

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет
Кафедра технології машинобудування і ремонту машин

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання»

Студента групи АПт-31
спеціальності «Транспорт»

_____ Ходарева С.О.

Керівник _____ Абрамов Д.В.

Оцінка за національною шкалою _____

Кількість балів _____ Оцінка ECTS _____

Члени комісії: _____ Абрамов Д.В.
(підпис)

_____ Байцур М.В.
(підпис)

_____ Рибалко І.В.
(підпис)

Харків - 2016

ЗМІСТ

Задача № 1.....	4
Задача № 2.....	12
Задача № 3.....	15
Задача № 4.....	21
Задача № 5.....	26
Задача № 6.....	28
Перелік літератури.....	33
Додаток А.....	34

ЗАДАЧА № 1

Для циліндричного з'єднання з номінальним розміром посадки $D = 63$ мм і заданими значеннями найбільших і найменших натягів і зазорів $N_{\min} = 36$ мкм, $N_{\max} = 85$ мкм підбираємо по ДСТУ ISO 286-2002 числові значення допусків на обробку вала і отвору.

Визначаємо вид посадки. Так як задані граничні значення натягів, то посадка з натягом.

Допуск посадки з натягом

$$T\Pi = N_{\max} - N_{\min} = 0,085 - 0,036 = 0,049 \text{ мм.}$$

На першому етапі розрахунку приймаємо допуски отвору і вала рівними, тобто відповідними одному квалітету

$$TD = Td = \frac{T\Pi}{2} = \frac{49}{2} = 24,5.$$

Найближчі стандартні значення допусків вала і отвору

$$TD = 19 \text{ мкм, квалітет IT6;}$$

$$Td = 19 \text{ мкм, квалітет IT6.}$$

Правильність прийнятих допусків перевіряємо дотриманням умови

$$T\Pi = Td + TD;$$

$$Td + TD = 19 + 19 = 38 \text{ мкм.}$$

За умовою завдання $T\Pi = 49$ мкм. Так як рівняння не дотримується, приймаємо квалітет отвору на один грубіше вала.

Найближчі стандартні значення відповідають квалітетам $IT6$ і $IT7$ і значенням допусків вала $Td = 19$ мкм і отвору $TD = 30$ мкм. Ще раз перевіряємо правильність рівняння

$$TI = Td + TD;$$

$$49 = 19 + 30.$$

Визначаємо числові значення верхніх і нижніх відхилень отвору і валу для посадки в системі валу (Ch).

Основне відхилення валу в системі валу $es = 0$. Для визначення основного відхилення отвору будемо графічне зображення посадки в такій послідовності (рис 1.1.):

- проводимо нульову лінію, яка умовно позначає номінальний діаметр з'єднання $D = 63$ мм;
- будемо поле допуску вала $h6$ і проставляємо його граничні відхилення від нульової лінії $es = 0$; $ei = -19$ мкм;
- будемо поле допуску отвору, що нижче поля допуску вала, виходячи із заданих значень параметрів посадки з натягом;
- визначаємо граничні відхилення отвору

$$ES = ei - N_{\text{msn}} = -19 - 36 = -55 \text{ мкм};$$

$$EI = es - N_{\text{max}} = 0 - 85 = -85 \text{ мкм}.$$

Отже, чисельне значення основного відхилення отвору дорівнює -55 мкм.

Для $D = 63$ мм граничні відхилення отвору $ES = -55$ мкм та $EI = -85$ мкм в сьомому квалітеті відповідають полю допуску $T7$.

Обрана нами стандартна посадка $\frac{T7}{h6}$ забезпечує задані значення функціональних натягів $N_{\text{max}} = 85$ мкм та $N_{\text{min}} = 36$ мкм.

Визначаємо граничні розміри отвору і вала.

Граничні розміри отвору

$$D_{\max} = D + ES = 63 + (-0,055) = 62,945 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 63 + (-0,085) = 62,915 \text{ мм}.$$

Граничні розміри вала

$$d_{\max} = D + es = 63 + 0 = 63 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = D + ei = 63 + (-0,019) = 62,981 \text{ мм}.$$

Будуємо схему розташування полів допусків отвору і вала (рис. 1.1) і наносимо на неї основні позначення і числові значення всіх параметрів з'єднання.

Виконуємо схематичне креслення з'єднання отвору і валу, окремо отвору і валу (рис. 1.2). Вказуємо на кресленні розміри з'єднання, отвору і валу різними способами.

Будуємо загальну схему полів допусків деталей, граничних робочих і контрольних калібрів (рис. 1.3).

Допуски на виготовлення скоб H_1 , пробок H і контркалибрів H_p , знос прохідних скоб y_1 та y , зміщення середини полів допусків прохідних калібрів z і z_1 знаходимо з таблиць стандартів, виходячи з номінального розміру з'єднання D і квалитетов отвору і валу.

Тому що $D < 180$ мм, параметри α та α_1 дорівнюють 0.

Для вала $D = 63$ мм квалітета $IT 6$ параметри скоби: $H_1 = 5$ мкм; $z_1 = 4$ мкм; $y_1 = 3$ мкм; $\alpha_1 = 0$, а параметр контркалибру $H_p = 2$ мкм.

Для отвору $D = 63$ мм, квалітету $IT 7$ параметри пробки: $H = 5$ мкм; $z = 4$ мкм; $y = 3$ мкм; $\alpha = 0$.

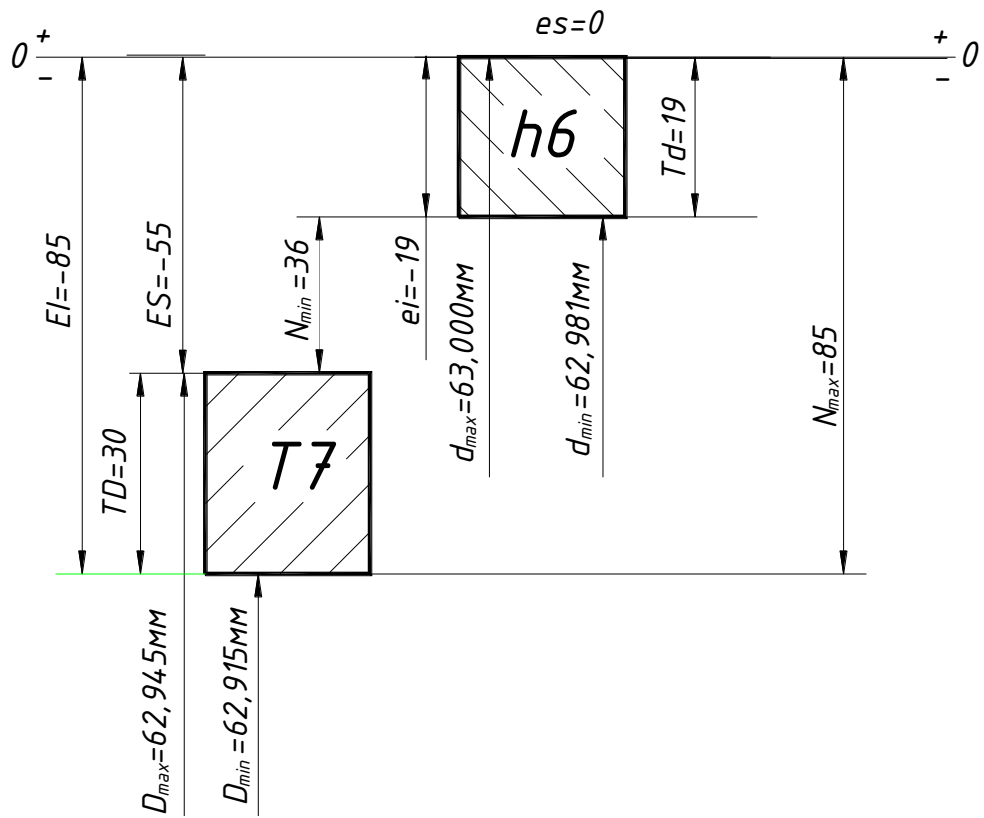


Рисунок 1.1 – Схема розташування полів допусків отвору і вала

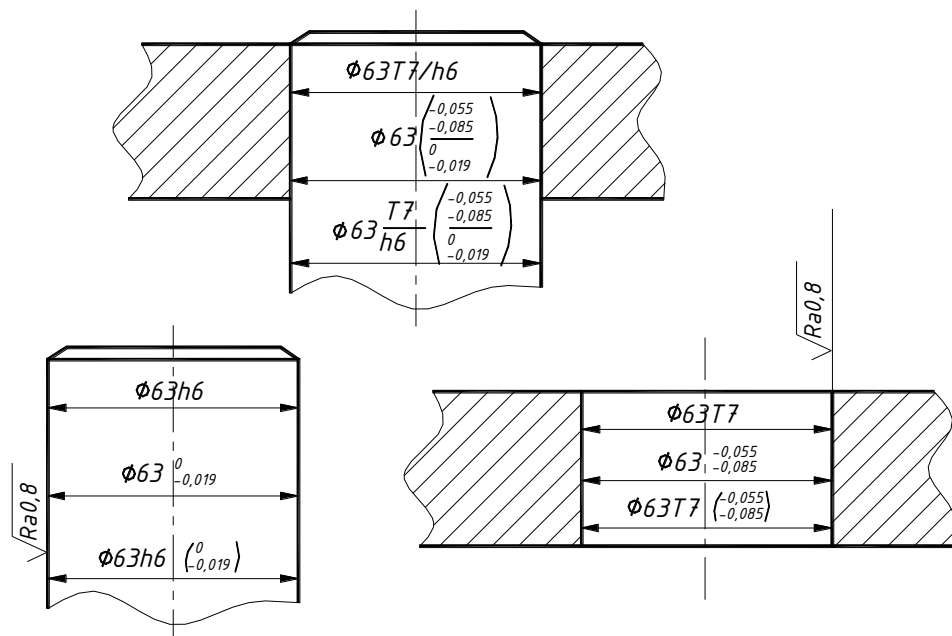


Рисунок 1.2 – Позначення розмірів, полів допусків і граничних відхилень на кресленнях

