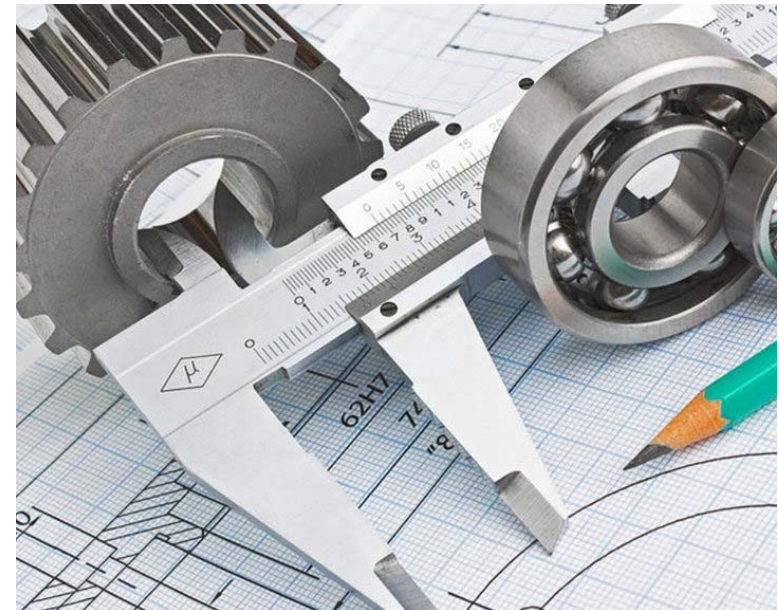


В. В. Савуляк, Н. С. Семічаснова

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

В. В. Савуляк, Н. С. Семічаснова

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2018

УДК 621.971
С80

Рекомендовано до друку Вченою Радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 5 від 19.01.2012 р.)

Рецензенти:

В. Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

А. П. Поляков, доктор технічних наук, професор

М. М. Вірник, кандидат технічних наук, доцент

Савуляк, В. В.

С80 **Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування : навчальний посібник / В. В. Савуляк, Н. С. Семічаснова. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 127 с.**

У посібнику викладені основні положення необхідні для виконання курсової роботи з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання», розглянуті основні методи та алгоритми техніко-економічного обґрунтування призначення та вибору посадок для різних типів з'єднань – гладких з'єднань, зубчастих, шпонкових, шліцьових, підшипників кочення, із нормування шорсткості поверхонь, похибок форми та розташування поверхонь. Цей матеріал сприяє використанню посібника також для самостійної роботи при вивченні дисципліни.

Посібник відповідає програмі дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» та призначений для студентів механічних спеціальностей вищих навчальних закладів всіх форм навчання.

УДК 621.971

© ВНТУ, 2018

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Загальні положення.....	7
1.1 Мета та обсяг курсової роботи	7
1.2 Зміст графічної частини курсової роботи.....	7
1.2.1 Загальні правила.....	7
1.2.2 Зміст графічної частини.....	8
1.3 Вказівки до виконання матеріалів пояснювальної записки.....	8
1.3.1 Титульний лист.....	8
1.3.2 Індивідуальне завдання.....	9
1.3.3 Зміст.....	9
1.3.4 Вступ.....	9
1.3.5 Зміст основної частини пояснювальної записки.....	9
Висновки.....	10
1.4 Правила оформлення пояснювальної записки.....	10
1.4.1 Загальні правила.....	10
1.4.2 Оформлення формул.....	11
1.4.3 Оформлення ілюстрацій.....	11
1.4.4 Оформлення таблиць.....	12
1.4.5 Перелік літературних джерел.....	12
Додатки.....	13
2 Функціональне призначення вузла та принцип його роботи.....	14
3 Розрахунок та вибір посадок гладких з'єднань.....	15
3.1 Розрахунок та вибір посадок в підшипниках ковзання.....	15
3.1.1 Особливості посадок із зазором.....	16
3.1.2 Алгоритм розрахунку посадки із зазором.....	18
3.1.3 Приклад розрахунку посадки із зазором.....	22
3.2 Розрахунок і вибір перехідних посадок.....	25
3.2.1 Особливості перехідних посадок.....	25
3.2.2 Алгоритм розрахунку перехідної посадки.....	26
3.2.3 Приклад розрахунку перехідної посадки.....	28
3.3 Розрахунок і вибір посадок з натягом	31
3.3.1 Особливості посадок з натягом.....	32
3.3.2 Алгоритм розрахунку посадок з натягом.....	32
3.3.3 Приклад розрахунку посадки з натягом.....	37
4 Розрахунок та проектування калібрів для контролю гладких циліндричних виробів.....	40
4.1 Призначення та область застосування граничних калібрів.....	40
4.2 Розміри і допуски калібрів.....	42
4.3 Алгоритм розрахунку виконавчих розмірів гладких калібрів.....	43
4.4 Матеріали та маркування калібрів.....	45
4.5 Розрахунок виконавчих розмірів калібрів.....	46

