

# **МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до курсової роботи  
з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і  
технічні вимірювання”  
для студентів спеціальності 6.010100  
денної форми навчання

Затверджено  
Методичною радою  
університету, протокол №

Харків 2007

Укладачі: Абрамов Д.В., Байцур М.В., Рибалко І.В.

Кафедра технології машинобудування і ремонту машин

## ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Однією з основних умов, що сприяють підвищенню якості машин та устаткування, є широке впровадження принципів взаємозамінності, стандартизації і прогресивних методів контролю.

Мета курсової роботи - закріплення знань, отриманих на лекціях і при самостійному вивченні дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання”, а також розвиток практичних навичок у призначенні допусків і посадок та оптимальної шорсткості поверхні, у рішенні розмірних ланцюгів, а також у виборі засобів виміру й контролю при проектуванні, виробництві та ремонті машин та їх деталей.

Обсяг і зміст курсової роботи встановлюється викладачем курсу відповідно до робочої програми дисципліни і відображається в завданні.

Курсова робота виконується студентом у години, відведені на самостійну роботу. Виконана курсова робота представляється викладачеві у вигляді текстового документа із графічними ілюстраціями, що оформляється на аркушах папера формату А4 (210x297мм). Текст може бути написаний від руки або надрукований на принтері ЕОМ. Ілюстрації (креслення і схеми) можуть бути зроблені олівцем на папері форматів А4 або А3. Текст та ілюстрації необхідно виконувати відповідно до вимог ЄСКД, діючих стандартів і інших нормативних документів.

При побудові схем полів допусків слід дотримуватися обраного масштабу.

Література, що рекомендується, наведена наприкінці методичних вказівок.

# ЗМІСТ І ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

## Завдання 1

1. Для гладкого циліндричного з'єднання встановити вид посадки за заданим значенням граничних зазорів  $S_{\min}$ ,  $S_{\max}$ , натягів  $N_{\min}$ ,  $N_{\max}$  та розрахувати допуск посадки, а також допуски вала й отвору і встановити їхні квалітети.

1.1. Встановити вид посадки.

Якщо задано два граничних зазори  $S_{\min}$  і  $S_{\max}$ , то посадка із зазором; якщо задані натяги  $N_{\min}$  і  $N_{\max}$ , то посадка з натягом, а якщо  $S_{\max}$  і  $N_{\max}$ , – посадка перехідна.

1.2. Розрахувати допуск посадки.

Допуск посадки безвідносно до виду посадки позначити ТП [1].

Для посадки із зазором допуск посадки

$$TS = S_{\max} - S_{\min}. \quad (1)$$

Для посадки з натягом допуск посадки

$$TN = N_{\max} - N_{\min}. \quad (2)$$

Для посадки перехідної допуск посадки

$$TNS = N_{\max} + S_{\max}. \quad (3)$$

1.3. Розрахувати допуски отвору і вала та встановити квалітет.

Для розрахунку числових значень допусків вала та отвору, що утворюють з'єднання, скористатися формулою, загальною для всіх видів посадок

$$TS(TN; TNS) = TD + Td, \quad (4)$$

де  $TD$  – допуск отвору;

$Td$  – допуск вала.

Беручи до уваги, що деталі, які утворюють з'єднання, зазвичай, мають рівну точність, допуски вала й отвору для посадки із зазором можна прийняти рівними

$$Td = TD = \frac{1}{2} TS. \quad (5)$$

Аналогічно розраховуються значення допусків вала та отвору для посадки з натягом і перехідної посадки.

Розрахувавши числові значення допусків отвору і вала, відповідно заданого номінального діаметру з'єднання призначити квалітети точності вала та отвору [2, 3, 4]. При рівних величинах допусків на розмір вала і отвору вони будуть мати однаковий квалітет. Може виникнути ситуація, коли розраховане значення допуску не збігається з стандартним значенням допуску даного розмірного інтервалу. У цьому випадку потрібно підібрати для отвору і вала два сусідні квалітети таким чином, щоб сума допусків цих квалітетів, максимально наближувалась до розрахованого значення допуску посадки. При цьому на отвір прийняти квалітет на одиницю грубіше.

2. Побудувати схему розташування полів допусків вала та отвору.

2.1. Визначити верхні і нижні граничні відхилення отвору і вала.

2.1.1. У випадку посадки, що утворюється в системі отвору, нижнє граничне відхилення поля допуску отвору  $EI$  дорівнює нулю, а верхнє відхилення  $ES = +TD$ . Відхилення вала при цьому визначаються в такий спосіб: для посадки із зазором верхнє граничне відхилення  $es = -S_{\min}$ ; нижнє граничне відхилення  $ei = es - Td$ .

Для перехідної посадки і посадки з натягом верхнє граничне відхилення  $es = N_{\max}$ , нижнє граничне відхилення  $ei = es - Td$ .

2.1.2. У випадку посадки, що утворюється в системі вала, верхнє граничне відхилення вала  $es = 0$ , а нижнє граничне відхилення  $ei = -Td$ . Відхилення отвору визначається в такий спосіб: для посадки із зазором верхнє граничне відхилення  $ES = S_{\max} - Td$ , а нижнє граничне відхилення  $EI = ES - TD$ .

Для посадки перехідної і посадки з натягом нижнє граничне відхилення отвору  $EI = -N_{\max}$ , а верхнє граничне відхилення  $ES = EI + TD$ .

2.2. Встановити значення основних відхилень отвору та валу.

За розрахованим значенням граничних відхилень отвору та валу і знаком цих відхилень встановити значення основних відхилень по довіднику [3, 4]. При цьому необхідно мати на увазі, що основним відхиленням є найближче до нульової лінії.

2.3. Розрахувати граничні розміри вала та отвору.

Найбільший граничний розмір вала визначається за формулою

$$d_{\max} = D + es, \quad (6)$$

де  $D$  – заданий номінальний розмір з'єднання, мм;

$es$  – верхнє граничне відхилення вала, мм.

Найменший граничний розмір вала

$$d_{\min} = D + ei, \quad (7)$$

де  $ei$  – нижнє граничне відхилення вала, мм.

Найбільший граничний розмір отвору

$$D_{\max} = D + ES, \quad (8)$$

де  $ES$  - верхнє граничне відхилення отвору, мм.

Найменший граничний розмір отвору

$$D_{\min} = D + EI, \quad (9)$$

де  $EI$  - нижнє граничне відхилення отвору, мм.

2.4. Розрахувати величини граничних зазорів і натягів у з'єднанні з урахуванням прийнятих стандартних допусків.

2.4.1. Для посадки із зазором

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad (10)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}. \quad (11)$$

2.4.2. Для посадки з натягом

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad (12)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}. \quad (13)$$

2.4.3. Для перехідної посадки величини  $S_{\max}$  і  $N_{\max}$  розрахувати по формулах пп. 2.4.1 і 2.4.2.

2.5. Схема полів допусків вала і отвору для заданого з'єднання будується з обов'язковим позначенням всіх параметрів, розрахованих у пп. 2.1, 2.3, 2.4 та їх числових значень. Позначити поля допусків вала і отвору вказавши основне відхилення та квалітет.

3. Виконати ескіз робочого креслення з'єднання вала з отвором, а також окремо ескізи вала та отвору. На ескізах трьома різними способами виконати умовне позначення розмірів та полів допусків посадки, вала і отвору відповідно до наведених на схемі полів допусків параметрів.

Згідно з прийнятими квалітетами отвору і вала вибрати за довідником [2, 3] значення параметра шорсткості  $R_a$  (приймавши, що допуск форми складає 100 % від допуску розміру) і виконати його умовне позначення на ескізах вала і отвору.

4. Розрахувати виконавчі розміри граничних калібрів для контролю отвору та вала.

Для цього побудувати окремо схему розташування полів допусків калібрів для контролю отвору і схему полів допусків для контролю вала. Побудову схеми варто починати із зображення поля допуску отвору або вала, що контролюються. Необхідні для побудови схем значення параметрів калібрів ( $H, H_1, H_p, Z, Z_1, Y, Y_1, \alpha, \alpha_1$ ) приймаються згідно з ГОСТ 24853-81 [5] або по довіднику [3]. Від значень параметрів  $Y, Y_1$  і  $\alpha, \alpha_1$  залежить розташування полів допусків калібрів. Схеми розташування полів допусків калібрів (всі можливі варіанти) наведені в ГОСТ 24853-81. Приклад схем показаний на рис. 1.

На основі отриманих схем розрахувати (за формулами, що наведені у ГОСТ 24853-81 або в довіднику [3]) виконавчі розміри робочих калібрів-пробок, калібрів-скоб, контрольних калібрів, а також розмір гранично зношеного робочого калібру-пробки.

5. Виконати ескізи креслень робочих калібрів-пробок і калібрів-скоб.

В якості робочих калібрів рекомендується вибирати однобічні калібри-скоби для контролю вала і двосторонні калібри-пробки для контролю отворів. На ескізах потрібно проставити виконавчі розміри і параметри шорсткості  $R_a$  робочих поверхонь калібрів. Крім того, на кожному калібрі повинні бути нанесені номінальний діаметр отвору (вала); позначення поля допуску отвору (вала);

позначки, що вказують на призначення калібру (наприклад ПР), а також відповідні числові значення граничних відхилень отвору (вала).