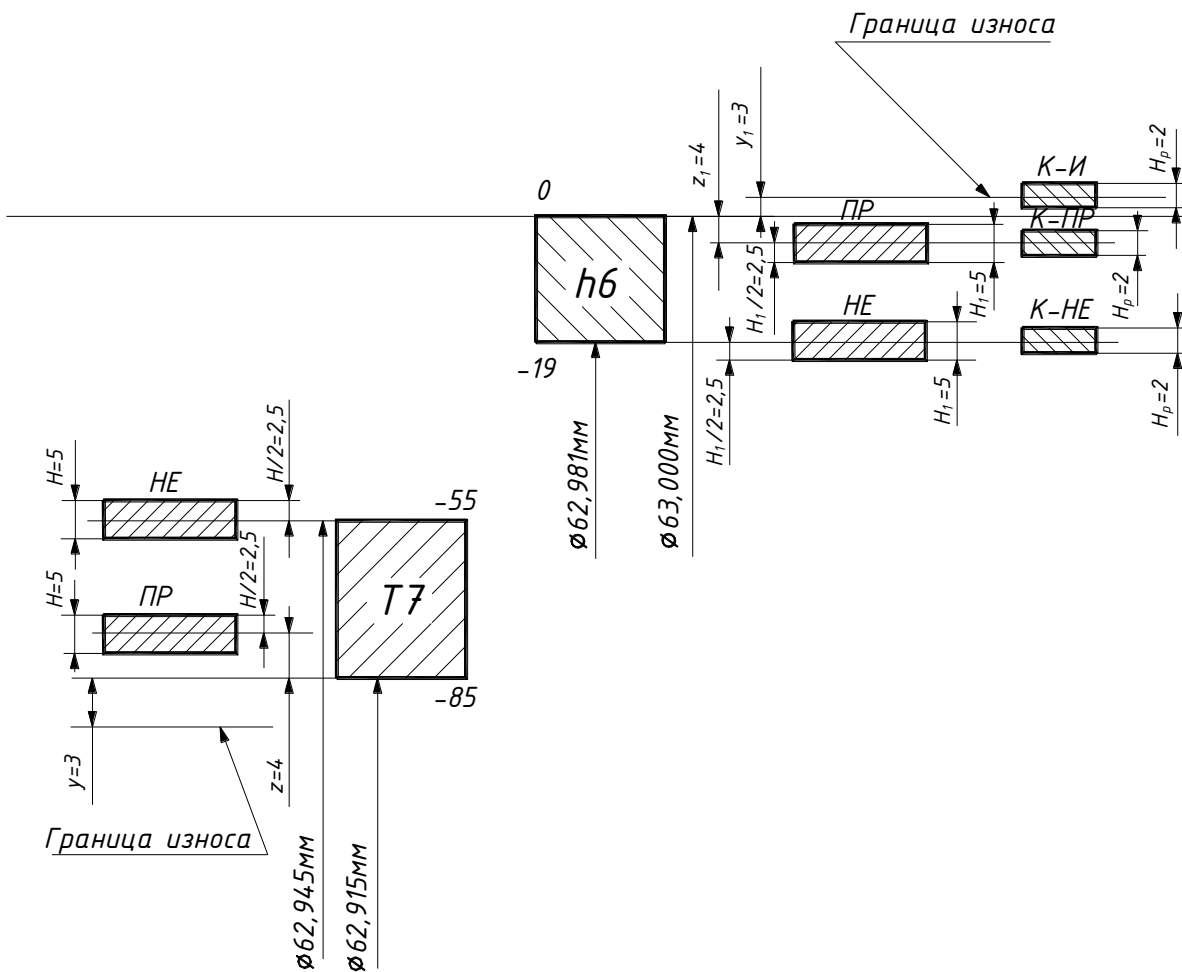


Рисунок 1.3 – Схема розташування полів допусків деталей, калібрів і контркалібрів для посадки $\varnothing 63$ T7/h6

За побудованою схемою розраховуємо граничні і зношені розміри калібрів і контркалібрів і заносимо результати в таблицю 1.1.

Граничні розміри калібру-пробки:

$$PP_{\max} = D_{\min} + z + H/2 = 62,915 + 0,004 + 0,0025 = 62,9215 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = D_{\min} + z - H/2 = 62,915 + 0,004 - 0,0025 = 62,9165 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{изн}} = D_{\min} - y + \alpha = 62,915 - 0,003 = 62,912 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + H/2 = 62,945 + 0,0025 = 62,9475 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - H/2 = 62,945 - 0,0025 = 62,9425 \text{ мм}.$$

Граничні розміри калібру-скоби:

$$PP_{\max} = d_{\max} - z_l + H_l/2 = 63,000 - 0,004 + 0,0025 = 62,9985 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = d_{\max} - z_l - H_l/2 = 63,000 - 0,004 - 0,0025 = 62,9935 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{изн}} = d_{\max} + y_l - \alpha_l = 63,000 + 0,003 = 63,003 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_l + H_l/2 = 62,981 + 0,0025 = 62,9835 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_l - H_l/2 = 62,981 - 0,0025 = 62,9785 \text{ мм}.$$

Граничні розміри контркалибрів:

$$K-PP_{\max} = d_{\max} - z_l + H_p/2 = 63,000 - 0,004 + 0,001 = 62,997 \text{ мм};$$

$$K-PP_{\min} = d_{\max} - z_l - H_p/2 = 63,000 - 0,004 - 0,001 = 62,995 \text{ мм};$$

$$K-I_{\max} = d_{\max} + y_l - \alpha_l + H_p/2 = 63,000 + 0,003 + 0,001 = 63,004 \text{ мм};$$

$$K-I_{\min} = d_{\max} + y_l - \alpha_l - H_p/2 = 63,000 + 0,003 - 0,001 = 63,002 \text{ мм};$$

$$K-HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_l + H_p/2 = 62,981 + 0,001 = 62,982 \text{ мм};$$

$$K-HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_l - H_p/2 = 62,981 - 0,001 = 62,980 \text{ мм}.$$

Розраховуємо виконавчі розміри калібрів. Виконавчим розміром скоби (ПР і НЕ) служить її найменший граничний розмір з позитивним відхиленням, пробки (ПР і НЕ) - найбільший граничний розмір з негативним відхиленням. Таким чином, відхилення проставляють «в тіло» калібру, що забезпечує максимум металу на виготовлення.

Тому, виконавчі розміри калібру-скоби: ПР $\varnothing 62,9935^{+0,005}_0$; НЕ $\varnothing 62,9785^{+0,005}_0$, а виконавчі розміри калібру-пробки: ПР $\varnothing 62,9215^0_{-0,005}$; НЕ $\varnothing 62,9475^0_{-0,005}$.

Таблиця 1.1 – Граничні і зношені розміри калібрів

Калібри	Граничні розміри калібрів		
	max	min	зношений
Для отвору			
ПР	62,9215	62,9165	62,912
НЕ	62,9475	62,9425	
Для вала			
ПР	62,9985	62,9935	63,003
НЕ	62,9835	62,9785	
К-ПР	62,997	63,995	
К-НЕ	62,982	62,980	
К-И	63,004	63,002	

Виконуємо ескізне креслення робочих калібрів-пробок і калібрів-скоб з маркуванням і позначенням виконавчих розмірів (рис. 1.4).

Принцип маркування калібрів полягає в тому, що на калібр наноситься інформація, яка стосується тільки контрольованої деталі. На скобі вказується умовне позначення розміру вала $\varnothing 63h6$, а також прохідна і непрохідна границі валу. (Тобто верхнє відхилення 0 для ПР і нижнє відхилення – 0,019 для НЕ). На пробці вказується розмір отвору $\varnothing 63T7$, а також верхнє відхилення –0,055 для НЕ і нижнє -0,085 для ПР.

На ескізах робочих калібрів вказуємо допустиму шорсткість робочої поверхні калібру, яка не повинна перевищувати 10% допуску на розмір.

Вибираємо числові значення шорсткості в залежності від якості по ГОСТ 2015-84. Таким чином, по допустима шорсткість складає не більше 0,16 мкм.

