

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу**

**Кафедра технології нафтогазового машинобудування**

*Петрина Ю.Д., Шуляр І.О., Вуйцик С.Д.*

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПРОГРАМА ТА  
КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ**

ЧАСТИНА 2

Для студентів інженерно-технічних спеціальностей

*Рекомендовано навчально-методичним  
об'єднанням спеціальності  
“Технологія нафтогазового машинобудування”*

**2005**

МВ 02070855- -2005

**Петрина Ю.Д., Шуляр І.О., Вуйцік С.Д.**  
Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання:  
Методичні рекомендації, програма і контрольні завдання,  
частина 2. – Івано-Франківськ: Факел, 2005. - с.

Методичні рекомендації, програма та контрольні завдання складені у відповідності до програми курсу і призначені для студентів спеціальності “Технологія нафтогазового машинобудування”, “Обладнання нафтових і газових промислів”, “Автомобілі і автомобільне господарство”, “Зносостійкість і відновлення деталей”. При складанні програми була використана типова програма дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання”.

Рецензент – канд. техн. наук

Л.О.Борушак

Голова навчально-методичного об’єднання спеціальності “Технологія нафтогазового машинобудування”

Ю.Д.Петрина

Завідувач кафедри технології нафтогазового машинобудування

Ю.Д.Петрина

Голова експертно-рецензійної комісії університету

Я.В.Дрогомирецький

Заступник директора НТБ з комп’ютеризації

В.В.Бабійчук

Нормоконтролер

О.Г. Гургула

Коректор

Н.Ф. Будуйкевич

Дане видання – власність ІФНТУНГ. Забороняється тиражування та розповсюдження

## ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Методичні вказівки до вибору варіанту та оформлення контрольних робіт	4
2	Контрольна робота №1	4
2.1	Завдання 1	4
2.2	Завдання 2	10
2.3	Завдання 3	14
2.4	Завдання 4	18
2.5	Завдання 5	23
3	Контрольна робота №2	
3.1	Завдання 6	31
3.2	Завдання 7	38
3.3	Завдання 8	43
3.4	Завдання 9	49
3.5	Завдання 10	52
4	Література	58

## Вступ

Методичні рекомендації та програма курсу “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання” викладені в частині 1 даної розробки. Частина 2 методичних вказівок повністю присвячена виконанню контрольних і домашніх робіт по курсу.

### 1 Методичні вказівки до вибору варіанту та оформлення контрольних робіт

Номер варіанту контрольної (домашньої) роботи визначається двома останніми цифрами залікової книжки студента. Наприклад, номер залікової книжки ТНМ-1020715, а номер варіанту – 15. Розв’язування задач повинно супроводжуватися посиланнями на використані стандарти, номери і назви яких приведені в методичних рекомендаціях.

Пояснювальна записка контрольної (домашньої) роботи приводиться в учнівському зошиті або на аркушах А4 ГОСТ2.301-68.

На титульному листі контрольної (домашньої) роботи необхідно вказати: факультет, спеціальність, курс, номер варіанту, назву дисципліни, прізвище, ім’я, по-батькові, а для студентів заочної форми навчання додатково ще індекс і поштову адресу.

## 2 Контрольна робота 1

### 2.1 Завдання 1

#### 2.1.1 Умова задачі.

Для заданого в таблиці 2.1 гладкого циліндричного спряження необхідно:

- 1) визначити граничні відхилення деталей ( $ES, es$  і  $EI, ei$ );
- 2) визначити граничні розміри деталей ( $D_{max}, D_{min}$  і  $d_{max}, d_{min}$ );

Таблиця 2.1 – Варіанти задач до завдання 1

Номер шифру	Номінальний розмір спряження, мм	Система в якій задане спряження	Допуск, мм		Характеристики посадок			
			отвір	вал	Зазор, мм		Натяг, мм	
					S <sub>max</sub>	S <sub>min</sub>	N <sub>max</sub>	N <sub>min</sub>
01...05	40	Система отвору	0,08	0,10	0,08			
06...10			0,08	0,10	0,04			
11...15			0,07	0,09		0,02		
16...20			0,07	0,09		0,10		
21...25			0,06	0,07			0,20	
26...30		0,06	0,07			0,03		
31...35		Система вала	0,05	0,06				0,02
36...40			0,05	0,06				0,08
41...45			0,04	0,04	0,01			
46...50			0,04	0,04	0,20			
51...55	20		Система отвору	0,03	0,02			0,02
56...60		0,03		0,02			0,07	
61...65		0,04		0,06	0,03			
66...70		0,04		0,06	0,09			
71...75		0,05		0,07		0,05		
76...80		0,05	0,07		0,12			
81...85		Система вала	0,06	0,10			0,06	
86...90			0,06	0,10			0,09	
91...95			0,07	0,07				0,01
96...00			0,07	0,07				0,04

- 3) побудувати схему розташування полів допусків деталей заданого спряження;
- 4) визначити тип (групу) посадки;
- 5) визначити другу характеристику посадки (одна з характеристик вказана в умові задачі, див.таблицю 2.1);
- б) визначити допуск посадки ( $T_S, T_N, T_{(SN)}$ );
- 7) зробити ескізи деталей і спряження, проставити розміри і граничні відхилення, дотримуючись вимог ГОСТ 2.307-69.

#### 2.1.2 Методичні вказівки до виконання завдання 1

Завдання 1 виконується після вивчення теми “Взаємозамінність геометричних параметрів ” (Частина 1, п.3.3). В першу чергу слід засвоїти класифікацію поверхонь (вільні і спряжені, охоплювані і охоплюючі), елементів деталей (вал, отвір та інші), розмірів (номінальний, граничні найбільший і найменший, дійсний). Необхідно ознайомитися з основними положеннями, термінами, визначеннями і позначеннями, які вводяться ГОСТ 25346-89: допуск, поле допуску, нульова лінія, граничні відхилення розміру, посадка. Необхідно також засвоїти вимоги стандарту ГОСТ 2.307-68 “Нанесення розмірів і граничних відхилень на кресленнях”.

Особливу увагу слід приділити побудові схем розташування полів допусків. За допомогою схематичного зображення полів допусків необхідно розглянути поняття посадки і різних типів посадок: з зазором (рухомі), з натягом (нерухомі), перехідні. Для кожного типу посадки слід вміти побудувати схему, а також визначити характеристики і допуск посадки.

Ознайомлення з єдиними принципами побудови систем допусків і посадок слід почати з визначення системи допусків і посадок, визначення систем основного отвору і вала. При розв’язанні завдання 1 рекомендовано літературу [1, 3, 5].

### 2.1.3 Приклад виконання завдання 1

Для гладкого циліндричного з'єднання з номінальним розміром 60мм задано величини: допуск отвору  $T_D = 0,05$  мм, допуск вала  $T_d = 0,09$  мм, найменший граничний зазор  $S_{\min} = 0,03$  мм. Посадка повинна бути утворена в системі основного отвору.

Розв'язок:

1/ Визначення граничних відхилень деталей.

Якщо посадка утворена в системі основного отвору, то це повинна бути посадка, в якій різні зазори і натяги отримуються поєднанням різних полів допусків валів з основним отвором. Згідно ГОСТ 25346-89, основний отвір - це отвір, основне (нижнє) відхилення якого дорівнює нулю, тобто  $EI = 0$ .

Для визначення величини верхнього відхилення отвору використовуємо вираз допуску отвору:

$$T_D = ES - EI,$$

де  $T_D = 0,05$  мм - допуск отвору в умові задачі;

$EI = 0$  мм - нижнє відхилення основного отвору.

Звідси верхнє відхилення отвору дорівнює:

$$ES = T_D + EI = 0,05 + 0 = 0,05 \text{ мм}$$

Таким чином, для отвору  $D = \text{Ø} 60^{+0,05}$ .

Граничні відхилення вала і отвору заданої посадки зв'язані величиною найменшого граничного зазору

$$S_{\min} = 0,03 \text{ мм}.$$

Так як  $S_{\min} = EI - es$ , можна визначити верхнє відхилення вала  $es$ :

$$es = EI - S_{\min} = 0 - 0,03 = -0,03 \text{ мм}$$

Для визначення величини нижнього граничного відхилення вала використовуємо визначення допуску вала:

$$T_d = es - ei,$$

де  $T_d = 0,09$  мм - допуск вала в умові задачі;

$es = -0,03$  - верхнє відхилення вала.

Звідси нижнє відхилення вала

$$ei = es - T_d = -0,03 - 0,09 = -0,12 \text{ мм}.$$

Таким чином, для вала  $d = \text{Ø}60_{-0,12}^{-0,03}$

2) Граничні розміри деталей.

Для отвору:  $D_{max} = D + ES = 60 + 0,05 = 60,05 \text{ мм};$

$$D_{min} = D + EI = 60 + 0 = 60,0 \text{ мм.}$$

Для вала:  $d_{max} = d + es = 60 + (-0,03) = 59,97 \text{ мм}$

$$d_{min} = d + ei = 60 + (-0,12) = 59,88 \text{ мм.}$$

3) Схема розташування полів допусків деталей заданого спряження показана на рисунку 2.1.

4) Визначення типу (групи) посадки.

На схемі (див. рисунок 2.1) видно, що поле допуску отвору знаходиться вище поля допуску вала. Тому для даного спряження можливі лише зазори, а посадка відноситься до рухомих.

5) Визначення характеристик посадки.

Посадка з зазором (рухома) характеризується найбільшим граничним зазором і найменшим граничним зазором.

Стосовно схеми (див. рисунок 2.1) характеристики посадки будуть такими:

$$S_{max} = ES - ei = 0,05 - (-0,12) = 0,17 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-0,03) = 0,03 \text{ мм.}$$

Таким чином, друга характеристика заданої посадки  $S_{max} = 0,17 \text{ мм.}$

6) Визначення допуску посадки.

Допуск посадки з зазором визначається як різниця між найбільшим і найменшим граничним зазором або сума допусків отвору і вала:

$$T_S = S_{max} - S_{min} = 0,17 - 0,03 = 0,14 \text{ мм}$$

$$T_S = T_D + T_d = 0,05 + 0,09 = 0,14 \text{ мм.}$$

Ескізи деталей і їх спряження показані на рисунку 2.2.

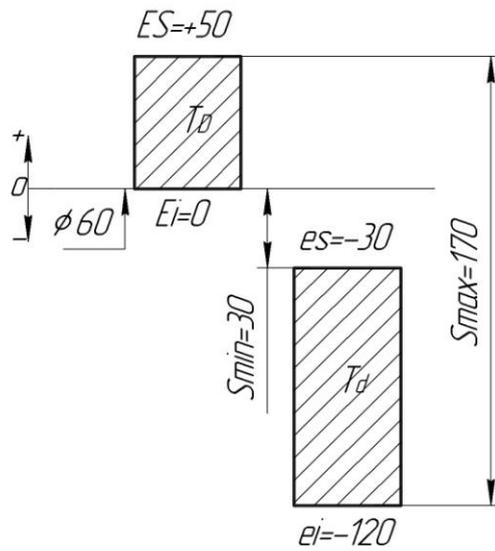


Рисунок 2.1 – Схема розташування полів допусків посадки  $\phi 60 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ -0,03 \\ -0,12 \end{smallmatrix}$ .

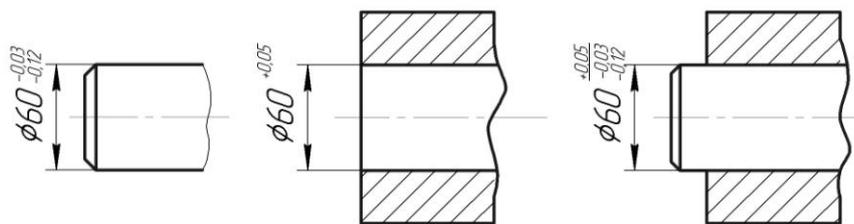


Рисунок 2.2 – Ескізи деталей та з'єднання  $\phi 60 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ -0,03 \\ -0,12 \end{smallmatrix}$ .

## 2.2 Завдання 2

Для заданого в таблиці 2.2 гладкого циліндричного спряження встановити, до якої системи відноситься посадка, визначити характер спряження (тип посадки) і характеристики посадки, вирахувати граничні відхилення розмірів спряжених поверхонь, величини допусків посадки. Побудувати схему розташування полів допусків заданої посадки.

### 2.2.2 Методичні вказівки до виконання завдання 2

Завдання 2 виконується після вивчення теми “Взаємозамінність, методи і засоби контролю гладких циліндричних повехонь” (див. Частина 1, п.3.7).

В першу чергу слід ознайомитися з принципами побудови Єдиної системи допусків і посадок, із змістом стандартів ГОСТ 25346-89 і ГОСТ 25347-82. Особливу увагу звернути на методику побудови посадок, на поля допусків переважного застосування і ркомендовані посадки, а також на позначення квалітетів, полів допусків і посадок на кресленнях.

При виконанні завдання 2 радимо використати літературу [ 1 ].

### 2.2.3 Приклад виконання завдання 2

Для заданих гладких циліндричних спряжень  $\varnothing 65 \frac{H8}{k7}$ ;  $\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$ ;  $\varnothing 65 \frac{S7}{k7}$ ;— встановити, до якої системи відноситься кожна з посадок, визначити характер спряження (тип посадки); характеристики посадки і граничні відхилення розмірів спряжених поверхонь. Побудувати схему розташування полів допусків заданих посадок.

