МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
до практичних робіт студентів

з вивчення дисципліни
«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

Для студентів спеціальностей:
133 Галузеве машинобудування,
134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка,
131 Прикладна механіка,
усіх форм навчання

2019

Методичні рекомендації до практичних робіт студентів з вивчення дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання». Для студентів спеціальностей: 133 Галузеве машинобудування, 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка, 131 Прикладна механіка усіх форм навчання / Укл.:В.С.Штанкевич – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 42 с.

Укладачі: В.С.Штанкевич, ст. викладач

В методичних вказівках використані матеріали методичних розробок проф. В.В.Петрикіна та інш.

Рецензент: В.В.Петрикін, професор, к. т. н.

Відповідальний за випуск: В.П.Загородній

Затверджено
на засіданні кафедри
Металорізальних верстатів та
інструментів
Протокол №_2_від 02.09.2019 р.

Рекомендовано
до видання НМК Машино –
будівного факультету.
Протокол №_1_ від 03.09.2019 р.

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Розрахунок посадок з зазором, натягом та перехідної	5
2	Розрахунок калібрів та контр калібрів	11
3	Розрахунок посадок підшипників кочення	18
4	Розрахунок нарізного з’єднання	24
5	Розрахунок посадок шпоночного з´єднання	29
6	Розрахунок посадок шліцьового з´єднання	32
7	Вибір параметрів характеризуючих зубчасте колесо	37
	Рекомендована література	42

ВСТУП

Практика свідчить, що проблема підвищення якості та надійності виробів може бути вирішена тільки на основі використання принципу функціональної взаємозамінності при їх проектуванні, виготовленні та експлуатації. Цей принцип полягає в суворому обліку взаємовпливу допустимих відхилень експлуатаційних показників виробів (швидкості, вантажопідйомності, продуктивності, точності та ін.) і функціональних параметрів складових частин виробів (геометричних розмірів з'єднань, форми і розташування поверхонь, що з'єднуються, шорсткості і ін.)

Дана дисципліна є трудомісткою і актуальною для роботи конструкторів і технологів і для успішного засвоєння вимагає систематичної і напруженої роботи. При вивченні навчального матеріалу особливу увагу потрібно звертати на визначення понять курсу.

У даних методичних рекомендаціях наведено інструкції з вивчення деяких розділів, рекомендована література.

1 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК З ЗАЗОРОМ, НАТЯГОМ ТА ПЕРЕХІДНОЇ

Вихідні дані наведені у таблиці 1.1.

1. За ГОСТ 25347-2013 для кожного сполучення виписати числові значення граничних відхилень отворів і валів.

2. Визначте характер з'єднання, і до якої системи воно відноситься.

3. Визначте числові значення граничних розмірів, зазорів, натягів і допусків розмірів і допуску посадки.

4. Покажіть графічно (в довільному масштабі) схеми розміщення полів допусків на вали і отвори для кожної посадки. Покажіть на схемах значення всіх граничних діаметрів, відхилень, допусків, зазорів, натягів.

5. Виконайте ескізи з'єднань (із зазначенням умовного позначення з'єднання) отвору і валу (з проставлянням номінального розміру, умовного позначення допуску та граничних відхилень).

Таблиця 1.1 - Вихідні дані

Передостання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Діаметр з'єднання, мм	10	16	20	25	30	40	50	60	80	100
Остання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
З'єднання	$\frac{H6}{g6}$	$\frac{G7}{h7}$	$\frac{F8}{h8}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{E9}{h8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{d9}$
	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{H6}{m6}$	$\frac{H7}{js7}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{M7}{h7}$	$\frac{H8}{js8}$	$\frac{K7}{h7}$	$\frac{N7}{h7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{H8}{k7}$
	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t7}$	$\frac{H7}{z6}$	$\frac{R7}{h7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{R7}{h7}$	$\frac{H6}{r6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{S7}{h7}$

Приклад.

Вихідні дані: діаметр з'єднання 10мм.

$$\frac{H9}{e9};\frac{Js8}{h7};\frac{H7}{u7}.$$

1. За ГОСТ 25347-82 для кожного з'єднання виписуємо чисельні значення граничних відхилень отворів і валів, мм:

Отвір ø 10 $H9$: ES=+0,036 Вал ø 10 $e9$: es=– 0,025
EI=0 ei=– 0,061

Отвір ø 10 $Js8$: ES=+0,011 Вал ø 10 $h7$: es=0
EI=– 0,011 ei=– 0,015

Отвір ø 10 $H7$: ES=+0,015 Вал ø 10 $u7$: es=+0,043
EI=0 ei=+0,028

2. Визначаємо характер з'єднання і до якої системи воно відноситься:

ø 10 $\frac{H9}{e9}$ - зазор, система отвору;

ø 10 $\frac{Js8}{h7}$ - перехідна, система валу;

ø 10 $\frac{H7}{u7}$ - натяг, система отвору.

3. Визначаємо чисельні значення граничних розмірів, зазорів і натягів, виконавчі розміри, величини допусків розмірів і допуску посадки:

ø 10 $\frac{H9}{e9}$

$D_{max} = D_{ном} + ES = 10 + 0,036 = 10,036$ (мм)

$D_{min} = D_{ном} + EI = 10 + 0 = 10$ (мм)

$d_{max} = d_{ном} + es = 10 + (– 0,025) = 9,975$ (мм)

$d_{min} = d_{ном} + ei = 10 + (– 0,061) = 9,939$ (мм)

$TD = ES – EI = 0,036 – 0 = 0,036$ (мм)

$Td = es – ei = – 0,025 –(– 0,061) = 0,036$ (мм)

$+TD$

$D_{вик} = D_{min}$

$D_{вик} = 10^{+0,036}$ (мм)

$d_{вик} = d_{max\ -Td}$

$d_{вик} = 9{,}975_{-0{,}036}$ (мм)

$S_{max} = ES - ei = +0{,}036 - (-0{,}061) = 0{,}097$ (мм)
$S_{min} = EI - es = 0 - (-0{,}025) = 0{,}025$ (мм)
ТП =TD + Td = 0,036 + 0,036 = 0,072 (мм)
$TS = S_{max} - S_{min} = 0{,}097 - 0{,}025 = 0{,}072$(мм)

$$ø10\frac{Js8}{h7}$$

$D_{max} = D_{ном} + ES = 10 + 0{,}011 = 10{,}011$ (мм)
$D_{min} = D_{ном} + EI = 10 + (-0{,}011) = 9{,}989$ (мм)
$d_{max} = d_{ном} + es = 10 + 0 = 10$ (мм)
$d_{min} = d_{ном} + ei = 10 + (-0{,}015) = 9{,}985$ (мм)
$TD = ES - EI = 0{,}011 - (-0{,}011) = 0{,}022$ (мм)
$Td = es - ei = 0 - (-0{,}015) = 0{,}015$ (мм)

$+TD$

$D_{вик} = D_{min}$

$D_{вик} = 9{,}989^{+0{,}022}$(мм)

$d_{вик} = d_{max\ -Td}$

$d_{вик} = 10_{-0{,}015}$ (мм)

$S_{max} = ES - ei = +0{,}011 - (-0{,}015) = 0{,}026$ (мм)
$N_{max} = es - EI = 0 - (-0{,}011) = 0{,}011$ (мм)
ТП =TD + Td = 0,022 + 0,015 = 0,037 (мм)
$TS/TN = S_{max} + N_{max} = 0{,}026 + 0{,}011 = 0{,}037$ (мм)

$$ø\ 10\frac{H7}{u7}$$

$D_{max} = D_{ном} + ES = 10 + 0{,}015 = 10{,}015$ (мм)
$D_{min} = D_{ном} + EI = 10 + 0 = 10$ (мм)
$d_{max} = d_{ном} + es = 10 + 0{,}043 = 10{,}043$ (мм)
$d_{min} = d_{ном} + ei = 10 + 0{,}028 = 10{,}028$ (мм)
$TD = ES - EI = 0{,}015 - 0 = 0{,}015$ (мм)
$Td = es - ei = +0{,}043 - 0{,}028 = 0{,}015$ (мм)

$+TD$

$D_{вик} = D_{min}$

$D_{вик} = 10^{+0{,}015}$(мм)

$d_{вик} = d_{max\ -Td}$

$d_{вик} = 10{,}043_{-0{,}015}$ (мм)

$N_{max} = es - EI = +0{,}043 - 0 = 0{,}043$ (мм)
$N_{min} = ei - ES = +0{,}028 - 0{,}015 = 0{,}013$ (мм)
$TП = TD + Td = 0{,}015 + 0{,}015 = 0{,}030$ (мм)
$TN = N_{max} - N_{min} = 0{,}043 - 0{,}013 = 0{,}030$ (мм)