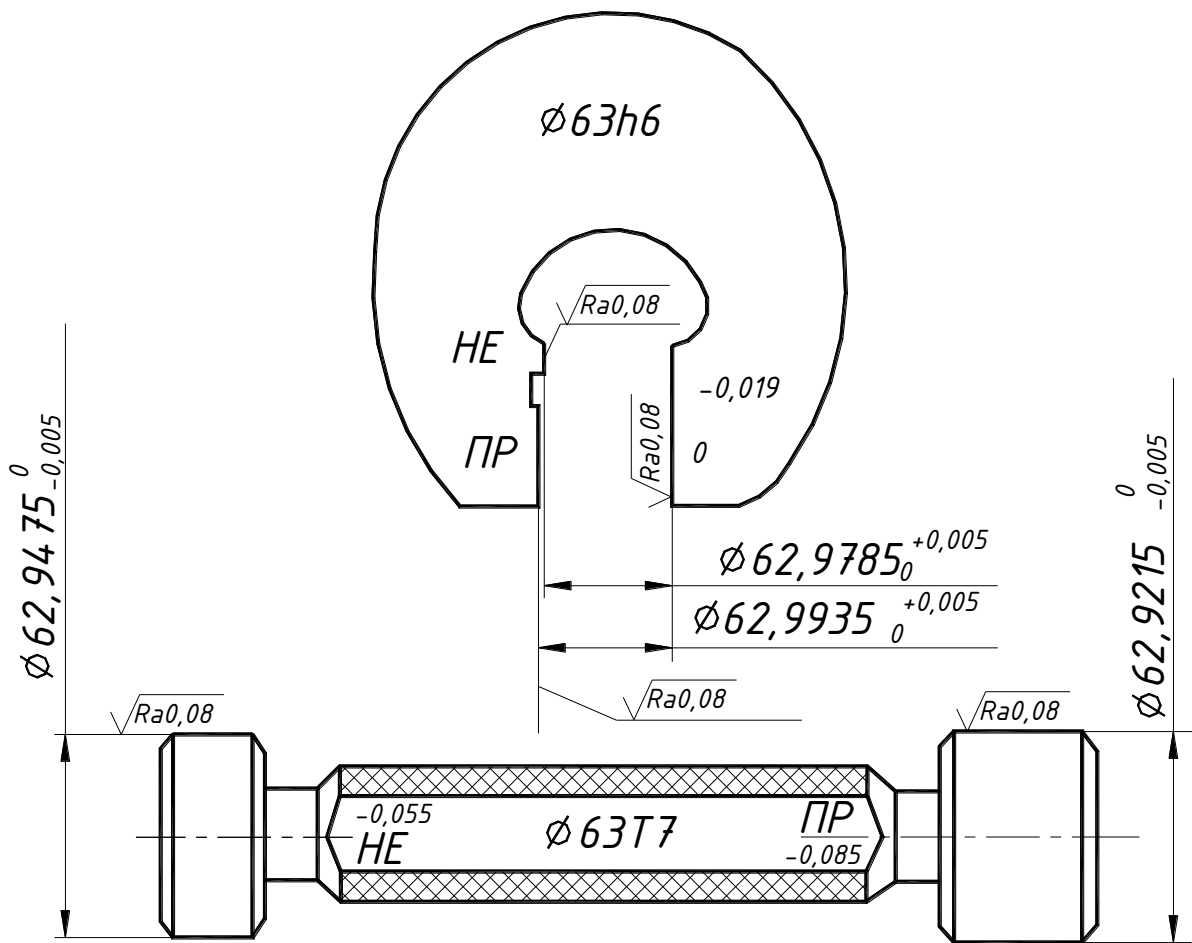


Рисунок 1.4 – Виконавчі розміри та маркування калібрів

ЗАДАЧА №2

Для підшипника з номінальними діаметрами $D_{mp}=90$ мм; $d_{mp} = 40$ мм і класом точності 0, з інтенсивністю радіального навантаження на посадковій поверхні при циркуляційному навантаженні кільця $P_R = 1000$ кН/м, при місцево навантаженому внутрішньому кільці з перевантаженням до 150% вибираємо допустимі відхилення внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника, а також поля допусків вала і отвору в корпусі під підшипник.

За ГОСТ 520-2002 вибираємо числові значення граничних відхилень діаметрів:

- верхнє відхилення діаметра внутрішнього кільця $\Delta_{dmp} = 0$;
- нижнє відхилення діаметра внутрішнього кільця $\Delta_{dmp} = -12$ мкм;
- верхнє відхилення діаметра зовнішнього кільця $\Delta_{Dmp} = 0$;
- нижнє відхилення діаметра зовнішнього кільця $\Delta_{Dmp} = -15$ мкм.

За довідниками [3, 4] вибираємо поля допусків сполучених з підшипником поверхонь вала і корпусу підшипника.

Для отвору корпусу підшипника, що утворює посадку з обертовим (циркуляційно-навантаженим) зовнішнім кільцем діаметром 90 мм, приймаємо поле допуску M7 з урахуванням заданого значення $P_R = 1000$ кН/м і 0 класу точності підшипника.

Для вала, що утворює посадку з місцево навантаженим (нерухомим) внутрішнім кільцем, вибираємо поле допуску, яке створює посадку з невеликим зазором. Для заданого вала діаметром 40 мм, з урахуванням перевантаження до 150% і 0 класу точності, приймаємо поле допуску h5.

Будуємо схему розташування полів допусків кілець підшипника, вала і отвору корпусу (рис. 2.1).

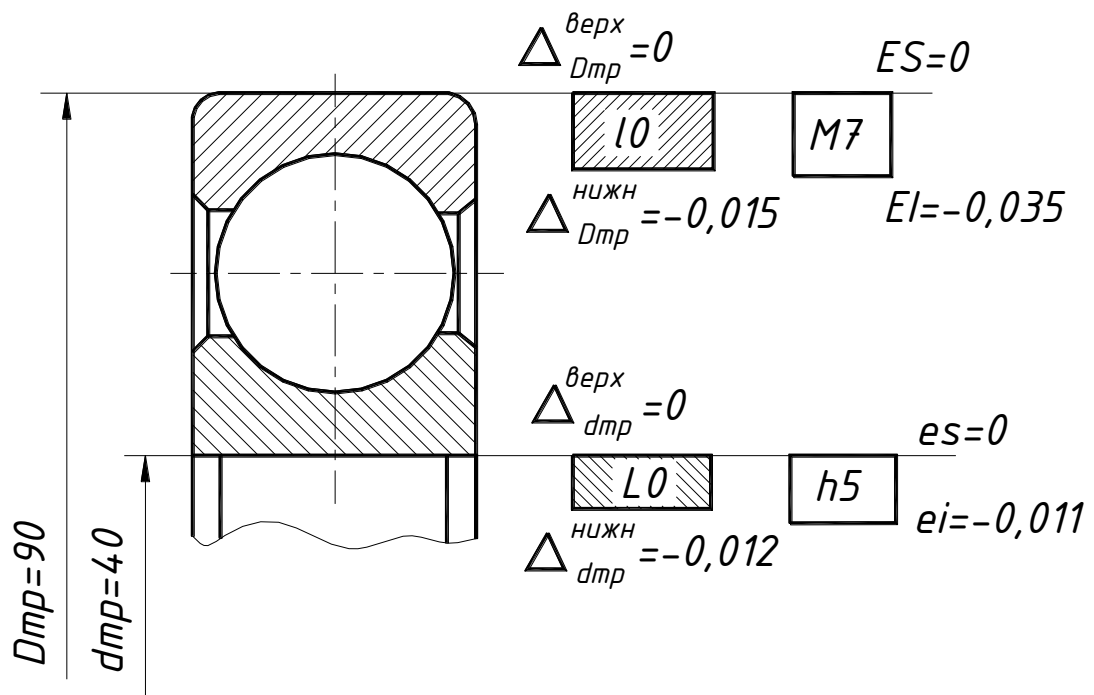


Рисунок 2.1 – Схема розташування полів допусків кільця підшипника, вала і отвору в корпусі

Визначаємо числові значення параметрів посадок по зовнішньому і внутрішньому кільцю.

По зовнішньому кільцю – посадка перехідна, в якій $N_{\max} = 0,035$ мм; $S_{\max} = 0,015$ мм.

По внутрішньому кільцю утворюється посадка перехідна, в якій $S_{\max} = 0,011$ мм; $N_{\max} = -0,012$ мм.

На ескізному кресленні з'єднання підшипника з деталями вказуємо розміри і посадки підшипника (рис. 2.2).