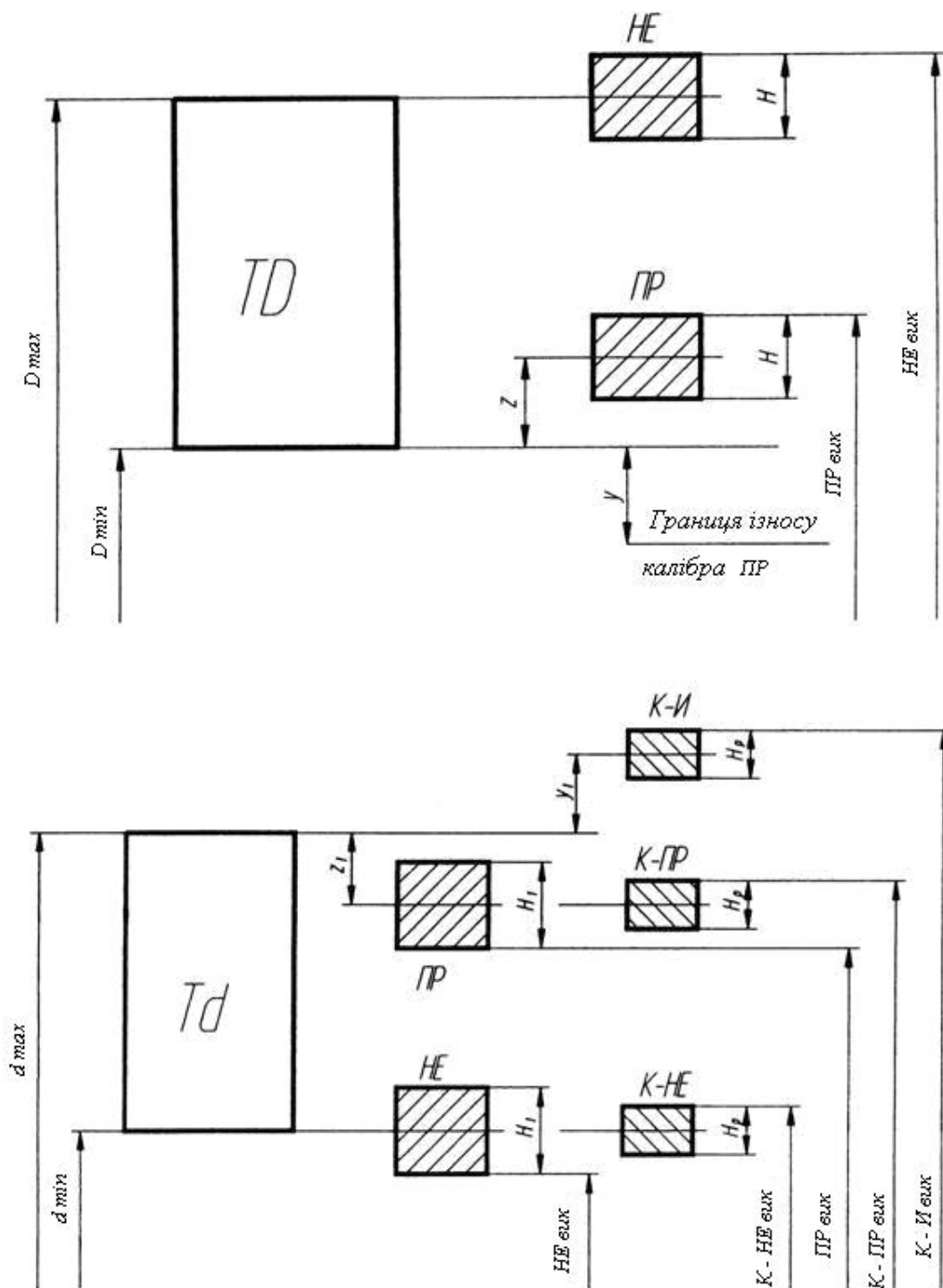


Рисунок 1 – Схеми розташування полів допусків калібрів для отворів і калібрів для валів



Числові значення  $R_a$  можна вибирати з наведеної таблиці 1, запозиченої з ГОСТ 2015-84. Приклад оформлення ескізів калібрів показаний на рис. 4.

Таблиця 1 – Числові значення параметра шорсткості  $R_a$  в залежності від квалітету

Квалітет	Калібр-пробка		Калібр-скоба	
	Діаметр, мм		Діаметр, мм	
	від 0,1 до 100	від 100 до 360	від 0,1 до 100	від 100 до 360
	Параметр шорсткості $R_a$ , мкм			
6	0,04	0,08	0,08	0,16
7-9	0,08	0,16	0,08	0,16
10-12	0,16	0,16	0,16	0,16

Параметр шорсткості поверхні  $R_a$  потрібно вибирати виходячи з того, що його значення не повинно перевищувати 1/10 допуску на розмір цієї поверхні.

### Приклад рішення завдання 1

Вихідні дані: номінальний діаметр гладкого циліндричного з'єднання  $D = 3,2$  мм; система вала;  $S_{\max} = 14$  мкм;  $N_{\max} = 6$  мкм.

1. Встановлення виду посадки, розрахунок допуску посадки, допусків отвору і вала та визначення їх квалітетів.

1.1. Визначаємо вид посадки. Посадка перехідна тому, що задані граничні значення максимального зазору і максимального натягу.

1.2. Допуск перехідної посадки

$$TNS = |S_{\max}| + |N_{\max}| = 0,014 + 0,006 = 0,020 \text{ мм.}$$

1.3. Допуски вала і отвору. Отвір і вал, що утворюють з'єднання, можуть бути однакової точності, тобто виконані по одному квалітету і відповідно мати рівні допуски, тому

$$Td = TD = TNS/2 = 20/2 = 10 \text{ мкм.}$$

Однак для інтервалу розмірів від 3мм до 6мм відсутній стандартний допуск 10 мкм. Тому приймаємо два найближчих

стандартних допуски, що дорівнюють 8 мкм і 12 мкм (один - для вала, другий - для отвору), сума яких дорівнює розрахованому допуску посадки.

Обрані допуски валу і отвору відповідають шостому (*IT6*) і сьомому (*IT7*) квалітету [3, 4].

2. Побудуємо схему розташування полів допусків.

2.1. Визначимо граничні відхилення отвору і вала.

У системі вала  $es = 0$ ;  $ei = -Td$ , тобто  $ei = -8$  мкм.

Для перехідної посадки  $EI = -N_{\max} = -6$  мкм.

Визначимо верхнє граничне відхилення отвору

$$ES = EI + TD = -6 + 12 = +6 \text{ мкм.}$$

2.2. За довідником [3, 4] встановлюємо, що для отвору квалітету *IT7* діаметром 3,2 мм у системі вала розрахованим граничним відхиленням  $\pm 6$  мкм відповідає поле допуску  $J_s7$ . Враховуючи, що в системі вала, вал є основним його основне відхилення позначається літерою *h*. З урахуванням обраного квалітету поле допуску вала – *h6*.

2.3. Граничні розміри вала та отвору визначаються як сума номінального розміру посадки і відповідного граничного відхилення

$$d_{\max} = D + es = 3,200 + 0 = 3,200 \text{ мм;}$$

$$d_{\min} = D + ei = 3,200 + (-0,008) = 3,192 \text{ мм;}$$

$$D_{\max} = D + ES = 3,200 + 0,006 = 3,206 \text{ мм;}$$

$$D_{\min} = D + EI = 3,200 + (-0,006) = 3,194 \text{ мм.}$$

2.4. Визначаємо граничні зазори та натяги в з'єднанні

Для перехідної посадки

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 3,206 - 3,192 = 0,014 \text{ мм;}$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 3,000 - 3,194 = 0,006 \text{ мм,}$$

що повністю відповідає заданим значенням.

2.5. Побудова схема розташування полів допусків вала й отвору починається з виконання нульової лінії, що відповідає номінальному розміру з'єднання. Приклад виконання схеми розташування полів допусків показаний на рис. 2.

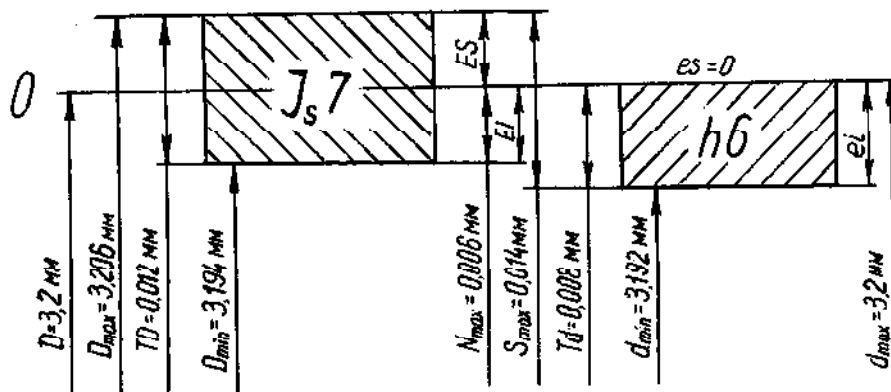


Рисунок 2 – Схема розташування полів допусків отвору та вала

3. Ескізи робочих креслень з'єднання, вала й отвору показані на рис. 3. Розміри з'єднання та деталей можуть бути наведені на кресленні різними способами: з позначенням номінального розміру та поля допуску, з позначенням номінального розміру та граничних відхилень або з позначенням номінального розміру, поля допуску і граничних відхилень.

4. Розрахунок виконавчих розмірів робочих граничних і контрольних калібрів.