4.5.1	Приклад розрахунку виконавчих розмірів калібру-пробки.....	46
4.5.2	Приклад розрахунку виконавчих розмірів калібру-скоби та контркалібру.....	47
5	Розрахунок і вибір посадок підшипників кочення.....	49
5.1	Загальна характеристика підшипників кочення.....	49
5.2	Допуски і посадки підшипників кочення.....	50
5.3	Алгоритм розрахунку та вибору посадок підшипників кочення...	51
5.4	Приклад розрахунку та вибору підшипників кочення.....	52
6	Призначення і розрахунок посадок для кріпильних різьбових з'єднань.....	54
6.1	Загальна характеристика різьбових з'єднань.....	54
6.2	Допуски і посадки різьбового з'єднання.....	55
6.3	Алгоритм розрахунку основних параметрів різьбового з'єднання.....	56
6.4	Приклад розрахунку посадки для різьбового з'єднання.....	56
7	Вибір та розрахунок посадок для шпонкових з'єднань.....	58
7.1	Загальна характеристика шпонкових з'єднань.....	58
7.2	Допуски і посадки шпонкових з'єднань.....	59
7.3	Алгоритм розрахунку посадок для шпонкових з'єднань.....	60
7.4	Приклад розрахунку посадки шпонкового з'єднання.....	61
8	Вибір та розрахунок посадок для шліцьових з'єднань.....	64
8.1	Загальна характеристика шліцьових з'єднань.....	65
8.2	Допуски і посадки прямобічних шліцьових з'єднань.....	66
8.3	Алгоритм розрахунку посадок для шліцьових з'єднань.....	67
8.4	Приклад розрахунку посадок шліцьового з'єднання.....	67
9	Розрахунок розмірних ланцюгів.....	69
9.1	Основні поняття і визначення.....	69
9.2	Розрахунок розмірного ланцюга методом максимуму-мінімуму.....	70
9.3	Розв'язання прямої задачі.....	71
9.4	Приклад розрахунку розмірного ланцюга.....	74
10	Розрахунок точності циліндричних зубчатих коліс.....	79
10.1	Основні поняття та визначення.....	79
10.2	Алгоритм розрахунку точності зубчатого колеса.....	83
10.3	Приклад розрахунку циліндричного зубчатого колеса.....	85
11	Вимоги до виконання робочих креслень.....	88
11.1	Правила і рекомендації щодо призначення допусків і граничних відхилень.....	88
11.1.1	Граничні відхилення розмірів.....	88
11.1.2	Допуски форми і розташування.....	88
11.2	Технічні вимоги на кресленнях.....	89
11.3	Призначення допусків форми, розташування і шорсткості поверхонь для виконання робочих креслень валів.....	89

11.3.1 Загальні вимоги до вибору допусків форми і розташування....	89
11.3.2 Призначення допусків форми і розташування поверхонь.....	89
11.3.3 Призначення параметрів шорсткості.....	90
Література.....	92
Глосарій.....	93
Додаток А Титульний аркуш пояснювальної записки.....	94
Додаток Б Індивідуальне завдання.....	95
Додаток В Приклад заповнення першої сторінки змісту.....	96
Додаток Г Рекомендації для позначень текстових і графічних документів курсових робіт.....	97
Додаток Д.....	98
Додаток Е.....	113

ВСТУП

Майбутні інженери машинобудівних підприємств вирішують одну з основних проблем машинобудування – підвищення якості машин. Розв'язання цієї проблеми значною мірою залежить від рівня підготовки фахівців щодо точності виготовлення машин, взаємозамінності, стандартизації та технічного вимірювання.

Вивчення допусків, посадок різних типів з'єднань, технічних вимірювань є основою, за допомогою якої принципи взаємозамінності здійснюються на практиці.

Питання взаємозамінності, стандартизації і технічних вимірювань безпосередньо пов'язані з якістю машин, їх надійністю та довговічністю. Тому спеціалістам, які працюють у машинобудівних галузях, ремонтних підприємствах, які експлуатують сучасну техніку, потрібно знати систему допусків й посадок, вміти її кваліфіковано застосовувати та провадити контроль параметрів точності й шорсткості деталей сучасними вимірювальними засобами.

Внаслідок виконання курсової роботи з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» студенти мають набути навичок роботи із системою допусків та посадок, освоїти принципи її побудови й методика застосування, методи та засоби контролю, вміти правильно добирати й призначати параметри точності механізмів та деталей машин, а також проектувати типові контрольно-вимірювальні пристрої.

Цей навчальний посібник студенти можуть використовувати в процесі виконання курсової роботи, під час підготовки до лекційних, практичних занять й в позаурочний час для самостійного вивчення навчального матеріалу.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Мета та обсяг курсової роботи

Виконання курсової роботи з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» є підсумковим етапом вивчення дисципліни студентами машинобудівних та механічних спеціальностей. В процесі виконання курсової роботи студенти одержують та закріплюють навички використання теоретичних знань на практиці.

Кожен студент виконує індивідуальне завдання, яке містить:

- аналіз роботи механізму та обґрунтування призначення посадок;
- розрахунок та вибір посадок для гладких з'єднань (посадка із зазором, з натягом, перехідна посадка), посадок для з'єднань підшипників кочення з корпусом та валом, різьбового, шпонкового та шліцьового з'єднань;
- зображення схем розташування полів допусків різних видів з'єднань;
- розрахунок допусків розмірів, які входять в розмірні ланцюги.

Для виконання курсової роботи студенту пропонується частина складального креслення вузла. Перед початком роботи студенту необхідно зрозуміти будову й принцип дії складальної одиниці, призначення окремих її частин та деталей. Номінальні розміри деталей мають бути узгоджені з рядом нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6639-95.

Курсова робота складається: з розрахунково-пояснювальної записки (ПЗ) обсягом 35–40 сторінок машинописного тексту на аркушах формату А4 (додатки до вказаного обсягу не входять) та графічної частини 1–2 листи формату А1.

Пояснювальна записка містить такі частини:

- а) вступну частину, яка містить:
 - титульний аркуш (додаток А);
 - індивідуальне завдання (додаток Б);
 - зміст (додаток В);
- б) основну частину:
 - вступ;
 - суть роботи;
 - висновки;
 - перелік літературних джерел.
- в) додатки.

1.2 Зміст графічної частини курсової роботи

1.2.1 Загальні правила

Графічна частина курсової роботи виконується на листах, розміри яких відповідають міждержавному стандарту ГОСТ 2301-68.

Посилання на графічну частину виконують за формою: «... наведено на кресленні 08-26.КР.ВСТВ.05.03.000 СК».

Кожен графічний документ має мати своє унікальне позначення відповідно до Методичних вказівок до оформлення курсових проектів та робіт у ВНТУ (додаток Г).