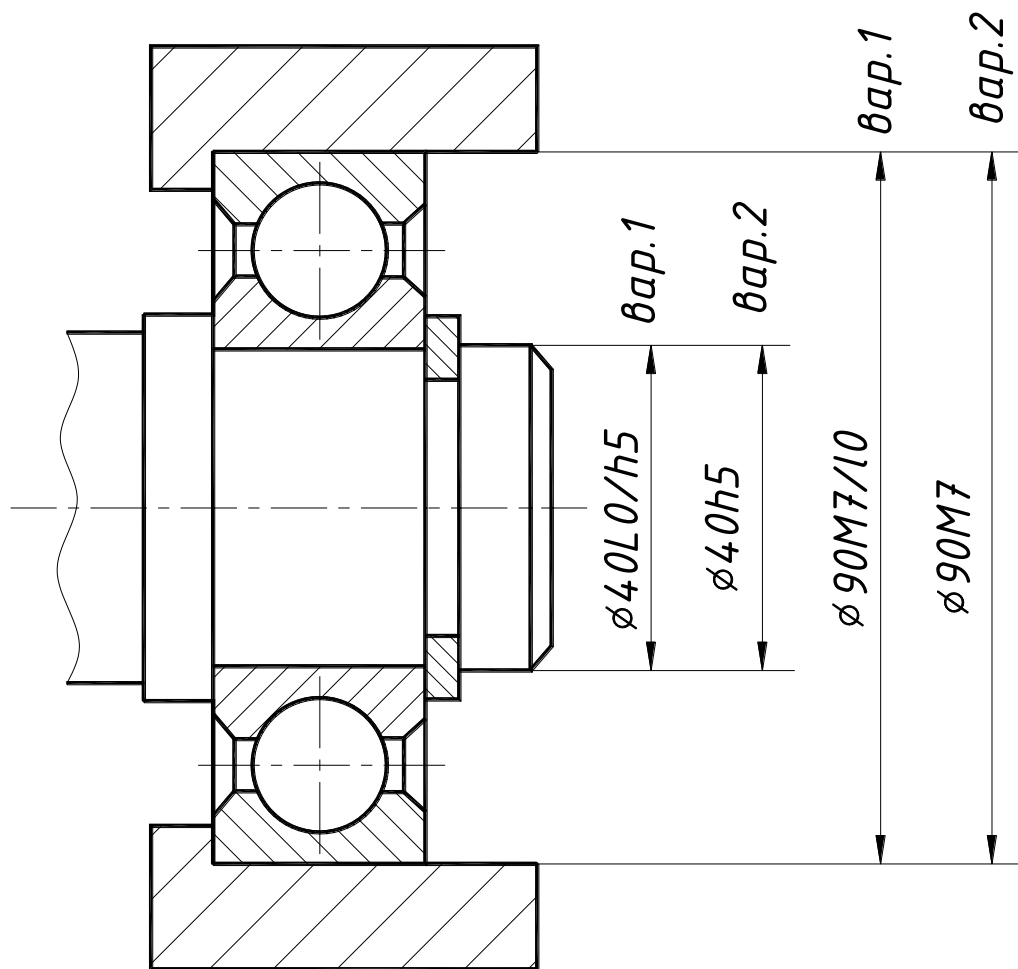


Рисунок 2.2 – Ескіз робочого креслення з'єднання підшипника з валом і отвором корпусу

Задача №3

Для нарізного сполучення M540x6-7H/8h визначаємо основні параметри різьби.

Розшифруємо умовне позначення: M - метрична різьба трикутного профілю з кутом $\alpha = 60^\circ$; зовнішній діаметр різьби d (D) = 540 мм без; крок різьблення $P = 6$ мм; поле допуску гайки за середнім D_2 і внутрішнім D_1 діаметрами – 7H; поле допуску болта по середньому діаметру d_2 і зовнішньому діаметру d – 8h (поля допусків за діаметрами D_2 і D_1 для гайки однакові, тому другий раз позначення поля допуску не дубльоване); відсутність особливих вказівок говорить про те, що довжина згвинчування відноситься до групи N – нормальних довжин.

Розраховуємо розміри середнього і внутрішнього діаметрів болта і гайки.

Середній діаметр болта і гайки дорівнює

$$d_2 = D_2 = d - 4 + 0,103 = 540 - 4 + 0,103 = 536,103 \text{ мм};$$

внутрішній діаметр болта і гайки дорівнює

$$d_1 = D_1 = d - 7 + 0,505 = 540 - 7 + 0,505 = 533,505 \text{ мм}.$$

Визначимо по [3] числові значення граничних відхилень діаметрів болта і гайки.

Для болта з заданим полем допуску 8h основні (верхні) відхилення по зовнішньому d , середньому d_2 і внутрішньому d_1 діаметрами рівні

$$es(d) = es(d_2) = es(d_1) = 0 \text{ мкм}.$$

Нижні граничні відхилення, що залежать від ступеня точності діаметра різьби рівні:

– для середнього діаметра $ei(d_2) = -530$ мкм.

– для зовнішнього діаметра $ei(d) = -950$ мкм.

Для внутрішнього діаметра болта відхилення $ei(d_1)$ і величина допуску Td_1 не нормуються.

Для гайки із заданим полем допуску 7Н основні (нижні) відхилення зовнішнього D , середнього D_2 і внутрішнього D_1 діаметрів рівні

$$EI(D) = EI(D_2) = EI(D_1) = 0 \text{ мкм.}$$

Верхні відхилення, що залежать від ступеня точності діаметра різьби рівні:

– для середнього діаметра $ES(D_2) = +560$ мкм.

– для внутрішнього діаметра $ES(D_1) = +1000$ мкм

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

Визначаємо числові значення допусків зовнішнього і середнього діаметра болта і внутрішнього і середнього діаметра гайки.

Допуск зовнішнього діаметра болта

$$Td = es(d) - ei(d) = 0 - (-950) = 950 \text{ мкм.}$$

Допуск внутрішнього діаметра гайки

$$TD_1 = ES(D_1) - EI(D_1) = 1000 - 0 = 1000 \text{ мкм.}$$

Допуск середнього діаметра болта

$$Td_2 = es(d_2) - ei(d_2) = 0 - (-530) = 530 \text{ мкм.}$$

Допуск середнього діаметра гайки

$$TD_2 = ES(D_2) - EI(D_2) = 560 - 0 = 560 \text{ мкм.}$$

Будуємо схему розташування полів допусків нарізного сполучення (рис. 3.1).

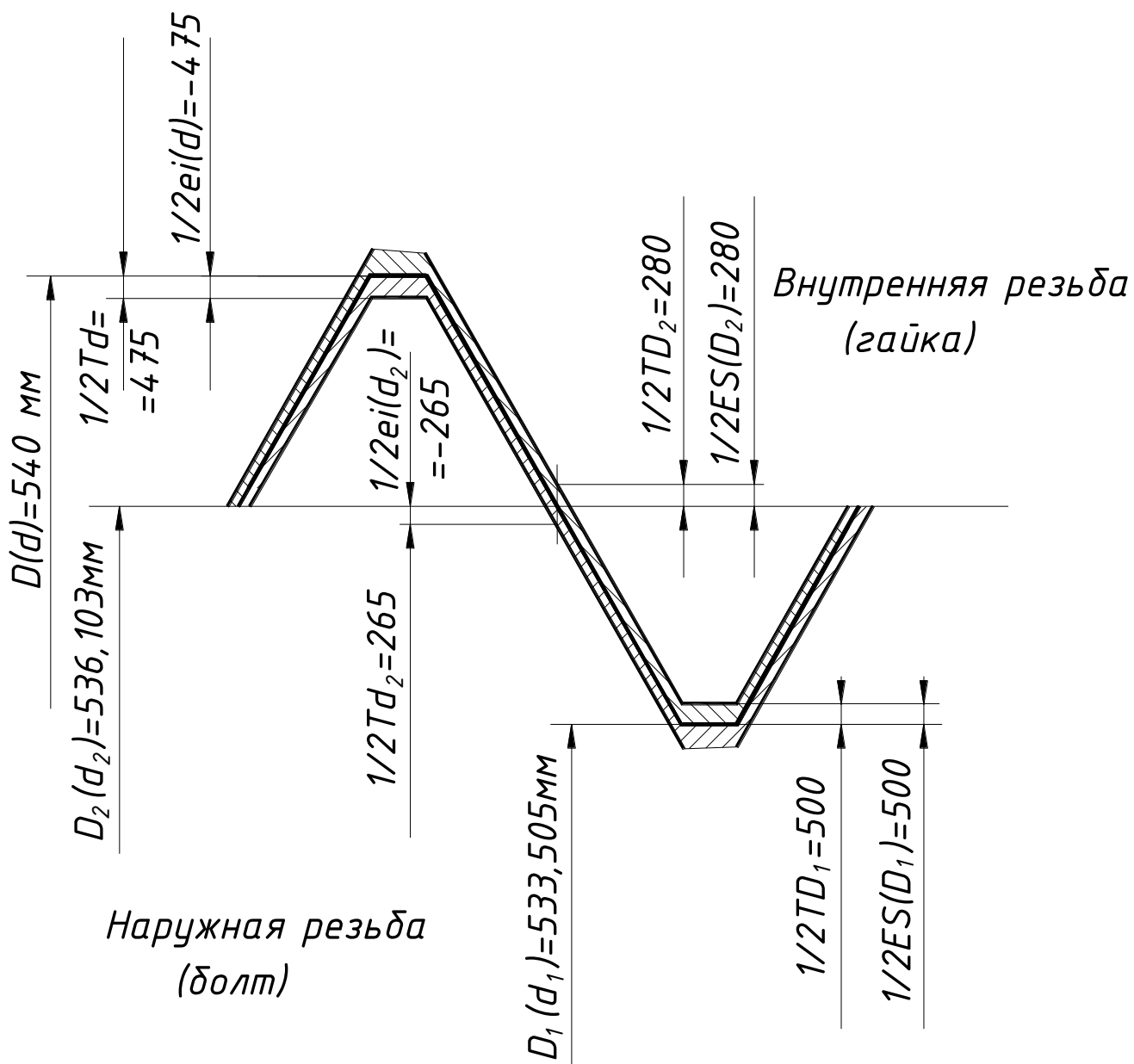


Рисунок 3.1 – Схема розташування полів допусків різьблення

Використовуючи схему розташування полів допусків нарізного сполучення розраховуємо граничні і виконавчі розміри діаметрів болта і гайки.

Для зовнішнього діаметра болта

$$d_{\max} = d + es(d) = 540 + 0 = 540 \text{ мм};$$
$$d_{\min} = d + ei(d) = 540 + (-0,950) = 539,05 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір d буде дорівнювати $\varnothing 540_{-0,950}^0$ мм.

Для середнього діаметра болта

$$d_{2 \max} = d_2 + es(d_2) = 536,103 + 0 = 536,103 \text{ мм};$$
$$d_{2 \min} = d_2 + ei(d_2) = 536,103 + (-0,530) = 535,573 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір d_2 буде дорівнювати $\varnothing 536,103_{-0,530}^0$ мм.