Розв'язок:

За ГОСТ 25346-82 для номінального розміру  $\varnothing 65$  і заданих полів допусків отворів і валів визначаємо верхні

Таблиця 2.2 – Варіанти завдання 2

Номер шифра	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Передостання цифра шифру	0	$\emptyset_{80} \frac{F7}{n7}$	$\emptyset_{15} \frac{U8}{m7}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{e7}$	$\emptyset_{40} \frac{U8}{e7}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{e7}$	$\emptyset_{15} \frac{H7}{e8}$	$\emptyset_{25} \frac{M7}{h6}$	$\emptyset_{40} \frac{H7}{e7}$	$\emptyset_{80} \frac{M7}{h6}$	$\emptyset_{15} \frac{H7}{f7}$
	1	$\emptyset_{25} \frac{N6}{h6}$	$\emptyset_{40} \frac{H7}{f7}$	$\emptyset_{80} \frac{N6}{h6}$	$\emptyset_{15} \frac{H8}{c8}$	$\emptyset_{25} \frac{Js7}{h6}$	$\emptyset_{40} \frac{H8}{c8}$	$\emptyset_{80} \frac{Js7}{h6}$	$\emptyset_{15} \frac{H8}{e8}$	$\emptyset_{25} \frac{G7}{p6}$	$\emptyset_{40} \frac{H8}{e8}$
	2	$\emptyset_{80} \frac{G7}{p6}$	$\emptyset_{15} \frac{H8}{d8}$	$\emptyset_{25} \frac{P7}{e7}$	$\emptyset_{40} \frac{H8}{d8}$	$\emptyset_{80} \frac{P7}{e7}$	$\emptyset_{15} \frac{H8}{f8}$	$\emptyset_{25} \frac{R7}{h6}$	$\emptyset_{40} \frac{H8}{f8}$	$\emptyset_{80} \frac{R7}{h6}$	$\emptyset_{15} \frac{H9}{d9}$
	3	$\emptyset_{25} \frac{N9}{f7}$	$\emptyset_{40} \frac{H9}{f9}$	$\emptyset_{80} \frac{N9}{f7}$	$\emptyset_{15} \frac{H8}{e8}$	$\emptyset_{25} \frac{S7}{h6}$	$\emptyset_{40} \frac{H9}{e8}$	$\emptyset_{80} \frac{S7}{h6}$	$\emptyset_{15} \frac{H9}{e9}$	$\emptyset_{25} \frac{F8}{s6}$	$\emptyset_{40} \frac{H9}{e9}$
	4	$\emptyset_{80} \frac{F8}{s6}$	$\emptyset_{40} \frac{H11}{a11}$	$\emptyset_{25} \frac{U8}{h7}$	$\emptyset_{40} \frac{H9}{e9}$	$\emptyset_{15} \frac{U8}{h7}$	$\emptyset_{15} \frac{H10}{d10}$	$\emptyset_{25} \frac{M8}{h7}$	$\emptyset_{40} \frac{H10}{d10}$	$\emptyset_{80} \frac{M8}{h7}$	$\emptyset_{15} \frac{H11}{a11}$
	5	$\emptyset_{25} \frac{K8}{h7}$	$\emptyset_{15} \frac{D10}{h10}$	$\emptyset_{80} \frac{K8}{h7}$	$\emptyset_{15} \frac{A11}{h11}$	$\emptyset_{25} \frac{K7}{k7}$	$\emptyset_{40} \frac{A11}{h11}$	$\emptyset_{80} \frac{K7}{k7}$	$\emptyset_{15} \frac{D11}{h11}$	$\emptyset_{25} \frac{F7}{u7}$	$\emptyset_{40} \frac{D11}{h11}$
	6	$\emptyset_{80} \frac{F7}{u7}$	$\emptyset_{40} \frac{D8}{h8}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{n6}$	$\emptyset_{40} \frac{D10}{h10}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{k6}$	$\emptyset_{15} \frac{F8}{h7}$	$\emptyset_{25} \frac{P7}{n6}$	$\emptyset_{40} \frac{F8}{h7}$	$\emptyset_{80} \frac{P7}{n6}$	$\emptyset_{15} \frac{D8}{h8}$
	7	$\emptyset_{25} \frac{H7}{k6}$	$\emptyset_{15} \frac{H9}{d9}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{k6}$	$\emptyset_{15} \frac{D9}{h8}$	$\emptyset_{25} \frac{H8}{m7}$	$\emptyset_{40} \frac{D9}{h8}$	$\emptyset_{80} \frac{H8}{m7}$	$\emptyset_{15} \frac{E9}{h8}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{p6}$	$\emptyset_{40} \frac{E9}{h8}$
	8	$\emptyset_{80} \frac{H7}{p6}$	$\emptyset_{40} \frac{F9}{h8}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{s7}$	$\emptyset_{40} \frac{F9}{h8}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{k6}$	$\emptyset_{15} \frac{E8}{h7}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{s6}$	$\emptyset_{40} \frac{E8}{h7}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{s6}$	$\emptyset_{15} \frac{D9}{h9}$
	9	$\emptyset_{25} \frac{E8}{u7}$	$\emptyset_{15} \frac{D9}{h9}$	$\emptyset_{80} \frac{E8}{u7}$	$\emptyset_{15} \frac{E9}{h9}$	$\emptyset_{25} \frac{H7}{u7}$	$\emptyset_{40} \frac{E9}{h9}$	$\emptyset_{80} \frac{H7}{u7}$	$\emptyset_{15} \frac{F8}{h6}$	$\emptyset_{25} \frac{F7}{n7}$	$\emptyset_{40} \frac{F8}{h6}$

$ES(es)$  і нижні  $EI(ei)$  відхилення; вираховуємо параметри посадок і заносимо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок характеристик посадок

Умовне позначення посадки		$\varnothing 65 \frac{H8}{k7}$	$\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$	$\varnothing 65 \frac{S7}{k7}$	
Цифрове позначення посадки		$\varnothing 65 \begin{matrix} +0,046 \\ +0,032 \\ +0,002 \end{matrix}$	$\varnothing 65 \begin{matrix} +0,029 \\ +0,010 \\ -0,030 \end{matrix}$	$\varnothing 65 \begin{matrix} -0,042 \\ -0,072 \\ +0,032 \\ +0,002 \end{matrix}$	
Система, в якій задана посадка		система отвору	система вала	позасистемна посадка	
Характер спряження тип посадки		перехідна	із зазором	із натягом	
Назва параметру		Алгебраїчний вираз або позначення	Величина, мм		
Граничні розири	отвору	$D_{\max}=D+ES$	65,046	65,029	64,958
		$D_{\min}=D+EI$	65,0	65,010	64,928
	вала	$d_{\max}=d+es$	65,032	65,0	65,032
		$d_{\min}=d+ei$	65,002	64,970	65,002
Допуск	отвору	$T_D=ES-EI$	0,046	0,019	0,030
	вала	$T_d=es-ei$	0,030	0,030	0,030
Характеристики посадки	зазори	$S_{\max}=ES-ei$	0,044	0,059	-
		$S_{\min}=EI-es$	0	0,010	-
	натяги	$N_{\max}=es-EI$	0,032	-	0,104
		$N_{\min}=ei-ES$	0	-	0,044
Допуск посадки	із зазором	$T_S=S_{\max}-S_{\min}$	-	0,049	-
	із натягом	$T_N=N_{\max}-N_{\min}$	-	-	-
	перехідної	$T_{(SN)}=S_{\max}+N_{\max}$	0,076	-	0,060

Схеми розташування полів допусків посадок показані на рисунку 2.3.

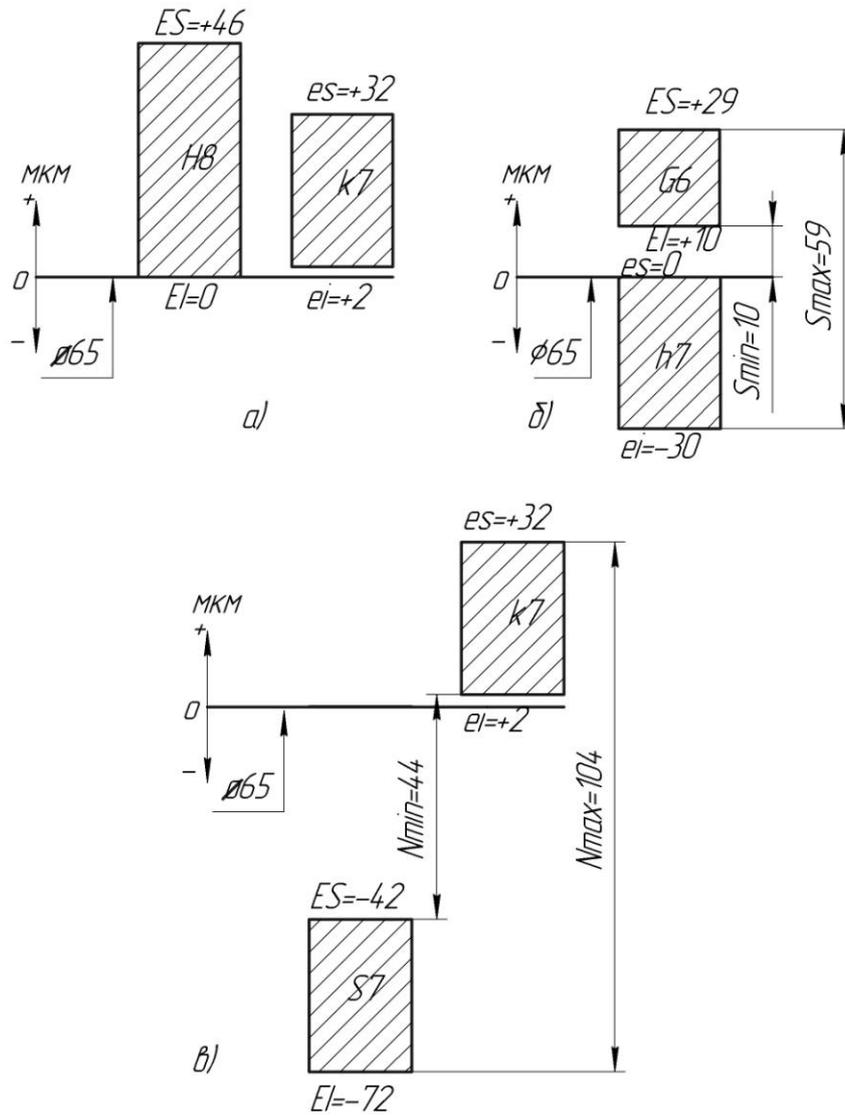


Рисунок 2.3 – Схема розміщення полів допусків посадок  
 а)  $\phi 65_{H8/k7}$     б)  $\phi 65_{G6/h7}$     в)  $\phi 65_{S7/k7}$

## 2.3 Завдання 3

### 2.3.1 Умова задачі.

Для деталей заданого в таблиці 2.2 гладкого циліндричного спряження назначити допуски форми і параметри шорсткості спряжених поверхонь. Виконати ескізи деталей з простановкою розмірів, точності розмірів, точності форми і шорсткості поверхонь. Умови роботи спряження вказані в таблиці 2.4.

### 2.3.2 Методичні вказівки до виконання завдання 3

Завдання п.3 виконується після вивчення тем "Взаємозамінність, стандартизація і контроль відхилень форми і розташування поверхонь" і "Взаємозамінність, стандартизація і контроль хвилястості і шорсткості поверхонь деталей машин" ( див. частина 1 п.3.5 і п.3.6 ), стандарти ГОСГ 34642-81, ГОСТ 24643-81, ГОСТ 25069-81 та ГОСТ 2.308-79.

При вивченні питань, пов'язаних із вибором і позначенням допусків форми і розташування поверхонь деталей на кресленнях, слід звернути увагу на термін "невказаний допуск форми і розташування", а також на питання обґрунтування вибору степенів точності для кожного виду допуску. Необхідно ознайомитися з рівнями відносної геометричної точності, які встановлюють співвідношення допусків форми і розташування з допусками розмірів.

Слід звернути увагу на питання обґрунтування вибору параметрів Шорсткості, на питання зв'язку допусків розмірів, допусків форми і мінімальних вимог до шорсткості поверхні.

При виконанні завдання 3 рекомендовано використати літературу [4, частина I, с.385...395; с.502.,523].

### 2.3.3 Приклад виконання завдання 3

Для деталей з'єднання  $\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$  працюючого в умовах середніх швидкостей відносних переміщень деталей і середніх навантажень при підвищених вимогах до

плавності ходу, назначити допуск профілю повздовжнього перетину і шорсткість поверхонь.

Розв'язок.

Вибір допусків форми, зокрема допуску профілю повздовжнього перетину, залежить від конструктивних і технологічних вимог, від умов роботи деталей з'єднання у виробі, а також пов'язаний із величиною допуску розміру.

В завданні обумовлено умови роботи з'єднання  $\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$  і відома точність виготовлення деталей. Для з'єднань із зазором, працюючих при середніх швидкостях відносних переміщень деталі і середніх навантаженнях, при підвищених вимогах до плавності ходу рекомендовано назначити підвищену (В) відносну геометричну точність [4, частина I, таблиця 2.19], для якої середнє співвідношення допуску форми (Тф) і допуску розміру (Т) дорівнює:

$$B = \frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \times 100\% = 40\%$$

Степінь точності форми циліндричних поверхонь рекомендовано вибирати в залежності від квалітету точності розміру поверхні і рівня відносної геометричної точності [4, частина I, таблиця 2.20, с.395].