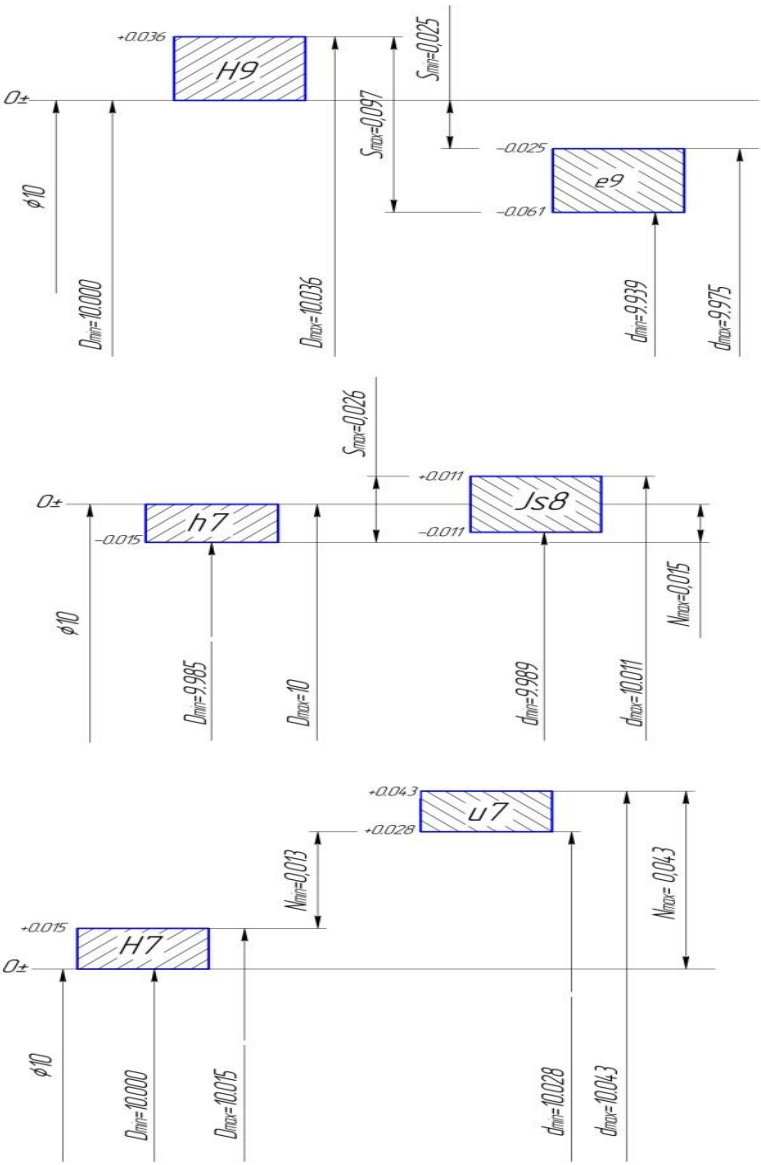


Рисунок 1.1 - Схеми розташування полів допусків посадок з зазором, натягом і перехідної

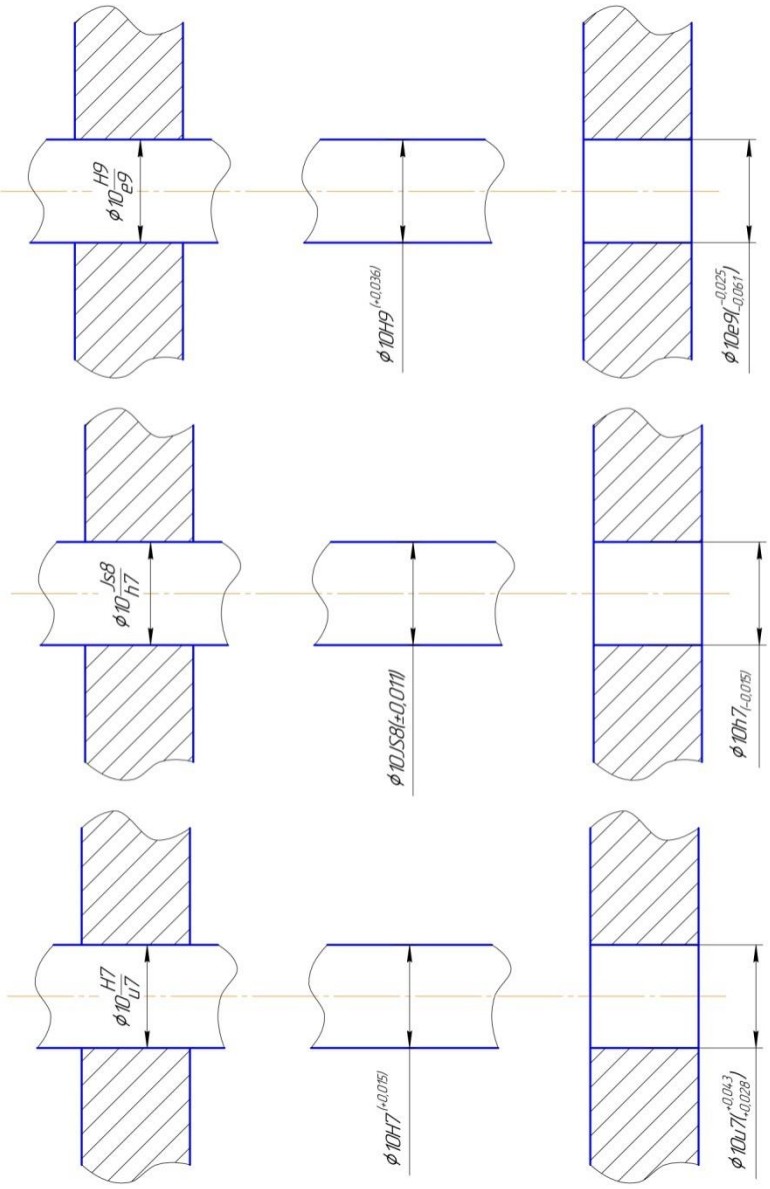


Рисунок 1.2 - Ескізи з'єднання валу та отвора

2 РОЗРАХУНОК КАЛІБРІВ ТА КОНТР КАЛІБРІВ

Вихідні дані наведені в таблиці 1.1.

1. Визначити відповідно до стандарту ГОСТ 24853-81 виконавчі розміри прохідних і непрохідних граничних робочих і контрольних калібрів - пробки і скоби, а також розміри зношених прохідних калібрів для деталей одного із з'єднань наведених в таблиці 1.1.

2. Побудувати схему розташування полів допусків калібрів для контролю деталей заданого з'єднання із зазначенням: номінального розміру з'єднання; граничних відхилень і допусків розмірів контролюємих деталей; умовних позначень допусків контрольованих деталей; граничних відхилень і допусків розмірів калібрів; умовного позначення калібрів.

3. Викреслити ескізи прохідного і непрохідного робочих калібрів із зазначенням: виконавчих розмірів; матеріалу, твердості і шорсткості вимірювальних поверхонь; маркування.

Приклад.

Для сполучення $\text{ø}10\frac{H9}{e9}$ розрахувати граничні і виконавчі розміри калібрів.

1 Розрахунок калібрів для отвору ø 10 $H9$

За ГОСТ 25347 - 82 визначаємо граничні відхилення отвору:

$D_{ном}$ =10(мм)

ES = + 0,036(мм)

EI = 0 (мм)

За ГОСТ 24853 – 81 для ø10 $H9$ визначаємо дані для розрахунку калібрів:

H = 0,0025 (мм) – допуск на виготовлення калібрів для отвору;

Z = 0,007 (мм) – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для отвору відносно найменшого граничного розміру;

Y = 0 (мм) – допустимый вихід разміру зношеного прохідного калібра для отвору за границю поля допуска виробу.

Граничні розміри отвору визначені в задачіі №1 і складають:

D_{Amax} = 10,036(мм)

D_{Amin}= 10 (мм)

Робочий прохідний калібр:

$$P-ПР=D_{A\min}+Z\pm\frac{H}{2}$$

$$P-ПР_{\max}=D_{A\min}+Z+\frac{H}{2}=10+0{,}007+\frac{0{,}0025}{2}\approx 10{,}0085(мм)$$

$$P-ПР_{\min}=D_{A\min}+Z-\frac{H}{2}=10+0{,}007-\frac{0{,}0025}{2}\approx 10{,}006(мм)$$

$$P-ПР_{зн}=D_{A\min}-Y=10-0=10(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT=P-ПР_{\max}-P-ПР_{\min}=10{,}0085-10{,}006=0{,}0025(мм)$$

Виконавчий розмір калібру:

$$P-ПР_{вик}=P-ПР_{\max-H}=10{,}0085_{-0{,}0025}\ (мм)$$

Робочий непрохідний калібр:

$$P-НЕ=D_{A\max}\pm\frac{H}{2}$$

$$P-НЕ_{\max}=D_{A\max}+\frac{H}{2}=10{,}036+\frac{0{,}0025}{2}\approx 10{,}037(мм)$$

$$P-НЕ_{\min}=D_{A\max}-\frac{H}{2}=10{,}036-\frac{0{,}0025}{2}\approx 10{,}0345(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT=P-НЕ_{\max}-P-НЕ_{\min}=10{,}0037-10{,}0345=0{,}0025(мм)$$

Виконавчий розмір калібру:

$$P-НЕ_{вик}=P-НЕ_{\max-H}=10{,}0037_{-0{,}0025}\ (мм)$$

2 Розрахунок калібрів для вала ø $10\,e9$

За ГОСТ 25347 - 82 визначаємо граничні відхилення вала:

$d_{ном}$ = 10(мм)

es = –0,025(мм)

ei = – 0,061(мм)

За ГОСТ 24853 – 81 для ø $10\,e9$ визначаємо дані для розрахунку калібрів:

H_1 = 0,004 (мм) – допуск на виготовлення калібрів для вала;

Z_1 = 0,007 (мм) – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала відносно найбільшого граничного розміру виробу;

Y_1 = 0 (мм) – допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для вала за границю поля допуску виробу.