Позначення документів вказують на титульних листах та на графічній документації.

1.2.2 Зміст графічної частини

Графічна частина містить складальне креслення механізму та робочі креслення деталей.

Складальне креслення механізму виконується згідно з вимогами міждержавного стандарту ГОСТ 2.109-73. На кресленні вказують габаритні та інші необхідні розміри. Складальне креслення (додаток Д.1) виконують на листах формату А1 або А2.

На складальному кресленні на всі види з'єднань проставляються номінальні розміри з'єднання та посадки, які вибирають зі стандартних рекомендованих або встановлених в результаті розрахунку.

З складального креслення механізму необхідно відповідно до індивідуального завдання накреслити робочі креслення таких деталей (за вибором викладача):

- деталь типу «Ступінчатий вал» (рисунок Д.2);
- зубчате колесо (рисунок Д.3);
- деталь типу «Кришка» (рисунок Д.4);
- деталь типу «Втулка» (рисунок Д.5).

Робочі креслення деталей вузла виконують на окремих форматах, які об'єднують в один аркуш (допускається не об'єднувати). На кожному форматі креслять тільки одну деталь в необхідній кількості проекцій.

На кресленнях деталей вказують:

- необхідну кількість проекцій, наносять розміри, які потрібні для виготовлення деталі;
- граничні відхилення номінальних розмірів високої точності вказуються для кожного розміру, граничні відхилення, які повторюються, низької точності на креслення не наносять, а вказують в технічних вимогах;
- числові значення допусків форми та розташування поверхонь;
- допустиму шорсткість поверхонь деталей відповідно до ГОСТ 2.309-95;
- види обробки, матеріал та сортамент деталей.

1.3 Вказівки до виконання матеріалів пояснювальної записки

1.3.1 Титульний лист

Титульний аркуш – це перша сторінка курсової роботи, яка в загальну кількість аркушів ПЗ не входить. Титульний аркуш виконується за встановленим зразком згідно з діючим стандартом на текстову конструкторську документацію (ДСТУ 3008-95).

Для курсової роботи титульний аркуш виконується без рамки.

Зразок виконання титульного аркуша курсової роботи наведено в Додатку А.

1.3.2 Індивідуальне завдання

Індивідуальне завдання (Додаток Б) виконане на спеціальному бланку кафедри та затверджене завідувачем кафедри видається керівником курсової роботи на початку семестру. Індивідуальне завдання в перелік змісту не входить і є другою сторінкою після титульного аркушу.

1.3.3 Зміст

Зміст розташовують після індивідуального завдання. До змісту вводять вступ, назви розділів та підрозділів основної частини, висновки, перелік посилань, назви додатків.

Зміст за нумерацією ПЗ є третьою сторінкою. Нумерація сторінок має бути наскрізна. До змісту вводять всі заголовки (без змін), які є в документі та в додатках.

В додатку В наведено зразок оформлення змісту пояснювальної записки.

1.3.4 Вступ

Вступ пишуть з нової пронумерованої сторінки із заголовком «ВСТУП» посередині рядка (ДСТУ 3008-95) великими літерами (тип шрифту – напівжирний).

Текст вступу має бути коротким та висвітлювати питання актуальності, значення, сучасний рівень й призначення курсової роботи.

Вступ висвітлює: стан проблеми в даній галузі, до якої має відношення розробка; галузь використання та призначення; мету та загальну постановку задачі; актуальність, яка має подаватись в останньому абзаці вступу, з метою стислого викладання суті розробки.

Кількість сторінок вступу не має перевищувати 1–2 сторінок.

1.3.5 Зміст основної частини пояснювальної записки

Основна частина роботи містить усі необхідні розробки та обґрунтування прийнятих рішень, які супроводжуються відповідними розрахунками (в тому числі з допомогою ЕОМ), ілюстраціями, посиланнями на літературні джерела.

В розділі функціональне призначення вузла та принцип його роботи міститься опис призначення вузла та принцип його роботи.

При розрахунку та виборі посадок дається загальна характеристика призначення даних посадок. На початку розрахунку вказують мету та задають вхідні дані для розрахунку, згідно з виданим варіантом. Розрахунок посадок виконують згідно з алгоритмом. Обов'язково вказуються формули та пояснення до їх складових, посилання на формули. Всі розрахунки необхідно наводити в записці.

Після проведених розрахунків креслять схеми розташування полів допусків спряжених деталей (додаток Д, рисунки Д.6 та Д.7), які розміщують в додатку або в пояснювальній записці одразу за розрахунком. На схемі вказуються числові значення відхилень, граничних розмірів, допусків та всіх необхідних характеристик посадок. Результати розрахунку рекомендується зводити в таблицю.

Виконується розрахунок допусків розмірів, які входять в розмірні ланцюги. На основі аналізу конструкції механізму складається розмірний ланцюг та вибирається метод його розв'язку й проводяться необхідні розрахунки. Результати розрахунків розмірного ланцюга враховуються під час виконання робочого креслення вала. Схема розмірного ланцюга з частиною вузла обов'язково подається в ПЗ.

Висновки

Висновки оформлюють з нової пронумерованої сторінки посередині рядка (ДСТУ 3008-95) великими літерами, тип шрифту – напівжирний.

Висновки є заключною частиною, підсумком прийнятих рішень під час виконання курсової роботи, де визначаються шляхи подальшого удосконалення прийнятих рішень. Вказують значення виконаної роботи для виробництва і перспективи реалізації роботи.

В тексті пояснювальної записки рекомендується наводити висновки до кожного розділу, оскільки вони є самостійними рішеннями.

1.4 Правила оформлення пояснювальної записки

1.4.1 Загальні правила

При оформленні текстової частини пояснювальної записки до курсової роботи необхідно дотримуватись вимог ДСТУ 3008-95.