По довіднику [5] встановлюємо числові значення параметрів калібрів. Для отвору квалітету IT7

$$Z = 2 \text{ мкм}; Y = 1,5 \text{ мкм}; \alpha = 0; H = 2,5 \text{ мкм}.$$

Для вала квалітету IT6

$$Z_1 = 2 \text{ мкм}; Y_1 = 1,5 \text{ мкм}; \alpha_1 = 0; H_1 = 2,5 \text{ мкм}; H_p = 1 \text{ мкм}.$$

Схеми розташування полів допусків калібрів показані на рис. 1

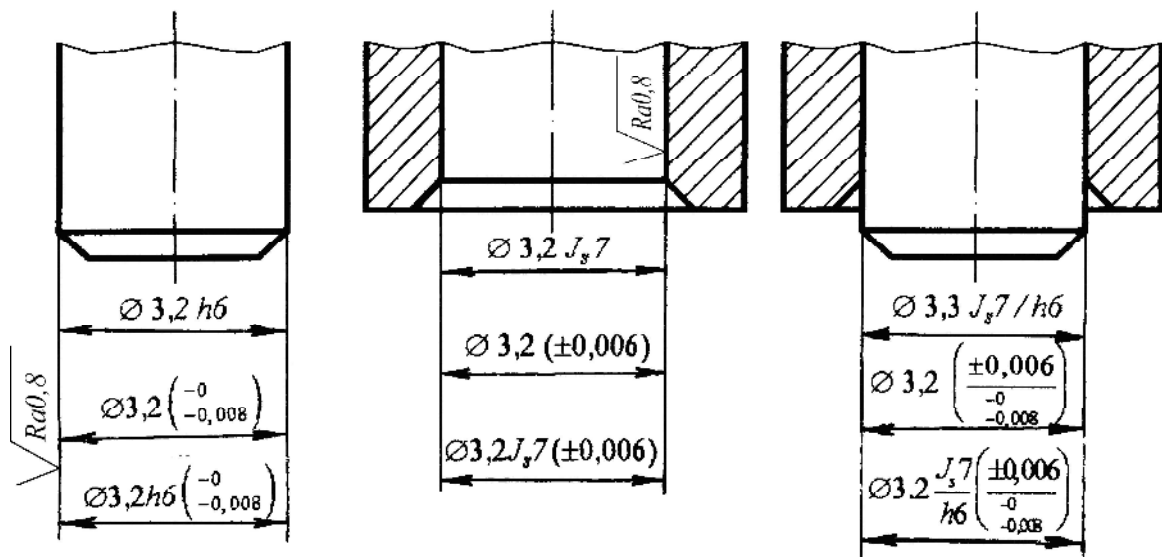


Рисунок 3 – Позначення полів допусків і граничних відхилень на кресленнях

У відповідності зі схемами виконавчі розміри калібрів визначаємо з урахуванням того, що  $\alpha = \alpha_1 = 0$ , а  $Y$  і  $Y \neq 0$

Виконавчий розмір непрохідного калібру-пробки

$$HE_{\text{вик}} = HE_{\text{max}} = D_{\text{max}} + \frac{H}{2} = 3,206 + \frac{0,0025}{2} = 3,20725 \approx 3,207 \text{ мм.}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення виконавчого розміру  $HE_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $-H = -0,0025$  мм.

Виконавчий розмір прохідного калібру-пробки

$$PR_{\text{вик}} = PR_{\text{max}} = D_{\text{min}} + Z + \frac{H}{2} = 3,194 + 0,002 + \frac{0,0025}{2} \approx 3,197 \text{ мм.}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення виконавчого розміру  $PR_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $-H = -0,0025$  мм.

Розмір гранично зношеного прохідного калібру-пробки

$$PR_{\text{зн}} = D_{\text{min}} - Y = 3,194 - 0,0015 = 3,1925 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір непрохідного робочого калібру – скоби

$$HE_{\text{вик}} = HE_{\text{min}} = d_{\text{min}} - \frac{H_1}{2} = 3,192 - \frac{0,0025}{2} \approx 3,191 \text{ мм.}$$

Нижнє і верхнє граничні відхилення виконавчого розміру  $HE_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $+H_1 = +0,0025$  мм.

Виконавчий розмір прохідного робочого калібру – скоби

$$PR_{\text{исп}} = PR_{\text{min}} = d_{\text{max}} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 3,200 - 0,0015 - \frac{0,0025}{2} \approx 3,1975 \text{ мм.}$$

Нижнє і верхнє граничні відхилення виконавчого розміру  $PR_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $+H = +0,0025$  мм.

Виконавчий розмір контрольного непрохідного калібру

$$K-HE_{\text{вик}} = K-HE_{\text{max}} = d_{\text{min}} + \frac{H_p}{2} = 3,192 + \frac{0,001}{2} = 3,1925 \text{ мм.}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення виконавчого розміру  $K-HE_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $-H_p = -0,001$  мм.

Виконавчий розмір контрольного прохідного калібру

$$\begin{aligned} K-PR_{\text{вик}} = K-PR_{\text{max}} &= d_{\text{max}} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 3,200 - 0,002 + \frac{0,001}{2} = \\ &= 3,1985 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення виконавчого розміру  $K-PR_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $-H_p = -0,001$  мм.

Виконавчий розмір контрольного калібру для контролю зношування робочого прохідного калібру – скоби

$$\begin{aligned} K-И_{\text{вик}} = K-И_{\text{max}} &= d_{\text{max}} + Y_1 + \frac{H_p}{2} = 3,200 + 0,001 + \frac{0,001}{2} = \\ &= 3,2015 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення виконавчого розміру  $K-И_{\text{вик}}$  дорівнюють відповідно 0 та  $-H_p = -0,001$  мм.

На ескізах робочих калібрів (рис. 4) проставляються розраховані значення виконавчих розмірів, граничні відхилення й параметри  $R_a$  шорсткості робочих поверхонь.

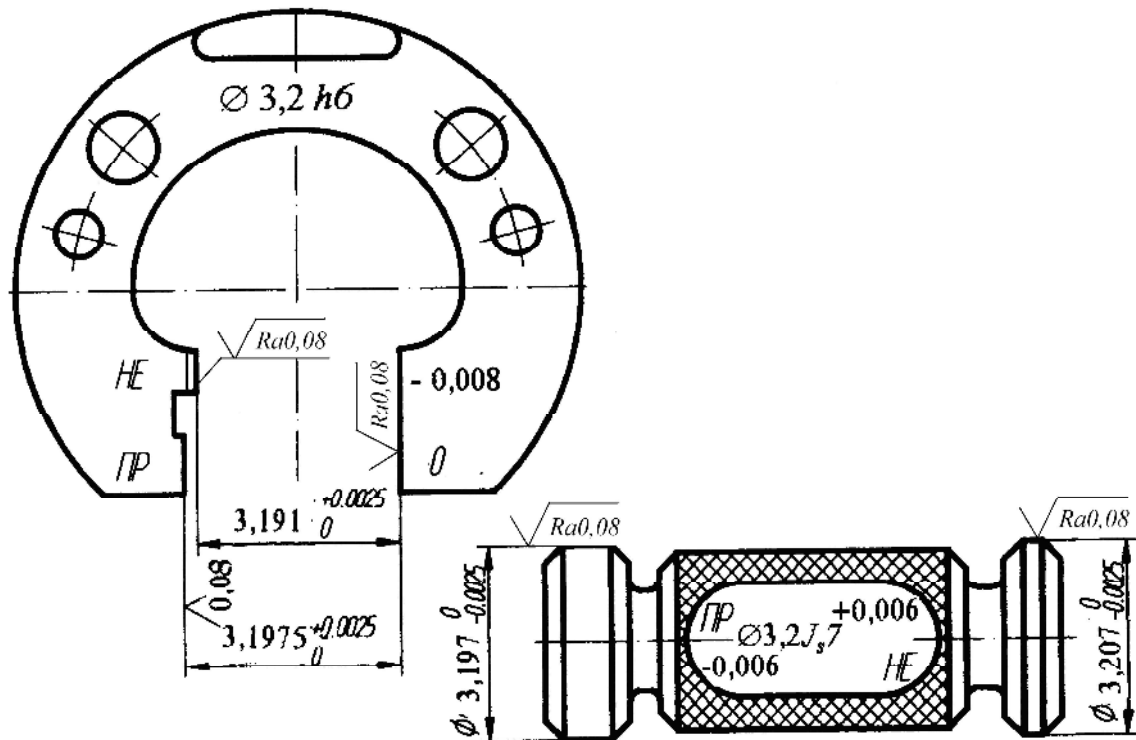


Рисунок 4 – Ескізи робочих калібрів

## Завдання 2

1. Для з'єднання кілець кулькового радіального підшипника кочення з валом і отвором встановити граничні відхилення внутрішнього й зовнішнього діаметрів підшипника  $\Delta_{dmp}$  та  $\Delta_{Dmp}$ .

Граничні відхилення циліндричного отвору внутрішнього кільця знайти з табл. 4, 6, 8, 10 ГОСТ 520-89 [6] з урахуванням класу точності. Крім того, для внутрішніх кілець діаметром до 250 мм, відхилення можна встановити по довідниках [2, 3].

Відхилення діаметра зовнішнього кільця встановити по табл. 5, 7, 9, 11 ГОСТ 520-89 [6]. Для зовнішніх кілець до 315 мм відхилення можна встановити по довідниках [2, 3].

Необхідно пам'ятати, що верхнє граничне відхилення  $\Delta_{dmp}$  середнього діаметра отвору внутрішнього кільця  $d_{mp}$  і верхнє граничне відхилення  $\Delta_{Dmp}$  середнього діаметра зовнішнього кільця  $D_{mp}$  дорівнюють нулю.

2. Вибрати поля допусків деталей, що сполучаються з підшипником (вала та отвору корпусу), для утворення посадок.

Вибір полів допусків визначається характером і величиною навантаження кілець підшипника. Для місцево навантаженого кільця (внутрішнього або зовнішнього) поле допуску елемента, що з ним сполучається (вала або отвору корпусу), приймають за [3]. При виборі посадки зовнішнього кільця з корпусом потрібно приймати отвір у нероз'ємному корпусі. Як правило, для посадки місцево навантаженого кільця приймають таке поле допуску елемента, що сполучається (вала або отвору корпусу), яке утворить посадку із зазором.

При циркуляційно навантаженому (обертovому) кільці підшипника поле допуску елемента, що сполучається (вала або отвору), вибирають за величиною інтенсивності радіального навантаження  $P_R$  по [3].

Для циркуляційно навантаженого кільця зазвичай приймають посадку з натягом або перехідну (залежно від величини  $P_R$ ).

3. Побудувати схему розташування полів допусків кілець підшипника, вала та отвору.

Схему будують аналогічно схемам для гладких циліндричних деталей. При цьому зображують ескіз підшипника [4, рис. 4.26]. На схемі показують тільки поля допусків кілець підшипника заданого класу точності та обраних полів допусків вала й отвору. Для всіх полів допусків приводять умовні позначки, у тому числі і для полів допусків підшипника. Крім того, для полів допусків вала і отвору проставляють числові значення граничних відхилень, прийнятих по [3].