Нp = 0,0015 (мм) – допуск на виготовлення контрольного калібру для скоби.

Граничні розміри валу визначені у задачі№1 і складають:

$d_{B\max}$ = 9,975 (мм)

$d_{B\min}$ = 9,939 (мм)

Рабочий прохідний калібр:

$$P-ПР=d_{B\max}-Z_1\pm\frac{H_1}{2}$$

$$P-ПР_{\max}=d_{B\max}-Z_1+\frac{H_1}{2}=9{,}975-0{,}007+\frac{0{,}004}{2}=9{,}970(мм)$$

$$P-ПР_{\min}=d_{B\max}-Z_1-\frac{H_1}{2}=9{,}975-0{,}007-\frac{0{,}004}{2}=9{,}966(мм)$$

$$P-ПР_{зн.}=d_{B\max}+Y_1=9{,}975+0=9{,}975(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT=P-ПР_{\max}-P-ПР_{\min}=9{,}970-9{,}966=0{,}004(мм)$$

Виконавчий розмір калібру:

$$P-ПР_{вик}=P-ПР_{\min}^{+H_1}=9{,}996^{+0{,}004}(мм)$$

Рабочий непрохідний калібр:

$$P-НЕ=d_{B\min}\pm\frac{H_1}{2}$$

$$P-НЕ_{\max}=d_{B\min}+\frac{H_1}{2}=9{,}939+\frac{0{,}004}{2}=9{,}941(мм)$$

$$P-НЕ_{\min}=d_{B\min}-\frac{H_p}{2}=9{,}939-\frac{0{,}004}{2}=9{,}937(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT=P-НЕ_{\max}-P-НЕ_{\min}=9{,}941-9{,}937=0{,}004(мм)$$

Виконавчий розмір калібру:

$$P - HE_{вик} = P - HE_{\min}^{+H_1} = 9{,}937^{+0{,}004}(мм)$$

Контркалібр робочого прохідного калібру:

$$К - РП = d_{B\max} - Z_1 \pm \frac{H_p}{2}$$

$$К - РП_{\max} = d_{B\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 9{,}975 - 0{,}007 + \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}969(мм)$$

$$К - РП_{\min} = d_{B\max} - Z_1 - \frac{H_p}{2} = 9{,}975 - 0{,}007 - \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}9675(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT = К - РП_{\max} - К - РП_{\min} = 9{,}969 - 9{,}9675 = 0{,}0015(мм)$$

Виконавчий розмір контркалібру:

$$К - РП_{вик} = К - РП_{\max_{-H_P}} = 9{,}969_{-0{,}0015}\ (мм)$$

Контркалібров зносу робочого прохідного калібру:

$$К - И = d_{B\max} + Y_1 \pm \frac{H_p}{2}$$

$$К - И_{\max} = d_{B\max} + Y_1 + \frac{H_p}{2} = 9{,}975 + 0 + \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}976(мм)$$

$$К - И_{\min} = d_{B\max} + Y_1 - \frac{H_p}{2} = 9{,}975 + 0 - \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}9745(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT = К - И_{\max} - К - И_{\min} = 9{,}976 - 9{,}9745 = 0{,}0015(мм)$$

Виконавчий розмір контркалібру:

$$К - И_{вик} = К - И_{\max_{-H_P}} = 9{,}976_{-0{,}0015}\ (мм)$$

Контркалібр робочого не прохідного калібру:

$$К - НЕ = d_{B\min} \pm \frac{H_p}{2}$$

$$К - НЕ_{\max} = d_{B\min} + \frac{H_p}{2} = 9{,}939 + \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}940(мм)$$

$$К - НЕ_{\min} = d_{B\min} - \frac{H_p}{2} = 9{,}939 - \frac{0{,}0015}{2} \approx 9{,}9385(мм)$$

Допуск калибра:

$$IT = K - HE_{\max} - K - HE_{\min} = 9{,}940 - 9{,}9385 = 0{,}0015(мм)$$

Виконавчий розмір контркалібру:

$$K - HE_{вик} = K - HE_{\max_{-Hp}} = 9{,}940_{-0{,}0015}\ (мм)$$

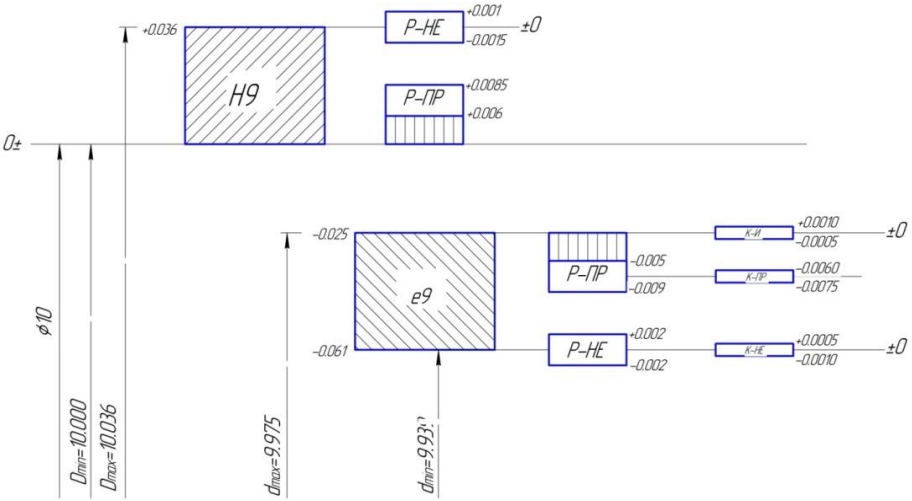


Рисунок 2.1 – Схема розташування полів допусків калібрів і контркалібрів

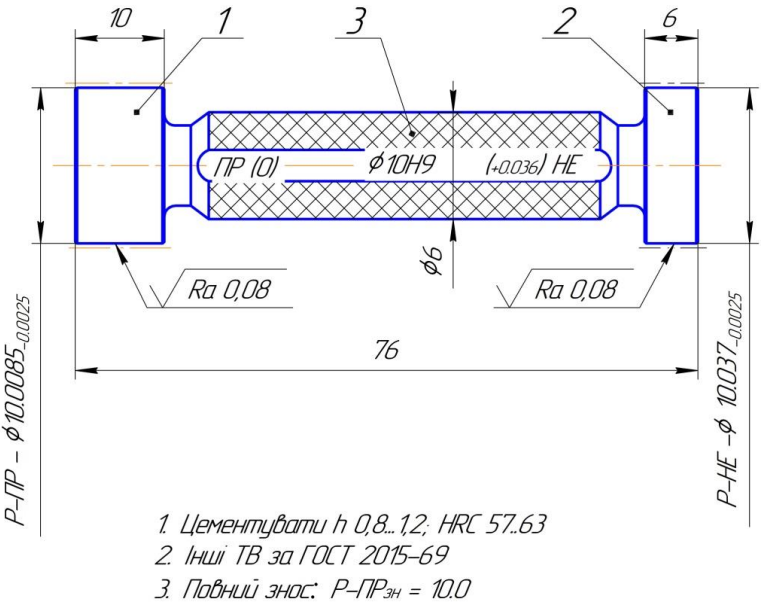
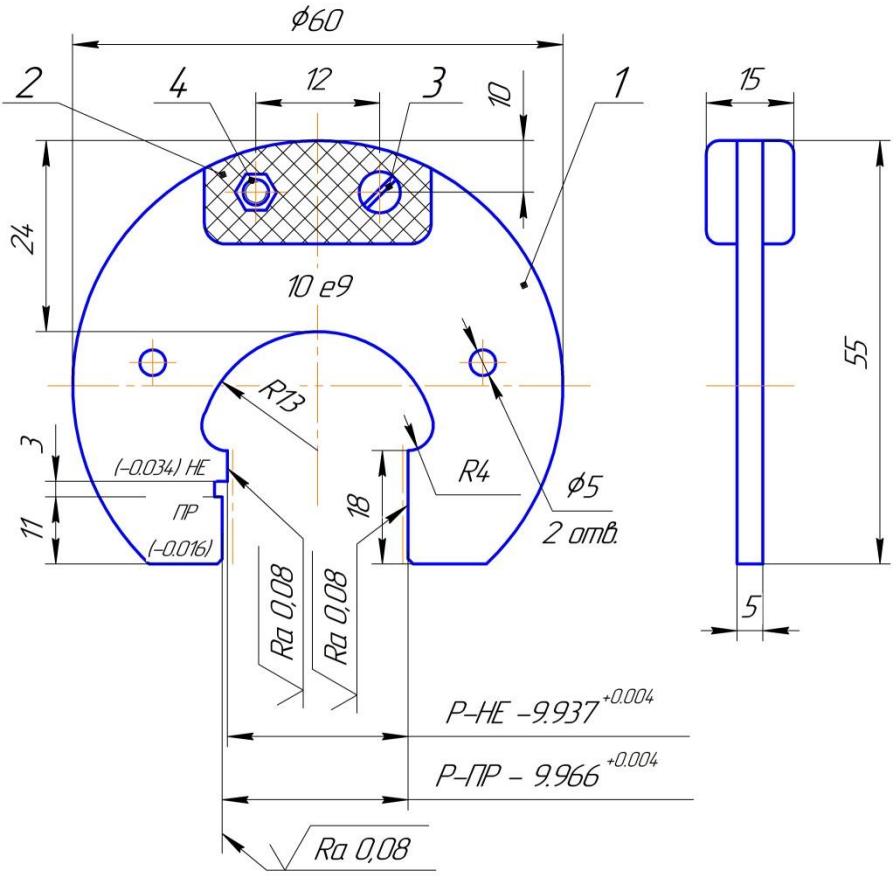


Рисунок 2.2 – Калібр-пробка 8133-0922 Н9 ГОСТ 14810-69



1. Цементувати h 0,8...1,2; HRC 57..63
2. Інші ТВ за ГОСТ 2015–69.
3. Повний знос: $Р–ПР_{зн} = 9,975$.

