - ступінь по нормам кінематичної точності;

7 - ступінь точності по нормам плавності;

7 - ступінь точності по нормам контакту зубців;

В - вид спряження зубців.

Вихідні дані:

Ділильний діаметр  $d = 134$  мм;

Міжосьова відстань  $a = 156$  мм

Приймаємо, що  $m = 2$ , тоді  $z = d/m = 134/2 = 67$ .

Визначаємо довжину спільної нормалі:

$$W = m \cdot W_1,$$

де  $W_1$  – довжина спільної нормалі при  $m=1$  мм.

$$W_1 = 20,12719 \text{ при } z_n = 7 \quad (2, \text{ стор. 360, табл.5.30}).$$

$$\text{Тоді } W = m \cdot W_1 = 2 \cdot 20,12719 = 10,25438 \text{ мкм.}$$

Визначення допуску на середню довжину загальної нормалі:

$$T_{W_{mi}} = 60 \text{ мкм} \quad (2, \text{ стор. 344, табл.5.21}).$$

Визначення найменшого відхилення середньої довжини загальної нормалі:

$$-E_{ms} = E'_{Wms} + E''_{Wms}.$$

$$E'_{Wms} = 120 \text{ мкм} \quad (2, \text{ стор. 342, табл. 5.19}).$$

$$E''_{Wms} = 14 \text{ мкм при } F_r = 56 \text{ мкм.}$$

$$F_r = 56 - \text{допуск на радіальне биття зубця} \quad (2, \text{ стор. 317, табл. 5.7}).$$

$$\text{Тоді } E_{ms} = -(120 + 14) = -134 \text{ мкм.}$$

Визначення нижнього відхилення середньої довжини загальної нормалі:

$$E_{W_{n1}} = -(E_{Wms} + T_{W_{m1}}) = -(134 + 100) = -234 \text{ мкм.}$$

Отже довжина загальної нормалі:

$$10,25438 \begin{smallmatrix} -0,134 \\ -0,234 \end{smallmatrix}.$$

Визначення гарантованого бокового зазору :

$$j_n = j_{n1} + j_{n2}$$

$$j_{n1} = a (\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)) \cdot 2 \sin \alpha,$$

де  $a$  – між осьова відстань;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти лінійного розширення:

$$\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ \text{ C}^{-1} - \text{для сталевих коліс};$$

$$\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ \text{ C}^{-1} - \text{для чавунного корпусу} \quad (1, \text{ стор. 188, табл. 1.62});$$

$t_1, t_2$  – граничні температури зубчастого колеса і корпусу відповідно

$$t_1 = 75 \text{ } ^\circ \text{C}; t_2 = 50 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

$$j_{n1} = 156 \cdot (11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55 - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30) \cdot 0,684 = 33,88 \text{ мкм};$$

$$j_{n2} = (10 \dots 30) \text{ м} = 20 \cdot 2 = 50 \text{ мкм};$$

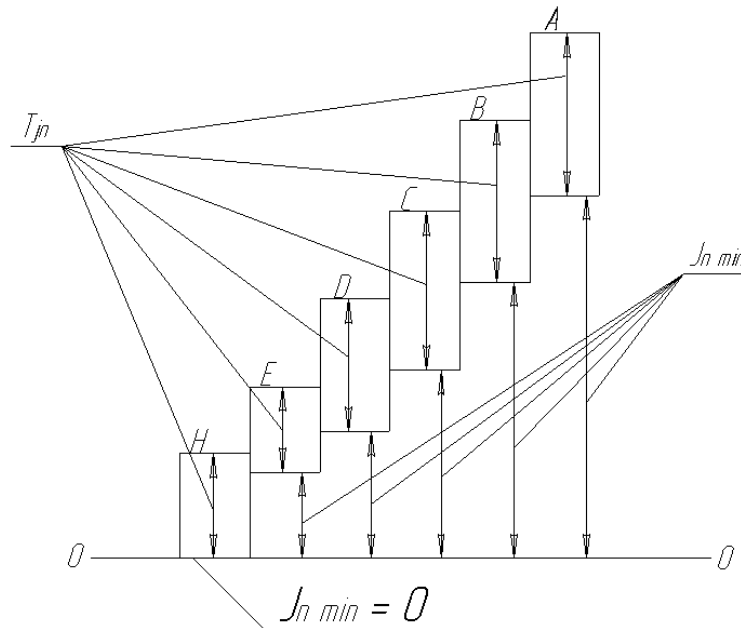
$$j_n = 33,88 + 50 = 83,88 \text{ мкм};$$