4. Виконати ескіз робочого складального креслення з'єднання підшипника з валом і корпусом з умовним позначенням посадки:

- внутрішнього кільця з валом (два варіанти позначення);
- зовнішнього кільця з корпусом (два варіанти позначення).

Поля допусків зовнішнього кільця підшипника відповідно до ГОСТ 3325-85 мають умовну позначку:  $l_0$ ,  $l_6$ ,  $l_5$ ,  $l_4$  і т.д. а внутрішнього кільця  $L_0$ ,  $L_6$ ,  $L_5$ ,  $L_4$  і т.д. (залежно від класу точності підшипника).

### ***Приклад рішення завдання 2***

Вихідні дані:

- підшипник кульковий радіальний;

- номінальні діаметри поверхонь кільця підшипника, що сполучаються: внутрішнього  $d = 140$  мм; зовнішнього  $D = 300$  мм;
- клас точності підшипника - 5;
- обертається внутрішнє кільце з валом;
- інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого кільця  $P_R = 3000$  кН/м;
- місцево навантажене зовнішнє кільце, перевантаження до 300 %;
- корпус підшипник кочення - нероз'ємний.

1. По довіднику [3] або ГОСТ 520-89 [6] обираємо числові значення граничних відхилень діаметрів:

- верхнє відхилення внутрішнього кільця  $\Delta_{dmp} = 0$ ;
- нижнє відхилення внутрішнього кільця  $\Delta_{dmp} = -13$  мкм;
- верхнє відхилення зовнішнього кільця  $\Delta_{Dmp} = 0$ ;
- нижнє відхилення зовнішнього кільця  $\Delta_{Dmp} = -18$  мкм.

2. З довідників [4] або [7] вибрати поля допусків поверхонь вала, що сполучаються з підшипником, і корпусу підшипника.

Для вала, що утворить посадку з обертовим (циркуляційно навантаженим) кільцем діаметром 140 мм, поле допуску прийняти по [3]. З урахуванням заданого значення  $P_R = 3000$  кН/м поле допуску вала –  $n5$ . При більш низькому ступені точності (0 або 6) підшипника можна прийняти поле допуску вала  $n6$ .

Для отвору корпусу підшипника, що утворить посадку з місцево навантаженим (нерухомим) зовнішнім кільцем, вибрати поле допуску, що створює посадку з невеликим зазором або посадку перехідну з невеликим натягом. По [3] для заданого нероз'ємного корпусу і з перевантаженням до 300 % приймаємо поле допуску отвору діаметром 300 мм корпусу підшипника –  $H6$ . Для підшипника класу точності 0 або 6 можна прийняти  $H7$ .

3. Будуємо схему розташування полів допусків кільця підшипника, вала та отвору корпусу. Така схема для заданих умов, показана на рис. 5.



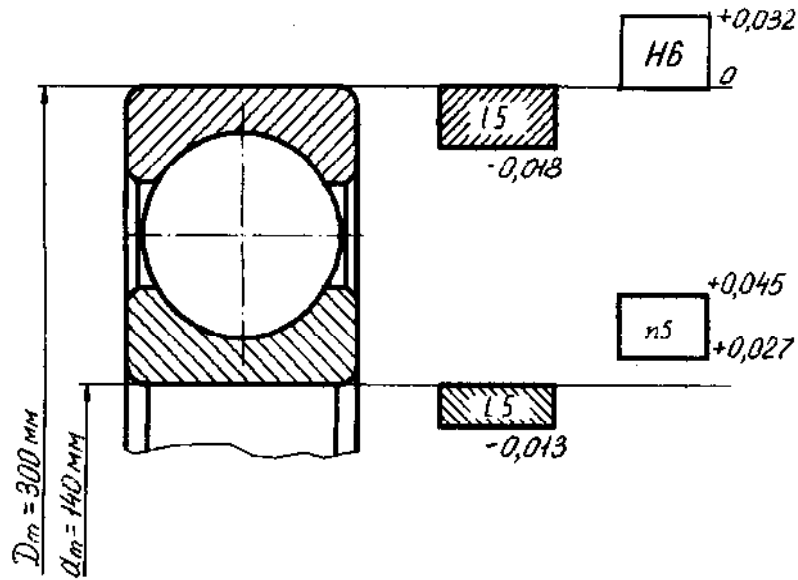


Рисунок 5 – Схема розташування полів допусків кілець підшипника, вала та отвору корпуса

4. Після виконання ескізу робочого креслення з'єднання підшипника з валом та отвором корпуса проставляємо посадки (два варіанти позначення посадок для з'єднання вал-підшипник і два – для з'єднання підшипник-отвір (рис. 6).

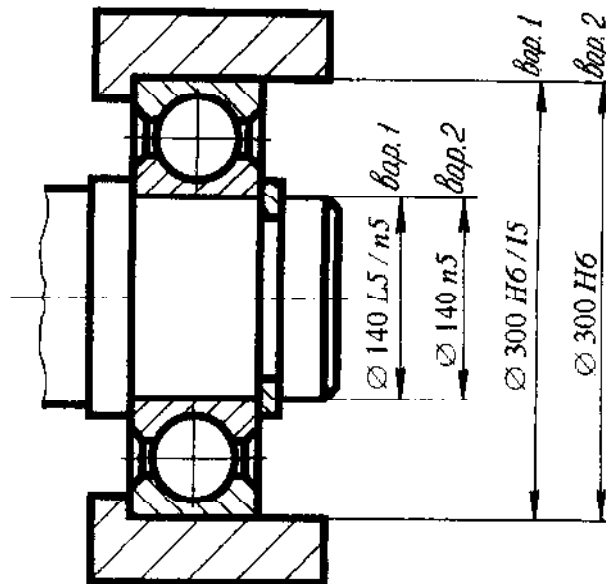


Рисунок 6 – Ескіз робочого креслення з'єднання підшипника з валом і отвором корпуса

### Завдання 3

1. Для заданого різьбового сполучення розрахувати за формулами [4] величини середнього та внутрішнього діаметрів болта та гайки. Якщо в позначенні різьблення відсутня величина кроку, то це різьблення з великим кроком, величину якого визначають попередньо з [4] або за ГОСТ 8724-81.

2. Визначити числові значення основних і не основних граничних відхилень середнього, зовнішнього і внутрішнього діаметрів болта та гайки по [4] або за ГОСТ 16093-81.

3. Розрахувати числові значення допусків середнього і зовнішнього діаметрів болта, середнього і внутрішнього діаметрів гайки.

4. Побудувати схему розташування полів допусків нарізного сполучення із заданою посадкою. Приклад побудови схеми наведений на рис. 7.

5. Користуючись схемою, обчислити граничні розміри зовнішнього, середнього і внутрішнього діаметрів різьблення.

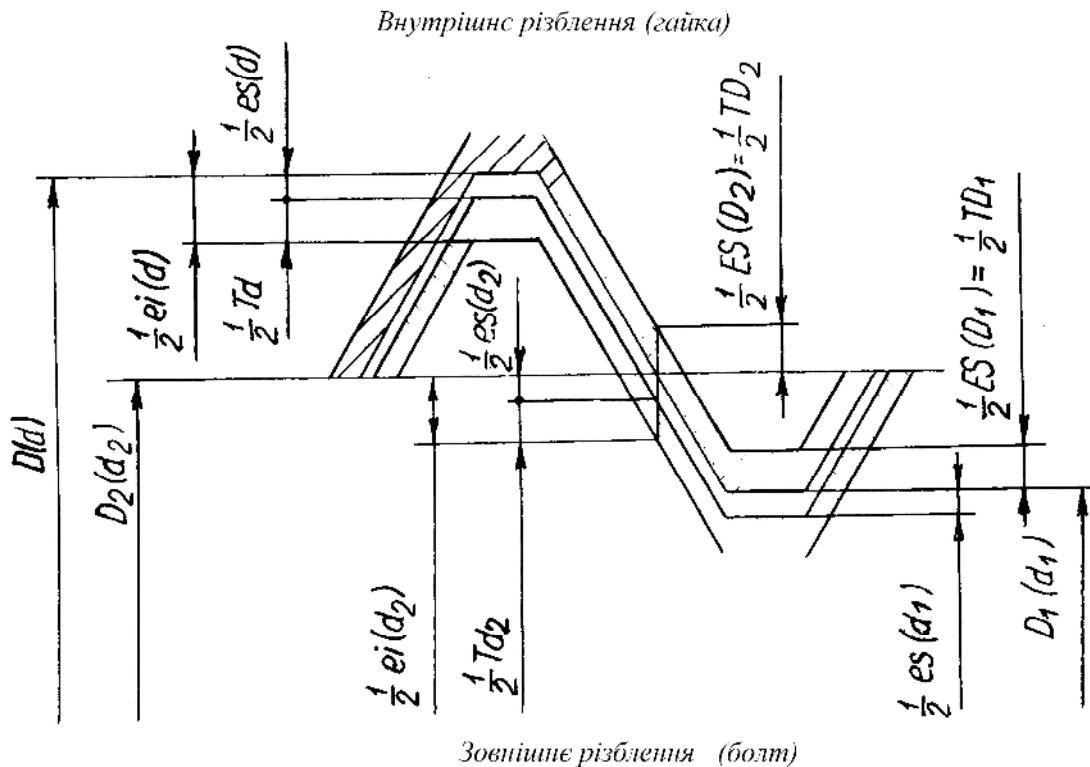


Рисунок 7 – Схема розташування полів допусків різьблення

### Приклад рішення завдання 3

Вихідні дані: метричне різьбове сполучення M33–4H5H/5g6g.

1. Розрахунок середнього і внутрішнього діаметрів болта і гайки. Оскільки в умовному позначенні різьблення крок не заданий, то це різьблення з великим кроком. По довіднику [3] знаходимо, що різьбленню з номінальним зовнішнім діаметром  $d = 33$  мм відповідає крок  $P = 3,5$  мм.