Величини допусків форми знаходять у ГОСТ 24643-81 [4, с.393, таблиця 2.18], враховуючи номінальний розмір з'єднання і вибрану степінь точності форми.

Вибір параметрів для нормування шорсткості проводиться також із врахуванням призначення і експлуатаційних властивостей поверхонь. Переважно, в тому числі і для дуже невідповідальних поверхонь, задають параметр  $R_a$  - середнє арифметичне відхилення профілю поверхні. Параметр  $R_a$  більш повно, ніж  $R_z$  і  $R_{\max}$  відбиває відхилення профілю поверхні, тому що визначається на всіх точках профілю в межах базової довжини вимірювання [4, с.511].

Таблиця 2.4 – Варіанти умов роботи спряжень до завдання 3

Номер шифру	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Передостання цифра шифру	0	Назначити допуск круглості на довжині спряження, яке працює в таких умовах:									
	1	- з'єднання з зазором працює при невеликих швидкостях і невеликих навантаженнях,									
	2	особливих вимог до плавності ходу не ставиться;									
	3	- з'єднання із натягом і перехідні посадки працюють в складальних одиницях, де необхідно часто розбирати і повторно складати, підвищені вимоги до точності центрування									
	4	Визначити допуски форми деталей, наприклад, допуск профілю поздовжнього перерізу, які працюють в таких умовах:									
	5	- з'єднання з зазором повинні забезпечити тільки процес складання, взаємне переміщення деталей відсутнє;									
	6	- з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють в складальних одиницях, до яких не ставиться особливих вимог щодо точності центрування та міцності з'єднання									
	7	Назначити допуски циліндричності на довжині спряження, якщо відомі такі умови роботи:									
	8	- з'єднання з зазором працюють при великих швидкостях і навантаженнях, високих вимогах до плавності ходу;									
9	- з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють при дії значних навантажень, при наявності вібрацій, при високих вимогах до точності та міцності										

Мінімальні вимоги до шорсткості поверхні встановлено в залежності від допусків розмірів  $T_D(T_d)$  і допусків форми [4, частина I, с. 523, таблиця 2.67].

Величини допусків профілю повздожнього перетину і параметри шорсткості поверхні  $\varnothing 65G6 \varnothing 65h7$  занесено в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Допуски форми і параметри шорсткості поверхонь  $\varnothing 65G6 \varnothing 65h7$

Поверхня	Рівень відносної геометричної точності $\frac{2T\phi}{T_d(T_D)} \times 100\%$	Квалітет	Степінь точності форми	Допуск форми, мм	Середнє арифметичне відхилення профілю $R_a, \mu\text{м}$
$\varnothing 65G6$	40%	IT6	4	0,004	$R_a \leq 0,4$
$\varnothing 65h7$	40%	IT7	5	0,006	$R_a \leq 0,8$

У зв'язку з тим, що в умові завдання метод утворення поверхні деталі не обумовлено, на ескізах деталей слід використовувати позначення шорсткості поверхні знаком  $\sqrt{\quad}$

Ескізи деталей з'єднання  $\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$  показані на рисунку 2.4.

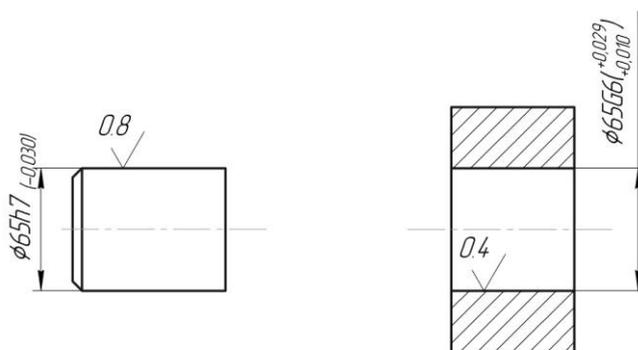


Рисунок 2.4–Ескізи деталей з'єднань  $\varnothing 65 \frac{G6}{h7}$

## 2.4 Завдання 4

2.4.1 Визначити виконавчі розміри калібрів для деталей з'єднання (див. таблицю 2.2) використовуючи ГОСТ 24853-81 "Калібри гладкі для розмірів до 500 мм. Допуски", побудувати схему розташування полів допусків на робочі калібри. Назначити допуски форми робочих поверхонь

Розрахувати виконавчі розміри калібрів, передбачивши при цьому; одностороннє розташування допуску на виготовлення (в матеріал калібрів).

Скласти перелік технічних вимог до робочих поверхонь калібрів користуючись ГОСТ 2015-85: вибрати матеріал, твердість та шорсткість робочих поверхонь.

Виконати ескізи калібрів-пробок і скоби.

2.4.2 Методичні вказівки до виконанім завдання 4.

Завдання 4 виконується після вивчення теми "Калібри гладкі для розмірів до 500 мм" (Див. частина I, п.3.7).

Основну увагу слід звернути на допуски калібрів,- розташування полів допусків робочих і контрольних калібрів стосовно поля допуску на розмір виробу (тобто, стосовно виробничого допуску). Необхідно мати уяву про конструкції калібрів і їх маркування, а також про технічні вимоги на точність форми і шорсткість робочих поверхонь, вимоги щодо вибору матеріалу, покриття і термічної обробки.

При розв'язанні завдання 4 рекомендовано літературу [1,с.240...245; 5,.65...68].

2.4.3 Приклад виконання завдання 4.

Визначити виконавчі розміри робочих калібрів-пробок і скоби, а також контрольних калібрів для контролю деталей

з'єднання  $\varnothing 65 \frac{H8}{k7}$ .

Розв'язок.

1. Для контролю отвору  $\varnothing 65H8^{+0,046}$  використовують калібри пробки.

65H8 ПР - прохідну і 65H8 НЕ - непрохідну.

Найбільший і найменший граничні розміри отвору:  
 $D_{\max}=65,046$  мм;  $D_{\min}=65,0$  мм.

Із ГОСТ 24853-81 для квалітету IT8 та інтервалу розмірів 50-80 мм знаходимо дані для розрахунку калібрів, мкм:

- допуск на виготовлення пробок  $H=5$ ;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної пробки  $Z=7$ ;
- межа спрацювання прохідної пробки  $Y=5$ .

Схему розташування полів допусків зображено на рисунку 2.5.

Виконавчими розмірами пробок називають граничні розміри, за якими виготовляють нові пробки. Для визначення цих розмірів на кресленні пробки проставляють найбільший граничний розмір пробки з від'ємним відхиленням, яке дорівнює  $H$ .

Таким чином, на кресленнях пробок (див. рисунок 2.7) повинні бути проставлені розміри:

- прохідна пробка 65H8 ПР:  $\varnothing 65,0095_{-0,005}$

- непрохідна пробка 65H8 НЕ:  $\varnothing 65,0485_{-0,005}$

2. Для контролю  $\varnothing 65k7^{(+0,032)}_{(+0,002)}$  вала використовують скобу.

Найбільший і найменший граничні розміри вала:

$d_{\max} = 65,032$  мм;  $d_{\min} = 65,002$  мм.

Із ГОСТ 24853-81 для квалітету IT7 та інтервалу розмірів 50-80 ми знаходимо дані для розрахунку скоб, мкм;

- допуск на виготовлення скоби:  $H_1 = 5$ ;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної скоби  $Z_1 = 4$ ;
- границя зносу прохідної скоби  $Y_1 = 3$ ;
- допуск на виготовлення контрольних калібрів  $H_p = 2$ .

Схему розташування полів допусків зображено на рисунку 2.6.

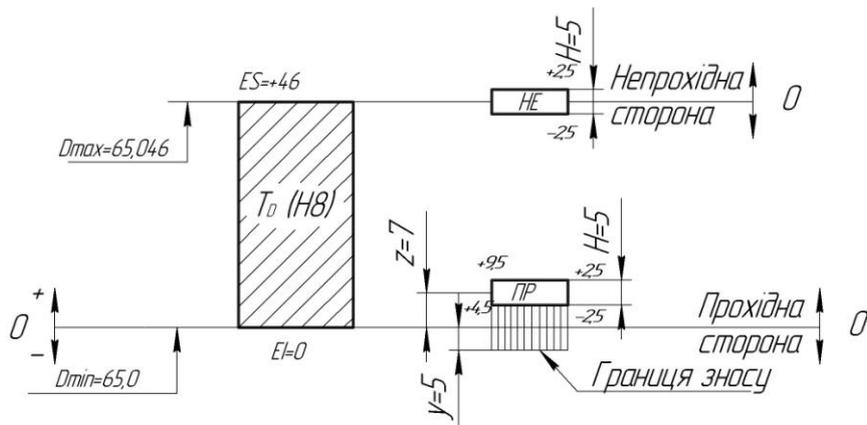


Рисунок 2.5 – Схема розміщення полів допусків калібрів-пробок для контролю отвору  $\phi 65H8$

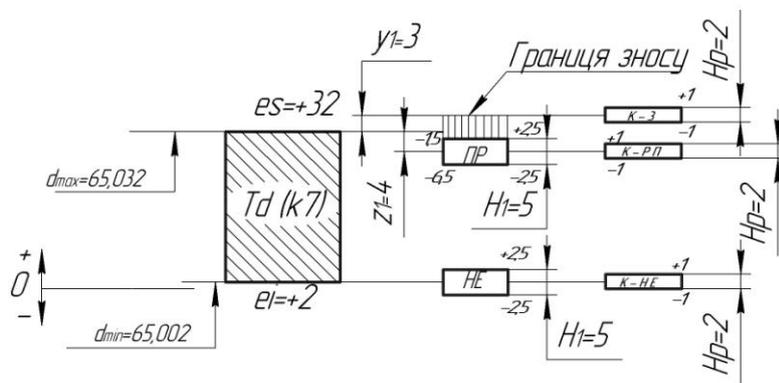


Рисунок 2.6 – Схема розміщення полів допусків калібра-скоби і контр-калібрів для контролю валу  $\phi 65k7$

Виконавчими розмірами скоби називають граничні розміри скоби, за якими виготовляють нову скобу. Для

визначення цих розмірів на кресленні скоби проставляють її найменший граничний розмір з додатнім відхиленням, яке дорівнює  $H_1$ .

Таким чином на кресленні скоби (див. рисунок 2.8) повинні бути проставлені розміри:

-прохідна частина скоби  $65k7$  ПР:  $65,0255^{+0,005}$ ;

непрохідна частина скоби 65k7 HE:  $64,9995^{+0,005}$

Виконавчими розмірами контрольних калібрів називають граничні розміри, за якими виготовляють нові контрольні калібри. Для визначення цих розмірів на кресленні калібра проставляють найбільший граничний розмір калібра з від'ємним відхиленням, яке дорівнює  $H_r$ .

- контрольний калібр-знос:  $\varnothing 65,036_{-0,002}$  ;

- контрольний робочо-прохідний калібр:  $\varnothing 65,029_{-0,002}$  ;

- контрольний непрохідний калібр:  $\varnothing 65,003_{-0,002}$

3. Технічні вимоги гладких нерегульованих калібрів задаються ГОСТ 2015-84.

Вставки калібрів пробок (див. рисунок 2.7) можуть бути виготовлені із сталі марки X за ГОСТ 5950-73. Робочі поверхні, поверхні західних і вихідних фасок пробок повинні мати хромове покриття. Товщина цього покриття -  $(0.5 \dots 1)(Z+Y) = 6 \dots 12 \text{ мкм}$ . Твердість робочих поверхонь, а також поверхонь західних і вихідних фасок повинна бути 57. ..65 HRC<sub>э</sub>.

Шорсткість робочих поверхонь пробок  $Ra \leq 0,16 \text{ мкм}$ ,

Корпус калібра-скоби, який не має окремих губок, можна виготовити із сталі 20 за ГОСТ 1050-88; робочі поверхні скоби необхідно цементувати на глибину не менше 0,5 мм. Твердість робочих поверхонь 57. ..65 HRC<sub>э</sub>.

Шорсткість робочих поверхонь калібра-скоби  $Ra \leq 0,16 \text{ мкм}$ .

4 Допуски на форму калібрів встановлено ГОСТ 24853-81.

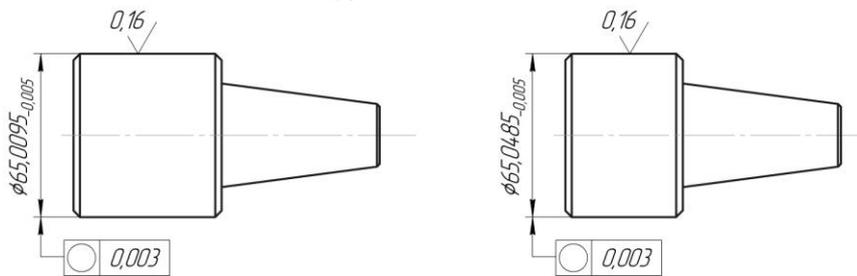
Для калібрів-пробок, які контролюють отвори, виготовлені із допусками IT8, допуск форми робочих поверхонь повинні відповідати IT2 і мати величину для  $\varnothing 65$  TFK=0,003 мм (ГОСТ 25346-89).