Для внутрішнього діаметра болта

$$d_{1 \max} = d_1 + es(d_1) = 533,505 + 0 = 533,505 \text{ мм};$$
$$d_{1 \min} - \text{не нормується}.$$

Виконавчий розмір d_1 буде дорівнювати $\varnothing 533,505$ мм (не більш).

Для зовнішнього діаметра гайки

$$D_{\max} - \text{не нормується};$$
$$D_{\min} = D + EI(D) = 540 + 0 = 540 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір D буде дорівнювати $\varnothing 540$ мм (не менш).

Для середнього діаметра гайки

$$D_{2 \max} = D_2 + ES(D_2) = 536,103 + 0,560 = 536,663 \text{ мм};$$
$$D_{2 \min} = D_2 + EI(D_2) = 536,103 + 0 = 536,103 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір D_2 буде $\varnothing 536,103^{+0,560}_0$ мм.

Для внутрішнього діаметра гайки

$$D_{1 \max} = D_1 + ES(D_1) = 533,505 + 1,000 = 534,505 \text{ мм};$$

$$D_{1 \min} = D_1 + EI(D_1) = 533,505 + 0 = 533,505 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір D_1 буде дорівнювати $\varnothing 533,505^{+1,000}_0$ мм.

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку різьбової посадки

Діаметри		Значення діаметрів різблення, мм					Відхилення діаметрів різьби та заготовок, мкм				Допуски діаметрів різьби та заготовок, мкм	
		Номинального контура	Граничних контурів				Болта		Гайки			
Болта	Гайки		Болта		Гайки		es	ei	ES	EI	Болта	Гайки
			max	min	max	min						
d	D	540	540	539,05	-	540	0	- 950	-	0	950	-
d ₂	D ₂	536,103	536,103	535,573	536,663	536,103	0	- 530	+560	0	530	560
d ₁	D ₁	533,505	533,505	-	534,505	533,505	0	-	+1000	0	-	1000

Зображуємо профілі різьби гвинта і гайки і показуємо виконавчі розміри (рис. 3.2).

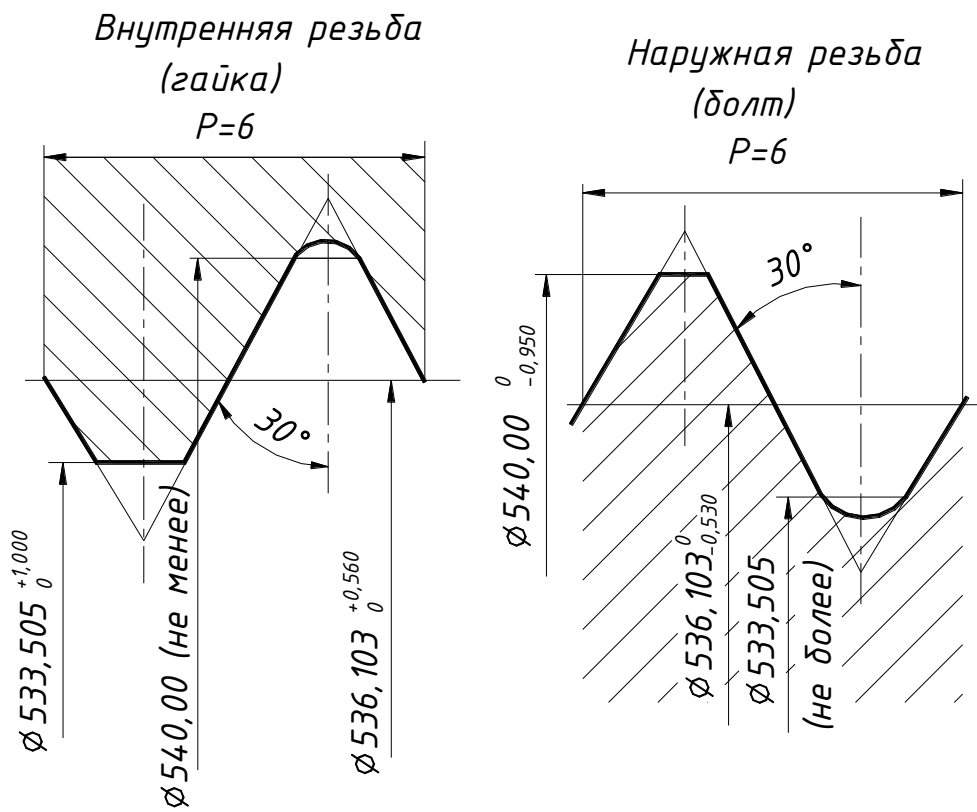


Рисунок 3.2 – Виконавчі розміри профілів болта і гайки

ЗАДАЧА №4

Для прямозубого циліндричного зубчастого колеса з ділильним діаметром $d = 50$ мм, нормальним модулем $m = 2,5$ мм і заданою точністю виготовлення 8-7-7-Ва вибираємо комплекси контрольованих параметрів для норм кінематичної точності, плавності і контакту зубів.

Для контролю кінематичної точності вибираємо, з урахуванням заданого ступеня кінематичної точності 8, комплекс показників F_{rr} і F_{vwr} .

Для контролю плавності роботи приймаємо по заданому ступені точності плавності роботи 7 і значенням $m = 2,5$ мм комплекс показників f_{pbr} і f_{fr} .

Для контролю контакту зубів в передачі, з урахуванням ступеня точності контакту 7, приймаємо комплексний показник «сумарна пляма контакту».

Для обраних показників точності визначаємо числові значення допусків і відхилень.

Для заданого ступеня кінематичної точності: $F_r = 45$ мкм і $F_{vw} = 28$ мкм.

Для заданої точності плавності роботи: $f_{pb} = \pm 14$ мкм, $f_f = 11$ мкм.

Для заданого ступеня точності за нормами контакту відносні розміри сумарної плями контакту рівні: по висоті зуба - не менше 45%, по довжині зуба - не менше 60%.

Відповідно до заданого виду сполучення по боковому зазору і ступеня точності за нормами плавності вибираємо числове значення найменшого зміщення вихідного контуру. Для виду сполучення - B, з урахуванням ступеня точності плавності роботи 7 і ділильного діаметра $d = 50$ мм, найменше додаткове зміщення $E_{Hs} = -140$ мкм.

По заданому виду допуску на бічний зазор і величиною допуску на радіальне биття зубчастого вінця визначаємо числове значення допуску на зміщення вихідного контуру T_H . Для заданого виду допуску на бічний зазор - a з урахуванням допуску на радіальне биття $F_r = 45$ мкм знаходимо допуск на зміщення вихідного контуру $T_H = 180$ мкм.

Вибираємо засоби вимірювання для контролю обраних параметрів зубчастого колеса [4].

Для контролю F_{rr} приймемо Биттемір моделі Б-10м, придатний для контролю коліс з модулем від 1 до 10 мм.

Для контролю F_{vwr} приймемо нормалемером моделі БВ-5045, що дозволяє вимірювати довжину загальної нормалі до $W = 120$ мм. Виконаємо розрахунок довжини загальної нормалі. За [3] для колеса з заданою кількістю зубів ($z = 20$) визначимо довжину загальної нормалі W_1 для колеса з одиничним модулем. Значення W_1 і z_n , поміщені в середньому стовпчику, кращі. Для $z_n = 3$ (кількість охоплених зубів) $W_1 = 7,66043$ мм.

Тоді довжина загальної нормалі

$$W = W_1 \times m = 7,66043 \times 2,5 = 19,15 \text{ мм.}$$

Для контролю f_{pbr} приймемо крокомір моделі 21501, придатний для модулів $m = 1,75 \div 10$ мм.

Контроль f_{fr} можна виконати за допомогою Евольвентоміру моделі БВ-5032, придатного для контролю коліс з зовнішнім діаметром $d_a = 20 \div 400$ мм і модулем $m = 1 \div 16$ мм).

Перевірку сумарної плями контакту можна виконувати на контрольно-обкатному верстаті.

Величину дійсного зсуву вихідного контуру інструмента можна визначити Зубоміром зсуву моделі 2301, придатним для контролю коліс з $m = 2 \div 10$ мм.

Схеми контролю обраних параметрів наведені на рис. 4.1 - 4.6.