Відступи від країв аркуша: зверху, знизу та зліва – 20 мм; справа – 10 мм. Абзац – 12,5 мм. Міжрядковий інтервал – одинарний. Шрифт – Times New Roman, кегль 14.

Нумерація сторінок в правому верхньому куту, починаючи зі змісту.

Заголовки структурних частин, розділів виконують великими літерами посередині рядка напівжирним шрифтом, всі інші з абзацу малими літерами починаючи з великої. Слово «Додатки» – малими літерами з першою великою посередині рядка. Запис літературного джерела: «ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ» [9].

Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки.

Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (1, 2 і т. д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак.

Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т. д. за формою (1.1, 1.2, 1.2.1 і т. д.). Цифри, які вказують номер, не мають виступати за абзац.

Посилання в тексті на розділи виконується за формою: «... наведено в розділі 3».

1.4.2 Оформлення формул

Кожну формулу записують з нового рядка, симетрично до тексту. Між формулою й текстом пропускають один рядок.

Умовні буквені позначення (символи) в формулі мають відповідати установленим у міждержавному стандарті ГОСТ 1494-77. Їх пояснення наводять у тексті або одразу під формулою. Для цього після формули ставлять кому та записують пояснення до кожного символу з нового рядка в тій послідовності, в якій вони наведені у формулі, розділяючи їх крапкою з комою. Перший рядок має починатися з абзацу і слова «де» без будь-якого знака після нього [9].

Всі формули нумерують в межах розділу арабськими числами. Номер вказують в круглих дужках з правої сторони, в кінці рядка, на рівні закінчення формули. Номер формули складається з номера розділу та порядкового номера формули в розділі, розділених крапкою. Дозволяється виконувати наскрізну нумерацію в межах всього документа.

Приклад

Таким чином, визначаємо питомий тиск у підшипнику

$$\rho = \frac{R}{l \cdot D}, [\text{Н/м}^2] \quad (1.1)$$

де R – навантаження на підшипник;

l – довжина підшипника;

D – номінальний діаметр з'єднання.

Одиницю вимірювання, при необхідності, вміщують в квадратні дужки.

Числову підстановку та розрахунок виконують з нового рядка не нумеруючи. Одиницю вимірювання вміщують в круглі дужки. Наприклад,

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 1440}{30} = 150, (\text{с}^{-1})$$

Посилання на формули в тексті дають в круглих дужках за формою: «... в формулі (2.1)»; «... в формулах (2.3, ..., 2.7)».

1.4.3 Оформлення ілюстрацій

Для пояснення викладеного тексту рекомендується його ілюструвати графіками, кресленнями, фрагментами схем. Розміщують ілюстрації в тексті або в додатках.

В тексті ілюстрацію розміщують симетрично до тексту після першого посилання на неї або на наступній сторінці, якщо на даній вона не розміщується.

Всі ілюстрації в пояснювальній записці називають рисунками та позначають під ілюстрацією симетрично до неї за такою формою: «Рисунок 3.5 – Найменування рисунка». Крапку в кінці не ставлять, знак переносу не використовують. Якщо найменування довге, то його продовжують у наступному рядку під найменуванням.

На всі ілюстрації в тексті пояснювальної записки мають бути посилання. Посилання виконують за формою: «... показано на рисунку 3.1» або в дужках за текстом (рисунок 3.1), на частину ілюстрації: «... показні на рисунку 3.2, б». Посилання на раніше наведені ілюстрації дають з скороченим словом «дивись» відповідно в дужках (див. рисунок 1.3) [17].

ДСТУ 3008-95 допускає скорочення, тобто замість «Рисунок ...» – «Рис. ...».

Між ілюстрацією та текстом пропускають один рядок.

Нумерують ілюстрації в межах розділів, вказуючи номер розділу й порядковий номер ілюстрації в розділі, розділяючи крапкою. Дозволяється наскрізна нумерація в межах всього документа.

Якщо частини ілюстрації не вміщуються на одній сторінці, то їх переносять на наступні сторінки. Під початком ілюстрації вказують повне її позначення, а під продовженням позначають «Рисунок 3.2» (продовження).

1.4.4 Оформлення таблиць

Таблицю розміщують симетрично до тексту після першого посилання на даній сторінці або на наступній, якщо на даній вона не розміщується.

ДСТУ 3008-95 пропонує такий запис таблиці: Таблиця 1 – Назва таблиці.

На всі таблиці мають бути посилання за формою: «... наведено в таблиці 3.1», «... в таблицях 3.1–3.5» або в дужках по тексту (таблиця 3.6). Посилання на раніше наведену таблицю за формою (див. таблицю 2.4) [9].

1.4.5 Перелік літературних джерел

Список літератури для курсової роботи оформлюють із заголовком «ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ» з нової пронумерованої сторінки, посередині.

Список літератури має включати тільки ті літературні джерела, які використовувалися в курсовій роботі.

Посилання на літературу наводять в квадратних дужках, вказуючи порядковий номер за списком [9]. В списку кожен літературу записують з абзацу й нумерують арабськими числами. Літературу записують мовою, якою вона видана.

Додатки

Ілюстрації, таблиці, текст допоміжного характеру, схеми можна оформляти у додатках.

Додатки оформлюють як продовження документа на його наступних сторінках, розташовуючи в порядку посилань на них у тексті пояснювальної записки.

Кожен додаток необхідно починати з нової сторінки вказуючи зверху посередині рядка слово «Додаток» і через пропуск його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими літерами [9]. Не всі літери можна використовувати. Є виняток: Г, Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ь.

Кожен додаток має містити тематичний (змістовий) заголовок, який записують посередині рядка малими літерами починаючи з великої.

Ілюстрації, таблиці, формули нумерують в межах кожного додатка, вказуючи його позначення: «Рисунок Б3 – Найменування»; «Таблиця В5 – Найменування».