Рисунок 2.3 – Калібр-скоба 8113-0023 e9 ГОСТ18360-93

3 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Вихідні дані наведені в таблицях 3.1, 3.2.

З'єднання підшипників кочення з валами і корпусами здійснюється відповідно до ГОСТ33250 - 85. Діаметри зовнішнього і внутрішнього кільця підшипника прийняті відповідно за діаметри основного вала і основного отвору. Отже, посадки зовнішнього кільця з корпусом здійснюються по системі вала, посадки внутрішнього кільця з валом – по системі отвору.

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

Якщо кільце підшипника сприймає результуюче радіальне навантаження лише обмеженою ділянкою кола на доріжці кочення і передає її відповідній обмеженій ділянці посадкової поверхні вала або корпуса, що має місце, коли кільце не обертається, то такий характер навантаження називається місцевим. У цьому випадку посадка призначається з зазором або перехідна.

Якщо кільце підшипника сприймає результуюче радіальне навантаження послідовно всім колом доріжки кочення і передає її також послідовно всій посадковій поверхні вала або корпуса, що має місце при обертовому кільці і постійно направленому навантаженні, то такий характер навантаження називається циркуляційним. Посадка призначається з натягом.

При коливальному навантаженні на кільце підшипника діє вектор постійної складової радіальної сили і вектор радіальної сили, що обертається, при цьому сумарний вектор цих сил не здійснює повного оберту, а коливається на певній ділянці нерухомого кільця. Посадка вибирається з числа щільно рухливих (js6, js5 – для внутрішнього кільця; JS7, JS6 – для зовнішнього кільця).

1. Відповідно до вихідних даних за ГОСТ 3325-85 необхідно вибрати граничні відхилення на приєднувальні поверхні на зовнішні і внутрішні кільця підшипників.

2. Визначити граничні розміри зовнішнього і внутрішнього кільця.

3. З'єднання підшипника кочення з валами і корпусами здійснюється відповідно до ГОСТ 3325-85. Посадки зовнішнього кільця з корпусом здійснюються по системі вала, а посадки внутрішнього кільця з валом - по системі отвору.

4. В залежності від характеру необхідного з'єднання поля допусків для отвору і валу вибираються за таблицею.

5. Вибір посадок підшипників визначається характером їх навантаження, що залежать від того, обертається або не обертається дане кільце щодо діючої на нього радіального навантаження.

6. Визначити вид навантаження кілець.

7. Зобразити схеми розташування полів допусків для з'єднань вала і отвору корпусом з підшипника, проставивши граничні відхилення із значенням зазорів і натягів.

8. Виконати ескіз з'єднання підшипника з валом і отвором корпуса. Проставити відповідні посадки і граничні відхилення, а також ескізи корпусу і вала з проставлянням розмірів, шорсткості, відхилення форми посадочних поверхонь підшипника кочення.

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

За ГОСТ 3325-85 крім допуску вала або отвору наводиться умовне позначення основного відхилення відповідно внутрішнього L і зовнішнього *l* кілець, а також клас точності підшипника.

Таблиця 3.1 - Параметри підшипника кочення

Характеристика підшипника	Передостання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номінальний зовнішній діаметр *D*, мм	35	52	72	90	100	130	150	170	190	215
Номінальний внутрішній діаметр *d*, мм	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Клас точності ГОСТ 3325-85	0	6	5	0	6	5	0	6	5	0

Таблиця 3.2 – Характер з'єднання кілець підшипника кочення

Посадка кілець підшипника	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Зовнішнього D	$Js7$	$H7$	$K6$	$Js7$	$G7$	$H6$	$N6$	$N7$	$M6$	$H7$
Внутрішнього d	$js6$	k6	$h5$	$h6$	$f7$	$n5$	$g6$	k6	$h5$	$m6$

Приклад.

1. Для зовнішнього кільця приймаємо ø52 $\frac{H7}{l6}$

За ГОСТ 23325-85 для даного з'єднання виписуємо чисельні значення граничних відхилень отворів і валів, мм:

Отвір ø 52 $H7$: ES=+0,030 Вал ø 52 $l6$: es= 0

EI= 0 ei=– 0,011

Визначаємо чисельні значення граничних розмірів, зазорів і натягів, виконавчі розміри, величини допусків розмірів і допуску посадки:

$D_{max} = D_{ном} + ES = 52 + 0,030 = 52,030$ (мм)

$D_{min} = D_{ном} + EI = 52 + 0 = 52$ (мм)

$d_{max} = d_{ном} + es = 52 + 0 = 52$ (мм)

$d_{min} = d_{ном} + ei = 52 + (– 0,011) = 51,989$ (мм)

$TD = ES – EI = 0,030 – 0 = 0,030$ (мм)

$Td = es – ei = 0 –(– 0,011) = 0,011$ (мм)

$D_{вик} = D_{min}^{+TD}$

$D_{вик} = 52^{+0,030}$ (мм)

$d_{вик} = d_{max}^{-Td}$

$d_{вик} = 52_{-0,011}$ (мм)

$S_{max} = ES – ei = +0,030 – (–0,011) = 0,041$ (мм)

S_{min} = EI – es = 0 – 0 = 0 (мм)
ТП =TD + Td = 0,030 + 0,011 = 0,041 (мм)
TS = S_{max} – S_{min} = 0,041 – 0 = 0,041(мм)

2. Для внутрішнього кільця приймаємо ø20 $\frac{L6}{k6}$

За ГОСТ 23325-85 для даного з'єднання виписуємо чисельні значення граничних відхилень отворів і валів, мм:

Отвір ø 20 $L6$: ES= 0 Вал ø 20 $k6$: es= +0,015
EI=–0,008 ei=+0,002

Визначаємо чисельні значення граничних розмірів, зазорів і натягів, виконавчі розміри, величини допусків розмірів і допуску посадки:

D_{max} = $D_{ном}$ + ES = 20 + 0 = 20 (мм)
D_{min}= $D_{ном}$ + EI = 20 + (–0,008) = 19,992(мм)
d_{max} = $d_{ном}$ + es = 20 + 0,015 = 20,015 (мм)
d_{min} = $d_{ном}$ + ei = 20 + 0,002 = 20,002 (мм)
TD= ES – EI = 0 – (–0,008) = 0,008(мм)
Td = es – ei = 0,015 – 0,002 = 0,013(мм)

$D_{вик} = D_{min}^{+TD}$

$D_{вик}$ =19,992 $^{+0,008}$(мм)

$d_{вик} = d_{max}{}_{-Td}$

$d_{вик}$ = 20,015 $_{-0,013}$ (мм)

N_{max} = es – EI = 0,015 –(–0,008) = 0,023 (мм)
N_{min} = ei – ES = 0,002 – 0 = 0,002 (мм)
ТП =TD + Td = 0,008+ 0,013 = 0,021 (мм)
TN = N_{max} – N_{min} = 0,023 – 0,002 = 0,021 (мм)