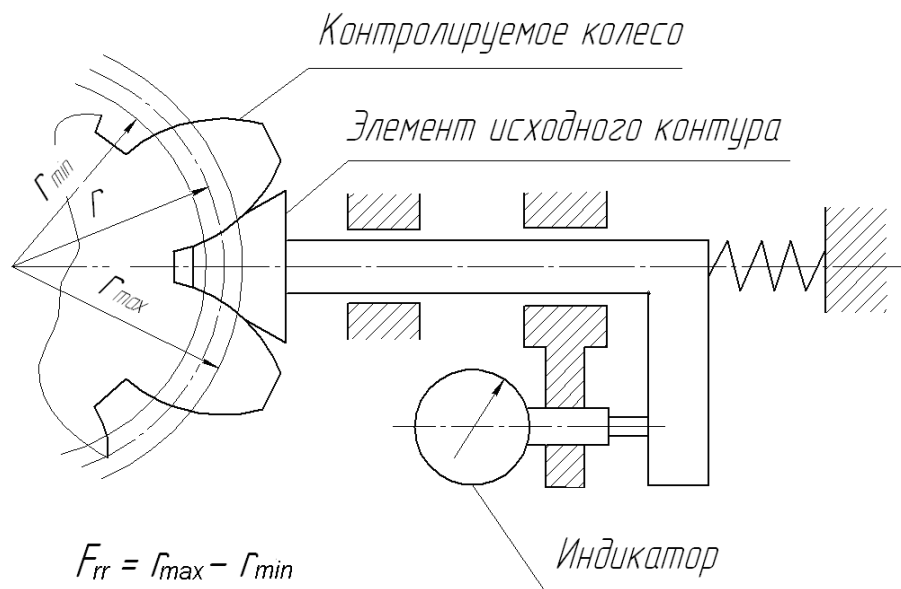


Рисунок 4.1 – Схема контролю радіального биття F_{rr}

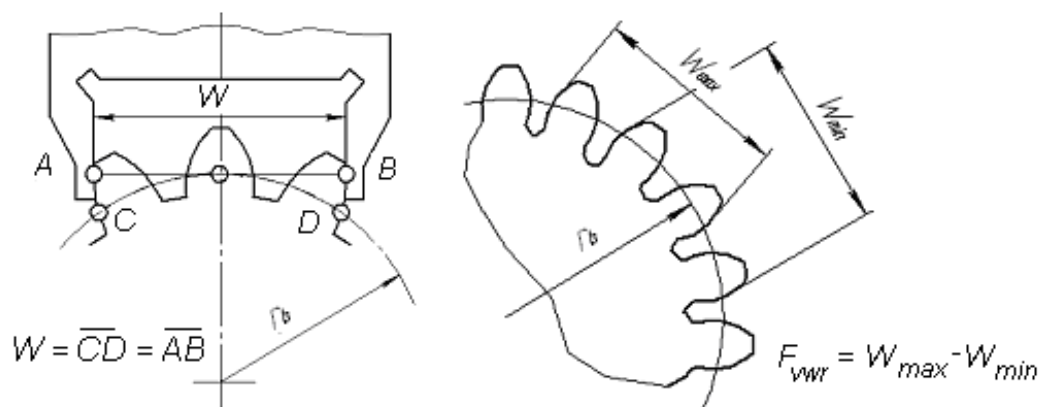


Рисунок 4.2 – Схема контролю коливання довжини спільної нормалі F_{vwr}

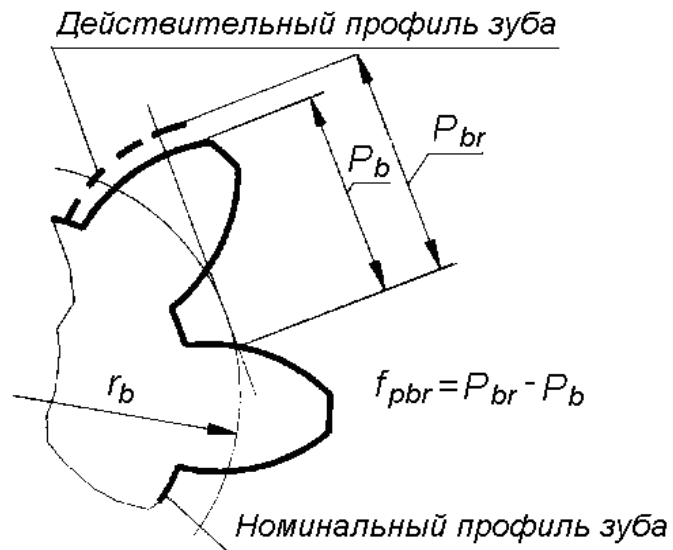


Рисунок 4.3 – Схема для контролю відхилення основного кроку зачеплення f_{pbr}

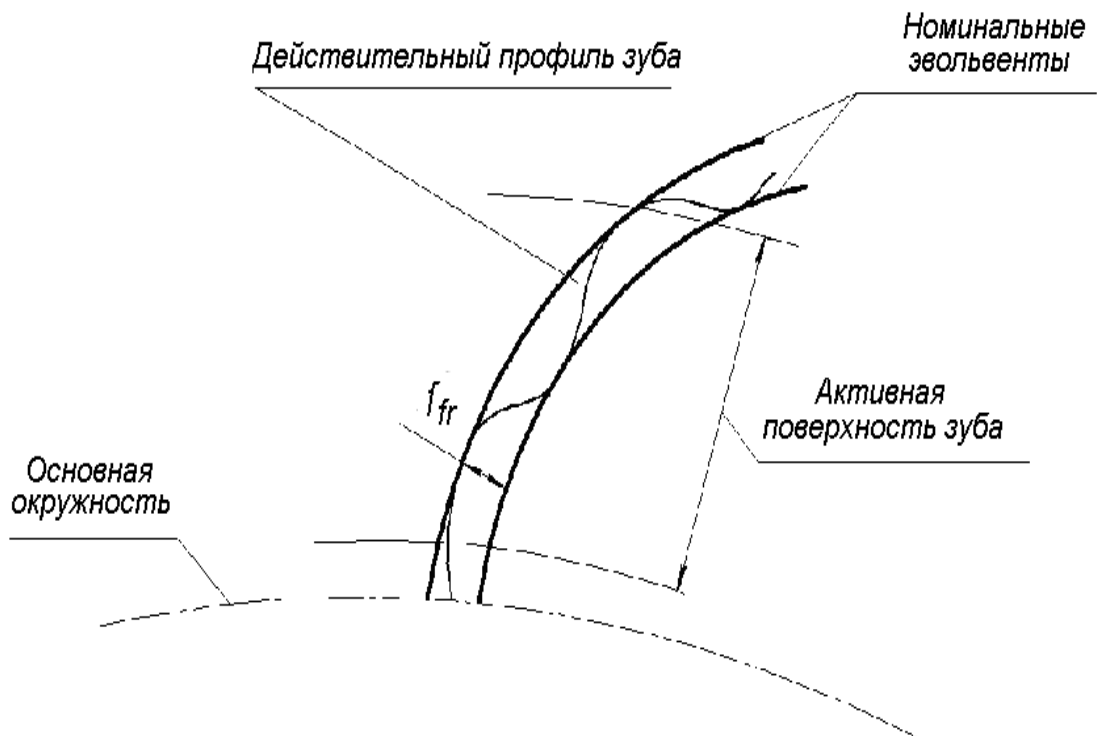
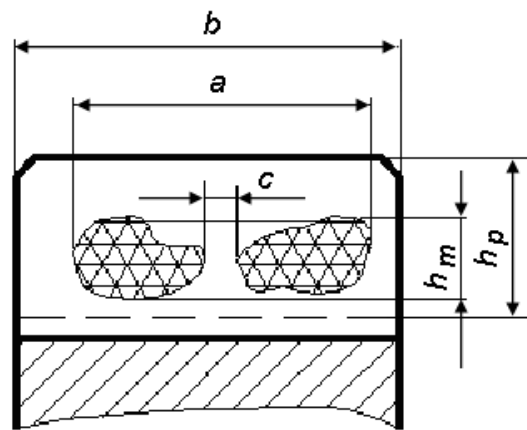


Рисунок 4.4 – Схема для контролю похибки профілю зуба f_{fr}



По высоте зуба

$$\frac{h_m}{h_p} \cdot 100\%$$

По длине зуба

$$\frac{a - c}{b} \cdot 100\%$$

Рисунок 4.5 – Схема для контролю сумарної плями контакту

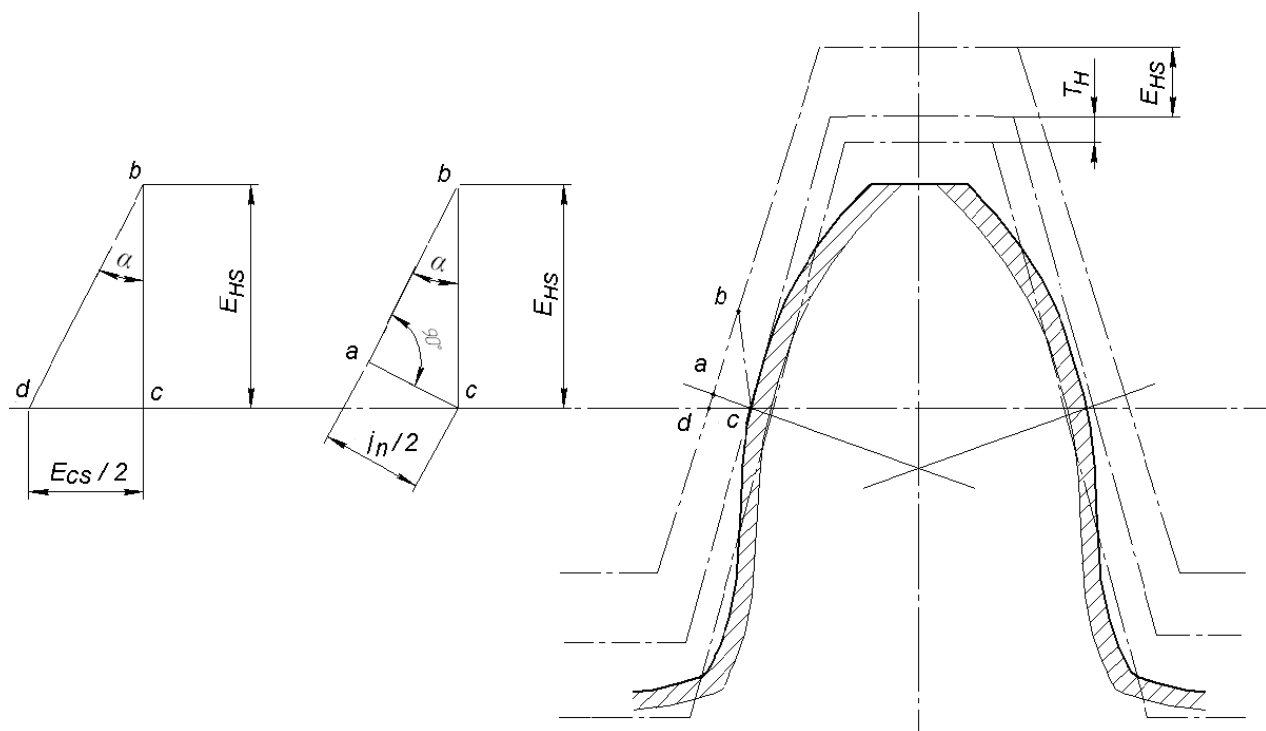


Рисунок 4.6 – Схема для контролю найменшого додаткового зміщення вихідного контуру E_{HS} і допуску на зміщення T_H

Приклад оформлення робочого креслення зубчастого колеса приводиться в додатку А.