Для калібра-скоби, який контролює вали, виготовлені із допусками IT7, допуск форми робочих поверхонь повинен відповідати IT2 і мати величину TFK=0.003 мм (ГОСТ 25346-89).

Для контрольних калібрів, які контролюють скоби, виготовлені із допусками IT7, допуск форми робочих

поверхонь повинні відповідати IT1 і мати величину для  $\varnothing 65$   $TfK=0,002$  мм (ГОСТ 25346-89).

Ескізи калібрів-пробок і калібра-скоби для контролю деталей з'єднання  $\varnothing 65 \frac{H8}{k7}$  — показані на рисунках 2.7 і 2.8.



а) Рисунок 2.7 – Ескізи калібрів-пробок  
 а) пробка 65H8 ПР  
 б) пробка 65H8 НЕ

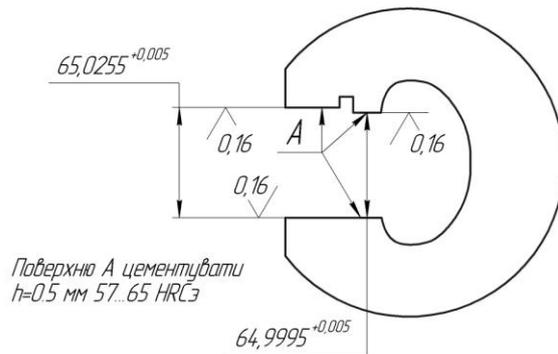


Рисунок 2.8 – Ескіз скоби для контролю вала  $\varnothing 65k7$ .

## 2.5 Завдання 5

### 2.5.1 Умова задачі.

У відповідності з вихідними даними (таблиця 2.6), враховуючи номер підшипника (типорозмір) відповідного стандарту, визначити, номінальні приєднувальні розміри на зовнішні і внутрішні кільця підшипників. Визначити із ГОСТ 520-89 граничні відхилення приєднувальних розмірів кілець.

В залежності від характеру навантаження і умов роботи підшипника (див. таблицю 6) вибрати посадки зовнішнього кільця в корпус і внутрішнього кільця на вал. Задати допуски форми і розташування поверхонь вала і корпусу, спряжених із підшипником, а також цих поверхонь відповідно до ГОСТ 3325-85.

Зобразити схему розташування полів допусків вибраних підшипникових посадок, проставити граничні відхилення і значення зазорів та натягів.

Виконати ескізи з'єднання підшипника з валом і отвором корпусу. Нанести вибрані посадки і граничні відхилення.

### 2.5.2 Методичні вказівки до виконання завдання 5.

Завдання 5 слід виконувати після вивчення теми "Система допусків і посадок для підшипників кочення" (див. частина 1..п.3.7).

При вивченні матеріалу про допуски і посадки підшипників кочення необхідно звернути увагу на особливості розташування полів допусків приєднувальних розмірів внутрішніх і зовнішніх кілець підшипників.

Необхідно пам'ятати, що клас точності підшипника вказаний перед його номером у позначенні типорозміру.

З'єднання підшипника кочення з валами (осями) та корпусами здійснюється у відповідності з ГОСТ 3325-85. Посадки зовнішнього кільця з корпусом здійснюються в системі основного вала, а посадки внутрішнього кільця з валом — в системі основного отвору.

Вибір посадок підшипників визначається характером їх навантаження, яке залежить від того, обертається чи не обертається дане кільце відносно діючого на нього радіального навантаження. Під останнім розуміють результуючу всіх радіальних навантажень.

Необхідно врахувати, що позначення підшипникових посадок на складальних кресленнях відрізняються від позначення посадок гладких з'єднань.

При розв'язанні завдання 5 рекомендовано літературу [1, с.231...240; 4, частина 2, с.272...296; 5, с.60...65].

### 2.5.3 Приклад виконання завдання 5.

Підшипник № 4-320 ГОСТ 8338-75 працює за схемою “обертається корпус, вал — нерухомий”. Підшипник працює в умовах відсутності ударів і вібрацій при перевантаженнях до 150%. Сприймає радіальне сумарне навантаження, постійне за величиною і напрямком  $P_r$ - 5кН. Вал суцільний, корпус -- товстостінний, роз'ємний.

#### Розв'язок.

1 Приєднувальні розміри підшипника 4-320 визначаються із ГОСТ 8338-75.

Позначення розмірів приведені на рисунку 2.9, мм

2 Граничні відхилення приєднувальних розмірів кілець задані ГОСТ 520-89 "Підшипники кулькові і роликові. Технічні вимоги".

Поле допуску зовнішнього кільця підшипника 4-320 позначається відповідно до ГОСТ 3325-85  $l_4$  і виготовлено таким:

$$\text{Ø}215 \ l_4(-0,011)$$

Поле допуску внутрішнього кільця підшипника 4-320 позначається за ГОСТ 3325-85  $L_4$  і виготовлено таким:

$$\text{Ø}100 \ L_4(-0,008)$$

Таблиця 2.6 – Варіанти умов завдання 5

Номер шифру	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Умова навантаження підшипника	Вал обертається, корпус нерухомий; відсутність вібрацій та ударів; перевантаження до 150%; корпус роз'ємний; вал суцільний			Вал обертається, корпус нерухомий; відсутність вібрацій та ударів; перевантаження до 150%; корпус нероз'ємний; вал суцільний			Вал нерухомий, обертається корпус; наявність вібрацій та ударів; перевантаження до 300%; корпус нероз'ємний; вал суцільний				
Радіальне навантаження на підшипник, кН	20	0,5	10	2,5	16	1,2	12	0,7	8	15.5	
ГОСТ підшипника	831-75	831-75	5720-75	5720-75	8338-75	8338-75	8338-75	8338-75	333-79	333-79	
Передостання цифра шифру	0	0-46106	0-36219	0-1218	0-1306	0-406	0-112	0-216	0-210	0-7307	0-7506
	1	6-46111	6-36220	6-1220	6-1307	6-407	6-113	6-217	6-311	6-7308	6-7507
	2	5-46112	5-36205	5-1204	5-1308	5-108	5-114	5-218	5-312	5-7204	5-7508
	3	4-46116	4-36207	4-1206	4-1309	4-105	4-115	4-219	4-313	4-7205	4-7509
	4	2-46200	2-36209	2-1208	2-1310	2-106	2-116	2-204	2-304	2-7206	2-7510
	5	2-46202	2036211	2-1210	2-1312	2-107	2-117	2-205	2-305	2-7207	2-7511
	6	4-46204	4-26212	4-1212	4-1314	4-108	4-118	4-206	4-306	4-7209	4-7512
	7	5-46205	5-36214	5-1215	5-1316	5-109	5-119	5-207	5-307	5-7210	5-7513
	8	6-46218	6-36216	6-1216	6-1318	6-110	6-120	6-208	6-308	6-7211	6-7514
	9	0-46214	0-36218	0-1218	0-1320	0-111	0-122	0-209	0-309	0-7212	0-7515

З Вибір посадок підшипника кочення 4-320 на вал і корпус.

Вибір конкретної посадки проводиться окремо для кожного кільця відповідно до рекомендацій, даних в таблицях, де враховані: умови роботи, схема роботи (обертається чи нерухоме кільце), величина і характер діючих на підшипник навантажень, а також вид навантаження кілець.

На рисунку 2.10 показано схему навантаження підшипника 4-320 радіальною силою  $P_r$ , постійною за величиною і напрямком, при схемі "обертається корпус, вал нерухомий".

. Із схеми (див. рисунок 2.10) видно, що зовнішнє кільце, яке обертається, навантажене циркуляційно, бо кільце сприймає радіальне навантаження  $P_r = 5 \text{ кН}$  послідовно всім колом доріжки кочення і передає його всій посадочній поверхні корпуса.

При циркуляційному навантаженні зовнішнього кільця підшипника посадку вибирають, розраховуючи інтенсивність радіального навантаження  $P_r$  на посадочну поверхню [1, с.237].

$$P_R = \frac{F_r \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{b}, \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

де  $F_r = 5 \text{ кН}$  - радіальне навантаження на підшипник;

$b = B-2r$  - робоча поверхня підшипника, де  $B = 0,047 \text{ м}$  - ширина підшипника 4-320 (див. рисунок 2.9);

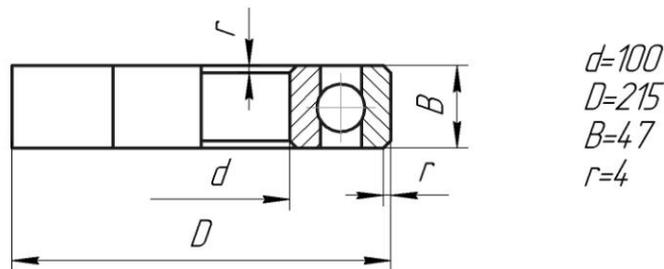
$r = 0,004 \text{ м}$  - координата монтажної фаски зовнішнього кільця підшипника;

$b = 0,039 \text{ м}$ ;

$k_1$  - динамічний коефіцієнт; при перевантаженнях до 150%  
 $k_1 = 1$  [1, с.237...238]

$k_2$  - коефіцієнт, який враховує послаблення посадочного натягу; для суцільного вала  $k_2 = 1$  [1, с.238];

$k_3$  - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу радіального навантаження; для радіальних підшипників  
 $k_3 = 1$  [1, с 238.. 239];



$d=100$   
 $D=215$   
 $B=47$   
 $r=4$

Рисунок 2.9 – Ескіз підшипника 4-320 ГОСТ 8338-76

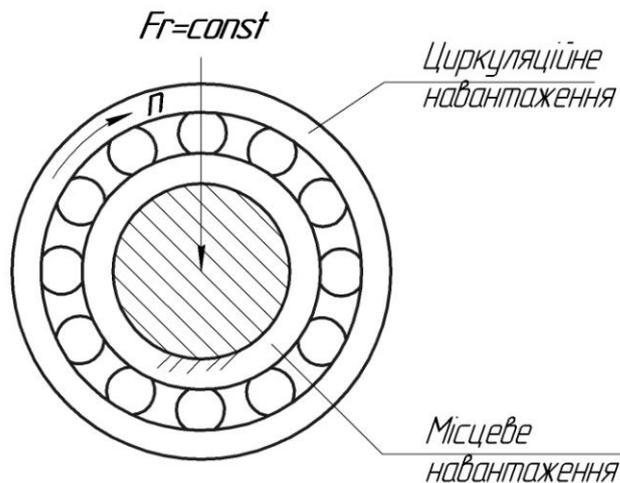


Рисунок 2.10 – Схема навантаження кілець підшипника

$$P_R = \frac{5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{0,039} = 128,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

За величиною  $P_R = 128,2$  кН/м вибираємо поле допуску корпусу для посадки зовнішнього кільця підшипника 4-320. Так як для підшипника класу 4 рекомендують для корпусів квалітет – IT6 [4, Ч.2, табл.4.87 с.282], то підбираємо поле допуску корпусу Ø215K6 [4, Ч.2, табл.4.92 с.287]. Граничні відхилення корпусу Ø215K6 із ГОСТ 25347 82 будуть:

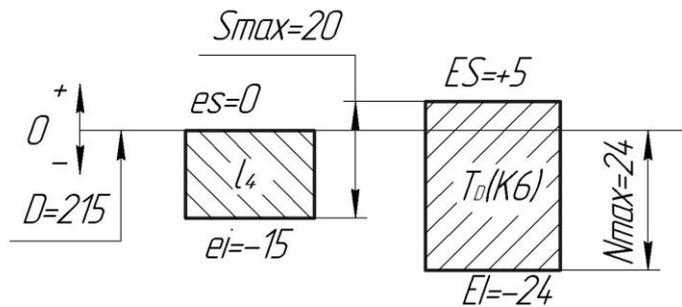


Рисунок 2.11 – Схема розташування полів допусків зовнішнього кільця підшипника в корпусі

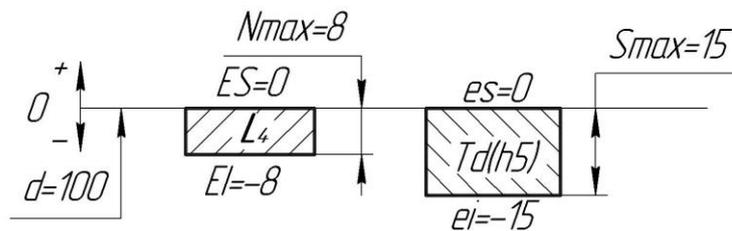


Рисунок 2.12 – Схема розташування полів допусків внутрішнього кільця підшипника на вал.

$$\text{Ø}215\text{K}6 \begin{matrix} +0,005 \\ -0,024 \end{matrix}$$

Таким чином вибрана посадка для зовнішнього кільця в корпус

$$\text{Ø}215 \frac{\text{K}6 \begin{matrix} +0,005 \\ -0,024 \end{matrix}}{l_4 \begin{matrix} -0,011 \end{matrix}}$$

Ця посадка утворена в системі вала. Схема розташування полів допусків цієї посадки зображена на рисунку 2.11.

2 На схемі (див. рисунок 2.10) видно, що внутрішнє кільце, яке не обертається, навантажене місцево, бо це кільце сприймає радіальне навантаження  $P_R = 5$  кН тільки обмеженою ділянкою кола доріжки кочення і передає його відповідній обмеженій ділянці поверхні вала.

