

Міністерство освіти та науки України

Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

СТАНДАРТИЗАЦІЯ, МЕТРОЛОГІЯ, КОНТРОЛЬ

**Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічних робіт
для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна
інженерія» всіх форм навчання**

Краматорськ
ДДМА
2019

УДК 621.7.08: 621.753.1/.14

Стандартизація, метрологія, контроль. Методичні вказівки до виконання розрахунково - графічних робіт для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Металургія» всіх форм навчання. / Укл. Т. О. Кулік. — Краматорськ : ДДМА, 2019. — 44 с.

Наведені вимоги до оформлення контрольних і розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Стандартизація, метрологія, контроль» з використанням необхідних прикладів. Викладені послідовність і методичні особливості розрахунку гладких, шпонкових і шліцьових з'єднань, особливості вибору посадок підшипників кочення, розрахунків розмірних ланцюгів. На одному з прикладів показана методика призначення точностних параметрів і порядок оформлення робочих креслень валів, виходячи зі складального креслення вузла.

Укладач

Т. О. Кулік, ст. викладач.

Відп. за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

Вступ

В умовах переходу до ринкової економіки найважливіше значення набувають питання забезпечення якості виробів, що неможливо без всемирного розвитку принципів функціональної взаємозамінності, заснованих на стандартизації і відповідному метрологічному забезпеченні.

Ці питання є предметом вивчення курсу "Взаємозамінність, метрологія, стандартизація".

Методичні вказівки містять п'ять завдань, що дозволяють самостійно вивчити деяку частину курсу, повністю освоїти яку можна за конспектом лекцій [1] або за підручниками [2,3] з використанням методичного посібника [4] або довідника [5,6].

При вивченні навчального матеріалу особливу увагу потрібно звертати на визначення понять курсу. Обов'язково слід ознайомитися із стандартами, що відносяться до розділів, які вивчаються.

При вивченні теорії рекомендується відповідати на питання самоконтролю, розміщені в методичних вказівках у кінці розділу. Відповіді слід складати в короткій формі і включати в конспект навчального матеріалу.

При описуванні методики виконання всіх завдань з дисципліни наведені приклади або дані посилання на відповідні методичні матеріали, де викладені подробиці і наведені відповідні приклади. Для вирішення деяких завдань такі приклади наведені також в даних методичних вказівках.

Рекомендована література складена таким чином, що з кожного питання наводиться декілька джерел. Це полегшує пошук потрібної літератури.

Рішення задач повинне супроводжуватися посиланнями на стандарти. Рішення завдань наводять в учнівському зошиті або на листах формату А4.

Особливості виконання і оформлення контрольних робіт *студентами-заочниками* наступні.

Номер варіанта контрольної роботи визначається двома останніми цифрами шифру залікової книжки студента.

На титульному листі контрольної роботи необхідно вказати: найменування вузу, факультет, спеціальність, курс, групу, шифр. Крім того, указується найменування дисципліни, прізвище, ім'я, по батькові, а також індекс і поштова адреса студента.

Виконану роботу необхідно подати або вислати в деканат заочного навчання згідно з календарним графіком.

ВИХІДНІ ДАНІ І МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБІТ

Завдання 1. Гладкі з'єднання

1 Для заданого з'єднання (табл. А.1) скласти схему розташування полів допусків, визначити систему утворення і вид посадки, знайти і вказати на схемі граничні відхилення і розміри отвору і вала, граничні зазори або натяги, допуск посадки в з'єднанні (поля допусків обов'язково визначати через основні відхилення).

2 Для вказаних в таблиці А.1 діаметрів поверхонь отвору і вала визначити допустимі похибки вимірювання відповідно до ГОСТ 8.051-81 і вибрати накладні універсальні вимірювальні засоби за РД 50-98-86.

Характеристики вимірювальних засобів навести у вигляді таблиці.

3 Визначити, чи є придатними поверхні деталей за наведеними в табл. 1 їхніми дійсними розмірами (діаметрами, у чисельнику – отвором, в знаменнику – валом).

Поняття про номінальні і граничні розміри, граничні відхилення і допуски, а також принципи побудови ЄСДП (єдиної системи допусків і посадок) гладких з'єднань наведені в літературі [1, с.19...35; 2].

Основи метрології і вибору вимірювальних засобів див. в літературі [1, с.58...73; 2].

Приклад. Останні дві цифри залікової книжки 04. Отже, необхідно для з'єднання з посадкою **Ø160 K7 / s6** побудувати схему розташування полів допусків і визначити точностні параметри за п.1 завдання, встановити допустимі похибки вимірювання і вибрати накладні засоби вимірювання для отвору Ø160 K7 і вала Ø160 s6 (табл.1). Встановити, чи є придатними вказані отвір і вал, якщо дійсні діаметри відповідно до Ø160,010 мм і Ø160,090 мм.

1 Будуємо схему розташування полів допусків.

Розшифровуємо запис:

Ø160 - номінальний діаметр з'єднання (вала, отвору);

K7 - поле допуску отвору;

s6 - поле допуску вала;

K і s - основні відхилення діаметрів отвору і вала;

7 і 6 - квалітети діаметрів отвору і вала.

Для побудови схем розташування полів допусків і виконання завдання скористаємося трьома таблицями ГОСТ 25346-82:

1 Основні відхилення валів [4].

2 Основні відхилення отворів [4].

3 Допуски для розмірів до 500 мм [4].

Примітка. Ці таблиці наведені також в літературі [5] і [6].

За таблицею основних відхилень отворів знаходимо, що основне відхилення K – це верхнє відхилення ES , причому в даному випадку

$$ES = -3 + \Delta = -3 + 15 = +12 \text{ мкм},$$

де Δ - виправлення для квалітету 7.

За таблицею допусків встановлюємо, що допуск розміру 160 мм за 7-м квалітетом становить 40 мкм, тобто $TD = 40$ мкм.

Тоді за формулою $TD = ES - EI$ знаходимо нижнє відхилення отвору:

$$EI = ES - TD = 12 - 40 = -28 \text{ мкм}.$$

Найбільший граничний розмір отвору

$$D_{\max} = D + ES = 160 + 0,012 = 160,012 \text{ мм}.$$

Найменший граничний розмір отвору

$$D_{\min} = D + EI = 160 + (-0,028) = 159,972 \text{ мм}.$$

Аналогічно, скориставшись таблицями основних відхилень валів і допусків розмірів, знаходимо, що нижнє граничне відхилення вала $ei = +100$ мкм, допуск розміру вала $Td = 25$ мкм.

З формули $Td = es - ei$ визначаємо верхнє відхилення вала:

$$es = ei + Td = 100 + 25 = +125 \text{ мкм}.$$

Найбільший граничний діаметр вала

$$d_{\max} = d + es = 160 + 0,125 = 160,125 \text{ мм}.$$

Найменший граничний діаметр вала

$$d_{\min} = d + ei = 160 + 0,100 = 160,100 \text{ мм}.$$

Нижче зображена схема розташування полів допусків з'єднання (рис. 1).

Як видно зі схеми, дане з'єднання – з'єднання з натягом (посадка позасистемна).

Найбільший натяг в з'єднанні

$$N_{\max} = es - EI = 125 - (-28) = 153 \text{ мкм}.$$

Найменший натяг в з'єднанні

$$N_{\min} = ei - ES = 100 - 12 = 88 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки

$$T_{\text{п}} = T_{\text{д}} + T_{\text{д}} = N_{\max} - N_{\min} = 40 + 25 = 153 - 88 = 65 \text{ мкм.}$$

Необхідні позначення наведені на рисунку 1.

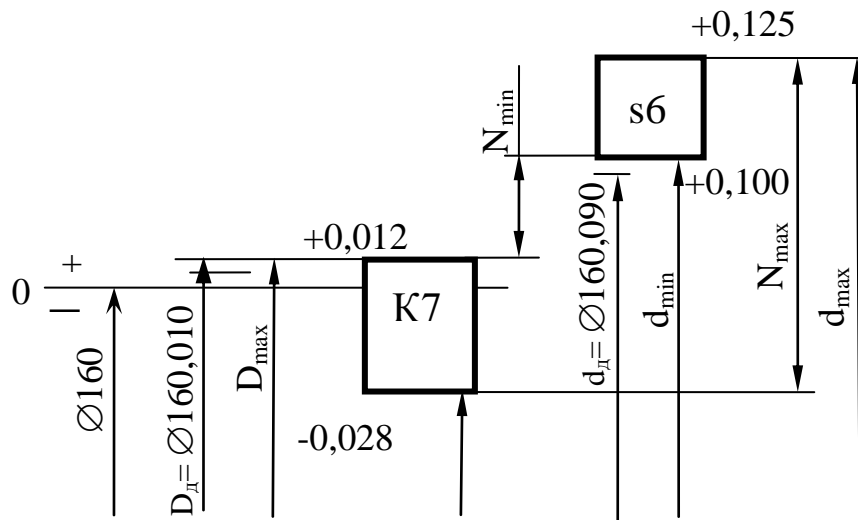


Рисунок 1 – Схема розташування полів допусків з'єднання Ø160 K7 / s6

2 Згідно із завданням необхідно визначити допустимі похибки вимірювання і вибрати накладні вимірювальні засоби для отвору Ø160 K7 і вала Ø160 s6.

Методика вибору вимірювальних засобів відповідно до точності розмірів поверхонь детально наведена в літературі [4] і [7], проте необхідні таблиці є тільки у книзі [7].

За табл. VII [7] знаходимо, що для отвору з номінальним діаметром Ø 160 мм і квалітетом точності 7 допустима похибка вимірювання становить 12 мкм і можливе використання вимірювальних засобів, які мають в цій таблиці позначення *ба*, *11*, *12*.

За табл. II [7] знаходимо, що під позначенням *ба* мається на увазі нутромір індикаторний (НІ) із заміною відлікового пристрою вимірювальною голівкою (ВГ) з ціною поділки 0,001 або 0,002 мм і установкою за кінцевими мірами довжини 1-го класу або установчих кільцях, температурний режим – 2°С, гранична погрішність вимірювання – 7,5 мкм.

Номер стандарту (ГОСТ) на вибраний вимірювальний засіб і основну його погрішність встановлюємо за табл. 10, а решта характеристик – за табл. II [7].

Для вибору можливого накладного вимірювального засобу для контролю вала в аналогічній послідовності користуємося табл. VI, I і табл. 10. Детально приклад вибору засобу для вала наведений також у літературі [4].

Характеристики вибраних вимірювальних засобів наводимо у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1 – Характеристика вибраних вимірювальних засобів

Основні дані	Отвір	Вал
Розмір поверхні	Ø160 K7	Ø160 s6
Допустима похибка вимірювання, мкм	12	7
Вимірювальний засіб	Нутромір індикаторний НИ ГОСТ 9244-75 із заміною відлікового пристрою вимірювальною голівкою ВГ з ціною поділки 0,002 мм	Скоба індикаторна СИ ГОСТ 11098-75 з ціною поділки 0,01 мм
Основна похибка, мкм	± 4	± 5
Похибка вимірювання, мкм	7,5	7,0
Умови вимірювання		
Варіант використання	Використовуване переміщення вимірювального пристрою 0,1 мм. Шорсткість поверхні, Ra ≤ 1,25 мкм	Використовуване переміщення вимірювального пристрою 0,1 мм
Клас точності вживаних кінцевих мір довжини	1	3
Температурний режим	2°C	1°C

З урахуванням обчислених граничних діаметрів отвору Ø160 K7 і вала Ø 160 s6 встановлюємо, що дійсний розмір отвору $D_d = \text{Ø } 160,010$ придатний, оскільки він знаходиться між граничними розмірами Ø 159,972 і Ø 160,012 мм, тобто у межах поля допуску, а дійсний розмір вала $d_d = \text{Ø } 160,090$ мм свідчить про непоправний брак, оскільки він менше $d_{\min} = 160,100$ мм.