Посилання на додатки в тексті ПЗ дають за формою: «... наведено в додатку А», «... наведено в таблиці В5» або (додаток Б); (додатки К, Л).

Нумерація аркушів документа та додатків, які входять до його складу, має бути наскрізна.

Всі додатки додають у зміст, вказуючи номер, заголовок та сторінки з яких вони починаються.

2 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ВУЗЛА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ

Наводиться аналіз роботи механізму за складальним кресленням (додаток Д.1). Попередньо складається специфікація (додаток Д.10), де вказуються номери позицій всіх деталей складального креслення.

Приклад аналізу складального креслення (див. додаток Д.1). Крутний момент через клинопасову передачу від двигуна передається на шків 7, що встановлений за допомогою шпонки на конічному кінці шліцьового вала 10. Шліцьовий вал 10 змонтовано в корпусі на підшипниках ковзання 8. На шліцьовому валу 10 встановлено зубчатий блок 9, що передає обертальний рух на вал 2. Зубчаті колеса 3, 4 та 5, що входять в зачеплення із зубчатим блоком 9, встановленні на валу 2, змонтованому в корпусі на підшипниках кочення 6. Зубчате колесо 3 з'єднане з валом 2 за допомогою шпонки, а зубчаті колеса 4 та 5 встановлені з натягом на валу 2. З'єднуючи зубчатий блок 9 з однією із шестерень 3, 4 або 5, вал 2 одержуватиме три різні частоти обертання. Якісне функціонування вузла забезпечується величиною ланок $A_{\Sigma 1}$ та $A_{\Sigma 2}$.

3 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ

3.1 Розрахунок та вибір посадок (fit) в підшипниках ковзання

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки в підшипниках ковзання наведені в таблиці 3.1, яка містить такі параметри:

- частоту обертання n , об/хв.;
- радіальне навантаження R , Н;
- діаметр цапфи підшипника d , мм;
- робочу температуру підшипника t_p ;
- марку мастила.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані розрахунку посадки в підшипниках ковзання

Варіант	Діаметр d_1 , мм	Навантаження R , Н	Частота обертання n , об/хв	Робоча температура $t_{роб}$, С	Марка мастила
1	2	3	4	5	6
1	40	500	1590	65	T30
2	38	650	1700	55	T46
3	62	1200	2060	60	АС-6
4	90	1800	1650	70	АС-8
5	41	1450	1480	55	Ткп
6	52	3000	1300	60	К-12
7	65	4100	1260	65	АС-10
8	75	5000	840	75	К-19
9	83	850	790	60	ТК
10	98	1000	2400	65	И-70А
11	18	900	2150	70	И-5А
12	24	750	1280	75	Л
13	37	1200	1750	55	МВП
14	46	2500	1420	60	И-8А
15	43	600	1300	65	И-12К
16	36	550	950	70	И-25А
17	47	850	710	70	И-30
18	58	1200	1100	75	T22
19	45	1800	880	65	К-12
20	36	1500	1500	55	К-19
21	32	3000	2000	75	ТК
22	26	1450	1450	60	И-70А
23	20	700	1280	65	И-5А
24	64	650	1100	70	И-8А
25	52	700	1000	55	Л

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6
26	34	680	950	70	И-12К
27	29	540	2430	60	Т
28	35	970	1200	75	Т30
29	43	1930	870	60	Т46
30	51	2100	1050	70	АС-6

3.1.1 Особливості посадок із зазором (clearance fit)

Посадки із зазором застосовуються для рухомих та нерухомих з'єднань. В таких посадках передбачається гарантований зазор, необхідний для свободи переміщення деталей, розміщення шару мастила, забезпечення простоти складання та розбирання механізмів, взаємного переміщення деталей, компенсації температурних деформацій, а також компенсації похибок форми та взаємного розташування поверхонь і осей.

Найбільш відповідальними рухомими з'єднаннями є підшипники ковзання, які працюють в умовах рідинного тертя. Для забезпечення довговічності необхідно, щоб при сталому режимі підшипники працювали з мінімальним зносом. Це досягається при рідинному терті, коли поверхні деталей, які обертаються, повністю розділені шаром мастила. Найбільшого розповсюдження набули гідродинамічні підшипники (hydrodynamic bearings). В стані спокою вал в підшипнику лежить на нижній твірній (рисунок 3.1, а) й практично повністю витісняє мастило в зоні максимального зближення поверхонь. З'єднання має максимальний ексцентриситет та односторонній (розташований зверху) діаметральний зазор.

В процесі обертання вала в підшипнику мастило, внаслідок в'язкості, отримує деяку швидкість й нагнітається в клинову порожнину, яка поступово звужується. В результаті виникає гідродинамічний тиск, який прагне розклинити поверхні вала та підшипника. Вал дещо піднімається й зміщується в сторону обертання (рисунок 3.1, б). В сталому режимі роботи в з'єднанні, яке заповнене мастилом, буде продовжуватись насосна дія масляного клина й вал буде «плавати» в мастилі. Дана умова в кожному окремому випадку (залежно від розмірів та матеріалів деталей, які з'єднуються, навантаження, швидкості, температури, марки мастила, режимів роботи та інше) буде спостерігатися лише в певному інтервалі зазорів.

Діаметральний зазор в підшипнику, який працює, поділяється на дві нерівні частини. Менша визначає зазор (товщину мастильного шару) в місці найбільшого зближення, інша, зазор на протилежній стороні.

Залежність товщини мастильного шару від зазора (рисунок 3.2) показує, що в кожному з'єднанні існує оптимальне значення зазора S_{opt} , при якому товщина мастильного шару найбільша (тобто, найменші втрати на тертя й висока надійність роботи), а значення функціональних зазорів S_{min} , та S_{max} , в з'єднанні при h_{min} ще й забезпечує рідинне змащування.