ЗАДАЧА № 5

Для шліцевого з'єднання з числом зубів $z = 16$, внутрішнім діаметром $d = 72$ мм, зовнішнім діаметром $D = 82$ мм, шириною зуба $b = 7$ мм, з центруванням по b вибираємо поля допусків і посадки шліцевих вала і втулки для центрованих параметрів: для b вибираємо посадку $\frac{F8}{j_s7}$.

Для діаметра d , що не центрує, вибираємо посадку $\frac{H11}{a11}$;

Для діаметра D , що не центрує, вибираємо посадку $\frac{H12}{a11}$.

Для заданих розмірів шліцевого з'єднання і вибраних полів допусків умовне позначення буде виглядати наступним чином:

– для з'єднання: $b - 16 \times 72 \frac{H11}{a11} \times 82 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{j_s7}$;

– для шліцевого вала: $b - 16 \times 72 a11 \times 82 a11 \times 7 j_s7$;

– для шліцевої втулки: $b - 16 \times 72 H11 \times 82 H12 \times 7 F8$.

Визначаємо числові значення граничних відхилень діаметрів отвору і вала, ширини западин отвору і товщини зубів вала, і разом з умовним позначенням полів допусків проставляємо їх на ескізах складального креслення, а також креслення втулки і валу (рис. 5.1).

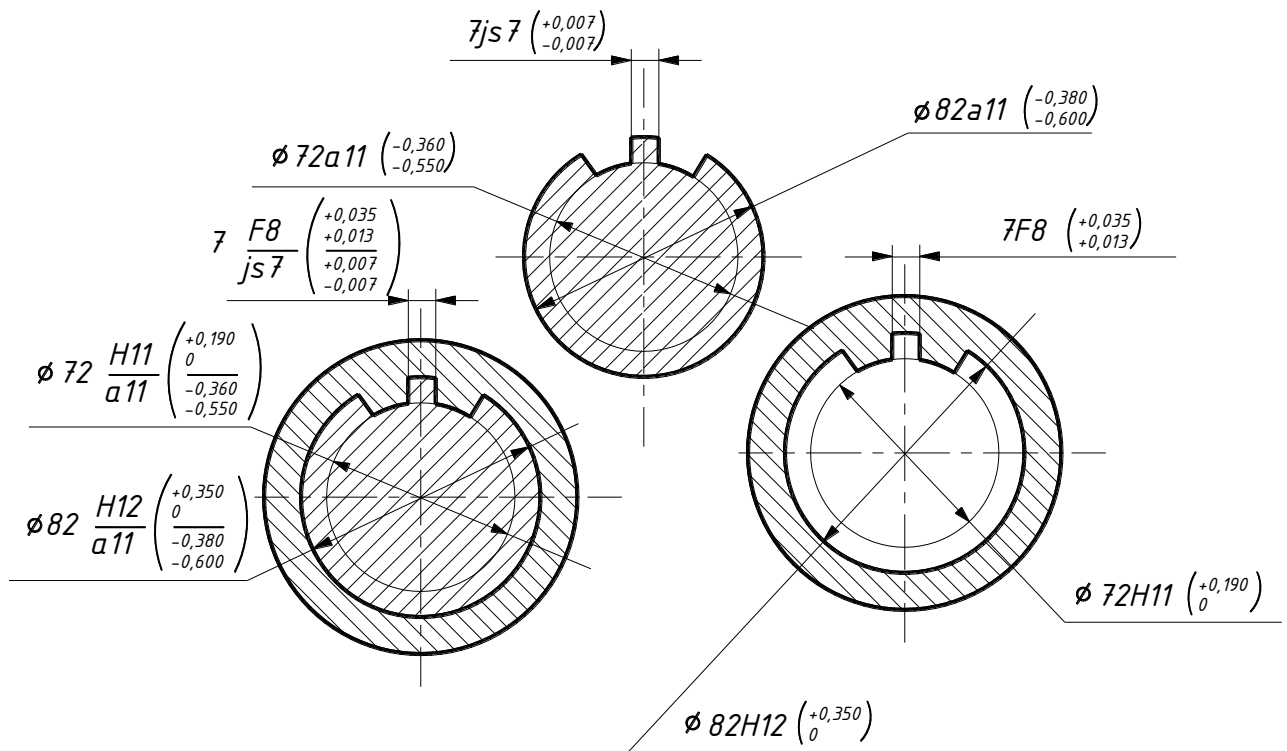


Рисунок 5.1 – Ескіз шліцьового з'єднання і його елементів

ЗАДАЧА № 6

Для вузла №2 (рис. 6.1) з номінальними розмірами поверхонь деталей: $A_1 = 96$ мм; $A_2 = 54$ мм; $A_3 = 3$ мм; $A_4 = 140$ мм; $A_5 = 6$ мм та розміром вихідної ланки $\Delta A = A_0 = 1_{-0,700}^{-0,150}$ будуюмо схему розмірного ланцюга (рис. 6.2).

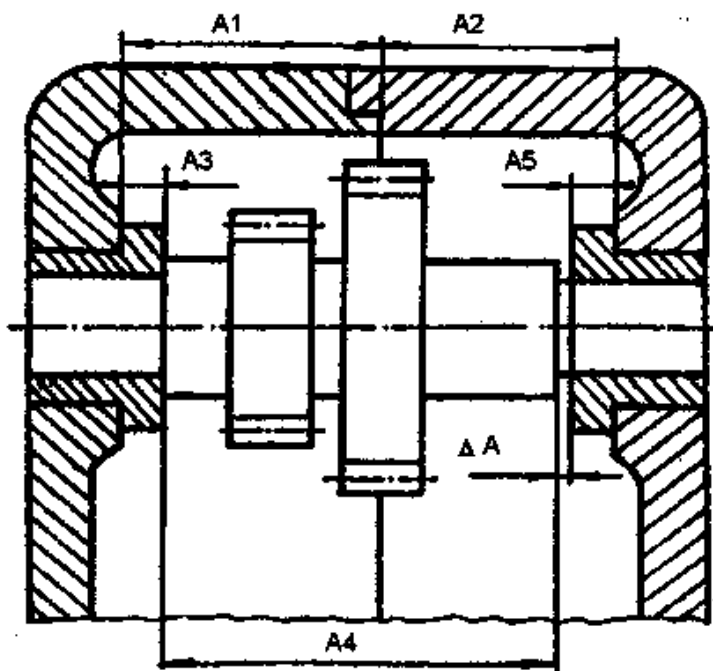


Рисунок 6.1 – Ескіз складального креслення

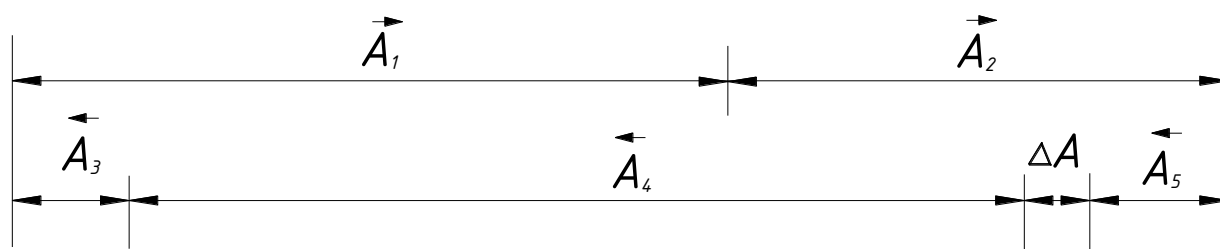


Рисунок 6.2 – Схема розмірного ланцюга

Визначаємо ланки розмірного ланцюга, що збільшують і зменшують: A_2 та A_1 – ланки, що збільшують; A_3 , A_4 , A_5 – ланки, що зменшують.

Перевіримо правильність побудови розмірного ланцюга

$$A_0 = \Sigma A_{i\text{вс}} - \Sigma A_{j\text{ум}} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5);$$

$$A_0 = (96 + 54) - (3 + 140 + 6) = 150 - 149 = 1 \text{ мм.}$$

По заданому допуску вихідної ланки визначаємо допуски і граничні відхилення складових розмірів методом вирішення на максимум і мінімум, користуючись способом одного квалітету.