По довіднику [3] середній діаметр для болта і гайки дорівнює

$$d_2 = D_2 = d - 3 + 0,727 = 33 - 3 + 0,727 = 30,727 \text{ мм}; \quad (14)$$

внутрішній діаметр болта і гайки дорівнює

$$d_1 = D_1 = d - 4 + 0,211 = 33 - 4 + 0,211 = 29,211 \text{ мм}. \quad (15)$$

2. Числові значення граничних відхилень приймаємо по [3]. Для болта із заданим полем допуску середнього діаметра 5g основне відхилення для зовнішнього, середнього і внутрішнього діаметрів  $es(d) = es(d_2) = es(d_1) = -53$  мкм. Не основні (нижні) граничні відхилення (що залежать від ступеня точності діаметра різьблення) дорівнюють для середнього діаметра з полем допуску 5g  $ei(d_2) = -223$  мкм, для зовнішнього діаметра з полем допуску 6g  $ei(d) = -478$  мкм. Для внутрішнього діаметра болта  $d_1$  неосновне відхилення  $ei(d_1)$  і величина допуску  $Td_1$  не нормуються.

Для гайки із заданим полем допуску середнього діаметра 4H і полем допуску внутрішнього діаметра 5H, основні (нижні) відхилення зовнішнього  $EI(D)$ , середнього  $EI(D_2)$  і внутрішнього  $EI(D_1)$  діаметрів дорівнюють нулю. Верхні (не основні) відхилення, (що залежать від ступеня точності діаметра різьблення) дорівнюють для середнього діаметра  $ES(D_2) = +180$  мкм; для внутрішнього діаметра  $ES(D_1) = +450$  мкм.

Верхнє граничне відхилення  $ES(D)$  і допуск  $TD$  зовнішнього діаметра гайки  $D$  не нормуються.

3. Розрахунок значень допусків діаметрів болта та гайки.

Допуск зовнішнього діаметра болта

$$Td = es(d) - ei(d) = -53 - (-478) = 425 \text{ мкм}. \quad (16)$$

Допуск середнього діаметра болта

$$Td_2 = es(d_2) - ei(d_2) = -53 - (-223) = 170 \text{ мкм.} \quad (17)$$

Допуск середнього діаметра гайки

$$T(D_2) = ES(D_2) - EI(D_2) = +180 - 0 = 180 \text{ мкм.} \quad (18)$$

Допуск внутрішнього діаметра гайки

$$T(D_1) = ES(D_1) - EI(D_1) = +450 - 0 = 450 \text{ мкм.} \quad (19)$$

4. Побудова схеми розташування полів допусків різьбової посадки. Будова схеми повинна починатись з зображення номінального контуру різьбової посадки. Далі у відповідності з обраним масштабом нанести на схему граничні контури різьби болта та гайки і вказати значення діаметрів та граничних відхилень різьби.

5. Використовуючи схему різьбової посадки (рис.7), визначаємо граничні значення діаметрів болта і гайки

$$d_{\max} = d + es(d) = 33,000 + (-0,053) = 32,947 \text{ мм;} \quad (20)$$

$$d_{\min} = d + ei(d) = 33,000 + (-0,478) = 32,522 \text{ мм;} \quad (21)$$

$$d_{2\max} = d + es(d_2) = 30,727 + (-0,053) = 30,674 \text{ мм;} \quad (22)$$

$$d_{2\min} = d + ei(d_2) = 30,727 + (-0,223) = 30,504 \text{ мм;} \quad (23)$$

$$d_{1\max} = d_1 + es(d_1) = 29,211 + (-0,053) = 29,158 \text{ мм;} \quad (24)$$

$$D_{\min} = D + EI(D) = 33,000 + 0 = 33,000 \text{ мм;} \quad (25)$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES(D_2) = 30,727 + 0,180 = 30,907 \text{ мм;} \quad (26)$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI(D_2) = 30,727 + 0 = 30,727 \text{ мм;} \quad (27)$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES(D_1) = 29,211 + 0,450 = 29,661 \text{ мм;} \quad (28)$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI(D_1) = 29,211 + 0 = 29,211 \text{ мм.} \quad (29)$$

$D_{\max}$  та  $d_{1\min}$  не нормуються.

Результати розрахунку параметрів різьбового сполучення зводяться в таблицю 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку

Діаметри		Значення діаметрів різьблення, мм						Відхилення діаметрів різьблення та заготовок, мм				Допуски діаметрів різьби та заготовок, мкм	
		Номинального контуру		Граничних контурів				болта		гайки			
бол-та	гай-ки			болта		гайки						болта	
		max	min	max	min	es	ei	ES	EI	бол-та	гай-ки		
$d$	$D$	33	32,947	32,522	-	33	-53	-478	-	0	425	-	
$a_2$	$D_2$	30,727	30,674	30,504	30,907	30,727	-53	-223	+180	0	170	180	
$a_1$	$D_1$	29,211	29,158	-	29,661	29,211	-53	-	+450	0	-	450	

### Завдання 4

1. Для прямозубого зубчастого колеса із заданими параметрами та заданою точністю виготовлення за ГОСТ 1643-81 [7] вибрати комплекс показників кінематичної точності (рекомендовано  $F_{rr}$  і  $F_{vwr}$ ), комплекс показників плавності роботи (рекомендовано  $f_{pbr}$  і  $f_{fr}$ ), а також комплексний параметр точності контакту зубів у передачі (рекомендовано сумарний відбиток контакту).

2. Встановити числові значення допусків параметрів за обраними показниками:

- $F_r$  – допуск радіального биття зубчастого вінця по [7, 8];
- $F_{vw}$  – допуск коливання довжини загальної нормалі (за ГОСТ 1643-81 або по довіднику [7, 8]);
- $f_{pb}$  – допуск основного кроку зачеплення (за ГОСТ 1643-81 або по довіднику [7, 8]);
- $f_f$  – допуск погрішності профілю зуба по [3, 7, 8];
- допуск сумарної плями контакту по [3, 7, 8].

Для кожного з обраних параметрів необхідно привести схему виміру.

3. Вибрати з [3] числове значення найменшого додаткового зсуву ( $-E_{Hs}$ ) вихідного контуру зубонарізного інструмента (зубчастої рейки) відповідно до заданого виду сполучення по бічному зазору зубчастої передачі та ступеня точності за нормами плавності колеса.

Виходячи з заданого виду допуску на бічний зазор у передачі та з величині знайденого допуску радіального биття  $F_r$ , визначити [3] допуск на зсув вихідного контуру  $T_H$ .

4. Для контролю прийнятих параметрів ( $F_{rr}$ ;  $F_{vwr}$ ;  $f_{pbr}$ ;  $f_{fr}$ ;  $E_{Hs}$  та  $T_H$ ; сумарної плями контакту) вибрати [8, 9] засоби вимірювання (з обов'язковим вказанням їхніх типів або моделей).

Довжину загальної нормалі  $W$  розрахувати за довідником [3].

5. Зобразити схеми контролю всіх цих параметрів, користуючись [3, 7, 8, 9] або іншими джерелами.

6. Виконати на форматі А4 ескіз робочого креслення зубчастого колеса відповідно до вимог ЄСКД (ГОСТ 2.403-75) або [3].

### ***Приклад рішення завдання 4***

Вихідні дані: прямозубе зубчасте колесо  $m = 4$ ;  $z = 27$ ; ступінь точності 8-7-7-Ва за ГОСТ 1643-81.

1. Для контролю кінематичної точності, з урахуванням заданого ступеня кінематичної точності – 8, вибираємо комплекс показників  $F_{rr}$  і  $F_{vwr}$  [7, 8].

Для контролю плавності роботи у відповідності до заданого ступеня точності – 7 і значення модуля  $m = 4$  мм приймаємо комплекс показників  $f_{pbr}$  і  $f_{fr}$  [7, 8].

Для контролю контакту зубів у передачі, з урахуванням ступеня точності контакту 7 та модуля приймаємо комплексний показник "Сумарний відбиток контакту" [7, 8].

2. Визначення допусків параметрів.

Для заданого кінематичного ступеня точності – 8, модуля  $m = 4$  мм і діаметра ділильної окружності 108 мм ( $d = m \times z$ ) допуски дорівнюють:  $F_r = 50$  мкм та  $F_{vw} = 28$  мкм (за ГОСТ 1643-81) [7].

Для заданої точності плавності роботи 7, діаметра ділильної окружності 108 мм та модуля  $m = 4$  допуски дорівнюють:  $f_{pb} = \pm 17$  мкм,  $f_f = 14$  мкм [3, 7].

Для заданого ступеня точності за нормами контакту 7 допуск сумарної плями контакту дорівнює: по висоті зуба – не менше 45 %, а по довжині зуба – не менше 60 % [3, 7].

3. Для виду сполучення В, ступеня точності плавності роботи 7, модуля 4 і діаметра 108 мм найменший додатковий зсув дорівнює  $E_{Hs} = -160$  мкм. Для заданого виду допуску бічного зазору  $a$ , модуля 4, з урахуванням прийнятого допуску  $F_r = 50$  мкм, допуск на зсув вихідного контуру  $T_H = 180$  мкм.

4. Вибір засобів виміру контрольованих параметрів [8, 9].

Для контролю  $F_{rr}$  приймемо вимірювач биття моделі Б-10М, що застосовується для коліс з модулем від 1 до 10 мм. Для контролю  $F_{vwr}$  приймемо вимірювач нормалі моделі БВ-5045, що дозволяє вимірювати довжину загальної нормалі до  $W = 120$  мм. Зробимо розрахунок довжини загальної нормалі. По [3] для колеса із заданою кількістю зубів  $z = 27$  приймемо  $z_n = 4$  (кількість охоплюваних при вимірюванні  $W$  зубів), тоді довжина загальної нормалі складе  $W = 10,71059 \times m = 10,7106 \times 4 = 42,842$  мм. Тобто вимірювач нормалі БВ-5045 придатний для колеса  $z = 27$  з  $m = 4$  мм.