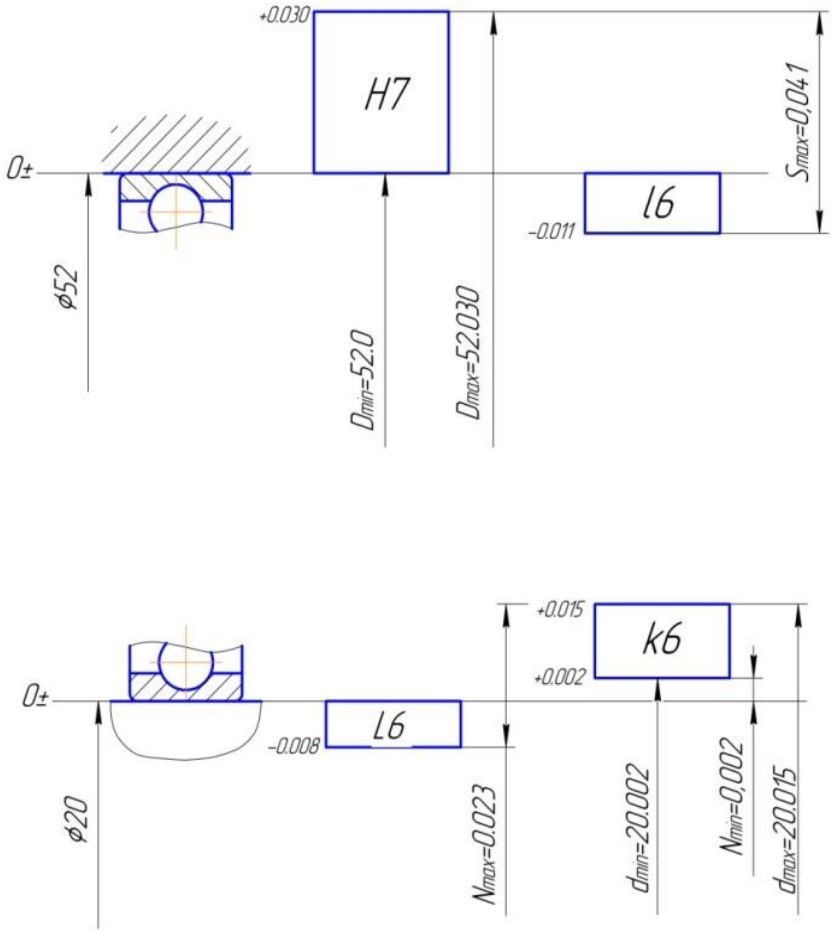


Рисунок 3.1 – Схема розташування полів допусків підшипникового з'єднання

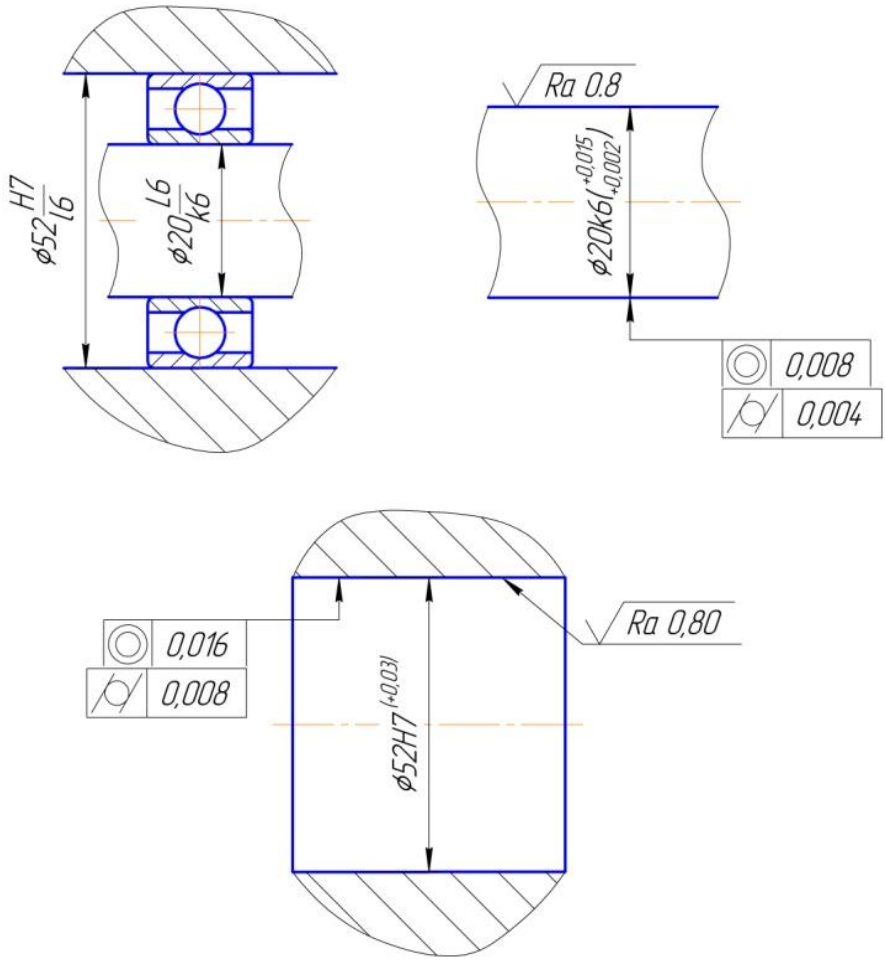


Рисунок 3.2 – Ескізи підшипникового вузла, корпусу і вала

4 РОЗРАХУНОК НАРІЗНОГО З'ЄДНАННЯ

Вихідні дані наведені в таблиці 4.1.

1. За ГОСТ 24705-2004 випишіть номінальні діаметри: зовнішній ($D=d$), середній ($D_2=d_2$) внутрішній ($D_1=d_1$), крок різі (p), кут профілю.

2. За ДСТУ ГОСТ 16093:2018 випишіть граничні відхилення діаметрів болта і гайки.

3. Розрахуйте граничні діаметри болта і гайки.

4. Накресліть схему розташування допусків для кожного діаметра різі. Вкажіть на схемах всі граничні діаметри, відхилення і допуски.

5. Накресліть схему розташування полів допусків на профілі різі болта і гайки, вкажіть всі номінальні діаметри, відхилення і допуски (на теоретичному профілі різі відкладається половина значень відхилень і допусків).

6. Дані розрахунків звести в таблицю 4.2.

Таблиця 4.1 - Вихідні дані

Передостання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Позначення різі	M6	M8	M12	M16	M20	M24	M36	M42	M48	M64
Остання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Посадка	$\frac{6H}{6g}$	$\frac{5H}{6h}$	$\frac{6H}{6e}$	$\frac{6H}{6h}$	$\frac{6G}{6g}$	$\frac{7H}{8h}$	$\frac{7H}{6g}$	$\frac{8H}{6g}$	$\frac{7G}{6h}$	$\frac{7H}{8g}$

Таблиця 4.2 – Геометричні параметри нарізних деталей

Назва деталі	Діаметр	Діаметр різьби, мм			Допуск, мм
		Номінальний	Мінімальний	Максимальний	
Гайка	D				
	D_2				
	D_1				
Болт	d				
	d_2				
	d_1				

Приклад.

Метрична різь застосовується головним чином в якості кріпильної для нарізних з'єднань. Це пояснюється тим, що в порівнянні з іншими різями, метричні різі мають найбільш високий наведений коефіцієнт тертя f_n .

Різі з великим кроком застосовуються в основному для з'єднання деталей, що не піддаються змінному навантаженню, поштовхів, струсів і вібрацій, а різі з дрібним кроком - для з'єднань, що піддаються навантаженню такого характеру.

Для заданої різі $M8-\frac{5H}{6h}$ за ГОСТ24705-81 визначаємо параметри:

P = 1,25 (мм) – шаг різі;

D=d= 8 (мм) – зовнішній діаметр різі;

$D_2 = d_2 = 7{,}188$ (мм) – середній діаметр різі;

$D_1 = d_1 = 6{,}647$ (мм) - внутрішній діаметр різі.

Розрахунок розмірів різі для гайки М 8 – 5Н.

За ГОСТ 16093-81 визначаємо відхилення для діаметрів різі:

$ES_{D2} = +0{,}125$(мм)

$ES_{D1} = +0{,}212$ (мм)

$EI_D = EI_{D1} = EI_{D2} = 0$

Граничні розміри:

$D_{min} = D + EI_D = 8 + 0 = 8{,}0$ (мм)

$D_{2max} = D_2 + ES_{D2} = 7{,}188 + 0{,}125 = 7{,}313$ (мм)

$D_{2\min} = D_2 + EI_{D2} = 7{,}188 + 0 = 7{,}188$ (мм)

$D_{1\max} = D_1 + ES_{D1} = 6{,}647 + 0{,}212 = 6{,}859$ (мм)

$D_{1\min} = D_1 + EI_{D1} = 6{,}647 + 0 = 6{,}647$ (мм)

Допуски на розміри:

$TD_2 = ES_{D2} - EI_{D2} = 0{,}125 - 0 = 0{,}125$ (мм)

$TD_1 = ES_{D1} - EI_{D1} = 0{,}212 - 0 = 0{,}212$ (мм)

Виконавчі розміри:

$D_{2исп} = D_{2\min}{}^{+TD2}$

$D_{2исп} = 7{,}188^{+0.125}$ (мм)

$D_{1исп} = D_{1\min}{}^{+TD1}$

$D_{1исп} = 6{,}647^{+0.212}$ (мм)

Розрахунок розмірів різі для болта М8 – 6h.

За ГОСТ 16093-81 визначаємо відхилення для діаметрів різі:

$es_d = es_{d2} = es_{d1} = 0$(мм)

$ei_{d2} = -0{,}212$ (мм)

$ei_d = -0{,}118$ (мм)

Граничні розміри:

$d_{max} = d + es_d = 8 + 0 = 8{,}0$ (мм)

$d_{min} = d + ei_d = 8 + (-0{,}118) = 7{,}882$ (мм)

$d_{2max} = d_2 + es_{d2} = 7{,}188 + 0 = 7{,}188$ (мм)

$d_{2min} = d_2 + ei_{d2} = 7{,}188 + (-0{,}212) = 6{,}976$ (мм)

$d_{1max} = d_1 + es_{d1} = 6{,}647 + 0 = 6{,}647$(мм)

Допуски на розміри:

$Td = es_d - ei_d = 0 - (-0{,}118) = 0{,}118$ (мм)

$Td_2 = es_{d2} - ei_{d2} = 0 - (-0{,}212) = 0{,}212$ (мм)

Виконавчі розміри:

$d_{вик} = d_{max} - Td$

$d_{вик} = 8{,}0_{-0.118}$ (мм)

$d_{2вик} = d_{2max\ -Td2}$

$d_{2вик} = 7{,}188_{-0.212}$ (мм)

Граничні значення зазору:

$S_{max2} = ES_{D2} - ei_{d2} = 0{,}125 - (-0{,}212) = 0{,}337$ (мм)

$S_{min2} = EI_{D2} - es_{d2} = 0 - 0 = 0$ (мм)

Результати розрахунку заносимо до таблиці 10.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку нарізного з'єднання