Для місцево навантажених кілець назначають посадку із зазором, щоб в процесі експлуатації кільце (у даному випадку внутрішнє) під дією поштовхів і вібрацій поступово проверталосся і зношувалось рівномірно.

Різновидність поля допуску вала для посадки вибирають звичайно методом подібності [1, таблиця 96, с.239]. У випадку навантажування без ударів і вібрацій, при перевантаженні до 150% рекомендують назначити поле допуску  $\text{Ø}100h5$  (враховуючи, що для підшипників класу 4 рекомендують поля квалітету IT5 [1, с.239]). Граничні відхилення вала із ГОСТ 25347-82 будуть :

$$\text{Ø}100h5_{(-0,015)}$$

Таким чином вибрана посадка для внутрішнього кільця на вал

$$\text{Ø}100 \frac{L4_{(-0,008)}}{h5_{(-0,015)}}$$

Ця посадка утворена за принципом системи отвору. Схема розташування полів допусків цієї посадки зображена на рисунку 2.12.

4 Вибір допусків форми і розташування поверхонь, параметрів шорсткості посадочних поверхонь вала  $\text{Ø}100h5$  і отвору корпусу  $\text{Ø}215K6$ .

Технічні вимоги до посадочних поверхонь валів і корпусів під підшипники кочення встановлені ГССТ 3325-85.

Шорсткість посадочних і опорних поверхонь залежить від класу точності підшипника. Для підшипника 4-320 (клас 4) рекомендовано ГОСТ 3325-85, таблиця 3:

для вала  $\text{Ø}100h5$ :  $Ra \leq 0,63$  мкм,

для отвору корпусу  $\text{Ø}215K6$ :  $Ra \leq 1,25$  мкм;

поверхні опорних торців заплечиків вала і корпусу:  $Ra \leq 2,5$  мкм.

Допуски форми посадочних поверхонь назначають із ГОСТ 3325-85 (таблиці 4-6), враховуючи розміри  $d$  (D) і клас точності підшипника 4-320.

Для поверхні вала  $\text{Ø}100h5$  встановлено: допуск крутості і допуск профілю повздожнього перетину  $TFK=TFP=$

=0,0025мм, а також допуск торцевого биття заплечика вала TCA= 0,006 мм.

Ескіз посадки внутрішнього кільця підшипника на вал показаний на рисунку 2.13.

Для поверхні отвору корпусу Ø215К6 встановлено: допуск круглості і допуск профілю повздовжнього перетину TFK=TFR=0,005мм допуск торцевого биття заплечиків отвору корпусу: TCA= 0,014мм

Ескіз посадки зовнішнього кільця підшипника в роз'ємний корпус показано на рисунку 2.14.

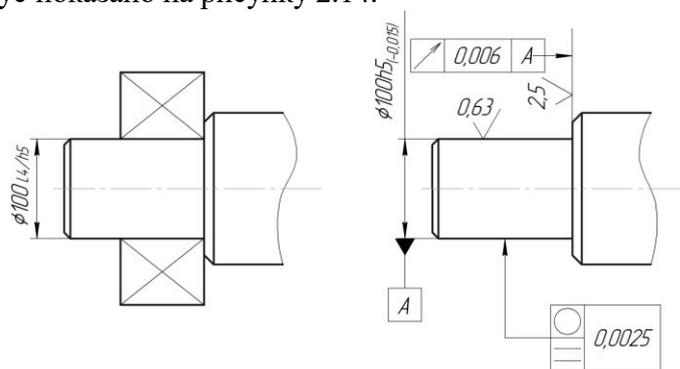


Рисунок 2.13 – Ескіз посадки внутрішнього кільця підшипника на вал.

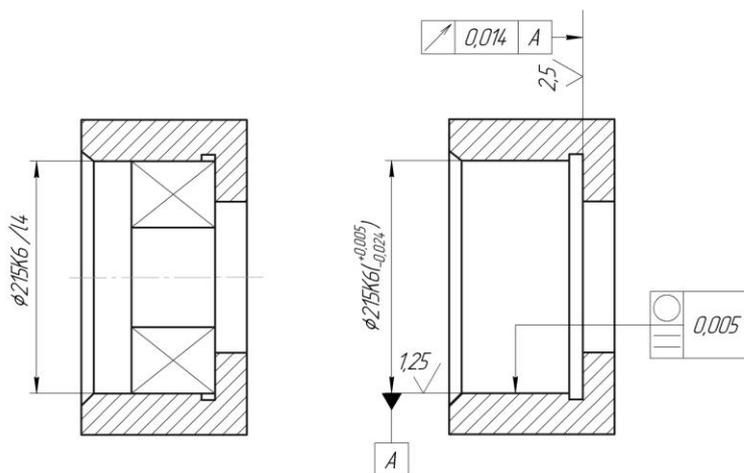


Рисунок 2.14 – Ескіз посадки зовнішнього кільця підшипника в корпусі

## 3. Контрольна робота 2

### 3.1 Завдання 6

#### 3.1.1 Умова задачі

Визначити приведений середній діаметр внутрішньої І зовнішньої різьби за результатами вимірів, вказаних в таблиці 3.1. Вибрати основні параметри різьби, визначити граничні відхилення і розміри. Зобразити графічно схему розташування граничних контурів заданої різьби. Зробити висновок про придатність різьби.

#### 3.1.2 Методичні вказівки до виконання завдання 6

Завдання 6 виконується після вивчення теми "Взаємозамінність, методи і засоби вимірювання та контролю різьбових з'єднань" (див. Частина 1, п. 3.10).

В першу чергу потрібно познайомитися з визначеннями основних параметрів різьби і загальними принципами забезпечення взаємозамінності циліндричних різьб: граничними контурами різьби, відхиленнями кроку і половини кута профілю і їх діаметральною компенсацією, приведеним середнім діаметром різьби.

Особливу увагу слід приділяти системі посадок метричних різьб. Необхідно ознайомитися зі змістом стандартів ГОСТ 24705-81 і ГОСТ 16093-81, засвоїти правила позначення точності різьб на кресленнях.

При розв'язанні завдання 6 рекомендовано літературу [1, с.275-290; 3, с.89-96].

#### 3.1.3 Приклад виконання завдання 6

Визначити приведений середній діаметр болта М45-7g6g, якщо при його вимірюванні отримані такі величини  $d_{вим} = 44,563$  мм;  $d_{2вим} = 41,892$  мм;  $d_{1вим} = 40,058$  мм. Розмір кроку на довжині згвинчування восьми кроків:  $8P_{прав} = 36,016$  мм;  $8P_{лів} = 35,988$  мм; розміри



Таблиця 3.1 – Варіанти завдання 6

Номер шифра		Последня цифра шифру										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Позначення різьби		Гайка M52-7G	Болт M60-8g	Гайка M68-6G	Болт M10x1- 6d	Гайка M16x1,5- 7H	Болт M22x2- 8h	Гайка M36x1- 4H5H	Болт M48x2- 7g6g	Болт M10-6h	Болт M12-8h	
Параметри різьби, отримані при вимірюванні	d(D)	52,200	59,91	68,25	9,964	16,170	21,88	36,12	47,91	9,70	11,985	
	d <sub>1</sub> (D <sub>1</sub> )	46,785	53,85	61,654	9,854	14,454	19,635	35,07	46,30	8,26	10,040	
	(α/2) <sub>пр</sub>	30°12'	29°45'	30°12'	29°35'	30°20'	29°48'	30°24'	29°52'	30°00'	30°20'	
	(α/2) <sub>лів</sub>	30°05'	29°54'	30°12'	30°12'	30°10'	30°12'	30°18'	29°50'	30°08'	30°15'	
Величини середнього діаметру d <sub>2вим</sub> , D <sub>2вим</sub> та 5-ти кроків на довжині згвинчування (5Рпр і 5Рлів)												
Передостання цифра шифру	0	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	48,806	56,080	64,250	9,306	15,002	20,648	35,400	47,0	8,95	10,805
		5Рпр	25,005	27,518	30,010	5,034	7,480	10,045	5,008	9,978	7,48	8,748
		5Рлів	25,010	27,508	30,002	5,012	7,524	10,023	5,010	9,990	7,52	8,744
	1	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	48,764	56,354	64,306	9,290	15,180	20,575	35,420	46,85	8,99	10,735
		5Рпр	24,986	27,495	29,980	4,985	7,560	10,006	5,005	10,028	7,55	8,730
		5Рлів	24,990	27,505	29,988	5,008	7,486	10,012	4,986	10,020	7,45	8,736
	2	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	48,945	56,248	64,182	9,338	15,106	20,692	35,386	46,89	9,00	10,710
		5Рпр	25,012	27,482	29,996	5,025	7,502	9,976	4,986	10,034	7,50	8,750
		5Рлів	25,016	27,492	30,002	5,015	7,350	9,984	4,980	10,010	7,35	8,758
	3	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	48,920	56,142	64,210	9,315	15,205	20,524	35,410	46,926	9,02	10,830
		5Рпр	24,978	27,520	29,862	4,780	7,550	9,990	5,028	9,985	7,50	8,760
		5Рлів	24,986	27,526	29,894	5,086	7,534	10,018	5,032	10,005	7,54	8,764
	4	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	48,865	56,385	64,195	9,280	15,168	20,632	35,368	46,990	8,96	10,860
		5Рпр	25,010	27,502	29,990	4,978	7,494	10,035	4,978	9,976	7,46	8,750
		5Рлів	24,994	27,508	30,025	5,010	7,524	10,045	4,996	9,996	7,52	8,754

Продовження таблиці 3.1 – Варіанти завдання 6

Номер шифра		Последня цифра шифру										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Позначення різьби		Гайка M16-7H	Болт M20-6g	Гайка M24-6H	Болт M30-6e	Гайка M39-8H	Болт M45-4h	Гайка M70x3- 6H	Болт M80x4- 4h	Гайка M100x3- 7G	Болт M120x6- 7e6e	
Параметри різьби, отримані при вимірюванні	d(D)	16,096	19,854	24,06	29,954	39,065	44,91	70,125	79,864	100,156	119,845	
	d <sub>1</sub> (D <sub>1</sub> )	13,840	17,264	20,768	26,01	34,24	39,978	66,964	75,560	96,876	113,420	
	(α/2) <sub>пр</sub>	29°50'	30°20'	30°15'	29°48'	30°12'	29°48'	30°26'	30°16'	30°18'	29°46'	
	(α/2) <sub>лів</sub>	30°10'	29°54'	30°10'	30°10'	29°54'	30°12'	30°20'	30°06'	30°16'	29°58'	
Величини середнього діаметру d <sub>2вим</sub> , D <sub>2вим</sub> та 5-ти кроків на довжині згвинчування (5Рпр і 5Рлів)												
Передостання цифра шифру	5	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	14,905	18,365	22,156	27,700	36,590	41,950	68,085	77,368	98,280	116,058
		5Рпр	10,020	12,642	15,014	17,650	20,010	22,505	15,014	20,028	15,024	30,016
		5Рлів	10,015	12,600	15,008	17,548	20,012	21,495	15,045	20,016	15,016	30,020
	6	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	14,954	18,304	22,084	27,650	36,510	41,998	68,148	77,325	98,246	115,975
		5Рпр	10,010	12,508	15,008	17,566	19,970	22,482	15,055	20,046	15,036	30,025
		5Рлів	10,012	12,510	15,010	17,482	19,984	22,478	15,045	20,034	15,030	30,045
	7	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	14,700	18,268	22,205	27,575	36,476	42,025	68,196	77,305	98,184	115,942
		5Рпр	9,992	12,486	15,006	17,450	20,025	22,516	14,982	19,978	14,968	30,036
		5Рлів	9,990	12,476	14,990	17,464	20,018	22,490	14,976	19,985	14,974	29,984
	8	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	14,790	18,250	22,060	27,695	36,500	42,006	68,224	77,294	98,120	115,904
		5Рпр	9,986	12,485	14,990	17,385	19,992	22,480	14,994	19,965	14,988	29,972
		5Рлів	9,990	12,490	14,994	17,425	19,986	22,486	14,992	19,978	14,999	29,970
	9	d <sup>2</sup> (D <sup>2</sup> )	14,856	18,184	22,250	27,624	36,428	41,985	68,205	77,275	98,135	115,854
		5Рпр	10,008	12,472	14,868	17,684	19,985	22,495	14,995	19,996	14,970	29,948
		5Рлів	9,994	12,485	14,986	17,656	20,010	22,480	15,007	19,999	14,980	29,958

половини кута профілю:  $\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = 29^{\circ}42'$ ;

$\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = 30^{\circ}12'$ . Зробити висновок про придатність болта.