По (2, стор. 336, табл. 5.17 ) вибираємо  $j_{n \min} = 230 \text{ мкм}$ .

$$j_{n \min} = 230 \text{ мкм} \geq j_n.$$

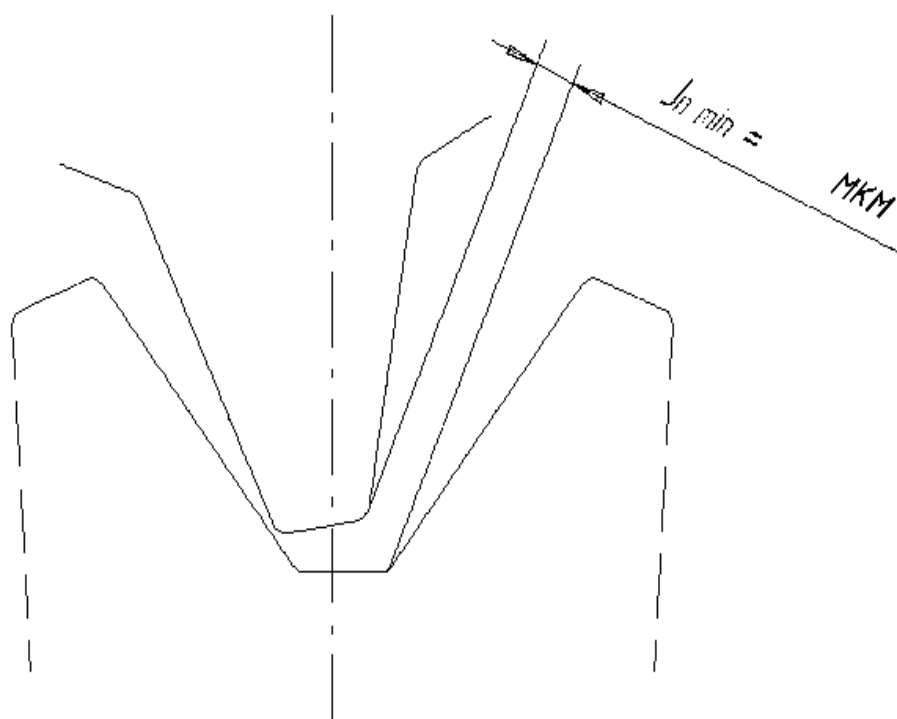
Отже, умова виконується:  $230 > 83,88$

#### 11.4. Схема призначення допусків на боковий зазор.



$j_{n \min}$  – величина гарантованого ( найменшого ) бокового зазору;  $T_{jn}$  – допуск на боковий зазор.





## Список літератури

1. Допуски и посадки: Справочник /В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.В. Романов, В.А. Врагинский. Л.: Машиностроение, 1982. – ч.1
2. Допуски и посадки: Справочник /В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.В. Романов, В.А. Врагинский. Л.: Машиностроение, 1983. – ч.2
3. Якушев А. И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М., Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. - М.: Машиностроение, 1986.
4. Дунаев П.Ф., Дедиков О.П., Варламова Л.П.. Допуски и посадки Обоснование выбора. - М.: Высш. школа, 1984.
5. СТ СЭВ 144-75. Единая система допусков и посадок СЭВ. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
6. СТ СЭВ 368-76. Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
7. СТ СЭВ 638-77. Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики и обозначения.
8. ГОСТ 2.105-68. Форма для текстовых конструкторских документов.
9. Гаврилюк В.І. Кукляк М.Л, Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. – К.: УМК ВО, 1990.
10. Методичні вказівки до самостійної роботи, курсового і дипломного проектування з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання” “Розрахунок розмірних ланцюгів” А.А. Козлов, В.О. Глушич, В.А. Дусанюк, П.М. Москалюк, О.М. Переяславський