Питання для самоперевірки

- 1 Зміст понять: розміри номінальні, дійсні в цих системах; позасистемні посадки, приклади.
- 3 Основні відхилення: позначення, розташування граничні, допуск і поле допуску. Граничні відхилення, зазор, натяг, допуск посадки.
- 2 Системи отвору і вала: суть, приклади посадок відносно нульової лінії.
- 4 Три групи посадок: характеристики, основні відхилення (букви латинського алфавіту) для утворення полів допусків цих груп посадок (приклади).
- 5 Квалітети точності: кількість, позначення, призначення.
- 6 Простановка розмірів і граничних відхилень на кресленнях деталей і посадок на складальних кресленнях.
- 7 Вплив погрішностей вимірювання на результати контролю.
- 8 Методика вибору вимірювальних засобів відповідно до ГОСТ 8.051-81 і РД 50-98-86.

Завдання 2. З'єднання підшипників кочення

Відповідно до вихідних даних (табл. А.2) визначити номінальні діаметри посадкових поверхонь внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників, вказати граничні відхилення, призначити посадки кілець підшипників, навести ескіз вузла і схему розташування полів допусків з'єднань обох кілець із спряженими деталями.

Підшипники кочення є стандартними виробами підшипникових заводів, і для скорочення їх номенклатури діаметри кілець радіальних і радіально-упорних підшипників виготовляють з відхиленнями розмірів, незалежними від посадки, з якою їх встановлюють у вузол. Посадки внутрішніх кілець на вал здійснюють в системі отвору, а зовнішнього – в системі вала, тобто для забезпечення потрібної посадки призначають відповідні поля допусків спряжених деталей – вала та отвору в корпусі.

Особливості системи допусків і посадок підшипників кочення детально розглянуті в літературі [1, с.81...85; 8].

Методика вибору посадок підшипників кочення з урахуванням службового призначення виробів або вузлів, конструктивно-технологічних особливостей підшипників разом з необхідними таблицями стандарту наведена в методичних вказівках [8], а, крім того, вказані таблиці поміщені також у літературі [4].

Це, звичайно, не виключає можливості розв'язання такої задачі з використанням довідників [5, 6].

Слід звернути увагу на важливість питання правильного призначення класу точності підшипників, оскільки з його підвищенням точність обертання встановленої на підшипниках деталі (вала або корпусу) підвищується, але при цьому через посилювання технічних вимог до їх виготовлення зростає собівартість виготовлення і, отже, ціна. Наприклад, відповідно до ГОСТ 520-89 при виготовленні кулькових і роликових підшипників діаметром $d = 80 \dots 120$ мм класу точності 0 радіальне биття внутрішнього кільця не повинне перевищувати величини 25 мкм, торцеве биття – величини 25 мкм, осьове биття доріжки кочення – величини 30 мкм; для цих же підшипників класу 6 вказані показники точності повинні «вписуватися» відповідно в значення 13, 12 і 15 мкм, для підшипників класу 5 – відповідно до значень 5, 8 і 8 мкм і т.д.

Природно, собівартість виготовлення, а тому і ціна підшипників при цьому різко зростає.

Найчастіше при відносно невисоких (нормальних) вимогах до точності обертання призначають клас точності 0 і 6, при підвищених вимогах – класи точності 6, 5, 4, а в прецизійних (особливо точних) вузлах і виробках (наприклад, в гіроскопічних приладах і електричних мікромашинах, в деяких конструкціях прецизійних шліфувальних верстатів) – класи точності 4, 2, Т.

Завдання рекомендується виконувати в такій послідовності:

1 Визначають вид підшипника, номінальні діаметри отвору внутрішнього кільця d і зовнішньої поверхні зовнішнього кільця D , а також динамічну вантажопідйомність C_d , використовуючи таблиці відповідних стандартів, поміщені в літературі [9, 10, 11].

Наприклад, підшипник з умовним позначенням 208 – радіальний однорядний кульковий підшипник з номінальними діаметрами кілець $d=40$ мм, $D=80$ мм і динамічною вантажопідйомністю $C_d = 25,6$ кН.

2 Визначають вид навантаження кілець підшипників: місцеве, циркуляційне або коливальне. Суть і особливості видів навантажень детально викладені в літературі [8] і [1]. У завданні наведені вироби (вузли), в яких кільця підшипників зазнають місцевого або циркуляційного навантаження. І тут можна спрощено вважати, що перше (місьцеве) характерне для кільця, що не обертається (наприклад, у редуктора – це зовнішнє кільце, а у стрічкового транспортера – внутрішнє). Друге (циркуляційне) характерне для кільця, що обертається (у вказаних виробів це, навпаки, відповідно до внутрішнього і зовнішнього кілець).

Види деталей, що обертаються, встановлених на підшипниках кочення, наведені в табл.2.

3 Визначають режими роботи підшипників у відношенні до заданого діючого радіального навантаження P динамічної вантажопідйомності підшипника C_d :

- при $P/C_d < 0,07$ – легкий режим,
- при $0,07 \leq P/C_d \leq 0,15$ – нормальний режим,
- при $P/C_d > 0,15$ – важкий режим.

Таблиця 2 – Види деталей, що обертаються, у виробках (вузлах)

Найменування виробу (вузла)	Частина, що обертається
1 Ролики стрічкового транспортера	Корпус
2 Ролики рольганга	
3 Валки прокатного стану	
4 Колеса автомобілів і сільгоспмашин	
5 Крюкові обойми і поліспасти	
6 Редуктори	Вал
7 Відцентрові насоси	
8 Шпинделі металорізальних верстатів	
9 Електродвигуни	
10 Ходові колеса мостових кранів	

4 Призначають посадку підшипників кочення: внутрішнього кільця на вал [8] або [4] і зовнішнього кільця в отвір корпусу [8] або [4].

При цьому враховують: вид навантаження, режим роботи, вид підшипника і діаметр (останнє для посадки внутрішнього кільця), вид виробу (вузла) і призначають клас точності підшипників, використовуючи приклади машин (виробів), поміщених у вказаних вище таблицях, і враховуючи вимоги до точності обертання – з підвищенням цих вимог необхідно призначити вищий клас точності.

Отже, і «нормальні», і «підвищені» вимоги до точності обертання у різних виробів можуть призводити до призначення необґрунтованих класів точності підшипників.

Орієнтовно можливі класи точності підшипників для різних виробів (вузлів) наведені в останній графі вказаних вище таблиць П.2 – П.4 ГОСТ 3325-85. Їх можна визначити за позначенням полів допусків кілець підшипників: L0 і Ю – клас точності 0; L5 і І5 – клас точності 5 і т.д.

Наприклад, для підшипників електродвигунів при нормальних вимогах до точності обертання можна призначити класи точності 0 або 6, а при підвищених – 5 або 4. Для підшипників ходових коліс мостових кранів при вказаних двох рів-

нях вимог до точності обертання можна призначити відповідно класи точності 0 і 6 (див. таблиці ГОСТ 3325-85 в літературі [4] або [8]).

Приклад 1. Початкові дані позначені в табл. А.2 завдання 2 таким чином:

б; 220;
норм., 8,0.

Це означає:

б – вид виробу за наведеною вище табл. 2 (редуктор);

220 – умовне позначення підшипника за стандартом;

«норм.» – нормальні вимоги до точності обертання вала (якщо вказано – «підвищ.», то – підвищені вимоги);

8,0 – діюче радіальне навантаження P , кН.

За таблицями стандарту [9,10,11] знаходимо, що у виробі встановлені радіальні однорядні кулькопідшипники, $d = 100$ мм, $D = 180$ мм, $C_d = 95,8$ кН.

Оскільки в даному виробі обертається вал (див. табл.2), кільця підшипників мають наступні види навантажень: внутрішнє кільце – циркуляційне, зовнішнє кільце – місцеве.

При $P/C_d = 8/95,8 = 0,08$ режим роботи вважається нормальним.

Скориставшись таблицями ГОСТ 3325-85 ([4] або [8]), з урахуванням одержаних даних призначаємо посадку внутрішнього кільця на вал $\varnothing 100$ L0/k6, а посадку зовнішнього кільця в отвір корпусу $\varnothing 180$ H7/l0.

Примітка. Якби в цьому ж виробі була потрібна підвищена точність обертання вала, то слід було б призначити відповідно посадки $\varnothing 100$ L6/k6 і $\varnothing 180$ H7/l6 (див. згадані вище таблиці ГОСТ 3325-85).

Приклад 2. Виріб – електродвигун, режим роботи – нормальний, підшипники – радіальні кулькові, $d = 50$ мм, вимоги до точності обертання – підвищені.

Згідно з ГОСТ 3325-85 (див. згадані вище таблиці стандарту) рекомендуються посадки:

- внутрішнього кільця на вал – L5/k5 (або L4/k5);

- зовнішнього кільця в отвір корпусу – Js6/l5 (або Js6/l4).

Далі слід виконати ескіз підшипника і схему розташування полів допусків з'єднань внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників з деталями, що сполучаються (вал і корпус).

Для цього можна скористатися схемою, зображеною в роботі [8], а потім в схеми додати поля допусків вала і отвору корпусу відповідно до призначених посадок. Граничні відхилення їх діаметрів слід встановити за ГОСТ 25347-82 (див., наприклад, літературу [4], [5, 6]). На схемі необхідно також вказати нижні

граничні відхилення для полів допусків діаметрів підшипників, скориставшись літературою [8, 5, 6].

Виконання завдання закінчують зображенням підшипникового вузла з указівкою призначених посадок відповідно до вимог ЄСКД [4, 1].

Питання для самоперевірки

- 1 Перелічити класи точності підшипників кочення за ГОСТ 520-89. Що впливає на призначення класу точності підшипників?
- 2 Особливості розташування полів допусків на діаметри посадкових поверхонь кілець підшипників кочення.
- 3 Які чинники визначають вибір посадки підшипників на вал і в корпус?
- 4 Як позначаються посадки підшипників кочення на кресленнях (прикладі)?

Завдання 3. Шпонкові та шліцьові з'єднання

1 Призначити посадки шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою і прямобічного шліцьового з'єднання згідно з експлуатаційними умовами і номінальними розмірами, вказаними в табл. А.3 і А.4.

2 Відповідно до ЄСКД розробити ескізи поздовжніх і поперечних перетинів з'єднань, вала і втулки з позначенням для обох видів з'єднань полів допусків розмірів.

3 Навести схеми розташування полів допусків шпончного з'єднання за шириною b і шліцьового з'єднання за розмірами d, D, b .

Шпонкове з'єднання. Для полегшення складання і створення нерухомих (іноді рухомих) з'єднань втулки (зубчате колесо, шків і т.д.) з валом шпонка бічними гранями (по ширині b) часто сполучається з пазами вала і комплектної до нього втулки за різними посадками. Необхідні посадки одержують, змінюючи поля допусків пазів при незмінному полі допуску шпонки, тобто за шириною шпонкового з'єднання застосовують посадки в системі вала.