Різьба болта М45-7g6g відноситься до зовнішніх різьб. Визначаємо номінальні розміри параметрів різьби з ГОСТ 24705-81, а також граничні відхилення з ГОСТ 16093-81, вираховуємо граничні розміри різьби і заносимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Розрахунок граничних розмірів різьби

Назва параметра	Позначення	Номінальний Р-р, мм ГОСТ 24705-81	Граничні відхилення, мм ГОСТ 16093-81		Граничні розміри, мм	
			es	ei	найбільший	найменший
Зовнішній діаметр	d	45,00	-0,063	-0,563	44,937	44,437
Середній діаметр	d <sub>2</sub>	42,077	-0,063	-0,363	42,014	41,714
Внутрішній діаметр	d <sub>1</sub>	40,129	-0,063	не встан.	40,066	не встан.
Крок	P	4,5	Внаслідок того, що відхилення кроку, кута профілю та середнього діаметра різьби взаємозв'язані, їх обмежують сумарним допуском Td <sub>2</sub>			
Кут профілю	α	60 <sup>0</sup>				

Знаходимо приведенний середній діаметр зовнішньої різьби (болта М), [1, с.281]

$$d_{2np} = d_{2вим} + f_P + f_{\alpha}$$

де  $f_p$  - діаметральна компенсація похибки виготовлення кроку на довжині згвинчування; для метричної різьби з  $\alpha = 60^\circ$

$$f_p = 1,732 |E_p|$$

де  $|E_p|$  - абсолютна величина похибок кроку на  $n = 8$  крокам

$$E_p = |P_n - n \cdot P|$$

де  $P_n = \frac{P_n^{прав} + P_n^{лів}}{2} = \frac{36,016 + 35,988}{2} = 36,002$  - середній розмір

8-ми кроків на довжині згвинчування;

$P = 4,5$  мм - крок крупної різьби М45 з ГОСТ 24705-81;

$n = 8$  - число кроків на довжині згвинчування.

$$E_p = |36,002 - 8 \cdot 4,5| = 0,002$$

$$f_p = 1,732 \cdot 0,002 = 0,0035 \text{ мм.}$$

$f_\alpha$  - діаметральна компенсація похибки половини кута профілю; при  $\alpha = 60^\circ$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot E\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 10^{-3}$$

де  $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$  - відхилення половини кута профілю, кутові мінути

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left( \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів} \right| \right)$$

де  $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав}$  і  $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів}$  - абсолютні значення відхилень

правої та лівої половини кута профілю від номінального

значення половини кута профілю, мінути; для метричної

$$\text{різьби } E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} - 30^0 \right| = |29^0 42' - 30^0| = 18',$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} - 30^0 \right| = |30^0 12' - 30^0| = 12'$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{18' + 12'}{2} = 15';$$

$$f_{\alpha} = 0,29 \cdot 4,5 \cdot 15' \cdot 10^{-3} = 0,0196 \text{ мм}$$

Таким чином, приведений середній діаметр дорівнює  
 $d_{2пр} = 41,892 + 0,0035 + 0,0196 = 41,9151 \text{ мм}$ .

Схема розташування полів допусків різьби болта М45-7g6g зображена на рисунку 3.1.

Висновок про придатність болта М45-7g6g.

Диференційно величини  $d_{вим}$ ,  $d_{1вим}$ ,  $d_{2вим}$ ,  $d_{2пр}$  знаходяться в межах поля допуску (див.таблицю 3.1). Згвинчування болта забезпечується. Загальний висновок – болт придатний.

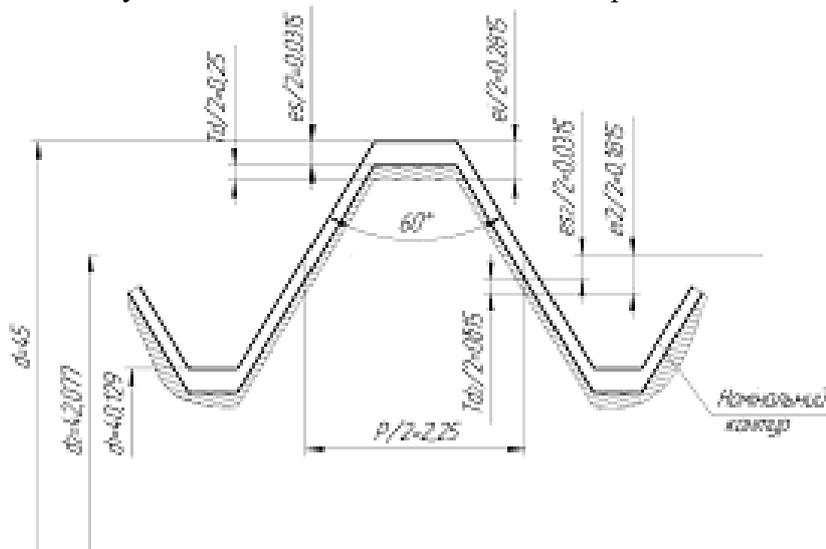


Рисунок 3.1 – Граничні контури різьби болта М45-7g6g

## 3.2 Завдання 7

### 3.2.1 Умова задачі

Для заданого в таблиці 3.3 призматичного шпонкового з'єднання:

- визначити граничні відхилення, допуски і граничні розміри всіх елементів з'єднання;
- дати схему розташування полів допусків на ширині шпонки для заданого (таблиця 3.3) типу шпонкового з'єднання, визначити характеристики посадок шпонки в паз вала і паз втулки.

В таблиці 3.3 вказано розміри призматичної шпонки відповідно до умовного позначення в ГОСТ 23360-78, враховуючи виконання шпонки (1,2 чи 3).

### 3.2.2 Методичні вказівки до виконання завдання 7

Завдання 7 виконується після вивчення теми "Допуски і посадки шпонкових з'єднань" [див. частина 1, п. 3.12].

В першу чергу слід звернути увагу на те, що посадки шпонкових з'єднань утворюють в системі вала; а також ознайомитися з типами шпонкових з'єднань, рекомендованих ГОСТ 23360-78 (для призматичних шпонок) Необхідно вміти визначати точність основних елементів шпонкового з'єднання, ширини, висоти, довжини шпонки і довжини шпонкового паза на валу, вміти вираховувати зазори або натяги в спряженні шпонки з пазами вала і втулки (зубчатого колеса або іншої деталі).

При розв'язуванні завдання 7 рекомендовано літературу [1, с.334; ч. 2, с.232-238].

### 3.2.3 Приклад виконання завдання 7

Для призматичної шпонки 40x22x100 ГОСТ 23360-78, розташованої на валі Ø160 використовується вільний тип шпонкового з'єднання. Визначити, номінальне значення і точність елементів шпонкового з'єднання ( $b, h, t_1, t_2, \dots$ ).

$(d - t_1, d + t_2, l, L)$  Побудувати схему розташування полів допусків шпонкового з'єднання для розміру  $b$ .

Розв'язок.

Основні розміри і точність нормального шпонкового з'єднання визначаємо з ГОСТ 23360-78 "Шпонки призматичні. Розміри, допуски і посадки" враховуючи, що задана шпонка виконання 1. Відхилення розмірів знаходять по ГОСТ 25346-89:

$b = 40h9_{(-0,062)}$  - ширина шпонки з таблиць 1 і 2 ГОСТ 23360-78;

$h = 22h11_{(-0,130)}$  - висота шпонки з таблиць 1 і 2 ГОСТ 23360-78

$l = 100h14_{(-0,87)}$  - довжина шпонки (1, с.334);

$L = l = 100$  - довжина паза вала під шпонку виконання 1.

$L = 100H15^{(+1,4)}$  - з ГОСТ 23360-78.;

$t_1 = 13^{+0,3}$  і  $t_2 = 9,4^{+0,3}$  - глибина пазів вала і втулки відповідно (таблиця 2 ГОСТ 23360-78);

$d - t_1 = 147_{-0,3}$ ;  $d + t_2 = 169,4^{+0,3}$  - ГОСТ 23360-78, таблиця 3.

Ескіз шпонкового з'єднання на рисунку 3.2.

Для вільного шпонкового з'єднання за ГОСТ 23360-78 задано посадки в системі вала:

1. Посадка шпонки в паз вала

$$b = 40 \frac{H9 \left( \begin{array}{c} +0,062 \\ -0,062 \end{array} \right)}{h9}$$

Це посадка з зазором з характеристиками

$$S_{1\max} = 0,124 \text{ мм};$$

$$S_{1\min} = 0 \text{ мм}.$$

2. Посадка шпонки в паз втулки

$$b = 40 \frac{D10 \left( \begin{array}{c} +0,180 \\ +0,080 \\ -0,062 \end{array} \right)}{h9}$$

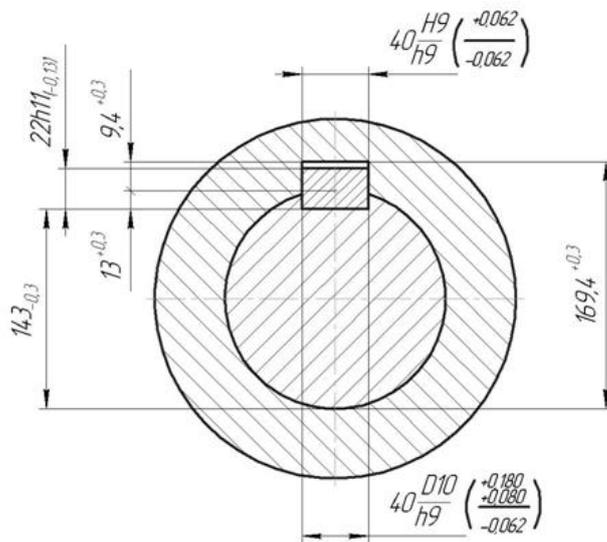


Рисунок 3.2 – Ескіз деталей шпонкового з'єднання

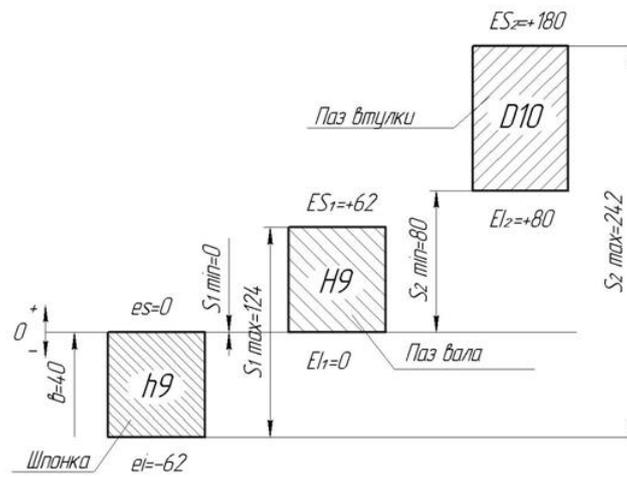


Рисунок 3.3 – Схема розташування полів допусків вільного шпонкового з'єднання

Таблиця 3.3 – Варіанти задач до завдання 7

Номер варіанту		Остання цифра шифру					
		0	1	2	3	4	5
Тип шпонко-вого з'єднання		вільне			нормальне		
Передостання цифра шифру	0	Ø65 20x12x140	Ø80 22x14x180	Ø90 25x14x200	Ø40 12x8x32	Ø45 14x9x40	Ø55 16x10x56
	1	Ø275 63x32x100	Ø300 70x36x320	Ø345 80x40x500	Ø12 4x4x12	Ø8 2x2x8	Ø10 3x3x16
	2	Ø40 12x8x90	Ø47 14x9x100	Ø64 18x11x140	Ø60 2-18x11x36	Ø70 20x12x40	Ø80 2-22x14x50
	3	Ø155 40x22x360	Ø185 45x25x400	Ø220 50x28x450	Ø15 5x5x20	Ø20 6x6x22	Ø38 2-10x14x50
	4	Ø17 2-5x5x40	Ø22 2-6x6x45	Ø27 8x7x63	Ø32 10x8x25	Ø92 25x14x70	Ø24 2-8x7x32
	5	Ø88 2-25x14x180	Ø110 28x16x250	Ø130 32x18x280	Ø100 28x16x70	Ø115 32x18x9	Ø145 36x20x100
	6	Ø375 80x40x500	Ø430 90x45x500	Ø490 100x50x500	Ø160 40x22x70	Ø175 45x25x110	Ø210 50x28x160
	7	Ø51 16x10x110	Ø65 2-18x11x200	Ø73 2-20x12x160	Ø48 2-14x9x63	Ø7 3x3x14	Ø240 56x32x140
	8	Ø5 2x2x20	Ø7 3x3x22	Ø11 4x4x32	Ø270 63x32x250	Ø300 70x36x220	Ø100 2-28x16x45
	9	Ø35 2-10x8x80	Ø140 36x20x280	Ø250 56x32x500	Ø390 90x45x160	Ø220 2-50x28x200	Ø60 2-18x11x63

Продовження табл. 3.3 – Варіанти задач до завдання 7

Номер варіанту		Остання цифра шифру			
		6	7	8	9
Тип шпонко-вого з'єднання		щільне			
Передостання цифра шифру	0	Ø6 2-2x2x10	Ø9 3x3x16	Ø12 2-4x4x22	Ø16 5x5x32
	1	Ø460 100x50x220	Ø400 90x45x200	Ø360 80x40x180	Ø310 70x36x200
	2	Ø210 50x28x250	Ø255 56x32x125	Ø280 63x32x160	Ø190 45x25x110
	3	Ø8 2-3x3x16	Ø17 2-5x5x22	Ø28 8x7x25	Ø40 2-12x8x36
	4	Ø125 2-32x18x100	Ø145 36x20x160	Ø165 40x22x80	Ø175 2-45x25x200
	5	Ø72 2-20x12x80	Ø78 22x14x56	Ø24 2-8x7x22	Ø36 2-10x8x32
	6	Ø90 2-25x14x80	Ø98 28x16x100	Ø 430 2-90x45x220	Ø18 6x6x32
	7	Ø215 2-50x28x300	Ø74 20x12x63	Ø300 2-70x36x300	Ø42 14x9x70
	8	Ø36 12x8x63	Ø165 2-40x22x125	Ø11 4x4x14	Ø7 2x2x6
	9	Ø85 25x14x70	Ø53 16x10x45	Ø60 18x11x100	Ø80 2-22x14x70

Це посадка з зазором з характеристиками

$$S_{2\max} = 0,242 \text{ мм};$$

$$S_{2\min} = 0,080 \text{ мм}.$$

Схема розташування полів допусків шпонкової посадки вільного типу зображена на рисунку 3.3.