Для контролю  $f_{pbr}$  приймемо крокомір моделі 21501, придатний для визначення кроку зубчастих коліс з модулями від 1,75 до 10 мм. Контроль  $f_{fr}$  можна виконати за допомогою евольвентовимірювача моделі БВ-5032, що застосовується для зубчастих коліс з зовнішнім діаметром від 20 до 400 мм і модулем від 1 до 16 мм.

Перевірку сумарного відбитку контакту можна виконати на контрольно-обкатному верстаті.

Величину дійсного зсуву вихідного контуру інструмента (з урахуванням  $E_{Hs}$  і  $T_H$ ) можна виміряти зубовимірювачем зсуву моделі 2301, придатний для зубчастих коліс з модулем від 2 до 10 мм.

5. Схеми контролю обраних параметрів контролю зубчастого колеса наведені на рис. 8 та рис. 9.

6. Ескіз робочого креслення зубчастого колеса із заданими параметрами виконується на окремому аркуші відповідно до вимог ЄСКД (ГОСТ 2.403-75).

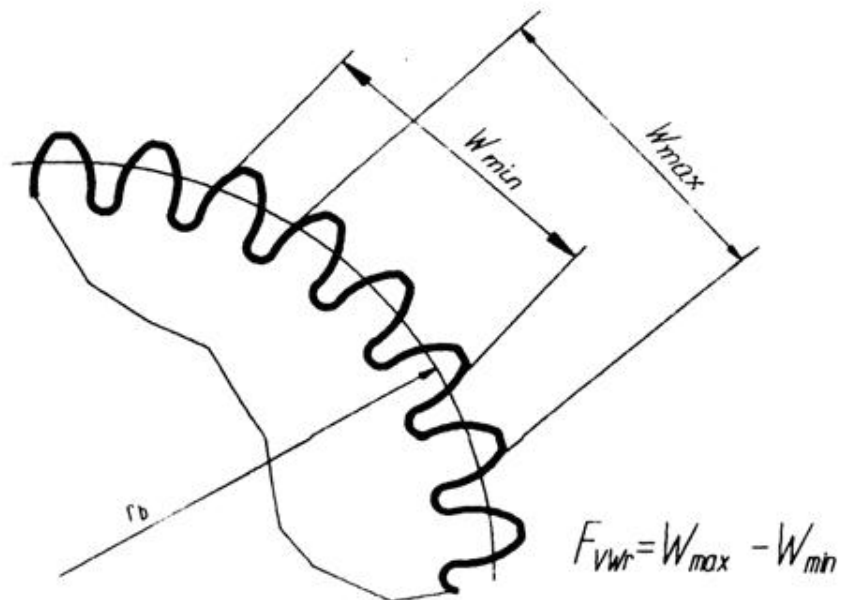
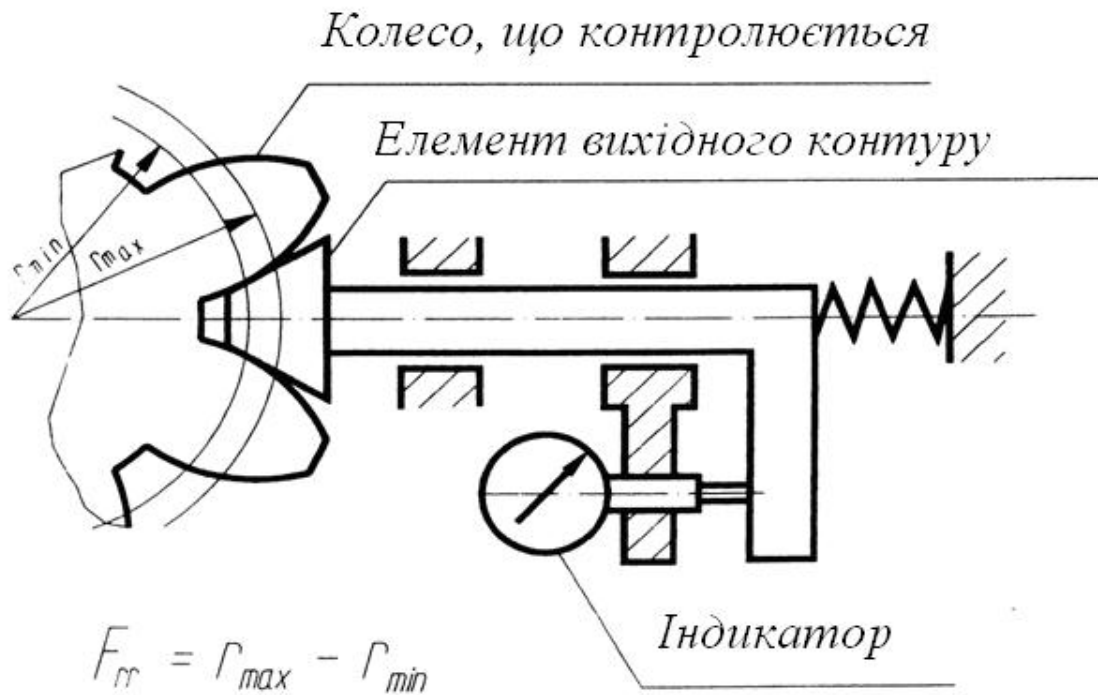


Рисунок 8 – Схеми для контролю радіального биття  $F_{rr}$  і довжини загальної нормалі  $W$



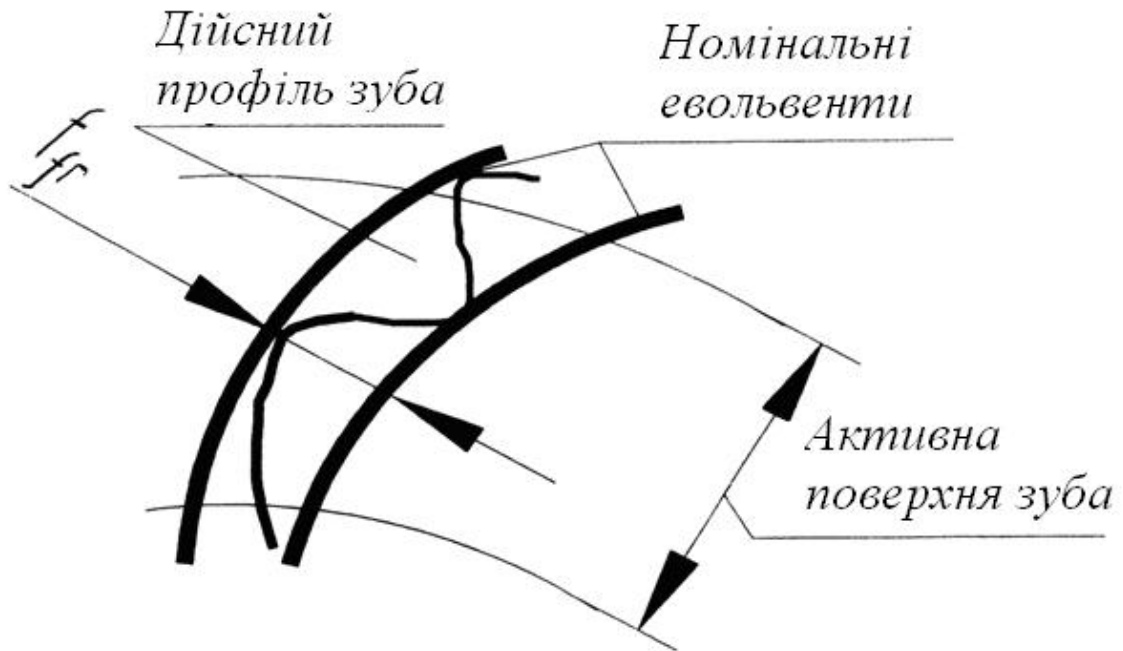
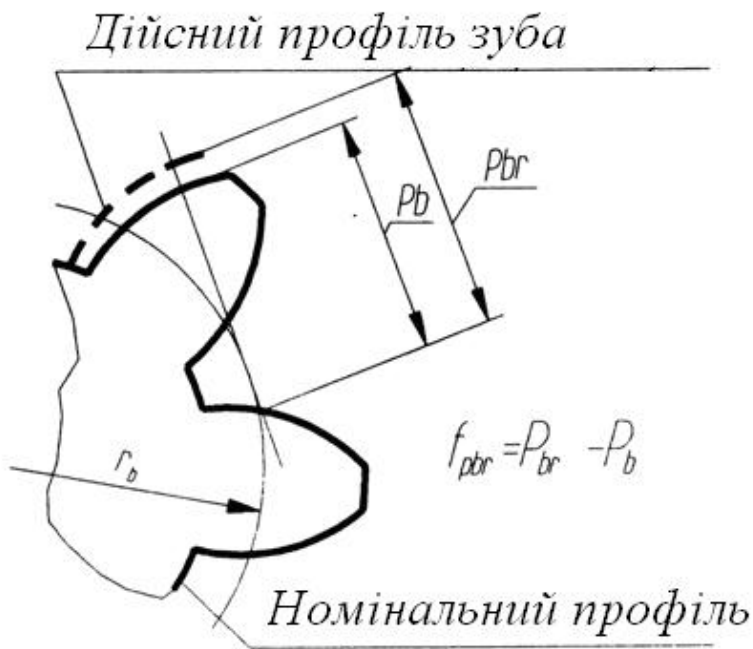


Рисунок 9 – Схеми для контролю відхилення основного кроку зачеплення  $f_{pbr}$  і погрішності профілю зуба  $f_{fr}$ .

## Завдання 5

1. Для шліцьового з'єднання вибрати посадку та поля допусків шліцьового вала і втулки для елемента, за допомогою якого відбувається центрування ( $D$ ,  $d$  або  $b$ ). Рекомендації з вибору наведені в [1, 3].

Посадку вибрати переважного застосування з урахуванням того, що посадки з нульовим зазором, на загал, не забезпечують рухливості з'єднання через можливі відхилення форми та розташування поверхонь шліців у з'єднанні.