Допуск вихідної ланки

$$TA_0 = ES - EI = (-0,150) - (-0,700) = 0,550 \text{ мм} = 550 \text{ мкм,}$$

та дорівнює

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{n+p} TA_j = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5,$$

де n – кількість ланок, що збільшують;

p – кількість ланок, що зменшують.

Допуск любого розміру (ланки) дорівнює

$$T = a \cdot i,$$

де a – кількість одиниць допуску;

i – одиниця допуску.

Тому

$$TA_0 = a_1 \cdot i_1 + a_2 \cdot i_2 + a_3 \cdot i_3 + a_4 \cdot i_4 + a_5 \cdot i_5.$$

Томущо завдання вирішується методом одного квалітету, і величина a залежить тільки від номера квалітету, отже

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = a_5 = a_m .$$

Тоді

$$TA_0 = a_m (i_1 + i_2 + i_3 + i_4 + i_5).$$

Звідки знаходимо значення a_m для визначення номера квалітету

$$a_m = \frac{T\Delta A}{\sum_{j=1}^{n+p} i_j} .$$

Розраховуємо одиниці допуску для кожної ланки і результати обчислень зводимо в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Одиниці допусків для складових ланок

$A_1 = 96\text{мм}$	$A_2 = 54\text{мм}$	$A_3 = 3\text{мм}$	$A_4 = 140\text{ мм}$	$A_5 = 6\text{ мм}$
$i_1 = 2,22\text{ мкм}$	$i_2 = 1,78\text{ мкм}$	$i_3 = 0,72\text{ мкм}$	$i_4 = 2,42\text{ мкм}$	$i_5 = 0,77\text{ мкм}$

Розрахуємо кількість одиниць допуску

$$a_m = \frac{550}{2,22 + 1,78 + 0,72 + 2,42 + 0,77} = 69,5 .$$

Відповідно до знайденим значенням a_m приймаємо найближче стандартне значення $a = 64$, яке відповідає квалітету $IT 10$. Призначаємо допуски складових ланок розмірного ланцюга по $IT 10$.

Сума допусків складових ланок

$$\Sigma TA_j = 140 + 120 + 40 + 160 + 48 = 508 \text{ мкм.}$$

Томущо $TA_4 \neq \Sigma TA_j$, приймаємо спеціальну ланку A_5 , допуск якої буде нестандартним.

Розраховуємо нестандартний допуск спеціальної ланки

$$TA_4 = TA_0 - \sum_{j=1}^{n+p-1} TA_j = 550 - 348 = 202 \text{ мкм.}$$

Для визначення граничних відхилень ланок класифікуємо їх на ті, що охоплюють і охоплюються: A_1, A_2 умовно відносимо до отворів і призначаємо допуски як для основних отворів; A_3, A_5 умовно відносимо до валів і призначаємо допуски як для основних валів.

Розраховуємо нижнє граничне відхилення спеціальної ланки

$$\begin{aligned} EIA_4 &= \sum_{j=1}^n ESA_{j_{y\phi}} - ES A_0 - \sum_{j=1}^{p-1} EIA_{j_{y\psi}} = \\ &= 140 + 120 - (-150) - (-40 - 48) = 498 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Розраховуємо верхнє граничне відхилення спеціальної ланки

$$ESA_4 = TA_4 + EIA_4 = 202 + 498 = +700 \text{ мкм.}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 6.2.

Таблиця 6.2 – Допуски і граничні відхилення ланок

Номер ланки	Номінальний розмір, мм	Поле допуску	Допуск, мкм		Граничні відхилення, мкм	
			Стандартний	Прийнятий	<i>ES</i>	<i>EI</i>
A_1	96	<i>H10</i>	140	140	+140	0
A_2	54	<i>H10</i>	120	120	+120	0
A_3	3	<i>h10</i>	40	40	0	-40
A_4	140	<i>спец.</i>	160	202	+700	+498
A_5	6	<i>h10</i>	48	48	0	-48
A_0	1		550	550	-150	-700

Перевіряємо правильність розрахунку, визначаючи нижнє граничне відхилення замикаючої ланки

$$EIA_0 = \sum_{j=1}^n EIA_{j_{y\phi}} - \sum_{j=1}^p ESA_{j_{y\mu}} = 0 + 0 - 700 = -700 \text{ мкм.}$$

Задача розв'язана правильно.

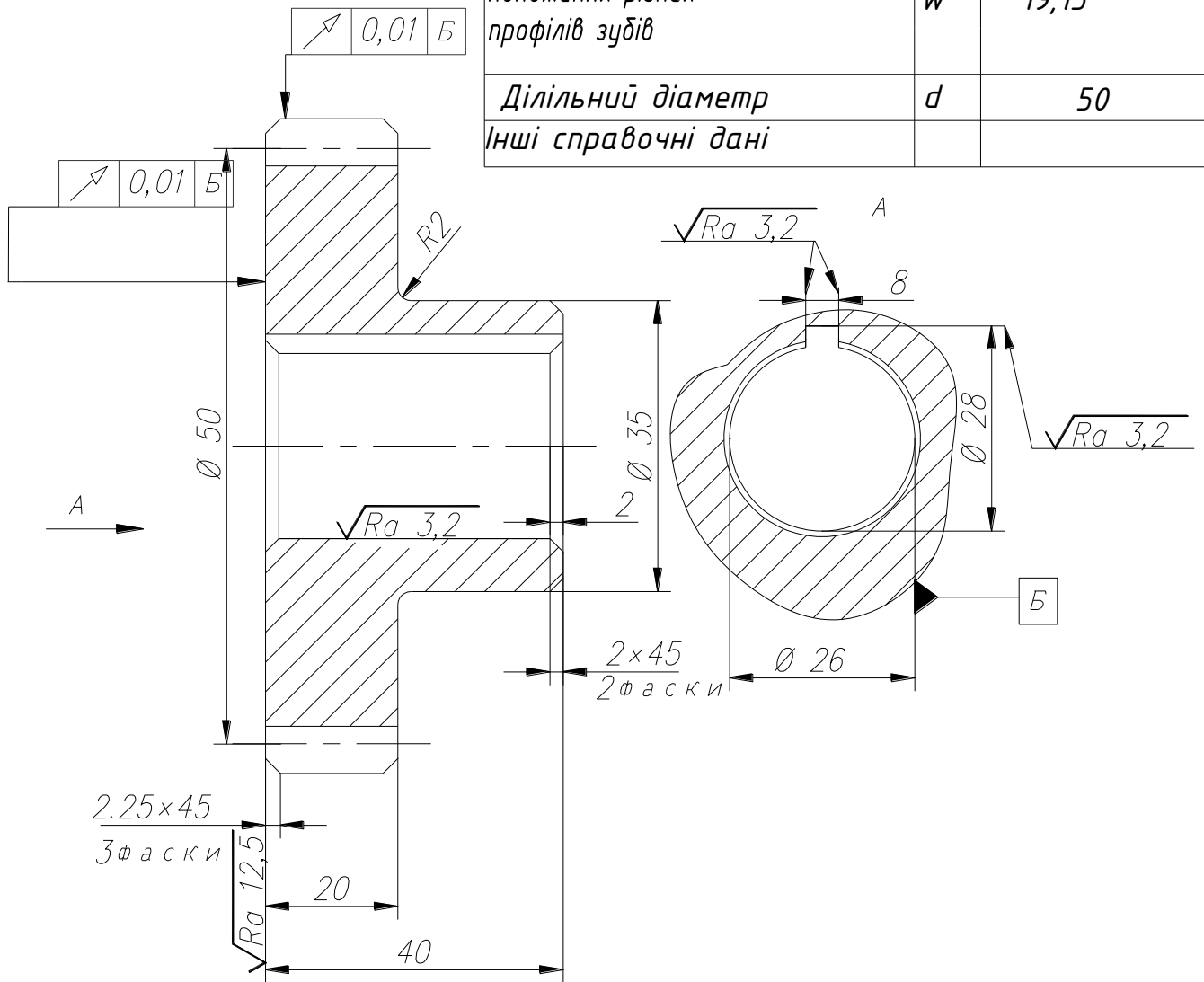
ПРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1986. - 343 с.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ Под ред. В.Д. Мягкова. - 6-е изд., перераб. и доп.- Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1982. Ч. 1.- 436 с.
3. Допуски посадки. Справочник. В 2-х ч./ Под ред. В.Д. Мягкова. - 6-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1983.- Ч. 2.- 448 с.
4. Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения. / Под ред. А.И. Якушева. - 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1980.- 527 с.
5. ГОСТ 520-2002 Подшипники качения. Общие технические условия.
6. ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
7. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
8. ГОСТ 2015-84. Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.
9. ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
10. ГОСТ 25346-89 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

Додаток А

АПтМРЗ11901.001

Модуль	<i>m</i>	2,5
Кількість зубів	<i>z</i>	20
Нормальний вихіднийи контур	–	ГОСТ 13755–81
Коефіцієнт зміщення	<i>X</i>	0
Ступінь точності за ГОСТ 1643–81	–	8–7–7–Ва
Дані для контролю взаємного положення різних профілів зубів	<i>W</i>	19,15
Дільний діаметр	<i>d</i>	50
Інші справочні дані		



Інв. № подл. Підпис і дата
 Інв. № зам. Інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Ходарев			
Перевір.	Абрамов			
Т. контр.				
Н. контр.				
Затв.				

АПтМРЗ11901.001

Колесо
зубчасте

Сталь 45ГОСТ1050–74

Лім.	Маса	Масштаб
К Р Ч	0,8	1:1
Аркуш	Аркушів 1	

ХНАДУ