### 3.3 Завдання 8

#### 3.3.1 Умова задачі

Для заданого в таблиці 3.4 шліцевого з'єднання з прямобічним профілем зубів визначити номінальні розміри, допуски і граничні відхилення для всіх елементів спряження, побудувати схему розташування полів допусків посадок і виконати ескіз шліцевого з'єднання.

#### •3.3.2 Методичні вказівки до виконання завдання 8

Завдання 8 слід виконати після вивчення теми "Допуски і посадки шліцевих з'єднань з прямобічним профілем зубів" (див. частина 1, п.3. 12).

Спочатку необхідно ознайомитися зі змістом стандарту ГОСТ 1139-80 і прийнятими системами центрування втулки стосовно вала. Необхідно вивчити правила позначення точності шліцевих з'єднань, валів і втулок на кресленнях, вміти визначити характеристики (зазори, натяга) посадок різних елементів шліцевого з'єднання.

Для посадок деталей зі шліцями часто використовують посадки типу  $\frac{F10}{f7}, \frac{Is10}{d7}$  та інші. В зв'язку з цим, в деяких випадках, для визначення граничних відхилень потрібно використати ГОСТ 25346-89.

При розв'язуванні завдання 8 рекомендовано використати літературу [1. с.334-338, 4, с.249-254].

#### .3.3.3 Приклад виконання завдання 8

Для прямобічного шліцевого з'єднання  $z \times d \times D = 8 \times 32 \times 36$  використовують такі посадки при способі центрування по зовнішньому діаметру: на центруючому діаметрі  $D - \frac{H7}{e7}$ ; на ширині шліца  $b - \frac{F10}{h6}$ .

Визначити номінальні розміри елементів шліцевого з'єднання, допуски і граничні відхилення, побудувати схему розтішування полів допусків і виконати ескіз шліцевого з'єднання.

Розв'язок.

Основні розміри шліцевого з'єднання визначені у ГОСТ 1139-80 залежно від серії і типорозміру  $z \times d \times D$  і заносяться в таблицю 3.5. Граничні відхилення розмірів визначені з ГОСТ 25346-89 або ГОСТ 25347-82.

Умовне позначення точності заданого шліцевого з'єднання:

$$D - 8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{e7} \times 6 \frac{F10}{h6}$$

де  $D$  - спосіб центрування;  $z=8$  - число шліців;

$32$  - внутрішній діаметр;

$36 \frac{H7}{e7}$  - посадка на зовнішньому діаметрі;

$6 \frac{F10}{h6}$  - посадка на ширині шліца.

Співвісність заданого шліцевого з'єднання при складанні досягається центруванням на поверхні зовнішнього діаметра  $D$ . На рисунку 3.4 зображено ескіз шліцевого з'єднання, а на рисунку 3.5 - схеми розташування полів допусків посадок. Характеристики посадок шліцевого з'єднання занесено в таблицю 3.5.



Таблиця 3.4 – Основні розміри і числа зубів шліцевих з'єднань

Номер варіанту	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Спосіб центрування	d	D	b	d	D	b	d	D	b	d	
Посадка за розмірами	d	$\frac{H7}{e8}$	-	-	$\frac{H7}{g6}$	-	-	$\frac{H7}{n6}$	-	-	$\frac{H7}{h7}$
	D	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$
	b	$\frac{D9}{f8}$	$\frac{D9}{js7}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D10}{d8}$	$\frac{F10}{k7}$	$\frac{Js10}{d10}$	$\frac{F8}{js7}$	$\frac{F8}{f8}$
Передостання цифра шифру	0	6x26x30	6x23x26	6x28x32	8x36x40	8x32x36	8x42x46	6x16x20	8x46x50	8x62x68	8x32x36
	1	10x72x78	10x42x52	10x92x98	10x46x56	6x23x26	10x72x78	8x56x62	10x82x92	10x82x88	8x42x48
	2	8x32x38	8x36x42	6x11x14	8x52x60	10x102x108	6x13x16	10x28x35	10x18x23	6x21x25	20x82x92
	3	8x52x62	10x72x82	8x42x48	20x92x102	8x62x72	8x46x54	10x112x125	8x52x58	10x21x26	10x112x120
	4	10x102x112	10x16x20	10x112x125	10x92x98	10x26x32	10x92x102	16x62x72	6x18x22	16x72x82	16x52x60

Продовження табл. 3.4 – Основні розміри і числа зубів шліцевих з'єднань

Номер варіанту	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Спосіб центрування	D	b	d	D	b	d	D	b	d	b	
Посадка за розмірами	d	-	-	$\frac{H7}{js7}$	-	-	$\frac{H6}{g5}$	-	-	$\frac{H7}{f7}$	-
	D	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H12}{a11}$
	b	$\frac{F10}{e9}$	$\frac{F10}{k7}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{F8}{h6}$	$\frac{D9}{k7}$	$\frac{F8}{js7}$	$\frac{F10}{f7}$	$\frac{Js10}{d9}$	$\frac{D9}{f8}$	$\frac{F10}{k7}$
Передостання цифра шифру	5	6x23x28	6x26x32	6x23x26	6x28x32	8x36x40	8x32x36	8x42x46	6x16x20	8x46x50	8x62x68
	6	8x56x65	10x42x52	10x112x120	10x92x98	10x46x56	6x23x26	10x72x78	8x56x62	10x82x92	10x82x88
	7	10x36x45	20x112x125	8x36x42	6x11x14	8x52x60	10x102x108	6x13x16	10x28x35	10x18x23	6x21x25
	8	16x56x65	10x23x29	10x72x82	8x42x48	20x92x102	8x62x72	8x46x54	10x112x125	8x52x58	10x21x26
	9	20x92x102	6x28x34	10x16x20	10x112x125	10x92x98	10x26x32	10x92x102	16x62x72	6x18x22	16x72x82

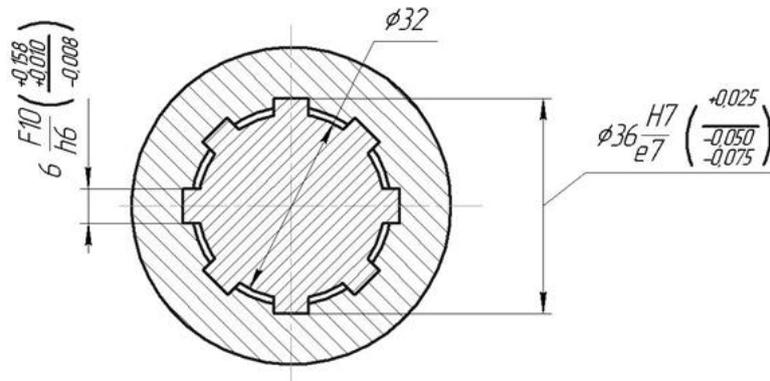


Рисунок 3.4 – Ескіз деталей шліцевого з'єднання

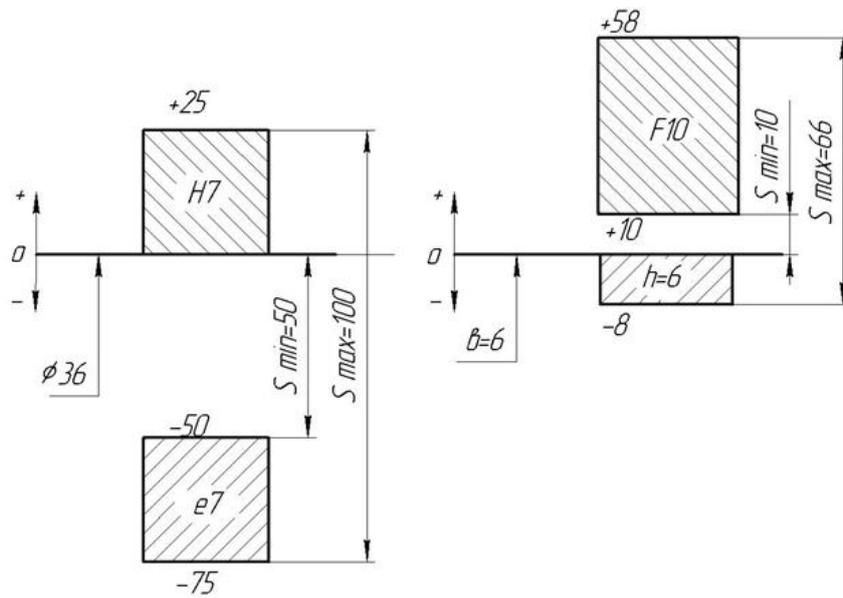


Рисунок 3.5 – Схеми розташування полів допусків посадок шліцевого з'єднання

Таблиця 3.5- Характеристики посадок шліцевого з'єднання

$$D - 8x32x36 \frac{H7}{e7} x6 \frac{F10}{h6}$$

Посадки шліце- вого з'єднання	Поверхня	
	D, мм	b, мм
Позначення посадки	$\text{Ø}36 \frac{H7 \begin{smallmatrix} (+0,025) \\ (-0,050) \\ (-0,075) \end{smallmatrix}}{e7}$	$6 \frac{F10 \begin{smallmatrix} (+0,058) \\ (+0,010) \\ (-0,008) \end{smallmatrix}}{h6}$
Система, в якій утворена посадка	система отвору	система вала
Тип посадки	із зазором	із зазором
Характеристики посадок	$S_{\max} = 0,100$ $S_{\min} = 0,050$	$S_{\max} = 0,066$ $S_{\min} = 0,024$

### 3.4 Завдання 9

#### 3.4.1 Умова завдання

Для деталі, зображеної на рисунку (рисунок 3.6 або рисунок 3.7), із даних таблиці 3.6, визначити номінальний розмір і граничні відхилення замикаючої ланки розмірного ланцюга.

#### 3.4.2 Методичні вказівки до виконання завдання 9

Задача виконується після вивчення теми "Основні положення теорії і практики розрахунку розмірних ланцюгів" (див частина 1, п.3.8).

Необхідно вивчити терміни і визначення, які використовують для розрахунку розмірних ланцюгів. Слід розрізняти типи задач в розмірних ланцюгах ("перевірний" і "проектний" розрахунок); методи їх розрахунку: метод, який забезпечує повну взаємозамінність (метод "максимуму-мінімуму"), методи, які забезпечують обмежену взаємозамінність (теоретико-ймовірнісний метод, метод регулювання, метод групового складання та метод припасування).

При розв'язуванні завдання 9 рекомердовано використати [1, с.249-268].

### 3.4.3 Приклад виконання завдання 9

Втулка, зображена на рисунку 3.8, має бути виготовлена в такій послідовності виконання розмірів:  $C_2, C_3, C_1$ . Визначити номінальний розмір і граничні відхилення товщини стінки торця втулки. Якщо  $C_2=15 \pm 0,03$ ,  $C_3=35^{+0,039}$ ,  $C_1=60_{-0,09}^{-0,06}$ .

#### Розв'язок

1. При заданій послідовності виготовлення розмірів деталі ( $C_2, C_3, C_1$ ) задачу слід віднести до перевірного розрахунку визначення величини і граничних відхилень замикаючої ланки ( $C_0$  – товщина стінки втулки) за заданими розмірами і граничними відхиленнями складових ланок ( $C_2, C_3, C_1$ ). На рисунку 3.8,б показано схему розмірного ланцюга.

У відношенні до замикаючої ланки  $C_0$  складова ланка  $C_1$  є збільшуючою ( $\rightarrow$ ), а ланки  $C_2$  і  $C_3$  - зменшуючими ( $\leftarrow$ )

2. Номінальний розмір замикаючої ланки, в розмірному ланцюгу пов'язаний з номінальними розмірами збільшуючих і зменшуючих ланок рівнянням [1, ( 11.1)]:

$$C_0 = \sum_{i=1}^n C_{i \text{ зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} C_{j \text{ зм}} = C_1 - (C_2 + C_3) = 60 - (15 + 35) = 10 \text{ мм}$$

3. Граничні відхилення замикаючої ланки  $C_0$  визначаються за рівняннями:

$$\begin{aligned} ESC_0 &= \sum_{i=1}^n ESC_{i \text{ зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} EIC_{j \text{ зм}} = ESC_1 - (EIC_2 + EIC_3) = \\ &= -0,06 - (0,03 + 0) = -0,03 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EIC_0 &= \sum_{i=1}^n EIC_{i \text{ зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} ESC_{j \text{ зм}} = EIC_1 - (ESC_2 + ESC_3) = \\ &= -0,09 - (0,03 + 0,039) = -0,159 \text{ мм.} \end{aligned}$$

де  $ESC_0, EIC_0$  - граничні відхилення замикаючої ланки;

•  $ESC_{i \text{ зб}}, EIC_{j \text{ зб}}$  - граничні відхилення збільшуючих складових ланок; .