На основні розміри даних з'єднань встановлені наступні поля допусків: на ширину пазів валів – Н9, N9 і Р9; на ширину пазів втулок – D10, Js9 і Р9, які назначають у кресленнях найчастіше залежно від прийнятого виду з'єднання:

1 – *вільне з'єднання*, вживане за утруднених умов складання і дії нерeverсивних рівномірних навантажень, а також для отримання рухомих з'єднань при легких режимах роботи;

2 – *нормальне з'єднання* – нерухоме з'єднання, що не вимагає частих розбирань, не сприймає ударних реверсивних навантажень і визначається сприятливими умовами складання;

3 – *щільне з'єднання*, що характеризується імовірністю отримання приблизно однакового невеликого натягу в з'єднаннях шпонок з обома пазами; складання здійснюється за допомогою пресу; застосовується при нечастих розбираннях і реверсивних навантаженнях.

У пазу вала і втулки призначають відповідно наступні посадки шпонки:

- у вільному з'єднанні – H9/h9 і D10/h9;
- у нормальному з'єднанні – N9/h9 і Js9/h9;
- у щільному з'єднанні – P9/h9 і P9/h9.

Проте взагалі допускаються будь-які поєднання полів допусків пазів на вала і у втулці (при цьому добиваються лише, щоб посадка шпонки в пазу вала була щільнішою, ніж в пазу втулки).

Що стосується з'єднання шпонки за довжиною l , то ГОСТ 23360-78 встановлює тут для шпонки поле допуску h14, а для паза – H15.

Завдання рекомендується виконувати в наступному порядку:

1 Відповідно до експлуатаційних умов зазначають посадки шпонкового з'єднання за шириною шпонки, встановлюючи заздалегідь вид з'єднання (вільне, нормальне або щільне) відповідно до наведених вище рекомендацій.

Для з'єднання шпонки в пазу вала за довжиною призначають посадку H15/ h14 (довжину з'єднання призначають будь-яку з інтервалу довжин за ГОСТ 26360-78, в даній роботі можна умовно прийняти $l = 2d$).

2 За таблицями ГОСТ 23360-78 (див., наприклад, літературу [4, 6]) знаходять номінальні розміри шпонки $b \times h$, глибину паза на валі t_1 і паза у втулці t_2 , а також граничні відхилення розмірів t_1 (або $d - t_1$) для паза на валі і розміру $(d + t_2)$ для паза у втулці (див., наприклад, [4, 6]). Граничні розміри (поля допуску) необхідно задавати «в тіло» деталі, тобто для розміру t_1 і $(d + t_2)$ – у «плюс», а для розміру $(d - t_1)$ – у «мінус».

3 Для шпонкового з'єднання за шириною виконують схему розташування призначених полів допусків шпонки і пазів на валі і в отворі втулки (див. схему розташування всіх можливих полів в літературі [4, 6]). Граничні відхилення для побудови полів допусків встановлюють за стандартом на гладкі з'єднання (ГОСТ 25347-82), скориставшись, наприклад, літературою [4, 6].

4 Розробляють ескізи поздовжнього і поперечного перетинів з'єднання, поперечних перетинів вала і отвору (у гладкому з'єднанні втулки і вала призначають одну з перехідних посадок або посадок з невеликим натягом в системі

отвору) відповідно до завдання:

- посадки з більшою імовірністю зазору H7/js6;
- посадки з приблизно однакою імовірністю зазору і натягу: H7/k6.
- посадки з більшою імовірністю натягу: H7/m6, H7/n6;
- посадки з гарантованим невеликим натягом: H7/p6, H7/r6.

На рисунку 2 наведені як приклад такі ескізи для нормального шпонкового з'єднання у сполученні втулки і вала діаметром $d = 110$ мм (посадка гладкого з'єднання втулки і вала прийнята для випадку, коли раціонально забезпечити при складанні приблизно однакою імовірність зазору і натягу).

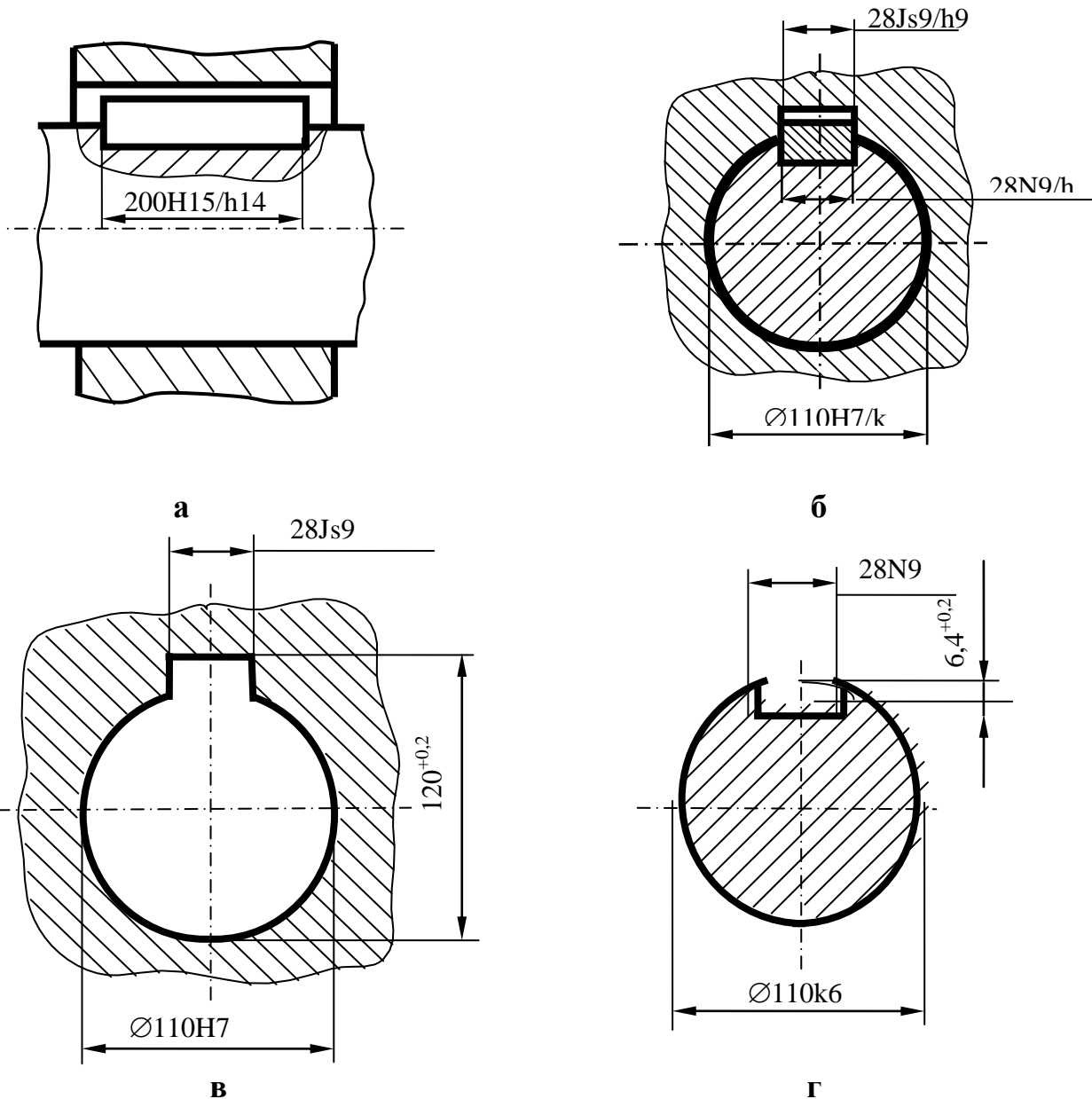


Рисунок 2 – Ескізи поздовжнього (а) і поперечного (б) перетинів шпонкового з'єднання, поперечних перетинів втулки (в) і вала (г)

Поперечний перетин вала із шпонковим пазом див. також на ескізі в додатку В.

Шліцьове з'єднання. У прямобічному шліцьовому з'єднанні посадки за трьома параметрами (внутрішній і зовнішній діаметри, ширина шліця) вибирають за ГОСТ1139-80 в залежності від методу центрування. Застосовують три способи центрування отвору маточин (втулок) коліс або інших деталей на шліцьовому валі:

а) за зовнішнім діаметром шліців D ; при цьому утворюється радіальний зазор по внутрішньому діаметру шліців d ;

б) за внутрішнім діаметром d ; при цьому утворюється радіальний зазор за діаметром D ;

в) за бічними сторонами шліців; в цьому випадку радіальні зазори є за обома діаметрами D і d .

Тип центрування шліцьових з'єднань вибирають з конструктивних і технологічних міркувань.

У шліцьових з'єднаннях механізмів, до яких ставляться високі вимоги до співісності обох деталей, застосовують центрування за d або за D . *Центрування за d* доцільне в тих випадках, коли втулка має високу твердість і її не можна обробити чистою протяжкою (тоді отвір шліфують на звичайному внутрішньошліфувальному верстаті) або коли можуть виникнути значні скривлення довгих валів після термообробки. Шліцьову ділянку вала за такого центрування остаточно обробляють на шліцешліфувальному верстаті. Спосіб забезпечує точне центрування, його застосовують звичайно для рухомих з'єднань.

Центрування за D , як найекономічніше, рекомендується, коли втулку термічно не обробляють, або коли її твердість після термообробки допускає калібрування протяжкою, а матеріал вала – фрезерування до отримання остаточної розмірів зубів.

У цьому випадку центральні поверхні допускають точну і продуктивну обробку на втулці – протяганням, а на валі – круглим шліфуванням. Такий спосіб центрування технологічно простий і економічний. Його застосовують для нерухомих з'єднань, оскільки в них відсутній знос від осьових переміщень, а також для рухомих з'єднань, що сприймають невеликі навантаження.

Центрування за бічними сторонами шліців (за b) застосовується у тому випадку, коли точність співпадіння осей деталей, що сполучаються, не має істотного значення. Проте при цьому вимагається забезпечити достатню міцність з'єднання в експлуатації (наприклад, карданне з'єднання в автомобілях), або коли за умов роботи потрібні мінімальні зазори за шириною шліців b (знакозмінні навантаження, великі крутні моменти, а також при реверсивному русі). Цей метод сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубами, але не забезпечує високої точності центрування, і тому його застосовують значно рідше, ніж центровані за d або D .

Нижче в табл. 3 наведені особливості шліцьових з'єднань, заданих у табл. А.4 завдань для вибору методу центрування.

Таблиця 3 – Конструктивно-технологічні особливості і вид шліцьового з'єднання

Позначення у табл. А.4	Вимоги до точності центрування	Термообробка шліцьової втулки	Вид з'єднання	Вид навантаження
I	Високі	Азотизація 50...59 HRCe	Рухоме	Постійна
II	--	Нормалізація 179...228	Нерухоме	--
III	Невисокі	Поліпшення 235... 280 HB	--	Знако-змінна

Умовне зображення шліцьових з'єднань у кресленнях стандартизовано (ГОСТ 2.409-74) – див., наприклад, [4].

Що стосується *розмірів* шліцьового з'єднання, то в умовному позначенні їх по можливості вказують посадки для всіх параметрів послідовно: для d , D і b .

Приклади позначення розмірів шліцьового з'єднання вала і втулки:

- для шліцьового з'єднання з параметрами $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, з центруванням за d і з посадками за $d - H7/f7$, за $D - H12/a11$ і за $b - D9/h9$:

$$d-8x36 H7/f7x40 H12/a11x7 D9/h9;$$

- для отвору цього ж з'єднання $d - 8x36 H7x40 H12x7 D9$;

- для вала $d-8x36 f7x40 a11x7 h9$.