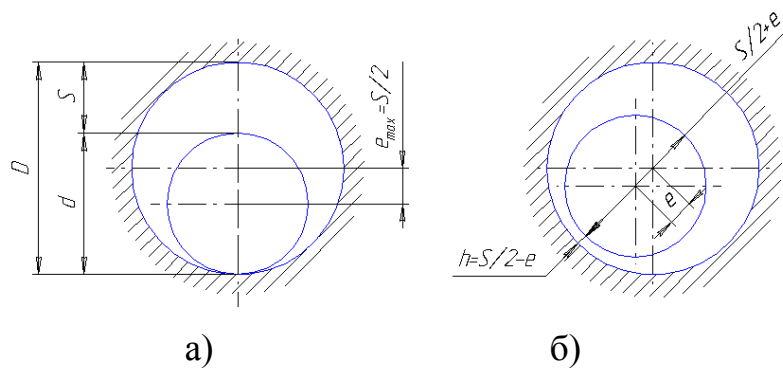


Рисунок 3.1 – Схема роботи підшипника ковзання:
а) в стані спокою, б) для сталого режиму роботи

В підшипнику з початковим зазором S_{min} , товщина мастильного шару h по мірі збільшення зазора спочатку зростає, а потім зменшується аж до розриву мастильної плівки та порушення режиму рідинного тертя.

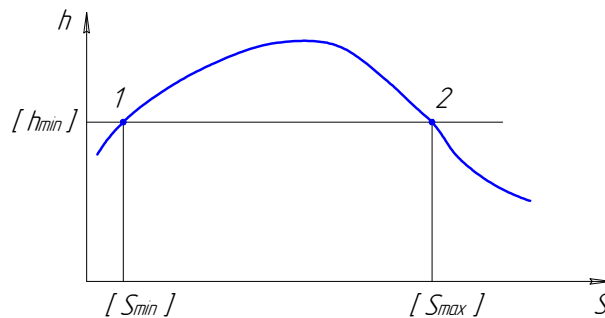


Рисунок 3.2 – Залежність величини мастильного шару від значення зазора у з'єднанні

Положення вала при сталому режимі роботи визначається абсолютним та відносним $\chi = \frac{2 \cdot e}{S}$ ексцентриситетами (рисунок 3.1). Найменша товщина мастильного шару h_{min} (в місці найбільшого зближення) пов'язана з відносним ексцентриситетом χ залежністю

$$h_{min} = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2}(1 - \chi) \quad (3.1)$$

Для забезпечення рідинного тертя необхідно щоб мікронерівності вала та цапфи підшипника не контактували в процесі роботи підшипника, тобто, шар мастила не мав розривів. Це забезпечується умовою

$$[h_{\min}] \geq R_{ZD} + R_{Zd} + \Delta_{\phi} + \Delta_p + \Delta_{зr} + \gamma_d,$$

де R_{ZD}, R_{Zd} – шорсткість (roughness) відповідно внутрішньої поверхні підшипника та цапфи вала;

Δ_{ϕ}, Δ_p – поправки, які враховують вплив похибок форми та розташування цапфи і поверхні підшипника;

$\Delta_{зr}$ – поправка, яка враховує вплив згину вала;

γ_d – добавка, на нерозривність мастильного шару, що враховує відхилення від прийнятого режиму роботи (навантаження, швидкості, деформацію та інші), $\gamma_d = (2 \dots 3)$ мкм.

В практичних розрахунках мінімальну товщину мастильного шару визначають за формулою

$$[h_{\min}] \geq k \cdot (R_{ZD} + R_{Zd} + \gamma_d) \approx k(4 \cdot R_{ad} + 4 \cdot R_{ad} + \gamma_d), \quad (3.2)$$

де k – коефіцієнт запасу надійності по товщині мастильного шару ($k \geq 2$).

R_{ad}, R_{ad} – шорсткість поверхні підшипника та цапфи вала, відповідно.

З рисунка 3.2 видно, що точкам 1 та 2, які отримані при перетині прямої з кривою $h = f(S)$, відповідає мінімально допустима товщина мастильного шару $[h_{\min}]$, яка дозволяє визначити мінімальний $[S_{\min}]$ та максимальний $[S_{\max}]$ зазори, за яких умови рідинного тертя ще зберігаються. Тому для забезпечення мінімально необхідної товщини мастильного шару граничні значення зазорів посадки, що вибирається, мають відповідати основній умові

$$S_{\min} \geq [S_{\min}], \quad S_{\max} \leq [S_{\max}],$$

де S_{\min}, S_{\max} – відповідно мінімальний та максимальний зазори стандартних посадок, вибраних відповідно до ГОСТ 25347-89 – «Граничні зазори в посадках із зазором при розмірах від 1-500 мм».

3.1.2 Алгоритм розрахунку посадки із зазором

Для підшипника ковзання, який працює в умовах рідинного тертя за відомих значень діаметра та дожини контакту підшипника – d та l (див. рисунок 3.3), навантаження на підшипник – R , частоти обертання вала – n , динамічної в'язкості – μ та марки мастила, необхідно визначити допустимі зазори й вибрати стандартну посадку. Розрахунки рекомендується вести в такій послідовності:

а) для визначення середнього питомого тиску у гідродинамічних підшипниках використовують залежність

$$\rho = \frac{\mu \cdot \omega \cdot D^2}{S^2} C_R, \quad (3.3)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила при робочій температурі підшипника, Н·с/м²;

ω – кутова швидкість цапфи, рад/с;

S – діаметральний зазор, м;

D – номінальний діаметр спряження, м;

C_R – безрозмірний коефіцієнт навантаження підшипника, який залежить від відношення l/D та χ ;

l – довжина підшипника, м;

χ – відносний ексцентриситет, який пов'язаний залежністю з величиною товщини мастильного шару h .