Деталь	Елемент різі	Розміри, мм			Допуск, мм
		номінальний	максимальний	мінімальний	
Гайка	D	8	–	8	–
	D_2	7,188	7,313	7,188	0,125
	D_1	6,647	6,859	6,647	0,212
Болт	d	8	8	7,882	0,118
	d_2	7,188	7,188	6,976	0,212
	d_1	6,647	6,647	–	–

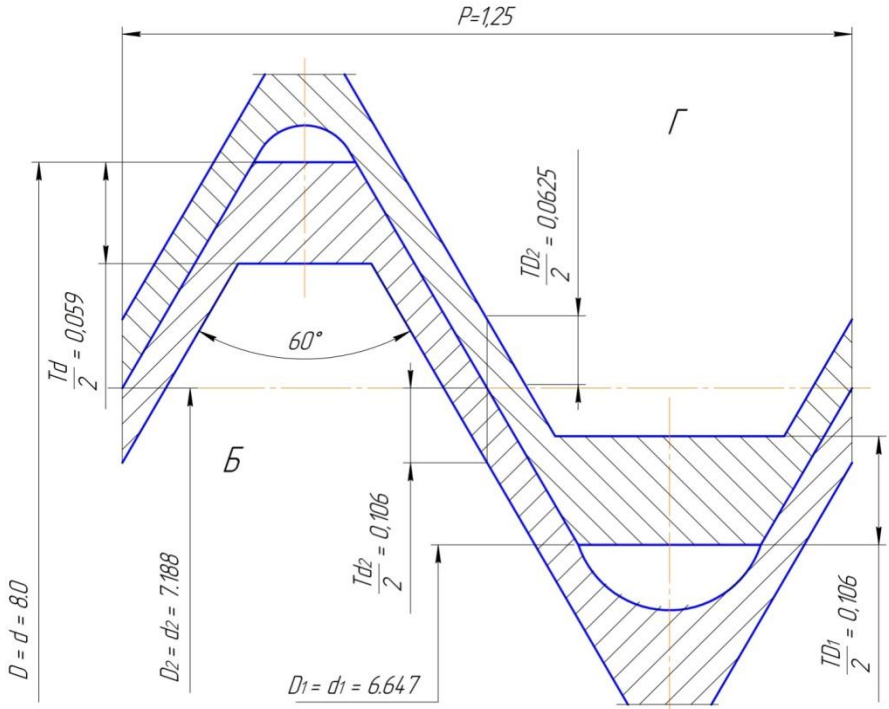


Рисунок 4.1 – Теоретичний профіль нарізного з'єднання

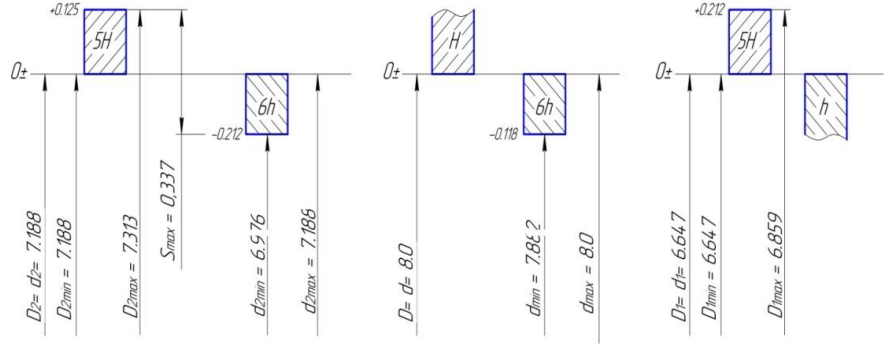


Рисунок 4.2 – Схеми розташування полів допусків нарізного з'єднання

5 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ШПОНОЧНОГО З´ЄДНАННЯ

Вихідні дані наведені в таблиці 5.1.

Для зазначеного в таблиці 5.1 діаметра вала і типу шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою згідно з ГОСТ 23360-78 і ГОСТ 24071-80:

1. Призначте номінальні розміри шпонки і пазів шпонки на валу і у втулці.

2. Випишіть відхилення на всі номінальні розміри шпонкового з'єднання, визначте граничні розміри і допуски.

3. Виконайте схему розташування полів допусків по ширині шпонки і призначте параметри посадок.

4. Виконайте схему шпонкового з'єднання з проставлянням усіх необхідних позначень.

5. Допуск на висоту шпонки обираються $h11$,а на її довжину $h14$. Допуск на глибину пазів на валу і втулці обираються з допуском $H12$. Допуск на довжину паза під шпонку обирається $H15$.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

Передостання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номінальний діаметр вала	10	40	100	20	50	80	120	30	60	150
Остання цифра залікової книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Характер шпонкового з'єднання	вільне			нормальне				щільне		

Приклад.

Розрахувати шпонкове з'єднання Ø50мм з призматичною шпонкою, характер з'єднання - вільний.

Шпонкові з'єднання призначені для з'єднання між собою валів за допомогою спеціальних пристроїв (муфт), а також для з'єднання з

валами, осями різних тіл обертання (зубчастих коліс, шківів, маховиків).

За ГОСТ23360-78 визначаємо розміри шпонки. Призначаємо допуски і за ГОСТ25347 - 82 виписуємо чисельні значення граничних відхилень. Результати заносимо в таблицю 5.2.

Визначаємо параметри посадки:

-- для посадки шпонки в паз вала:

S_{max} = ES – ei =+ 0,043 –(–0,043) = 0,086 (мм)

S_{min} = EI – es = 0–0= 0 (мм)

-- для посадки шпонки в паз втулки:

S_{max} = ES – ei =+ 0,120 –(–0,043) = 0,163 (мм)

S_{min} = EI – es = 0,050–0= 0,050(мм)

Таблиця 5.2 - Параметри шпонкового з'єднання.

Назва елемента з'єднання	Номінальний розмір та позначення допуска	Граничні відхилення, мм		Граничні розміри, мм		Допуск, мм
		верхнє	нижнє	найбільший	найменший	
Ширина шпонки	14h9	0	–0.043	14	13.957	0.043
Висота шпонки	9h11	0	–0.090	9	8.910	0.090
Ширина паза вала	14H9	+0.043	0	14.043	18	0.043
Ширина паза втулки	14D10	+0.120	+0.050	14.120	14.050	0.070
Глибина паза вала	5.5H12	+0.120	0	5.620	5.5	0.120
Глибина паза втулки	3.8H12	+0.120	0	3.920	3.8	0.120
Довжина шпонки	70h14	0	–0.740	70	69.260	0.740
Довжина паза вала	70H15	+1.2	0	71.2	70	1.2

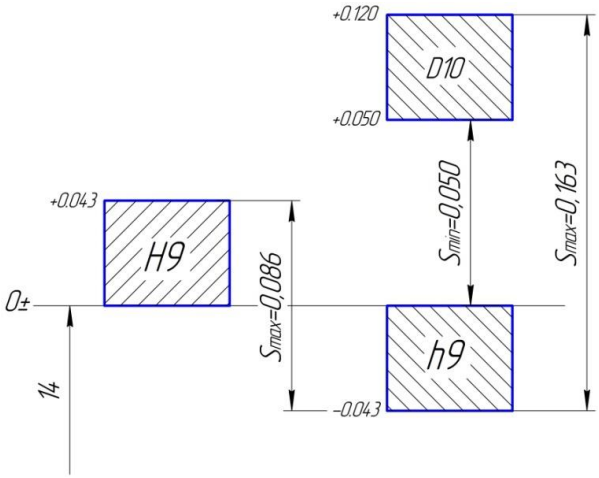


Рисунок 5.1 – Схема розташування полів допусків шпонкового з'єднання

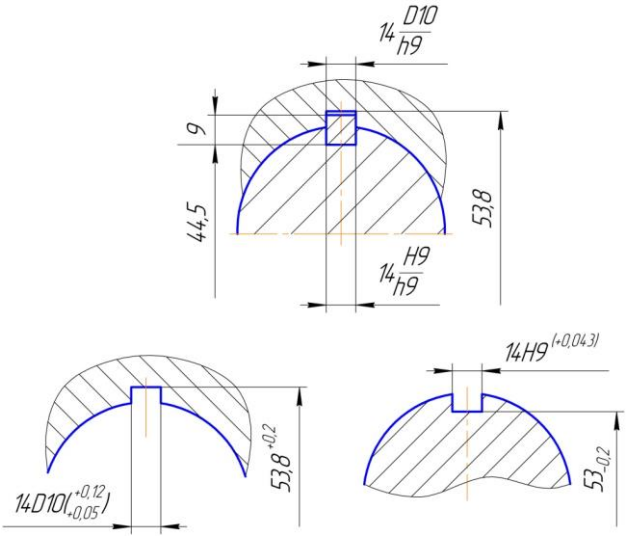


Рисунок 5.2 – Ескізи шпонкового з'єднання, отвору і валу

6 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ШЛІЦЬОВОГО З´ЄДНАННЯ

Вихідні дані наведені в таблиці 6.1.

1. Визначити, використовуючи вихідні дані таблиці 6.1, величини граничних відхилень і допусків розмірів: зовнішнього і внутрішнього діаметрів, ширини западини і товщини зубів заданого шліцьового з'єднання (втулка - вал).

2. Побудувати схеми полів допусків розмірів; зовнішнього і внутрішнього діаметрів, ширини западин і товщини зубів заданого шліцьового з'єднання із зазначенням: номінального розміру відповідного елемента з'єднань; граничних відхилень і допусків відповідних елементів шліцьових втулки і валу; умовних позначень полів допусків відповідних елементів шліцьових втулки і валу.