При центруванні за D і b посадки за нецентруючим діаметром d не позначають:

$$D-8x36x40H7/f7x7 F8/f7.$$

Завдання рекомендується виконувати в наступному порядку:

1 За ГОСТ 1139-80 (див., наприклад, [4, 6]) встановлюють ширину шліца b , і, таким чином, остаточно номінальні розміри $z \times d \times D \times b$.

2 Відповідно до заданих особливостей проектного з'єднання (див. примітки до табл. А.4) призначають вид центрування: за d , D або b .

3 Встановлюють вид виконання шліцьового вала (див. примітки до таблиці розмірів шліцьових з'єднань за ГОСТ 1139-80 в літературі[4] або [6]).

4 За однією з трьох таблиць з виду центрування (див., наприклад, [4] або [6]) встановлюють посадки за центруючим діаметром і за b , а за таблицею полів

допусків нецентруючих діаметрів (див., наприклад, [4] або [6]) – посадку поверхонь шліцьового з'єднання за другим (нецентруючим) діаметром.

Примітка. При призначенні посадок за центруючим діаметром і за b рекомендується вибирати посадки по можливості серед пріоритетних, що вказані в таблиці ГОСТ 1139-80, але, перш за все, з урахуванням виду з'єднання (рухоме, нерухоме). Це означає, що в рухомих шліцьових з'єднаннях, які центруються за D або d , з відповідної таблиці для центруючого діаметра (D або d) вибираємо одну з посадок із зазором – наприклад, H7/f7, а в таких же нерухомих з'єднаннях для центруючого діаметра встановлюємо посадку перехідну, наприклад, H7/n6. У ГОСТ 1139-80 відсутні «чисті» посадки з натягом, і завдяки сумарній погрішності шліцьових з'єднань нерухомість тут забезпечують, призначаючи перехідні посадки або навіть посадки з $S_{\min} = 0$, наприклад H7/h7 – див. літературу [4].

5 Встановлюють умовне позначення розмірів шліцьового з'єднання, шліцьового вала, шліцьової втулки, як вказано вище.

6 Зображають схему розташування полів допусків шліцьового з'єднання: по d , D і b (три схеми) з вказівкою граничних відхилень.

Граничні відхилення розмірів втулки і вала встановлюють за таблицями стандарту на гладкі з'єднання, тобто ГОСТ 25347-82 (див., наприклад, літературу [4]).

Вияток складають граничні відхилення (поле допуску) для розміру d вала при центруванні за D або за b (у таблиці полів допусків нецентруючих діаметрів за ГОСТ 1139-80 тут замість цього поля допуску для d наведений запис «см. d_1 » в таблиці розмірів). Неважко побачити, що поле допуску для розміру d вала в останньому випадку обмежуватиметься номінальним діаметром і діаметром канавки d_1 . Наприклад, для шліцьового вала 8x56x62 згідно з таблицею стандарту $d_1=53,6$ мм і, отже, поле допуску для розміру d вала визначається граничними відхиленнями $es = 0$ і $ei = d_1 - d = 53,6 - 56 = -2,4$ мм (рис. 3).

7 Розробляють ескізи поздовжніх і поперечних перетинів шліцьового з'єднання, шліцьового вала і шліцьової втулки відповідно до ЕСКД.

Приклад оформлення цих ескізів для шліцьового з'єднання

$d - 10x82 \text{ H7/h7} \times 92 \text{ H12/a11} \times 12 \text{ D9/h8}$

наведений в літературі [4].

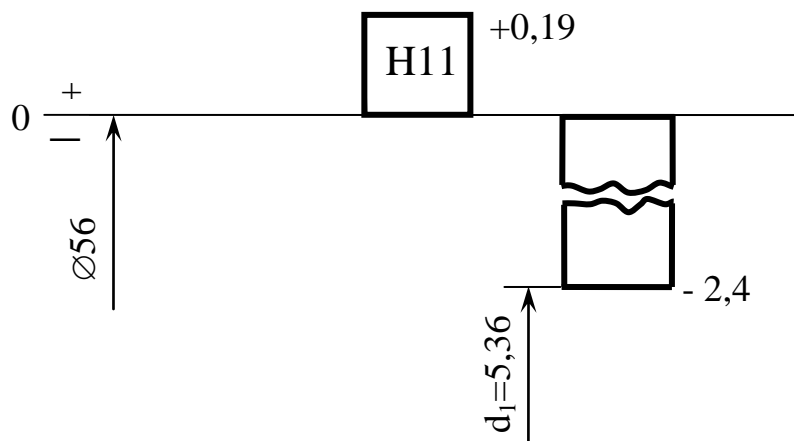


Рисунок 3 – Схема розташування полів допусків шліцьового з'єднання $8 \times 56 \times 62$ за розміром d при центруванні за D або b

Питання для самоперевірки

- 1 Як призначають номінальні розміри шпонки і ширини шпоночного паза на валі і в отворі?
- 2 Як задають варіанти посадок при вільному, нормальному і щільному видах з'єднань за шириною шпонки?
- 3 Визначення полів допусків для розмірів t_1 , $(d + t_2)$ і $(d - t_1)$.
- 4 Які поля допусків передбачені ГОСТ 26360-78 на висоту шпонки, довжину шпонки?
- 5 Оформлення робочих креслень втулки, вала, з'єднань (поперечні і подовжні перетини), які мають призматичну шпонку.
- 6 Чинники, що впливають на вибір методу центрування шліцьового з'єднання.
- 7 Записати і розшифрувати умовне позначення прямобічного шліцьового з'єднання при центруванні за D , d або b (приклади).
- 8 Дати схеми розташування полів допусків для посадок прямобічних шліцьових з'єднань при центруванні за D , d , b (приклади).
- 9 Особливості призначення посадок за нецентруючими діаметрами шліцьового з'єднання відповідно до ЕСКД.
- 10 Особливості оформлення креслень шліцьових з'єднань, шліцьових деталей.

Завдання 4. Розмірні ланцюги

Прийнявши вихідні дані за табл. А.5, а варіант схеми за табл. А.6, виконати розрахунок розмірного ланцюга двома методами: за методом максимуму-мінімуму і за методом імовірнісним (при визначенні допусків складових ланок використовувати спосіб однакової точності, тобто одного квалітету).

Примітка. При розрахуванні розмірного ланцюга імовірнісним методом прийняти ризик виходу замикаючої ланки за встановлені межі 0,27%, а розсіювання складових ланок таким, що підкоряється закону Гауса.

Розрахунок розмірних ланцюгів, що визначають взаємозв'язок точностних параметрів деталі або складальної одиниці і дозволяє встановити метод досягнення точності замикаючої ланки, може виконуватися двома методами: максимуму-мінімуму та імовірнісним.

На практиці можуть зустрітися два види задач: пряма задача (конструкторська, проектна) і зворотна (технологічна, перевірна).

У даній роботі необхідно вирішити обома методами пряму задачу, тобто при відомих точностних параметрах (номінальний розмір і граничні відхилення) замикаючої ланки визначити точностні параметри складових ланок (попередні значення номінальних розмірів, вказані в таблиці 4, слід при цьому скорегувати).

Таблиця 4 – Вихідні дані до розрахунку розмірного ланцюга

Цифри шифру	Розміри ланок ланцюга					
	AΔ	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	
Передостання цифра шифру	0	80 H7	40	80	65	267
	1	45 Js11	78	42	74	240
	2	85 C9	60	58	64	265
	3	75 ^{+0,9}	44	36	72	228
	4	80 h10	54	31	77	240
	5	67 ^{+0,75}	76	29	35	210
	6	50 ± 0,60	85	92	53	283
	7	67 F10	29	52	118	265
	8	32 D8	92	89	76	219
	9	45 _{-0,75}	37	41	53	177

Основні поняття, визначення і позначення в області розмірних ланцюгів наведені в [1, 6, 2], а методика вирішення прямої задачі обома методами – в [1, 6, 12]. Там же дані приклади розрахунків.

Питання для самоперевірки

- 1 Поняття розмірного ланцюга.
- 2 Класифікація розмірних ланцюгів.
- 3 Ознаки і властивості замикаючої ланки.
- 4 Ознаки збільшуючих і зменшуючих ланок. Як їх знайти на схемі розмірного ланцюга?
- 5 Що відомо і що визначається в розмірних ланцюгах при розв'язанні прямої задачі, зворотної задачі?
- 6 Порядок вирішення розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму.
- 7 На яких передумовах заснований і які переваги має розрахунок розмірних ланцюгів імовірним методом?

Завдання 5. Креслення деталі

Виходячи із заданого складального креслення (масштаб 1:1), розробити ескіз вала (без дотримання масштабу) з позначенням розмірів, допусків форми і розташування, шорсткості поверхонь і навести обґрунтування всіх вибраних параметрів точності і їх чисельних значень.

Примітки:

1 Складальне креслення вибирають з альбому за номером залікової книжки.

2 Ескіз вала можна помістити або на двох сторінках зошита, або на окремому аркуші білого паперу формату А4 (А5).

Робочі креслення деталей розробляють на основі складального креслення виробу (вузла), зображаючи головний вид в площині, в якій його встановлюють при обробці на верстаті. Оскільки в даному випадку деталлю є вал (або вісь), його слід розташувати паралельно основному напису.

Після зображення конфігурації деталі згідно складального креслення слід проаналізувати її службове призначення, взаємозв'язок із спряженими деталями, вказані у складальному кресленні посадки, відзначити базові і поверхні, з'ясувати виконавчі основні технічні вимоги, що висуваються до вузла і деталі.

Дуже важливо тут відповідно до складального креслення і службового призначення встановити основні і допоміжні конструкторські бази.

Оскільки при виконанні даного завдання студент вперше стикається з питаннями базування, нижче наведені необхідні відомості з урахуванням термінології в цій області згідно з ДСТУ 2232-92.

Базування – надання заготівці або виробу необхідного положення щодо вибраної системи координат.

Базування необхідне для всіх стадій створення виробів: конструювання, виготовлення, вимірювання, а також при розгляді виробу в цілому. Звідси виникла необхідність розділення баз за призначенням на три види: конструкторські, технологічні, вимірювальні.

База – поверхня (або виконуюче ту саму функцію поєднання поверхонь), вісь, точка, що належить заготівці (виробу) і використовується для базування.

Конструкторська база – база, що використовується для визначення положення деталі або складальної одиниці у виробі.

Групу конструкторських баз складають основні і допоміжні бази. Таке розділення обумовлене різною роллю основних і допоміжних баз при конструюванні (виборі конструктивних форм поверхонь деталей, завданні їх відносного положення, нанесенні розмірів, розробці норм точності тощо), розробці і здійсненні технологічних процесів.

Основна база – конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, що використовується для визначення їхнього положення у виробі.

Допоміжна база – конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, що використовується для визначення положення приєднуваного до них виробу.

Технологічна база – база, що використовується для визначення положення заготівки або виробу при виготовленні або ремонті.

Вимірювальна база – база, використовувана для визначення положення заготівки або виробу і засобів вимірювання.

Виконавчі поверхні – поверхні, за допомогою яких деталь виконує своє службове положення.

Після проведення вказаного аналізу встановлюють номінальні розміри поверхонь (по можливості з числа нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69).

Для поверхонь, що сполучаються, указують *поля допусків розмірів* відповідно до посадок у складальному кресленні.

Потім призначають *допуски форми і розташування* всіх поверхонь, надаючи особливу увагу базовим поверхням. Слід пам'ятати, що ці допуски, наприклад, для поверхонь, які сполучаються з підшипниками кочення, стандартизовані (ГОСТ 3325-85).