2. Вибрати поля допусків діаметрів, які не використані для центрування шліцьового з'єднання [1, 3].

3. Привести умовні позначення шліцьового з'єднання та окремо втулки і вала для заданих розмірів і обраних полів допусків [1, 3].

4. Визначити числові значення граничних відхилень діаметрів втулки та валу, ширини западин втулки і товщини зубів вала, користуючись таблицями граничних відхилень для гладких циліндричних з'єднань [3, 4]. На складальному кресленні шліцьового з'єднання та окремо на кресленні кожної з деталей, що сполучаються, проставити номінальні розміри з встановленими граничними відхиленнями.

### Приклад рішення завдання 5

Вихідні дані: нерухоме шліцьове з'єднання прямобічного профілю з числом зубів  $z = 8$ , внутрішнім діаметром  $d = 46$  мм, зовнішнім діаметром  $D = 54$  мм, шириною зуба  $b = 9$  мм, з центруванням по  $d$ .

1. Вибираємо поля допусків параметрів центруючих поверхонь валів і втулок: для  $d$  вибираємо посадку  $\frac{H7}{f7}$  ( $H7$  – поле допуску діаметра втулки;  $f7$  – поле допуску діаметра вала); для  $b$  вибираємо посадку  $\frac{D9}{h9}$  ( $D9$  – поле допуску ширини зуба втулки;  $h9$  – поле допуску ширини зуба вала).

2. Вибираємо поля допусків параметра нецентруючої поверхні:

для  $D$  вибираємо  $\frac{H12}{a11}$  ( $H12$  – поле допуску діаметра втулки;  $a11$  – поле допуску діаметра вала).

3. Умовне позначення шліцьового з'єднання складається з літери, що вказує на поверхню центрування, загальної кількості шліців, номінального значення та допусків посадки внутрішнього діаметра з'єднання, номінального значення та допусків посадки зовнішнього діаметра з'єднання та номінального значення і допусків посадки ширини шліцьового зуба:

$$d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 54 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{D9}{h9} .$$

Умовне позначення шліцьового вала має аналогічний вигляд

$$d - 8 \times 46 f7 \times 54 a11 \times 9 h9 .$$

Умовне позначення шліцьової втулки

$$d - 8 \times 46 H7 \times 54 H12 \times 9 D9 .$$

4. Числові значення граничних відхилень діаметрів, ширини зуба та западин шліцьового з'єднання:

– зовнішнього діаметра шліцьової втулки  $\varnothing 54 H12$ :  
 $ES(D) = + 0,300$  мкм;  $EI(D) = 0$

– зовнішнього діаметра шліцьового вала  $\varnothing 54 a11$ :  
 $es(d) = - 0,340$  мкм;  $ei(d) = - 0,530$  мкм;

– внутрішнього діаметра шліцьової втулки  $\varnothing 46 H7$ :  
 $ES(D) = +0,250$  мкм;  $EI(D) = 0$

– внутрішнього діаметра шліцьового вала  $\varnothing 46 f7$ :  
 $es(d) = - 0,025$  мкм;  $ei(d) = - 0,050$  мкм;

– ширини западин шліцьової втулки  $9D9$ :  
 $ES(D) = + 0,076$  мкм;  $EI(D) = + 0,040$  мкм;

– товщини зубів шліцьового вала  $9 h9$ :  
 $es(b) = 0$ ;  $ei(b) = - 0,036$  мкм.

5. Ескізи з'єднання, вала та втулки показані на рис. 10.

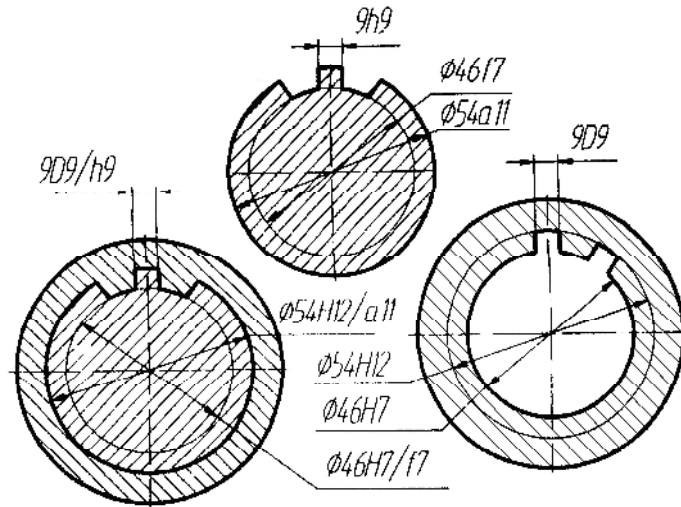


Рисунок 10 – Ескіз шліцьового з'єднання та його елементів (вала та отвору)

### Завдання 6

Розрахунок розмірного ланцюга на максимум і мінімум при забезпеченні точності вихідної ланки методом повної взаємозамінності.

1. По заданому ескізу креслення складальної одиниці (вузла) з номінальними розмірами складових ланок  $A_j$ , номінальному розміру  $A_0$  і граничним відхиленням замикаючої (вихідної) ланки скласти схему розмірного ланцюга з позначенням побільшуючих і зменшуючих ланок [1, 2].

2. Визначити допуски складових розмірів способом одного квалітету.

При такому способі припускають, що всі складові розміри ланцюга можуть бути виконані в одному квалітеті точності, а допуски розмірів залежать від їхнього номінального значення. Для визначення квалітету точності необхідно визначити середнє число  $a_m$  одиниць допусків, що вміщуються у всьому розмірному ланцюзі.

$$a_m = \frac{TA_0 - \sum_{j=1}^k TA_j}{\sum_{j=1}^{n+p-k} i_j}, \quad (30)$$

де  $TA_0$  – допуск вихідної ланки, мкм;

$n, p$  – число побільшуючих і зменшуючих складових ланок, відповідно;

$i_j$  – одиниця допуску складової ланки, мкм;

$\sum_{j=1}^k TA_j$  – сума допусків розмірів складових ланок, допуски яких

вже задані, наприклад, стандартами, технічними умовами (ТУ), робочими кресленнями і таке інше, мкм.

Такою ланкою може бути, зокрема, розмір підшипника кочення, допуск на який заданий ГОСТ 520-89. Наявність складових ланок з вже заданими допусками встановити аналізом креслення розмірного ланцюга. Якщо таких ланок у розмірному ланцюзі

немає, то  $k = 0$  та  $\sum_{j=1}^k TA_j = 0$ .

Числові значення одиниць допуску складових ланок визначити по [3] або розрахувати по формулі [10].

Обчисливши  $a_m$ , вибрати по ньому найближчий квалітет [3, 4]. За обраним квалітетом і номінальними розмірами складових ланок знайти значення їх допусків.

Розраховане значення  $a_m$ , як правило, не дорівнює стандартному значенню  $i$ , тому не виконується рівняння

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{n+p} TA_j. \quad (31)$$

У такому випадку зі складових ланок вибирається спеціальна ланка  $A_q$ , допуск якої буде нестандартним, обумовлений рівнянням

$$TA_q = TA_0 - \sum_{j=1}^{n+p-1} TA_j. \quad (32)$$

У якості спеціальної ланки можна прийняти таку, що має найбільший розмір з числа заданих.

На всі складові ланки (крім спеціальної та ланок із заздалегідь установленими допусками) знаходять граничні відхилення  $ES A_j$  та  $EI A_j$  за наступним правилом.

Для ланок що охоплюють граничні відхилення приймають як для основного отвору, для ланок що охоплюються граничні відхилення приймають як для основного вала. Якщо ланка не є ні валом, ні отвором, то її відносять або до валів, або до отворів умовно.

Граничні відхилення спеціальної ланки з урахуванням граничних відхилень ланок із заданими допусками визначити з формул

$$ESA_0 = \sum_{j=1}^n ESA_{jзб} - \sum_{j=1}^p EIA_{jзм} ; \quad (33)$$

$$ESA_0 = \sum_{j=1}^n EIA_{jзб} - \sum_{j=1}^p ESA_{jзм} . \quad (34)$$

Для цього вирішити одне з цих рівнянь відносно  $ESA_q$  або  $EIA_q$  і визначити одне з відхилень. Друге відхилення знайти, виходячи з величини допуску  $TA_q$ .

Друге з наведених рівнянь використовують для перевірки правильності рішення завдання.

### **Приклад рішення завдання 6**

Вихідні дані: ескіз складального креслення вузла з номінальними розмірами деталей:  $A_1 = 100$  мм;  $A_2 = 35$  мм;  $A_3 = 20$  мм;  $A_4 = 4$  мм;  $A_5 = 105$  мм;  $A_6 = 5$  мм та розміром вихідної ланки із заданою точністю  $\Delta A = A_0 = 1_{-0,400}^{+0,200}$  (рис. 11).

На основі аналізу креслення можна визначити, що ланок із заданими допусками немає.

1. Складаємо схему розмірного ланцюга з позначенням побільшуючих та зменшуючих ланок (рис. 11):

Аналіз креслення показав, що ланки, що  $A_2$  і  $A_1$  збільшуючі, а ланки  $A_3, A_4, A_5, A_6$  зменшуючі.