Середній питомий тиск у підшипнику можна визначити за спрощеною формулою

$$\rho = \frac{R}{l \cdot d_i}, \quad [\text{Н/м}^2] \quad (3.4)$$

де R – навантаження на підшипник, Н;

l – довжина з'єднання поверхонь підшипника з валом, м;

d_n – номінальний діаметр з'єднання, м.

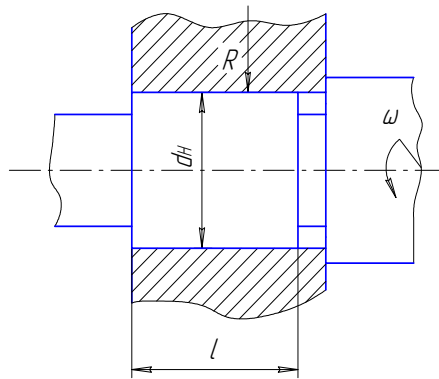


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема визначення допустимих зазорів

б) визначається мінімальна товщина мастильного шару за формулою (3.2).

Рекомендації щодо нормування шорсткості поверхні наведені в таблиці Е.1 (додаток Е).

в) правильність призначення температури роботи підшипника перевіряється тепловим розрахунком. Робоча температура підшипника має бути не вище 60...75 °С. Відповідно до прийнятої температури t_n та марки мастила визначається його динамічна в'язкість:

$$\mu = \mu_{\text{таб}} \left(\frac{50}{t_n} \right)^{2.8}, \quad (3.5)$$

де $\mu_{\text{таб}}$ – динамічна в'язкість при $t_n = 50$ °С (додаток Е, таблиця Е.2).

г) положення вала під час сталого режиму роботи визначається абсолютним й відносним ексцентриситетами. Найменша товщина мастильного шару h_{\min} (в місці найбільшого зближення) пов'язана відносним ексцентриситетом χ залежністю (3.1).

Після розрахунків мінімальної допустимої величини мастильного шару $[h_{\min}]$ за формулою (3.2), визначають величину A_h

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_i \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{\rho}}}, \quad (3.6)$$

де ω – кутова швидкість дорівнює

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (3.7)$$

д) за розрахованим значенням коефіцієнта A_h та співвідношення l/d_n (найближча крива графіка 3.4 з параметром $L \leq l/d_n$) знаходимо точки перетину прямої, яка відповідає значенню A_h з кривою графіка. Цим точкам перетину відповідають значення відносних ексцентриситетів χ_{\min} та χ_{\max} , при яких товщина мастильного шару мінімальна.

Визначають максимальний допустимий зазор

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}}. \quad (3.8)$$

Графік зміни величини A від χ зображений на рисунку 3.4, показує зону надійної роботи підшипника, тобто, зону при $\chi_{\min} \geq 0.3$.

е) розрахунок мінімального допустимого зазору відбувається за знайденим значенням χ_{\min} (див. пункт д алгоритму). Мінімальний допустимий зазор дорівнює

$$[S_{\min}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\min}}. \quad (3.9)$$

Коли значення χ_{\min} виявляється меншим 0,3, тобто є лише одна точка перетину прямої A_h та кривої графіка 3.4, то мінімальний допустимий зазор дорівнюватиме:

$$[S_{min}] = 2,857 [h_{min}] \frac{A_{\chi}}{A_h}, \quad (3.10)$$

де A_{χ} – точка початку кривої з параметром L при $\chi = 0,3$ (рисунок 3.4).