В інших випадках допуски форми циліндричних поверхонь призначають з урахуванням так званої відносної геометричної точності, а допуски розташування шпоночних пазів – за розрахунковими залежностями [4].

Для деяких видів допусків розташування можна скористатися рекомендаціями [4] або [5] з призначення оптимального ступеня точності на основі накопиченого досвіду машинобудування.

Для забезпечення найвищої точності відносного розташування поверхонь деталі слід, по можливості, уникати зміни баз, оскільки кожна зміна баз при обробці і контролі супроводжується появою додаткових погрешностей. У технології машинобудування це називається *принципом поєднання баз* – бажано всі поверхні деталі обробляти і вимірювати відносно одних і тих самих баз, які призначають з урахуванням службового призначення поверхонь. Іншими словами, необхідно прагнути до поєднання технологічної, вимірювальної і конструкторської баз. На стадії проектування деталі (у нашому випадку – вала) це виражається у тому, що допуски розташування виконавчих поверхонь задають відносно конструкторської бази, а до самих базових і виконавчих поверхонь висувають підвищені вимоги відносно точності їхньої форми (саме виходячи з цього, потім розробляють технологічний процес виготовлення і методику контролю).

Закінчують розробку робочого креслення деталі призначенням *параметрів шорсткості*.

Основним у всіх випадках є нормування висотних параметрів (R_a , R_z , R_{max}). Переважно, у тому числі і для найгрубіших поверхонь, нормувати параметр R_a , який більш інформативно, ніж R_z або R_{max} , характеризує відхилення профілю, оскільки, на відміну від останніх, визначається з урахуванням всіх точок (або достатньо великого числа точок) профілю. Параметри R_z або R_{max} нормують у тих випадках, коли за умов роботи поверхні необхідно обмежити повну висоту нерівності профілю або шорстко-розпушеного поверхневого шару, а також коли прямий контроль параметра R_a за допомогою профілометрів або зразків порівняння шорсткості не представляється можливим (наприклад, для поверхонь, що мають малі розміри або складну конфігурацію).

Взагалі ж для вибору необхідних параметрів шорсткості при її нормуванні з урахуванням експлуатаційних властивостей можна скористатися таблицями рекомендацій [4].

Для спряжених поверхонь в посадках з натягом значення параметра R_a може бути взяте за таблицею 14 [4], а параметр t_p береться у вигляді

$$t_{50/60} \pm 10\%.$$

Для поверхонь, що сполучаються з кільцями підшипників кочення (шийки вала, отвору в корпусах, заплечики), чисельне значення параметра R_a беруть згідно з ГОСТ 3325-85 [4]. Для решти деталей і з'єднань при призначенні шорсткості можна користуватися [4].

З урахуванням тенденції до постійного підвищення якості і забезпечення конкурентоспроможності рекомендується приймати нижні, тобто менші чисельні значення параметрів шорсткості з наведеного діапазону; звичайно, при цьому не можна забувати про технологічні можливості виробництва.

Вимоги до шорсткості поверхні повинні встановлюватися шляхом вказівки:

- 1) параметра шорсткості (одного або декількох);
- 2) числових значень вибраних параметрів;
- 3) базових довжин, на яких відбувається визначення вказаних параметрів.

На практиці застосовують три варіанти вказівки числових значень параметра (параметрів) шорсткості:

- 1) найбільшим значенням;
- 2) діапазоном значень;
- 3) номінальним значенням.

Найпоширенішим стосовно деталей машин є варіант, коли указується числове значення параметра, що відповідає допустимій найгрубшій шорсткості, тобто найбільшому граничному значенню для параметрів R_a , R_z , R_{max} , S_m , S і найменшому граничному значенню параметра t_p .

В окремих випадках, коли для правильного функціонування недопустима і надмірно гладка поверхня, застосовується другий варіант, при якому вказаний діапазон параметра: найбільше і найменше граничні значення.

Третій варіант застосовується рідше, в основному для зразків порівняння шорсткості поверхні або для зразкових деталей, що служать для цих же цілей. За цим варіантом указується номінальне значення параметра з допустимими граничними відхиленнями від нього (проценти). Встановлення вимог до шорсткості поверхні шляхом вказівки номінальних значень параметра забезпечує найстрогіший метрологічний контроль.

Методику розробки робочого креслення деталі розглянемо на прикладі вала вузла редуктора (додаток Б.2), приймаючи наступний порядок:

1 Аналіз службового призначення і встановлення базових і виконавчих поверхонь деталі, що розробляється.

Вал є основною несучою деталлю, на яку встановлюють інші деталі вузла: підшипники, зубчасте колесо тощо.

При складанні редуктора для якісного зчеплення зубчастих коліс слід забезпечити точність міжосьової відстані, в необхідних межах перекіс і непаралельність їхніх осей обертання (допуски на ці параметри регламентує ГОСТ 1643-81 на точність циліндричних зубчастих передач).

Враховуючи, що зубчасте колесо встановлюється на шийку вала, а розташування осі обертання його визначається загальною віссю шийок під підшипни-

ки, що встановлюються в отвори корпусу, згадана загальна вісь є основною конструкторською базою. Тому треба обмежити відхилення форми і розташування підшипникових шийок як базових поверхонь.

Зубчасте колесо встановлюється на шийку $\varnothing 63n6$, і, отже, ця шийка буде виконавчою поверхнею вала. Тому призначаємо для неї також допуски форми і розташування, причому останні – відносно бази, тобто загальної осі підшипникових шийок.

З другого боку, оскільки для передачі крутного моменту передбачене шпонокове з'єднання, для забезпечення складальності вузла (тобто складання гладкого з'єднання зубчастого колеса з валом і шпоночного з'єднання з досягненням взаємозамінності) необхідно обмежити відхилення розташування шпоночного паза – від симетричності і від паралельності. Але допоміжною базою тут є вже вісь самої шийки $\varnothing 63 n6$, на якій оброблятиметься паз. Тому допуски симетричності і паралельності паза шпони задають відносно осі шийки $\varnothing 63 n6$.

Що ж до шліцьової поверхні вала, то вона також є виконавчою поверхнею для точної установки зубчастого колеса на шліцах. Отже, необхідно для цієї поверхні встановити сумарний допуск форми і розташування (допуск радіального биття) відносно основної бази – загальної осі підшипникових шийок. Цей допуск задають, природно, для циліндрової поверхні центруючого діаметру (тобто d або D).

2 Призначення розмірів поверхонь.

Виходячи з складального креслення, виконуємо креслення вала з вказівкою розмірів усіх шийок. Діаметри шийок відповідно $\varnothing 75 k6$ (під підшипник), $\varnothing 71d9$ (під манжету), $D-10x82x92j_6x12h8$ (шліцьова частина вала), $\varnothing 63 r6$ (під зірочку).

Указуємо також діаметри вільних поверхонь – $\varnothing 100$, $\varnothing 90$.

Припускаючи, що обробка вала виконуватиметься з переустановленням наново в патроні верстата, в координатний спосіб указуємо довжини ділянок (ступенів) вала від обох торців вала.

Для всіх вільних (тобто таких, що не спряжуться) поверхонь указуємо поля допусків в технічних вимогах креслення (над кутовим штампом): $H14$, $h14$, $\pm IT14/2$. Наводимо перетини шийок вала В-В і Г-Г, де даємо розміри шпоночного паза і шліців (для останніх – згідно з ГОСТ 1139-80). Вид виконання стандартного перетину шліців (А, В або С) призначаємо за ГОСТ 1139-80 [4].

Уважаючи, що в даному випадку умови для складання відносно зручні, а розбирання в експлуатації нечасті, призначаємо посадки у шпоночному з'єднанні як для нормального з'єднання, тобто посадки шпонки в пазу втулки – $J_9/h9$, в пазу вала – $N9/h9$ (якщо посадки шпоночного з'єднання вказані у складальному кресленні, то їх треба просто врахувати при призначенні поля допуску на ширину паза вала).

Отже, поле допуску ширини паза на валі – N9 ($-0,043$). Ширину і висоту шпонки b і h і розмір t_l знаходимо за таблицею ГОСТ 23369-78 [4]. З іншої таблиці цього стандарту [4] знаходимо граничні відхилення для t_l (за висоти шпонки 11 мм в таблиці дається відхилення $+0,2$ мм) і задаємо «в тіло» вала: $7^{+0,2}$.

Поля допусків розмірів шліців (d , D і b) призначаємо, виходячи зі складального креслення. Граничні відхилення для нецентруючого діаметра d знаходимо з врахуванням ГОСТ 1139-80 [4]: $es = 0$; $ei = d_1 - d$.

3 Вибір допусків форми і розташування.

Для підшипникових шийок відповідно до ГОСТ 3325-85 указуємо допуски: круглості (\circ), профілю поздовжнього перетину ($=$), співісності та торцевого биття заплечиків вала ($/$), допуск непостійності діаметрів шийок (ця вимога заноситься в технічні вимоги над кутовим штампом), а чисельні значення допусків – з таблиці цього стандарту (див., наприклад, літературу [4]).

Для решти шийок вала допуски форми беремо, задаючись нормальною відносною геометричною точністю форми (A). І тоді за таблицею ГОСТ 24643-81 (див., наприклад, [4]) знаходимо, що в цьому випадку (тобто для поверхонь 6-го квалітету) необхідне призначити 5-й ступінь точності форми. А за іншою таблицею цього стандарту [4] встановлюємо, що цим ступенем точності форми для шийок вала з номінальними діаметрами $\varnothing 92$ і $\varnothing 63$ допуски круглості і профілю поздовжнього перетину повинні становити 16 мкм.

Таким чином, допуски радіального биття центруючої поверхні D шліців і гладкої поверхні під зірочку $T \nearrow = 16$ мкм.

Крім того, для паза шпонки указуємо допуски: симетричності (\div) і паралельності ($//$) відносно осі базової поверхні C , тобто осі шийки $\varnothing 63$ пб (під зірочку). Допуск симетричності $T_{(\div)} \approx 2T_{\text{шп.п.}} = 2 \cdot 43 \approx 80$ мкм. Допуск паралельності $T_{(//)} \approx 0,5 \cdot T_{\text{шп.п.}} = 0,5 \cdot 43 \approx 21,5 \approx 20$ мкм, де $T_{\text{шп.п.}}$ – допуск на ширину паза шпонки.

4 Шорсткість поверхні.

Для підшипникових шийок шорсткість (параметр R_a) вибираємо з відповідної таблиці ГОСТ 3325-85 на підшипникові з'єднання [8] або [4], для шийки під зірочку, що передає навантаження за допомогою шпонки, – з таблиці рекомендацій як для змінних деталей [4]. Для інших шийок і поверхонь паза шпонки і шліців значення R_a призначаємо на основі таблиці шорсткості для цих з'єднань [4].

З урахуванням вибраних розмірів, допусків та інших технічних вимог розробляємо робоче креслення вала-шестерні (додаток Б.1).