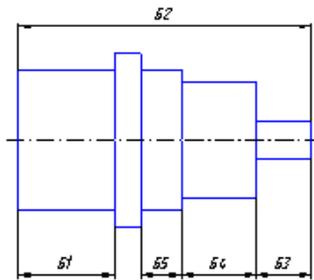


Рисунок 3.6 – Ескіз вала

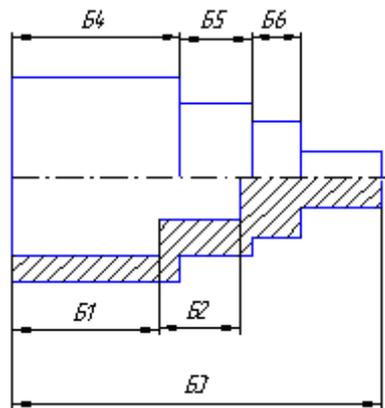


Рисунок 3.7 – Ескіз втулки

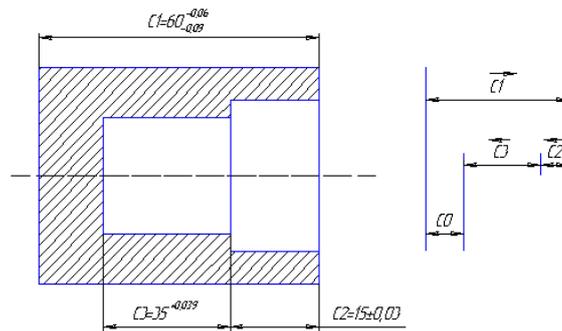


Рисунок 3.8 – Ескіз втулки

$ES_{i_{зм}}$   $EI_{i_{зм}}$  - граничні відхилення зменшуючих складових ланок;

4 Перевірка правильності розв'язку задачі.

При методі, який забезпечує повну взаємозамінність - {метод "максимума-мінімуму) допуски замикаючої ланки і складових ланок пов'язані рівнянням [1, (11.4)]:

$$T_{C_0} = \sum_{i=1}^{n+p} T_{C_i} = T_{C_1} + T_{C_2} + T_{C_3} = 0,03 + 0,06 + 0,039 = 0,129 \text{ мм}$$

де  $T_{C_1} = ES_{C_1} - EI_{C_1}$ ;  $T_{C_2} = ES_{C_2} - EI_{C_2}$ ;  $T_{C_3} = ES_{C_3} - EI_{C_3}$   
допуски розмірів на рисунку 3.8.

З другого боку,

$$T_{C_0} = ES_{C_0} - EI_{C_0} = -0,03 - (-0,159) = 0,129 \text{ мм.}$$

Таким чином

$$C_0 = 10_{-0,159}^{-0,030}$$

### 3.5 Завдання 10

#### 3.5.1 Умова задачі

Для циліндричної зубчатаї передачі, вказаної в таблиці 3.7 потрібно:

- розшифрувати умовне позначення зубчатих коліс відповідно до ГОСТ 1643-81;
- визначити довжину загальної нормалі і її точність для контролю взаємного розташування різноіменних профілів зубів коліс.

#### 3.5.2 Методичні вказівки

Завдання 10 виконується після вивчення теми "Взаємозамінність, стандартизація, методи та засоби контролю зубчатих і черв'ячних передач [див. частина 1, п.3.11].

Спочатку слід ознайомитись із стандартом ГОСТ 1643-81 "Передачі зубчаті циліндричні. Допуски"; системою степеней точності і видів спряжень; вміти читати умовні позначення точності зубчатих передач та визначити показники точності

Таблиця 3.6 – Варіанти задач завдання 9

Номер шифру	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Деталь	На ескізі ступінчатого вала рис.									Ескіз на рис.	
Величини складових ланок	Б <sub>1</sub>	15 ± 0,09	30 ± 0,042	45 ± 0,08	20 <sub>-0,13</sub>	65 <sup>+0,3</sup>	50 ± 0,125	85 ± 0,07	90 ± 0,11	50 <sup>+0,25</sup>	20 ± 0,065
	Б <sub>2</sub>	згідно варіанту								40 ± 0,5	90 ± 0,11
	Б <sub>3</sub>	15 ± 0,09	15 <sub>-0,18</sub>	10 ± 0,11	60 ± 0,15	40 <sup>+0,1</sup>	12 ± 0,09	100 <sub>-0,087</sub>	70 ± 0,14	згідно варіанту	
	Б <sub>4</sub>	15 <sup>+0,052</sup>	30 ± 0,035	25 <sub>-0,21</sub>	17 <sub>-0,07</sub>	50 ± 0,08	45 ± 0,35	12 ± 0,09	70 ± 0,14	-	-
	Б <sub>5</sub>	15 <sup>+0,052</sup>	5 <sup>+0,12</sup>	20 <sub>-0,13</sub>	17 <sub>-0,07</sub>	12 <sub>-0,11</sub>	60 ± 0,06	80 ± 0,095	10 <sub>-0,09</sub>	-	-
	Б <sub>6</sub>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Величина ланки (розміру) Б <sub>2</sub>									Величина ланки (розміру) Б <sub>3</sub>	
Передостання цифра шифру	0	125a11	220h12	110h14	120js10	190a11	180js11	310b11	290h14	100a11	200d9
	1	100b12	100h14	140a11	150b11	215b11	200b12	320b12	300d10	150b11	220e9
	2	80h11	145js12	180js12	190c11	240c11	220h12	300a11	310h10	180c11	240d10
	3	150js13	175e11	220d11	240h12	260d10	250js12	330c11	330c8	200d11	180js10
	4	140c11	200c11	250b12	260js13	290h11	270h13	340d11	350h11	220b12	150h12

Продовження табл.3.6 – Варіанти задач завдання 9

Номер шифру	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Деталь	Ескіз на рис.				Ескіз на рис.			Ескіз на рис.			
Величини складових ланок	Б <sub>1</sub>	45 <sup>+0,1</sup>	35±0,031	Згідно варіанту		-	-	-	-	-	-
	Б <sub>2</sub>	30 <sup>+0,21</sup>	40±0,05	50±0,08	90 <sup>+0,22</sup>	-	-	-	-	-	-
	Б <sub>3</sub>	Згідно варіанту		220 <sub>-0,29</sub>	240±0,23	Згідно варіанту			200 <sub>-0,53</sub> <sup>-0,24</sup>	280 <sub>-0,32</sub> <sup>-0,19</sup>	180±0,05
	Б <sub>4</sub>	-	-	-	-	60 <sub>-0,19</sub>	20 <sub>-0,21</sub>	100 <sub>-0,26</sub> <sup>-0,12</sup>	Згідно варіанту		
	Б <sub>5</sub>	-	-	-	-	20±0,052	100±0,07	100±0,07	30±0,026	75±0,06	60±0,037
	Б <sub>6</sub>	-	-	-	-	80 <sub>-0,19</sub>	100±0,07	50±0,08	75±0,06	20±0,105	30±0,042
		Величина ланки (розміру) Б <sub>3</sub>			Величина ланки (розміру) Б <sub>1</sub>		Величина ланки (розміру) Б <sub>3</sub>			Величина ланки (розміру) Б <sub>4</sub>	
Передостання цифра шифру	5	80h10	80js14	120A11	100H12	300h14	330js10	450a11	40a11	140h10	20a11
	6	110d10	90h13	150B12	140D9	250a11	350c11	430d10	50b11	130b12	30c8
	7	130b12	100h12	140B11	120H10	200c11	250h14	400b11	60c11	150d10	45f8
	8	150c11	125b12	90D10	70B12	180b12	300b11	350h13	70b12	180h14	60js8
	9	150h14	145js12	80C11	130Js13	200js10	280js12	420h9	85d11	110d9	70e9

по заданих нормах кінематичної точності, плавності і контакту зубів.

При розв'язуванні задачі рекомендується використовувати літературу [1, с.302-323,4,ч.2, с.313-365]. 3.5.3 Приклад розв'язування

Задана прямозуба циліндрична передача 6-7-6-Вс ГОСТ 1643-81 з такими вихідними даними:  $Z_1 = Z_2 = 70$ ; модуль  $m=3,0$ мм;  $\beta = 0$ ; коефіцієнт зміщення вихідного контура  $X=0$ ; кут зачеплення в передачі  $\alpha = 20^\circ$ . кут нахилу  $\beta=0$ ).

1. Умовне позначення зубчатої передачі 6-7-6-Вс ГОСТ 1643-81 означає, що для неї задана, відповідно до ГОСТ 1643-81:

6-та степінь для норм кінематичної точності;

7-ма степінь для норм плавності роботи;

6-та степінь для норм повноти контакту зубів;

В – вид спряження, якому відповідає вид допуску – с.

2. Довжину загальної нормалі  $W$  можна визначити розрахунком [4,ч.2,с.360-362].

Спочатку обчислюється число зубів, які будуть охоплюватися при вимірюванні або контролі на довжині загальної нормалі. Якщо коефіцієнт зміщення вихідного контура  $X=0$ ,  $\beta = 0$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , то число зубів, охоплюване при вимірюванні визначається за формулою:

$$Z = \frac{Z}{9} + 0,5.$$

Значення  $Z_n$  округлюється до ближчого цілого числа.

Для  $Z_1 = Z_2 = 70$ ;

$$Z_n = \frac{70}{9} + 0,5 = 8,27$$

Заокруглення дає  $Z_n = 8$ . Для прямозубих коліс без зміщення ( $X=0$ ,  $\beta = 0$ ) довжина загальної нормалі дорівнює:

$$W = W_1 \cdot m,$$

де  $W_1$  - значення довжини загальної нормалі при модулі  $m=1$ мм [4, ч.2,с.360-361];

при  $m = 3,0$ ,  $Z_n = 8$ ;  $W_1 = 23,12134$ мм ;  $W = 23,12134 \cdot 3,0 = 69,364$  мм , (округлено до 0,001 мм).

3.Точність довжини загальної нормалі  $W$  регламентується найменшим відхиленням  $E_{Wms}$  (верхнім відхиленням) та її допуском  $T_{Wm}$  в стандарті ГОСТ 1643-81. Ці величини задаються нормами бокового зазору в передачі 6-7-6-Вс..

Для визначення  $E_{Wms}$  необхідно до складової I, величина якої залежить від величини ділильного діаметра  $d=m \cdot Z$  та виду спряження, додати складову II, величина якої залежить від допуску радіального биття зубчатого вінця, регламентованого нормами кінематичної точності 6-ї степені:

-ділильний діаметр колеса  $d=m \cdot Z = 3,0 \cdot 70 = 210$ мм;

-допуск радіального биття вінця колеса в нормах кінематичної ності 6-ї степені  $F_r = 0,036$  мм (ГОСТ 1643-81);

-найменше (верхнє) відхилення довжини загальної нормалі складова I -  $E_{WmsI} = 0,14$  мм , складоваII -  $E_{WmsII} = 0,009$  мм (ГОСТ 1643-81);

-допуск на середню довжину загальної нормалі  $T_{Wm} = 0,05$ мм (ГОСТ 1643-81).

Граничні відхилення середньої довжини загальної нормалі для коліс із зовнішніми зубами задаються "в мінус" від номінала.

Отже, верхнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$E_{Wms} = -(E_{WmsI} + E_{WmsII}) = -(0,14 + 0,009) = -0,149 \text{ мм}$$

Нижнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$E_{Wmi} = -( |E_{Wms}| + T_{Wm} ) = - ( |-0,149| + 0,05 ) = - 0,199 \text{ мм.}$$

Таким чином, на кресленні колеса в другій частині таблиці параметрів зубчатого вінця повинно бути проставлено для контролю довжини загальної нормалі:

$$W = 69,364 \begin{matrix} -0,149 \\ -0,159 \end{matrix}$$

Таблиця 3.7 – Варіанти чисел зубів Z до завдання 10

Номер шифру	Точність зубчатого колеса по ГОСТ 1643-81	Остання цифра шифру										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
		Модуль, мм										
		1,25	3	1,5	3,5	1,75	4	2	5	3	6	
Передостання цифра шифру	0	7-С	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	1	8-7-6-Ва	59	69	79	89	99	109	119	29	39	49
	2	6Е	101	111	91	81	71	61	51	41	31	21
	3	7-6-7-Д	37	47	57	67	77	87	97	107	117	27
	4	9В	88	98	108	118	28	38	48	58	68	78
	5	6-7-7-Е	42	52	62	72	82	92	102	112	22	32
	6	8-В	103	113	23	33	43	53	63	73	83	93
	7	4-5-4-Н	75	85	95	105	115	25	35	45	55	65
	8	7-А	116	26	36	46	56	66	76	86	96	106
	9	6-7-7-С	64	74	84	94	104	114	24	34	44	54

## 4 Література

### Основна

1. Якушев А.И.и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.- 350 с.

### Додаткова

2. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизация в машиностроении. М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
3. Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». М.: Высш.шк., 1977. – 203 с.
4. Допуски и посадки : Справочник в 2-х частях /Под ред. В.Д.Мягкова. Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1.- 543 с.; 1983. – Ч.2.- 447 с.
5. Петрина Ю.Д., Форович Л.Л., Вуйцік С.Д. Основи взаємозамінності в машинобудуванні. Конспект лекцій. Івано-Франківськ, 1995.