Перевіримо правильність побудови розмірного ланцюга

$$\Delta A = \sum A_{iзб} - \sum A_{jзм} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5 + A_6),$$

$$\Delta A = (100 + 35) - (20 + 4 + 105 + 5) = 135 - 134 = 1 \text{ мм.}$$

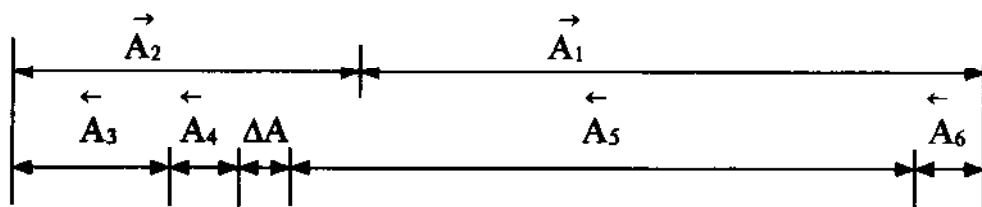
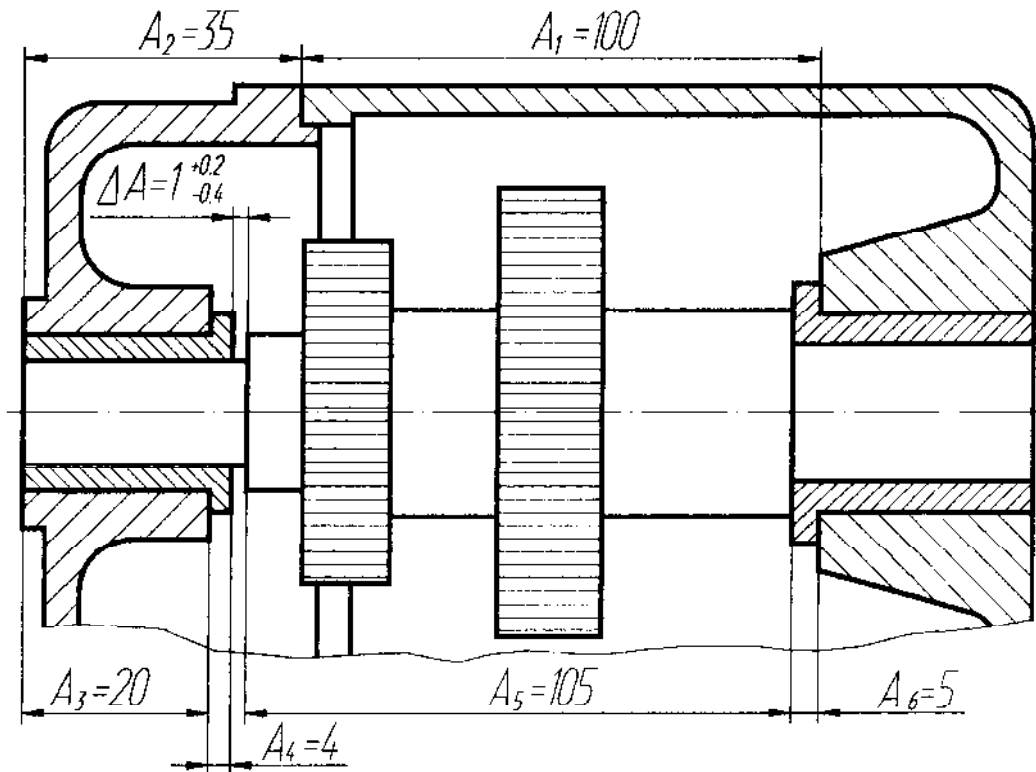


Рисунок 11 – Ескіз складального креслення та схема розмірного ланцюга з позначенням ланок, що збільшують і зменшують

2. Визначимо допуски та відхилення складових розмірів.

По заданому допуску замикаючої (вихідної) ланки визначаємо допуски та відхилення складових розмірів методом рішення на максимум і мінімум, користуючись способом одного квалітету.

2.1. Допуск замикаючої ланки знаходимо виходячи з заданих граничних відхилень

$$T_{\Delta A} = ES_{\Delta A} - EI_{\Delta A} = (+0,200) - (-0,400) = 0,6 \text{ мм} = 600 \text{ мкм.}$$

2.2. Розрахунок номера квалітету.

Допуск замикаючої ланки складається з допусків усіх складових розмірів

$$T_{\Delta A} = \sum_{j=1}^{n+p} TA_j = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 + TA_6,$$

Допуск будь-якого розміру (ланки) може бути встановлений за формулою

$$T = a \cdot i, \quad (35)$$

де  $a$  – кількість одиниць допуску ;

$i$  – одиниця допуску.

Тоді допуск замикаючої ланки

$$T_{\Delta A} = a_1 i_1 + a_2 i_2 + a_3 i_3 + a_4 i_4 + a_5 i_5 + a_6 i_6, \quad (36)$$

Виходячи з того, що завдання вирішується методом одного квалітету, і кількість одиниць допуску  $a_i$  залежить тільки від номера квалітету

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = a_5 = a_6 = a_m, \quad (37)$$

Тоді

$$T_{\Delta A} = a_m (i_1 + i_2 + i_3 + i_4 + i_5 + i_6). \quad (38)$$

Виходячи з формули (38), з урахуванням даних таблиці 3, розрахуємо значення  $a_m$  для визначення номера квалітету



$$a_m = \frac{T\Delta A}{\sum_{j=1}^{n+p} i_j} = \frac{600}{2,17 + 1,56 + 1,31 + 0,73 + 2,17 + 0,73} = 69,204.$$

Відповідно до знайденого значення  $a_m$  приймаємо найближчий квалітет – IT10 ( $a = 64$ ).

Таблиця 3 – Одиниці допусків складових ланок, мкм

$A_1 = 100$	$A_2 = 35$	$A_3 = 20$	$A_4 = 4$	$A_5 = 105$	$A_6 = 5$
$i_1 = 2,17$	$i_2 = 1,56$	$i_3 = 1,31$	$i_4 = 0,73$	$i_5 = 2,17$	$i_6 = 0,73$

2.3. Сума допусків складових ланок становить

$$\Sigma TA_j = 140 + 100 + 84 + 48 + 140 + 48 = 560 \text{ мкм.}$$

Тобто  $T\Delta A \neq \Sigma TA_j$

Виходячи з цього, приймаємо за спеціальну ланку  $A_5$ , яка має найбільший номінальний розмір.

2.4. Розрахуємо нестандартний допуск спеціальної ланки

$$TA_5 = T\Delta A - \sum_{j=1}^{n+p-1} TA_j = 600 - 420 = 180 \text{ мкм.}$$

Для визначення граничних відхилень ланок класифікуємо їх на ті, що охоплюють та ті, що охоплюються:  $A_1, A_2, A_3, A_4$  умовно відносимо до валів;  $A_5$  – спеціальна ланка;  $A_6$  – умовно відносимо до отворів.

2.5. Розрахунок нижнього граничного відхилення спеціальної ланки

$$\begin{aligned} EIA_5 &= \sum_{j=1}^n ESA_{j_{\text{YB}}} - ES A_0 - \sum_{j=1}^{p-1} EIA_{j_{\text{YB}}} = 0 - 200 - (-84 - 48 - 0) = \\ &= -68 \text{ мкм} \end{aligned}$$

2.6. Розрахунок верхнього граничного відхилення спеціальної ланки

$$ESA_5 = TA_5 + EIA_5 = 180 + (-68) = +112 \text{ мкм.}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.

Таблиця 4 – Допуски та граничні відхилення ланок

Розмір, мм		Допуск, мкм		Граничні відхилення, мкм	
		Розрахунковий	прийнятий	<i>ES</i>	<i>EI</i>
$A_1$	100	$TA_1 = 140$	140	0	-140
$A_2$	35	$TA_2 = 100$	100	0	-100
$A_3$	20	$TA_3 = 84$	84	0	-84
$A_4$	4	$TA_4 = 48$	48	0	-48
$A_5$	105	$TA_5 = 140$	180	+112	-68
$A_6$	5	$TA_6 = 48$	48	48	0
$\Delta A$	1	$T\Delta A = 600$	600	+200	-400

Перевірка правильності розрахунків розмірного ланцюга

$$EI_0 = \sum_{j=1}^n EIA_{j_{\text{YB}}} - \sum_{j=1}^p ESA_{j_{\text{YМ}}} = -140 - 100 - (0 - 0 + 48 + 112) = -400 \text{ мкм.}$$

Завдання вирішене правильно.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Якушев А.И., Воронцов Л.М., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: - учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – 343 с.
2. Допуски и посадки: Справочник в 2 ч./ Под ред.. В.Д.Мягкова. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1.– 432 с.
3. Допуски и посадки: Справ очник в 2 ч./ Под ред.. В.Д.Мягкова. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1983. – Ч.2.– 448 с.
4. ДСТУ ISO 286-2:2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилів отворів і валів (ISO 286-2:1988, IDT).
5. ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
6. ГОСТ 520-89. Подшипники качения. Общие технические условия.
7. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
8. Бурдун Г.Ф., Марков Б.Н. Основы метрологии. Учебное пособие для вузов. Издание третье, переработанное. – М.: Изд-во стандартов, 1985, 256 с.
9. Берков В.И. Технические измерения (альбом). Учебное пособие для средн. проф.-техн. училищ. Издание 2-е, переработанное и дополненное. – М.: Высшая школа, 1977, 232с.
10. ДСТУ ISO 286-1–2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT).

Навчальне видання

**Методичні вказівки  
до курсової роботи з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і  
технічні вимірювання” для студентів спеціальності 6.010100**

Упорядники: АБРАМОВ Дмитрій Володимирович  
БАЙЦУР Максим Вячеславович  
РИБАЛКО Ірина Вильгельмівна

Відповідальний за випуск М.А.Подригало  
Редактор

План , поз.  
Підп. до друку  
Замовлення №

Формат 60×84 1/16  
Умов. друк. арк.  
Тираж 50 прим.

Ціна договірна  
Облік.-вид. арк.

---

**ХНАДУ 61002 Харків, вул. Петровського, 25**

---

Підготовлено та надруковано видавництвом  
Харківського національного автомобільно-дорожнього  
університету

# МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вихід до друку та в світ дозволяю

Проректор

Гладкий І. П.

## *МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ*

до курсової роботи

з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання”

для студентів спеціальності 6.010100

Усі цитати, цифровий, фактичний  
матеріал і бібліографічні відомості  
перевірені, написання одиниць  
відповідає стандартам

Упорядники:

Д.В. Абрамов

М.В. Байцур

І.В. Рибалко

Відповідальний за випуск

М.А. Подригало

Харків 2007

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до курсової роботи  
з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання ”

Харків 2007