ДОДАТКИ
Додаток А

Таблиця А.1 – Варіанти посадок і дійсних діаметрів до завдання 1

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
		Номінальний розмір, мм				
		450	360	280	210	160
Передостання цифра шифру	<i>0</i>	B9 / h7 <u>450,789</u> 449,930	F7 / k6 <u>360,055</u> 360,025	H6 / h5 <u>280,045</u> 279,975	H8 / u7 <u>210,065</u> 210,220	K7 / s6 <u>160,019</u> 160,120
	<i>1</i>	H8 / m7 <u>450,025</u> 450,015	H9 / h9 <u>359,154</u> 360,000	P7 / z6 <u>280,005</u> 280,780	H8 / j _s 6 <u>210,038</u> 210,020	P8 / h7 <u>159,890</u> 159,050
	<i>2</i>	H8 / u8 <u>450,057</u> 450,255	H7 / t6 <u>360,060</u> 360,330	H9 / k7 <u>280,135</u> 280,045	A8 / j _s 7 <u>210,760</u> 210,035	H8 / a6 <u>159,080</u> 159,980
	<i>3</i>	H6 / h5 <u>450,035</u> 450,040	P8 / h7 <u>360,926</u> 359,955	H8 / a7 <u>280,055</u> 279,065	H8 / r7 <u>210,070</u> 210,085	M5 / m5 <u>160,005</u> 160,010
	<i>4</i>	C9 / h8 <u>450,500</u> 450,200	X6 / κ5 <u>360,025</u> 359,995	H11 / b10 <u>279,995</u> 279,500	H7 / h6 <u>210,025</u> 210,015	H11 / h10 <u>160,005</u> 160,022
	<i>5</i>	U7 / f6 <u>449,510</u> 449,990	H9 / f8 <u>359,967</u> 359,990	K7 / k6 <u>280,035</u> 280,040	Z8 / h6 <u>209,350</u> 210,010	H8 / s7 <u>160,005</u> 160,015
	<i>6</i>	H11 / h10 <u>450,320</u> 450,029	H7 / r6 <u>360,040</u> 360,069	C9 / h8 <u>280,359</u> 279,220	J _s 8 / z6 <u>210,010</u> 210,076	H8 / x7 <u>160,045</u> 160,560
	<i>7</i>	V7 / h7 <u>449,510</u> 450,150	H9 / b7 <u>360,125</u> 360,015	T8 / t7 <u>279,750</u> 280,064	H7 / v6 <u>210,036</u> 210,205	E8 / g7 <u>160,123</u> 159,935
	<i>8</i>	U7 / b6 <u>449,500</u> 450,000	H9 / z8 <u>360,135</u> 360,015	H9 / f7 <u>280,128</u> 280,001	H8 / u7 <u>210,065</u> 210,110	H10 / h8 <u>160,56</u> 159,952
	<i>9</i>	H9 / b7 <u>450,125</u> 450,005	H8 / g6 <u>360,075</u> 360,010	H8 / t7 <u>280,054</u> 280,005	K8 / h6 <u>209,950</u> 210,005	B7 / h6 <u>160,010</u> 159,995

Продовження таблиці А.1

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		5	6	7	8	9
		Номінальний розмір, мм				
		100	67	42	24	17
Передостання цифра шифру	0	H9 / b7 <u>100,077</u> 10,015	H7 / n6 <u>67,025</u> 67,056	H8 / b6 <u>42,035</u> 41,810	N7 / h5 <u>24,001</u> 23,995	H8 / y7 <u>17,025</u> 17,055
	1	Z7 / x6 <u>99,900</u> 100,251	G8 / h7 <u>67,035</u> 66,935	G7 / k6 <u>42,055</u> 42,005	H6 / a 5 <u>24,008</u> 23,951	R6 / h5 <u>16,980</u> 17,010
	2	H11 / b10 <u>100,125</u> 100,050	F9 / m8 <u>67,095</u> 67,062	H10 / h8 <u>42,039</u> 42,005	U7 / f 8 <u>23,950</u> 24,010	H8 / g6 <u>17,025</u> 17,010
	3	H7 / s 6 <u>100,022</u> 100,055	H8 / x 6 <u>67,038</u> 67,085	S6 / h5 <u>41,950</u> 41,980	H9 / κ6 <u>24,033</u> 24,020	H7 / r7 <u>17,009</u> 17,040
	4	R7 / h6 <u>99,935</u> 100,010	H8 / k7 <u>67,039</u> 67,035	J _s 9 / h7 <u>42,030</u> 42,075	H8 / z6 <u>24,030</u> 24,092	H10 / b9 <u>17,056</u> 16,750
	5	H10 / h8 <u>100,085</u> 100,015	H8 / k7 <u>67,038</u> 66,042	H8 / u7 <u>42,037</u> 41,100	H8 / x8 <u>24,027</u> 24,052	H8 / m7 <u>17,018</u> 17,028
	6	H7 / m6 <u>100,030</u> 100,005	H9 / h8 <u>67,048</u> 67,050	N9 / p 9 <u>41,940</u> 42,098	H10 / a9 <u>24,033</u> 23,965	F10 / h9 <u>17,049</u> 17,005
	7	J _s 9 / h7 <u>100,040</u> 100,020	D10 / h9 <u>67,125</u> 67,075	H8 / h7 <u>42,025</u> 42,010	G7 / g6 <u>24,012</u> 23,080	G6 / h7 <u>17,015</u> 17,010
	8	H8 / h7 <u>100,035</u> 100,020	H8 / z6 <u>67,010</u> 67,235	H7 / b8 <u>42,020</u> 42,015	H7 / h6 <u>24,015</u> 24,021	J _s 7 / h6 <u>17,007</u> 17,005
	9	U8 / h7 <u>99,845</u> 100,035	H7 / n6 <u>67,027</u> 67,045	H8 / v7 <u>42,025</u> 42,110	H7 / n6 <u>24,017</u> 24,020	H6 / h5 <u>17,015</u> 16,905

Таблиця А.2 – Вихідні дані до завдання 2

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
		Вид виробу за табл.2; умовне позначення підшипника за стандартом; вимоги до точності обертання вала; величина діючої на підшипник радіального навантаження, кН				
Передостання цифра шифру	<i>0</i>	1; 204; норм.; 4,0	2; 313; підв.; 18,0	3; 405; норм.; 8,0	4; 46204; підв.; 10,0	5; 46304; норм.; 6,0
	<i>1</i>	2; 205; підв.; 6,0	1; 312; норм.;12,0	2; 406; підв.; 14,0	3; 46205; норм.;8,0	4; 46305; підв.; 12,0
	<i>2</i>	3; 206; норм.; 8,0	10; 311; підв.; 16,0	1; 407; норм.; 7,0	2; 46206; підв.; 18,0	3; 46306; норм.; 8,0
	<i>3</i>	4; 207; підв.; 9,0	9; 310; норм.; 8,0	10; 408; підв.; 13,0	1; 46207; норм.; 6,0	2; 46307; підв.; 22,0
	<i>4</i>	5; 208; норм.;10,0	8; 309; підв.; 25,0	9; 409; норм.;9,0	10; 46208; підв.; 18,0	1; 46308; норм.; 6,0
	<i>5</i>	6; 209; підв.; 11,0	7; 308; норм.; 9,0	8; 410; підв.; 15,0	9; 46209; норм.; 6,0	10; 46308; підв.; 14,0
	<i>6</i>	7; 210; норм.;12,0	6; 307; підв.; 20,0	7; 411; норм.; 8,0	8; 46210; підв.; 21,0	9; 46309; норм.; 7,0
	<i>7</i>	8; 211; підв.; 13,0	5; 306; норм.; 9,0	6; 412; підв.; 14,0	7; 46211; норм.;5,0	8; 46310; підв.; 14,0
	<i>8</i>	9; 212; норм.;14,0	4; 305; підв.; 9,0	5; 413; норм.; 8,0	6; 46212; підв.; 14,0	7; 46311; норм.; 6,0
	<i>9</i>	10; 213; підв.; 15,0	3; 304; норм.; 8,0	4; 414; підв.; 18,0	5; 46213; норм.; 6,0	6; 46312; підв.; 21,0
Примітки:		Норм. – нормальні вимоги; підв. – підвищені вимоги.				

Продовження таблиці А.2

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		5	6	7	8	9
		Вид виробу за табл.2; умовне позначення підшипника за стандартом; вимоги до точності обертання вала; величина діючої на підшипник радіального навантаження, кН				
Передостання цифра шифру	0	6; 7304; підв.; 16,0	7; 7604; норм.; 6,0	8; 27306; підв.; 16,0	9; 76304; норм.; 8,0	10; 414; підв.; 18,0
	1	5; 7305; норм.; 6,0	6; 7605; підв.; 14,0	7; 27307; норм.; 6,0	8; 76304; підв.; 12,0	9; 413; норм.; 7,0
	2	4; 7306; підв.; 12,0	5; 7606; норм.; 9,0	6; 27308; підв.; 28,0	7; 76304; норм.; 6,0	8; 412; підв.; 15,0
	3	3; 7307; норм.; 8,0	4; 7607; підв.; 24,0	5; 27309; норм.; 4,0	6; 76304; підв.; 24,0	7; 411; норм.; 6,0
	4	2; 7307; підв.; 12,0	3; 7608; норм.; 6,0	4; 27310; підв.; 22,0	5; 76304; норм.; 4,0	6; 410; підв.; 24,0
	5	1; 7308; норм.; 6,0	2; 7609; підв.; 18,0	3; 27311; норм.; 8,0	4; 76304; підв.; 17,0	5; 409; норм.; 7,0
	6	10; 7309; підв.; 14,0	1; 7610; норм.; 6,0	2; 27312; підв.; 25,0	3; 76304; норм.; 8,0	4; 408; підв.; 22,0
	7	9; 7310; норм.; 8,0	10; 7611; підв.; 17,0	1; 27313; норм.; 6,0	2; 76304; підв.; 18,0	3; 407; норм.; 8,0
	8	8; 7311; підв.; 12,0	9; 7612; норм.; 4,0	10; 27314; підв.; 28,0	1; 76304; норм.; 8,0	2; 406; підв.; 14,0
	9	7; 7312; норм.; 6,0	8; 7613; підв.; 16,0	9; 27315; норм.; 4,0	10; 76304; підв.; 12,0	1; 405; норм.; 8,0

Таблиця А.3 – Вихідні дані до завдання 3

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
		Діаметр гладкого з'єднання втулки та вала; характер посадки (I-IV)*; фактори для призначення виду шпоночного з'єднання (1-3)**				
Передостання цифра шифру	<i>0</i>	Ø 48 II 1	Ø 50 III 2	Ø 53 IV 3	Ø 56 I 3	Ø 60 II 2
	<i>1</i>	Ø 125 I 2	Ø 120 II 3	Ø 110 I 2	Ø 105 I 2	Ø 100 III 3
	<i>2</i>	Ø 150 III 3	Ø 160 II 1	Ø 170 II 1	Ø 180 IV 1	Ø 190 II 1
	<i>3</i>	Ø 160 II 3	Ø 170 I 1	Ø 180 II 3	Ø 190 III 2	Ø 200 I 3
	<i>4</i>	Ø 170 I 2	Ø 180 III 3	Ø 50 I 2	Ø 56 II 1	Ø 80 II 2
	<i>5</i>	Ø 180 II 1	Ø 190 II 2	Ø 200 III 3	Ø 210 II 3	Ø 85 IV 2
	<i>6</i>	Ø 190 II 1	Ø 90 IV 1	Ø 85 IV 2	Ø 80 II 1	Ø 75 II 3
	<i>7</i>	Ø 200 I 2	Ø 85 I 3	Ø 80 II 1	Ø 75 III 3	Ø 71 I 2
	<i>8</i>	Ø 210 IV 3	Ø 200 I 2	Ø 190 III 1	Ø 180 II 1	Ø 190 III 2
	<i>9</i>	Ø 220 II 1	Ø 210 III 2	Ø 200 I 3	Ø 190 I 3	Ø 180 IV 2
Примітки: * I - посадки з більшою імовірністю зазору, II - посадки з гарантованим невеликим натягом, III - посадки з більшою імовірністю натягу, IV - посадки з приблизно однаковими імовірностями зазору і натягу. ** 1 - затруднені умови складання, дія нереверсивного рівномірного навантаження; 2 - сприятливі умови складання, нечасті розборки, відсутність ударного реверсивного навантаження; 3 - сприятливі умови складання, нечасті розборки, дія реверсивного навантаження, важкі режими роботи.						