3. Написати умовне позначення точності шліцьового з'єднання.

4. Виконати ескізи шліцьового з'єднання отвору і валу із зазначенням умовного позначення допусків.

Таблиця 6.1 - Вихідні дані

Передостання цифра залікової книжки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	6x26x30x6	8x32x36x6	8x62x72x12	10x72x78x12	10x82x92x12	6x28x32x7	10x32x40x5	10x26x32x7	5x23x27x5	8x52x58x10
Остання цифра залікової книжки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Поверхня центрування	D	d	b	D	d	b	D	d	b	D
Умовне позначення посадок поверхонь шліцьових втулок і валів	$\frac{H7}{f7}(D)$ $\frac{F8}{f7}(b)$	$\frac{H7}{g6}(d)$ $\frac{F8}{h7}(b)$ $\frac{H12}{a11}(D)$	$\frac{H12}{a11}(D)$ $\frac{F8}{d8}(b)$	$\frac{H7}{js6}(D)$ $\frac{F8}{js6}(b)$	$\frac{H7}{f7}(d)$ $\frac{H12}{a11}(D)$ $\frac{F8}{f8}(b)$	$\frac{H12}{a11}(D)$ $\frac{D10}{d9}(b)$	$\frac{H7}{g6}(D)$ $\frac{F10}{e9}(b)$	$\frac{H7}{h7}(d)$ $\frac{H12}{a11}(D)$ $\frac{D9}{h8}(b)$	$\frac{H12}{a11}(D)$ $\frac{D9}{e8}(b)$	$\frac{H7}{g6}(D)$ $\frac{F7}{f7}(b)$

Приклад.

Параметри з'єднання:

– кількість шліц $z = 6$;

– ширина шліц $b = 6мм$;

– внутрішній діаметр $d = 26мм$;

– зовнішній діаметр $D = 30мм$.

$$\text{D} - 6 \times 26 \times 30 \frac{H7}{js6} \times 6 \frac{F8}{js6}.$$

– для втулки $\text{D} - 6 \times 26\, H11 \times 30\, H7 \times 6\, F8$;

– для вала $\text{D} - 6 \times 26 \times 30\ js6 \times 6\ js6$.

Викреслює схему шліцьового з'єднання, схему розташування полів допусків і розраховуємо граничні розміри отвору і валу, граничні значення зазорів і натягів.

Граничні розміри для внутрішнього діаметра ø26 $H11$:

Номінальні розміри і відхилення:

$D_{ном} = d_{ном} = 26$(мм)

ES = + 0,130(мм)

EI = 0 (мм)

Граничні розміри:

$D_{max} = D_{ном} + ES = 26 + 0{,}130 = 26{,}130$ (мм)

$D_{min} = D_{ном} + EI = 26 + 0 = 26$ (мм)

Допуск розміру:

$TD = ES - EI = 0{,}130 - 0 = 0{,}130$ (мм)

Виконавчий розмір:

$D_{вик} = D_{min}^{+TD}$

$D_{вик} = 26^{+0{,}130}$ (мм)

Посадка для зовнішнього діаметра ø30 $\frac{H7}{js6}$:

Номінальні розміри і відхилення:

$D_{ном} = d_{ном} = 30$(мм)

ES = + 0,021 (мм)

EI = 0 (мм)

es = +0,0065(мм)

ei = – 0,0065(мм)
Граничні розміри:
$D_{max} = D_{ном} + ES = 30 + 0,021 = 30,021$ (мм)
$D_{min} = D_{ном} + EI = 30 + 0 = 30$ (мм)
$d_{max} = d_{ном} + es = 30 + 0,0065 = 30,0065$ (мм)
$d_{min} = d_{ном} + ei = 30 + (– 0,0065) = 29,9935$ (мм)
Допуски розмірів:
TD = ES – EI = 0,021 – 0 = 0,021 (мм)
Td = es – ei = +0,0065 – (–0.0065) = 0,013 (мм)
Виконавчі розміри:

$D_{вик} = D_{min}^{+TD}$

$D_{вик} = 30^{+0,021}$ (мм)

$d_{вик} = d_{max}{}_{-Td}$

$d_{вик} = 30,0065_{-0,013}$ (мм)

Граничні значення зазору і натягу:
$S_{max} = ES – ei = 0,021 – (– 0,0065) = 0,0275$(мм)
$N_{max} = es – EI = 0 –(–0,0065) = 0,0065$ (мм)
Допуски посадки:
IT =TD + Td = 0,021 + 0,013 = 0,034 (мм)
$TS/TN = S_{max} + N_{max} = 0,0275 + 0,0065 = 0,034$ (мм)
Посадка для ширини шліца $6\frac{F8}{js6}$:
Номінальні розміри і відхилення:
$B_{ном} = b_{ном} = 6$ (мм)
ES = + 0,028 (мм)
EI = + 0,010 (мм)
es = +0,004(мм)
ei = – 0,004(мм)
Граничні розміри:
$B_{max} = B_{ном} + ES = 6 + 0,028 = 6.028$(мм)
$B_{min} = B_{ном} + EI = 6 + 0,010 = 6.010$ (мм)
$b_{max} = b_{ном} + es = 6 + 0,004 = 6,004$ (мм)
$b_{min} = b_{ном} + ei = 6 + (– 0,004) = 5.996$ (мм)
Допуски розмірів:
TB = ES – EI = 0,028 – 0,010 = 0,018 (мм)

Tb = es – ei =+0,0040 – (– 0,004) = 0,008 (мм)

Виконавчі розміри:

$B_{вик} = B_{min}^{+TB}$

$B_{вик} = 6.010^{+0,018}$(мм)

$b_{вик} = b_{max}{}_{-Tb}$

$b_{вик} = 6{,}004_{-0,008}$ (мм)

Граничні значення зазору:

S_{max} = ES – ei = 0,028 – (– 0,004) = 0,032 (мм)

S_{min} = EI – es = 0,010 – 0,004 = 0,006 (мм)

Допуски посадки:

IT =TB + Tb = 0,018 + 0,008 = 0,026(мм)

TS = S_{max} – S_{min} = 0,032 – 0,008 = 0,026 (мм)