Продовження таблиці А.3

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		5	6	7	8	9
		Діаметр гладкого з'єднання втулки та вала; характер посадки (I-IV); фактори для призначення виду шпоночного з'єднання (1-3)				
Передостання цифра шифру	0	Ø 63 1 II	Ø 67 1 I	Ø 71 2 I	Ø 75 3 IV	Ø 80 1 II
	1	Ø 95 2 I	Ø 90 2 II	Ø 85 3 III	Ø 80 1 II	Ø 75 2 I
	2	Ø 200 3 III	Ø 210 3 IV	Ø 220 1 I	Ø 240 3 III	Ø 71 3 III
	3	Ø 210 2 II	Ø 220 1 II	Ø 240 2 IV	Ø 250 3 I	Ø 67 2 III
	4	Ø85 1 I	Ø 90 2 III	Ø 95 1 II	Ø 67 2 IV	Ø 63 1 IV
	5	Ø 90 3 IV	Ø 95 2 I	Ø100 3 III	Ø 105 1 II	Ø 60 2 III
	6	Ø 71 2 II	Ø 67 1 II	Ø 63 3 IV	Ø 60 2 I	Ø 56 1 II
	7	Ø67 1 II	Ø 63 3 III	Ø 60 1 II	Ø 56 2 III	Ø 53 3 III
	8	Ø 200 3 III	Ø 190 1 II	Ø 180 2 III	Ø 85 3 IV	Ø 50 2 IV
	9	Ø 170 1 I	Ø 160 1 II	Ø 150 2 III	Ø 140 3 III	Ø 48 3 I

Таблиця А.4 – Вихідні дані до завдання 4

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
		Розміри прямокутних шліцьових з'єднань за ГОСТ 1139 – 80 (мм) і умови призначення способу центрування елементів шліцьового з'єднання (I, II, III)*				
Передостання цифра шифру	<i>0</i>	6x23x26 I	6x11x14 III	10x16x20 II	6x23x26 I	6x11x14 II
	<i>1</i>	6x26x30 II	6x13x16 II	10x18x23 III	6x26x30 I	6x13x16 II
	<i>2</i>	6x28x32 III	6x16x20 II	10x21x26 I	6x28x32 II	6x16x20 III
	<i>3</i>	8x32x36 III	6x18x22 I	10x23x29 II	8x32x36 I	6x18x22 III
	<i>4</i>	6x36x40 II	5x21x25 I	10x26x32 III	6x36x40 III	5x21x25 II
	<i>5</i>	8x42x46 I	6x23x28 II	10x28x35 III	8x42x46 II	6x23x28 I
	<i>6</i>	8x46x50 II	6x26x32 III	10x32x40 I	8x46x50 III	6x26x32 II
	<i>7</i>	8x52x58 III	6x28x34 III	10x36x45 II	8x52x58 I	6x28x34 III
	<i>8</i>	8x56x62 II	8x32x38 II	10x42x52 I	8x56x62 II	8x32x38 I
	<i>9</i>	8x62x72 III	8x36x42 I	10x46x56 II	8x62x72 III	8x36x42 I
		Примітка. * Опис умов призначення способу центрування (I, II, III) див. у табл. 6				

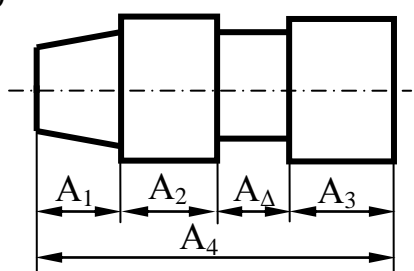
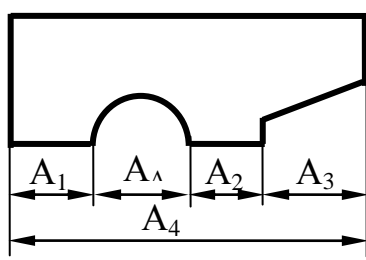
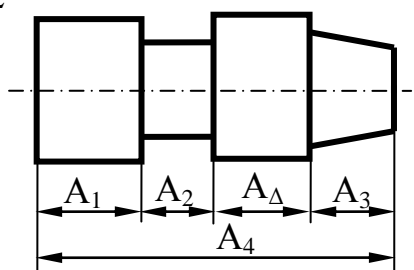
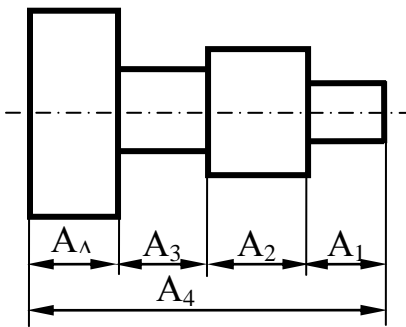
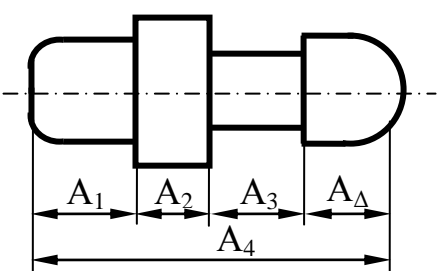
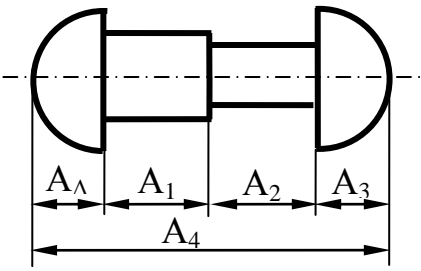
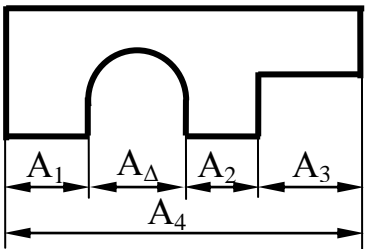
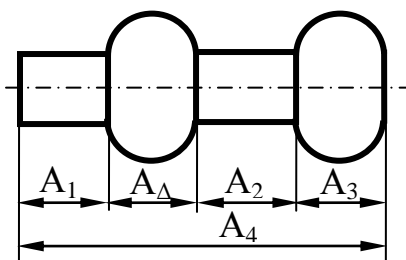
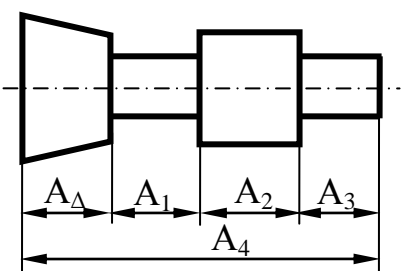
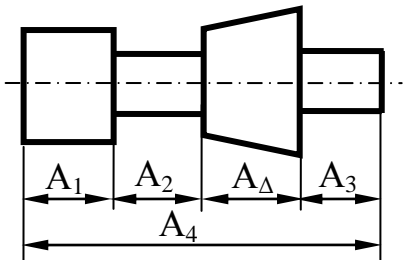
Продовження таблиці А.4

Цифри шифру		Остання цифра шифру				
		5	6	7	8	9
		Розміри прямокутних шліцевих з'єднань за ГОСТ 1139 – 80 (мм) і умови призначення способу центрування елементів шліцевого з'єднання (I, II, III)*				
Передостання цифра шифру	0	10x16x20 III	6x23x26 III	6x11x14 II	10x16x20 I	6x23x26 II
	1	10x18x23 III	6x26x30 I	6x13x16 II	10x18x23 III	6x26x30 I
	2	10x21x26 III	6x28x32 II	6x16x20 I	10x21x26 II	6x28x32 III
	3	10x23x29 III	8x32x36 II	6x18x22 I	10x23x29 II	8x32x36 III
	4	10x26x32 I	6x36x40 III	5x21x25 II	10x26x32 III	6x36x40 I
	5	10x28x35 II	8x42x46 II	6x23x28 I	10x28x35 II	8x42x46 III
	6	10x32x40 I	8x46x50 III	6x26x32 II	10x32x40 I	8x46x50 III
	7	10x36x45 II	8x52x58 I	6x28x34 II	10x36x45 III	8x52x58 I
	8	10x42x52 III	8x56x62 II	8x32x38 III	10x42x52 II	8x56x62 I
	9	10x46x56 II	8x62x72 III	8x36x42 I	10x46x56 II	8x62x72 III

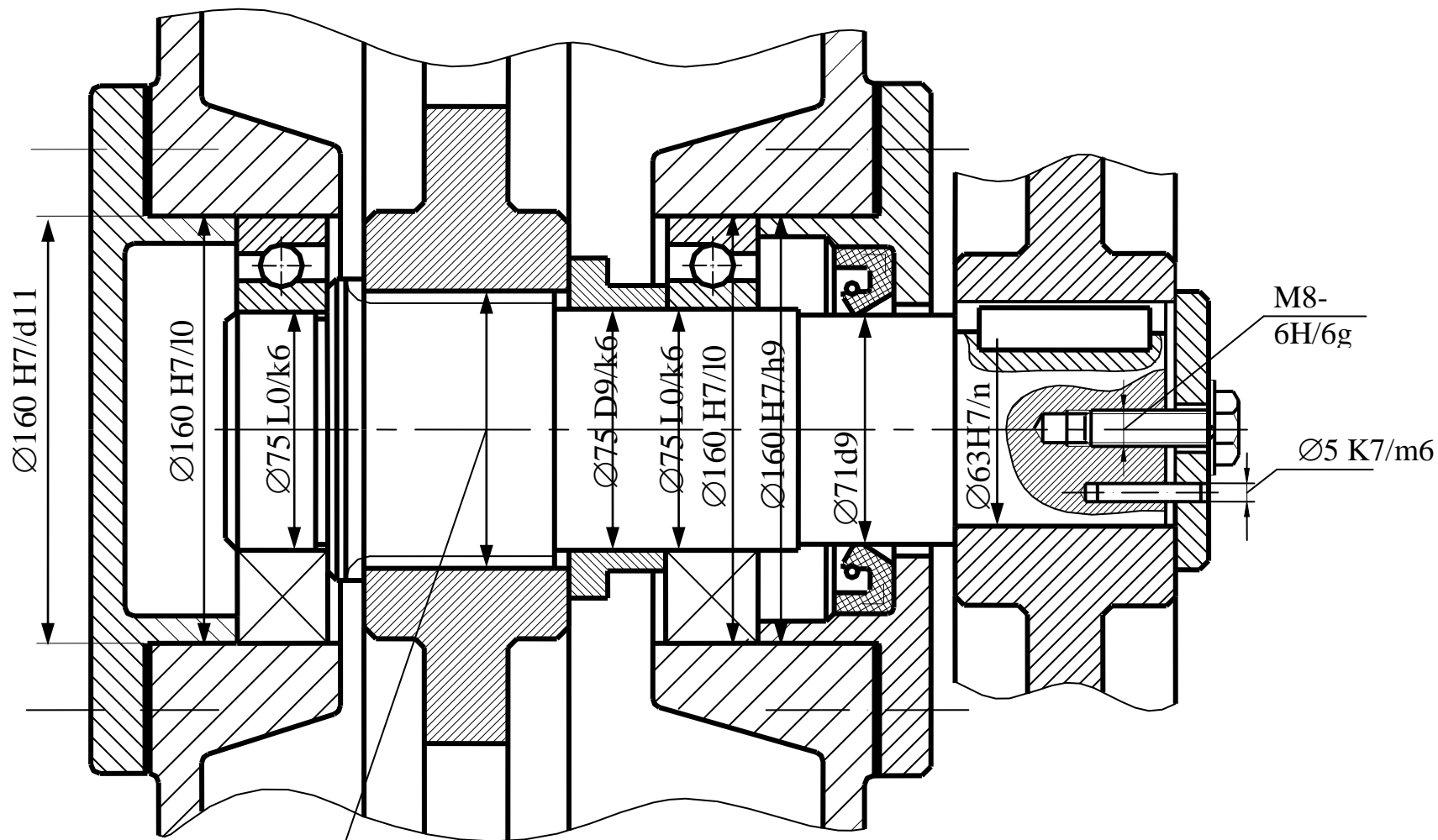
Таблиця А.5 – Вихідні дані до розрахунку розмірного ланцюга

Цифри шифру		Розміри ланок ланцюга				
		A_{Δ}	A_1	A_2	A_3	A_4
Остання цифра шифру	0	80 H7	40	80	65	267
	1	45 J _s 11	78	42	74	240
	2	85 C9	60	58	64	265
	3	75 ^{+0,9}	44	36	72	228
	4	80 h10	54	31	77	240
	5	67 ^{+0,75}	76	29	35	210
	6	50 ± 0,60	85	92	53	283
	7	67 F10	29	52	118	265
	8	32 D8	92	89	76	219
	9	45 _{-0,75}	37	41	53	177

Таблица А.6 – Номера схем (за последней цифрой шифру)

<p>0</p> 	<p>1</p> 
<p>2</p> 	<p>3</p> 
<p>4</p> 	<p>5</p> 
<p>6</p> 	<p>7</p> 
<p>8</p> 	<p>9</p> 

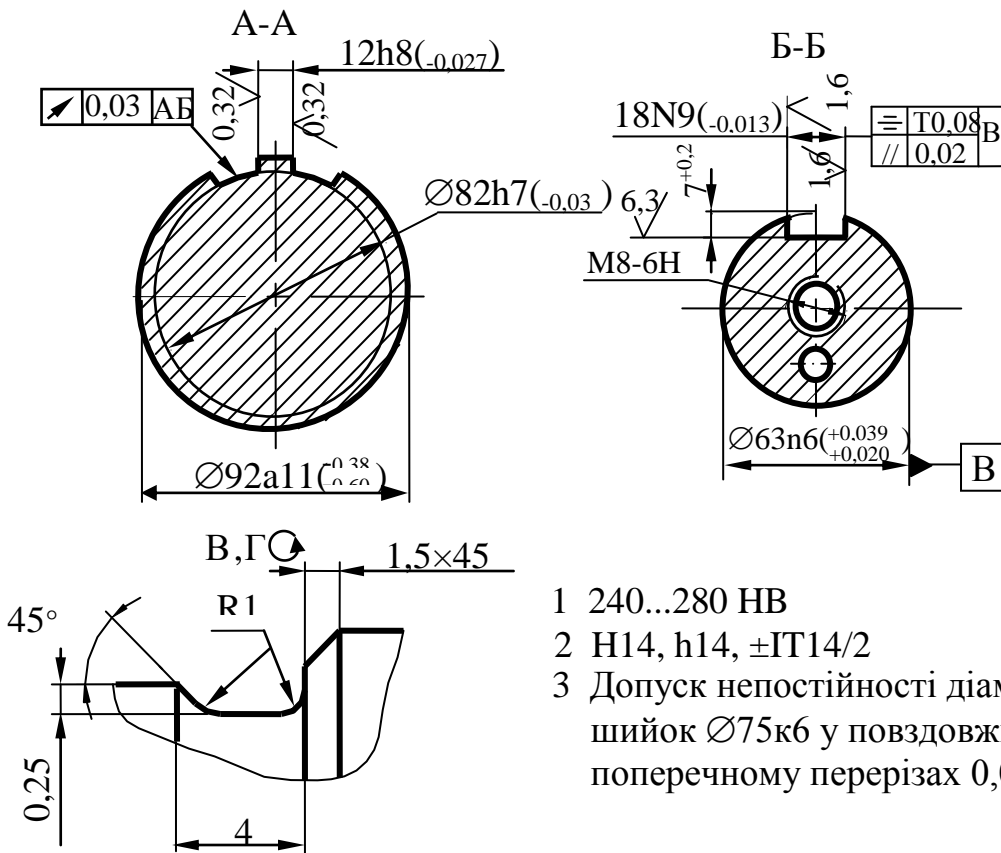
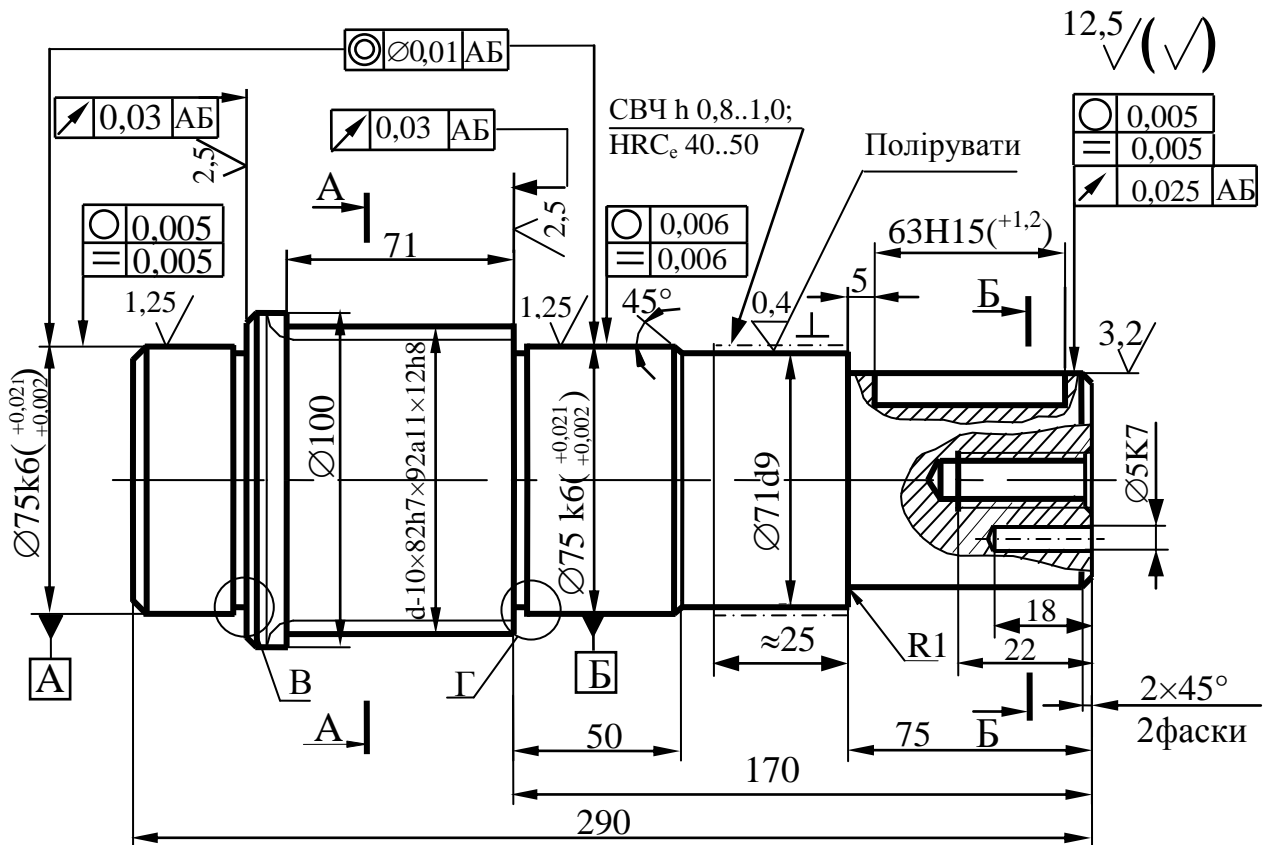
Додаток Б



d-10 x 82 H7/h7 x 92 H12/a11 x 12

Рисунок Б.1 – Ескіз вузла

Додаток В



- 1 240...280 НВ
- 2 Н14, h14, ±IT14/2
- 3 Допуск непостійності діаметрів шийок $\varnothing 75k6$ у повздовжньому та поперечному перерізах 0,01 мм

Рисунок В.1 – Ескіз вала

ЗМІСТ

ВСТУП	3
ВИХІДНІ ДАНІ І МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБІТ	4
Завдання 1. Гладкі з'єднання	4
Завдання 2. З'єднання підшипників кочення	8
Завдання 3. Шпонкові та шліцьові з'єднання	12
Завдання 4. Розмірні ланцюги	19
Завдання 5. Креслення деталі	20
ДОДАТКИ	26
Додаток А	26
Додаток Б	36
Додаток В	37
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	39

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Взаємозамінність, метрологія, стандартизація: Конспект лекцій / Укл. А.П.Мартинов. – Краматорськ: ДГМА, 2001. – 160с.
- 2 Якушев А.П. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.П.Якушев, Л.Н.Воронцов, Н.М.Федотов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352с.
- 3 Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1984. – 722с.
- 4 Допуски и посадки. Выбор, обоснование и обозначение в чертежах: Методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию/ Сост. А.П.Мартынов. – Краматорск: ДГМА, 2004. – 170с.
- 5 Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч./ М.А.Палей, А.Б.Романов, В.А.Брагинский. – СПб.: Политехника, 2001. – 576с.
- 6 Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. /В.Д.Мягков, М.А.Палей и др. - Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1.– 543 с.; Ч.2.– 448 с.
- 7 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Выбор универсальных измерительных средств для контроля точности изготовления деталей/ Сост.: Мартынов А.П., Кравченко Р.А. – Краматорск: ДГМА, 2004. – 56с.
- 8 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Выбор и обозначение посадок подшипников качения и технических требований к сопрягаемым поверхностям/ Сост. А.П. Мартынов. – Краматорск: КИИ, 1990. – 28с.
- 9 Подшипники качения: Справочник/ Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Берель Л.Я. – М.: Машиностроение, 1972. – 476 с.
- 10 Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с.
- 11 Подшипники качения: Справочник-каталог/ Под ред. В.И. Нарышкина и Р.В Коростанявского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280с.
- 12 Методические указания по курсовому и дипломному проектированию. Расчеты размерных цепей для обеспечения точности изготовления и сборки по методам полной и неполной взаимозаменяемости. / Сост. Мартынов А.П. – Краматорск: ДГМА, 2000. – 46с.

Навчальне видання

СТАНДАРТИЗАЦІЯ, МЕТРОЛОГІЯ, КОНТРОЛЬ

**Методичні вказівки
до виконання розрахунково - графічних робіт
для студентів всіх спеціальностей галузі знань
«Металургія» всіх форм навчання**

Укладач КУЛІК Тетяна Олександрівна

Редагування Т. О. Кулік

Комп'ютерне верстання Т. О. Кулік

23/2015.Формат 60 × 84/16.Ум. друк. арк. 2,09.
Обл.-вид. арк. 1,41.Тиражприм.Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003