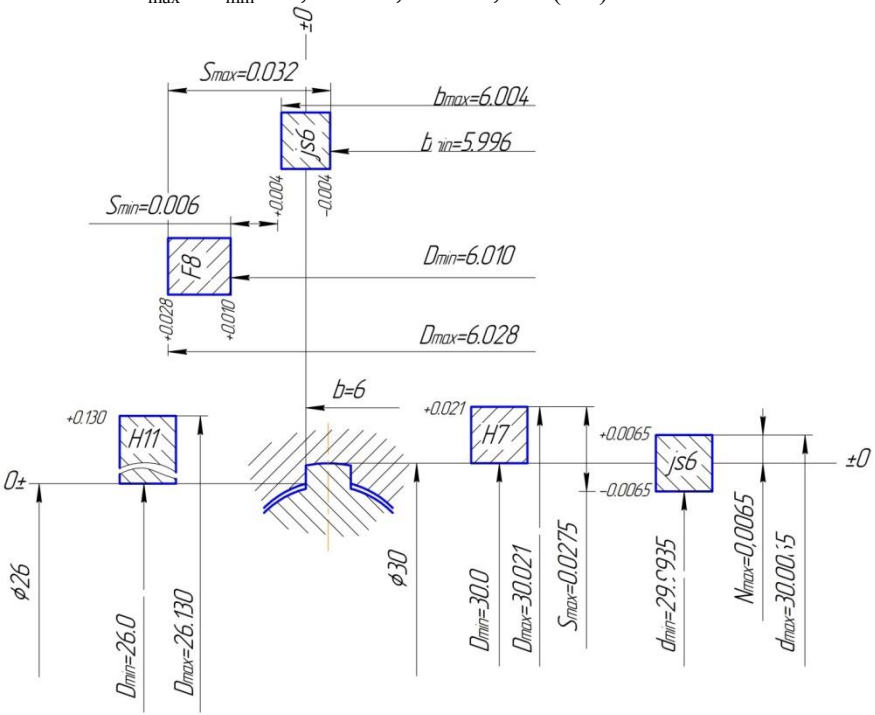


Рисунок 6.1 – Схема розташування полів допусків шліцьового з'єднання

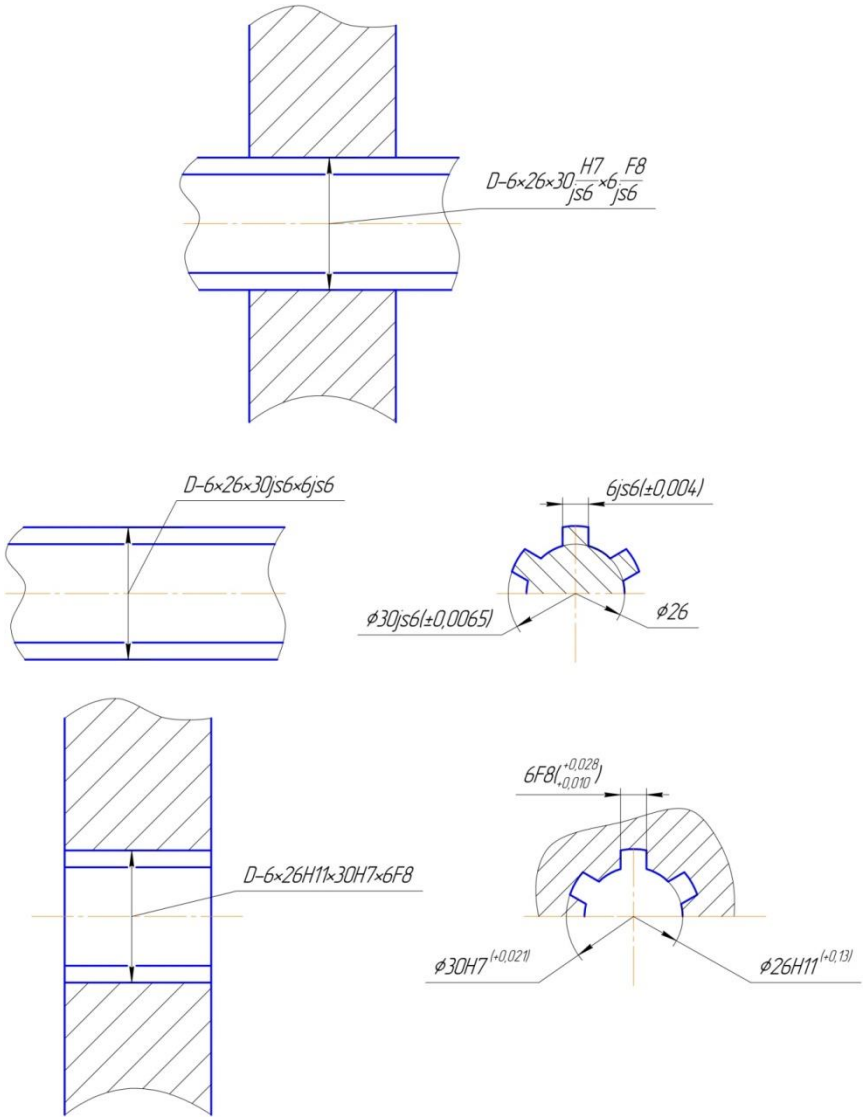


Рисунок 6.2 – Ескіз шліцьового з'єднання, втулки і валу

7 ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ХАРАКТЕРИЗУЮЧИХ ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО

Вихідні дані наведені в таблиці 7.1.

1. Відповідно до завдання за допомогою ГОСТ 1643-81 розшифрувати умовне позначення циліндричного зубчастого колеса і вибрати комплекс показників, що характеризують зазначені норми точності.

2. Привести числові значення показників.

3. Написати умовне позначення точності заданого, зубчатого колеса.

4. Накреслити на форматі А4 креслення заданого зубчатого колеса із зазначенням всіх необхідних параметрів для його виготовлення.

Приклад.

Допуски циліндричних, евольвентних зубчастих коліс і передач встановлені ГОСТ 1643 - 81. Стандартами регламентовані допуски евольвентних циліндричних зубчастих передач з колесами зовнішнього і внутрішнього зачеплення з вихідним контуром за ГОСТ 13755 - 81.

Вихідні параметри зубчастого колеса:

Модуль зуба m = 3,5мм;

Кількість зубів z = 50;

Профіль зубів – евольвентний;

Діаметр ділильного кола d=175мм;

Ширина зубчастого вінця h=75мм;

Довжина посадочного отвору – 85мм;

Діаметр посадочного отвору –55мм;

Міжосьова відстань a_w=175мм;

Матеріал – Сталь 45.

Згідно ГОСТ 1643 – 81 для зубчастого колеса призначені:

8 – ступінь по нормам кінематичної точності;

8 – ступінь по нормам плавності;

7 – ступінь по нормам контакту;

B – вид спряжения ;

b – вид допуска бокового зазора.

Таблиця 7.1 - Вихідні дані

Основні параметри зубчатого колеса	Передостання цифра залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Модуль m, мм	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12
Число зубів	25	32	40	50	50	45	43	35	32	30
Профіль зубів	Евольвентний									
Коефіцієнт зміщення X	← 0 →									
Діаметр ділильного кола d_g,мм	50	80	120	175	200	225	258	280	320	360
Ширина зубчатого вінцю, мм	40	50	60	75	90	110	120	140	180	200
Довжина посадочного отвору, мм	50	60	70	85	100	120	130	160	200	240
Діаметр посадочного отвору, мм	30	40	50	55	70	90	100	130	160	190
Міжосьова відстань a_w, мм	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450
Марка сталі	Сталь 45									

Продовження таблиці 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Параметри точності зубчатого колеса	Остання цифра залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Ступінь норми кінематичної точності	6	8	9	9	7	6	8	9	8	6
Ступінь норми плавності	7	8	8	9	8	7	8	8	7	7
Ступінь норми контакту	7	7	8	8	8	6	7	8	8	6
Вид спряження	*H*	*B*	*A*	*B*	*A*	*E*	*C*	*A*	*B*	*H*
Вид допуску на боковий зазор	*h*	*b*	*a*	*x*	*z*	*h*	*c*	*y*	*b*	*h*

Згідно ГОСТ 1643 – 81 підбираємо норми точності для даного зубчастого колеса:

1) Показники кінематичної точності:

$F_r = 0.063(мм)$ – допуск на радіальне биття зубчастого вінця;

F_{vw} = 0,050(мм) – допуск на коливання довжини загальної нормалі;

2) Показники плавності роботи:

$f_{pt} = \pm 0.022(мм)$ – граничні відхилення кроку;

$f_f = 0.018(мм)$ – допуск на похибку профілю зуба;

3) Показник норми контакту зубів:

$F_\beta = 0{,}016(мм)$ – допуск напрямку зуба;

4) Показники норми бічного зазору:

$E_{wms} = -0{,}158(мм)$ – найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі;

$T_{wm} = 0{,}100(мм)$ – допуск середньої довжини загальної нормалі.

Довжина загальної нормалі визначається за формулою:

$$W = W_1 \cdot m = 16.9370 \cdot 3.5 = 59.2795(мм)$$

де W_1 – довжина загальної нормалі для зубчастих коліс з модулем $m = 1$, визначається за таблицею [3, табл.5.30].

Повний запас довжини загальної нормалі визначається за формулою:

$$W = W^{Ewms}_{-Ewms-Twm}$$

$$W = 59.279^{-0,158}_{-0,258}$$

Товщина зубу на ділянці постійної хорди з визначається за формулою:

$$S_c = 1.387 \cdot m$$

$$S_c = 1.387 \cdot 3.5 = 4.854(мм)$$

Висота до постійної хорди визначається за формулою:

$$h_c = 0.7476 \cdot m$$

$$h_c = 0.7476 \cdot 3.5 = 2.616(мм)$$

Визначаємо биття базового торця:

$$F_T = F_T{}' \cdot \frac{d}{100}$$

де $F_T{}'$ = 0,024 мм – торцеве биття при діаметрі ділильного кола d = 100 мм за [3, стр. 355, табл.5.27].

$$F_T = 0{,}024 \cdot \frac{175}{100} = 0{,}042(мм).$$

Для контролю кінематичної точності застосовують прилад для комплексного однопрофільного контролю з проміжним колесом БВ - 5058.

Радіальне биття контролюємо на биття міру БВ - 5060.

Для контролю кроку зачеплення застосовуємо крокомір БВ - 5070, а для контролю похибки профілю зуба - Евольвентоміри БВ - 5062.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость и технические: измерения. [Текст] 5-е изд. - М.: Машиностроение, 1986. - 352с.

2. Івщенко Л.І. та ін. Взаємозамінність, стандартизація та метрологічне забезпечення технічних вимірювань: навч. посібник [для вищих навчальних закладів]/Івщенко Л.І., Петрикін В.В., Дядя С.І., Левченко Б.М.; під. заг. ред. Л.Й. Івщенка - Запоріжжя, Вид. комплекс ВАТ «Мотор Січ», 2010 - 451с.

3. Іванов Г.О., Шебанін В.С., Бабенко Д.В., Пастушенко С.І. Взаємозамінність, стандартизація, метрологія та технічні вимірювання. Підручник для студентів вищих навчальних закладів – К.: Видавництво «Аграрна освіта», 2010 – 577 с.

4. Іванов Г.О., Шебанін В.С., Бабенко Д.В., Пастушенко С.І. та ін. Практикум з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація, метрологія та технічні вимірювання». Підручник для студентів вищих навчальних закладів – К.: Видавництво «Аграрна освіта», 2008 – 648 с.

5. Бойко Т. Г. Основи стандартизації / Т. Г. Бойко – Львів : Львівська політехніка, 2004. – 250 с.

6. Державна система стандартизації України. Основні положення: ДСТУ 1.0 – 93. – [чинний від 2003.07.01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2003. – 20 с. – (Національний стандарт України). 3. Кирилюк Ю. Е. Допуски і посадки / Ю. Е. Кирилюк, З. Н. Ломаченко. – Київ : Вища школа, 1989. – 133 с.

7. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации. - М.: Машиностроение, 1984. - 186с.

8. Марков Н.Н. Взаимозаменяемость и технические измерения. - М.: Изд-во стандартов, 1973. - 253с.

9. Коротков В.П., Тайс Б.А. Основы метрологи и теории точности измерительных устройств. - М.:Изд-во стандартов, 1978. - 198с.

10. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х т. В.Д. Мягков и др. - 5 изд., перераб. и доп.-Л.: Машиностроение, 1982.

11. Журнал «Стандарты и качество»

12. Стандарты.