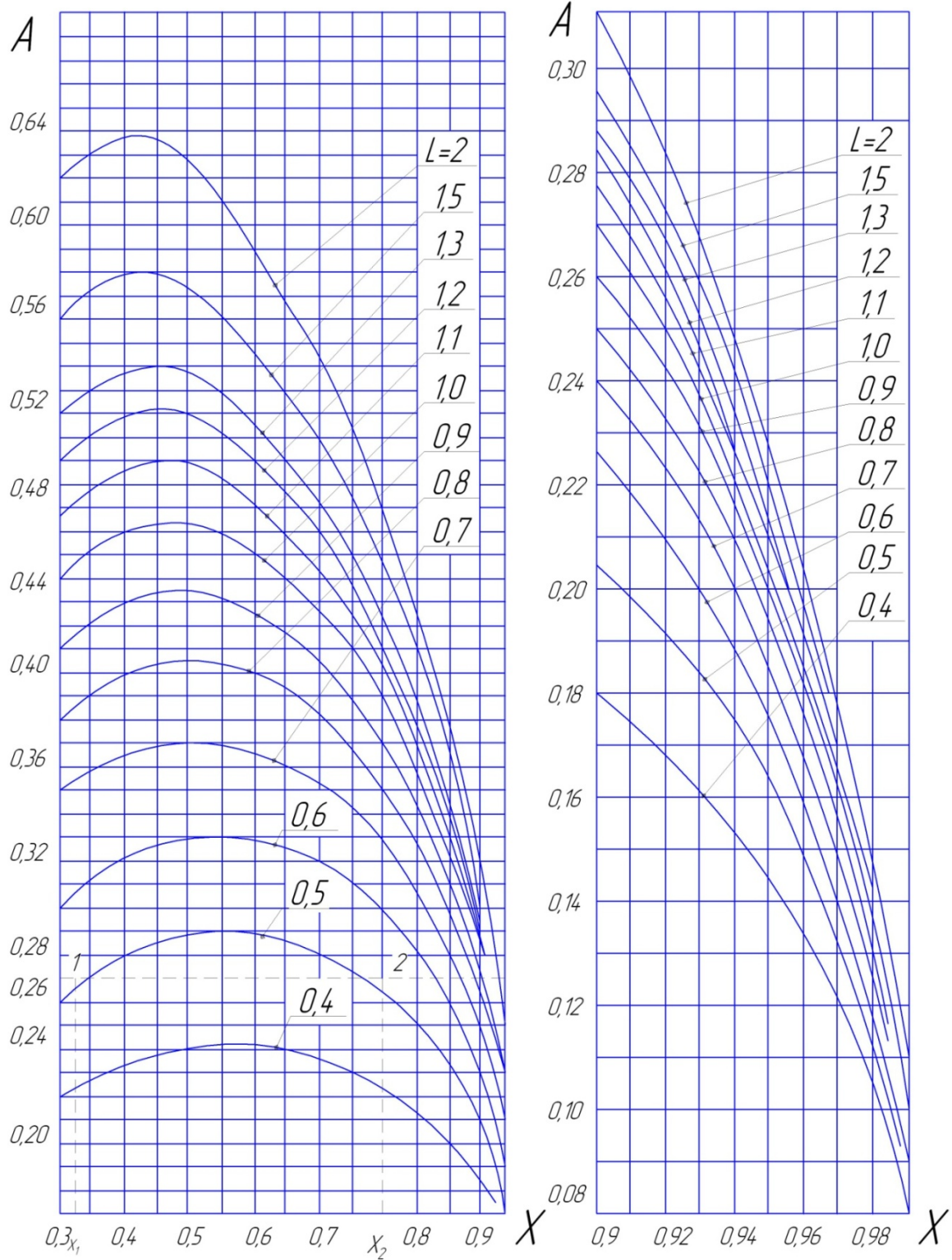


Рисунок 3.4 – Графік для визначення відносних ексцентриситетів χ_{min} та χ_{max}

ж) визначають допоміжну умову, яка передбачає, що середній зазор S_c в посадці має приблизно дорівнювати оптимальному S_{opt} . Оптимальний зазор розраховують за формулою:

$$S_{opt} = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - \chi_{opt}} \cdot \frac{A_{opt}}{A_h} \quad (3.11)$$

Значення A_{opt} та χ_{opt} відповідають найвищій точці кривої з параметром L (рисунок 3.4).

и) для забезпечення мінімально необхідної товщини мастильного шару граничні значення зазорів посадки, що вибирається, мають відповідати основній умові

$$S_{min} \geq [S_{min}], S_{max} \leq [S_{max}],$$

де S_{min} , S_{max} – відповідно мінімальний та максимальний зазори стандартних вибраних посадок.

За таблицями допусків та посадок ГОСТ 25347-89 вибираються всі посадки, для яких виконується основна умова. Посадки аналізуються та приймається лише одна із них за таких міркувань:

– надається перевага використанню посадок в системі отвору (hole system fit), тому всі посадки в системі вала (shaft system fit) не беремо до уваги (крім випадків, коли на даному валу є декілька спряжень, тоді перевага надається системі вала);

– із залишених посадок вибираємо ту, яка найбільше відповідає допоміжній умові, коли середній зазор вибраної посадки відносно близький до оптимального зазора (якщо таких посадок декілька, то застосовують посадку, яку стандарт рекомендує застосовувати в першу чергу).

Для вибраної посадки будують схеми полів допусків з позначенням основних характеристик (Додаток Д, рисунок Д.11). Для розрахунку основних характеристик використовують ГОСТ 25347-89.

Якщо для даних умов на деякому етапі задача не розв'язується, дозволяється коригувати вихідні дані, тобто, змінювати в певних межах числові значення наступних параметрів μ , R_a , l/d .

3.1.3 Приклад розрахунку посадки із зазором

Для підшипника ковзання, який працює в умовах рідинного тертя при відомих значеннях діаметра та дожини контакту підшипника – $d_n = 26$ мм, і $l = 26$ мм, навантаження на підшипник – $R = 80$ Н, частоті обертання – $n = 400$ об/хв, робочій температурі – $t_p = 50$ °С та марці мастила И-5А, необхідно визначити граничні зазори й вибрати стандартну посадку.

1. Визначаємо середній питомий тиск в підшипнику за формулою 3.4

$$\rho = \frac{80}{26 \cdot 10^{-3} \cdot 26 \cdot 10^{-3}} = 1,18 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

2. Визначаємо допустиму мінімальну товщину мастильного шару за формулою 3.2.

Рекомендації щодо нормування шорсткості поверхні наведені в [4].

Приймаємо висоту мікронерівностей відповідно до 7 квалітету.

$$R_{aD} = R_{ad} = 0,63 \text{ мкм}, K = 2, \gamma_{\delta} = 2$$

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (4 \cdot 0,63 + 4 \cdot 0,63 + 2) = 14,1 \text{ (мкм)} = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

3. В нашому випадку для марки мастила И-5А при $t_n = 50$ °С коефіцієнт динамічної в'язкості збігається з табличним $\mu = \mu_{\text{табл}} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$

4. Розраховуємо частоту обертання вала (формула 3.7) та значення коефіцієнта A_h (формула 3.6).

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 42 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

$$A_h = \frac{2 \cdot 14,1 \cdot 10^{-6}}{26 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{4,3 \cdot 10^{-3} \cdot 42}{1,18 \cdot 10^5}}} = 0,278$$

5. Визначаємо мінімальний допустимий зазор за формулою 3.10

Значення A_x визначається при співвідношенні $l/d_H = 1$ та $\chi = 0,3$, тоді $A_x = 0,44$

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot 14,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,44}{0,278} = 64 \text{ (мкм)} = 64 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}$$

6. Визначаємо максимальний допустимий зазор за формулою 3.8

За графіком та значенням $A_h = 0,278$ аналогічно пункту 5 знаходимо максимальний відносний ексцентриситет $\chi_{\max} = 0,9$ та розраховуємо максимальний допустимий зазор:

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot 14,1 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,9} = 281 \text{ (мкм)} = 281 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

7. Визначаємо допоміжну умову, яка передбачає, що середній зазор S_c в посадці має приблизно дорівнювати оптимальному $S_{\text{опт}}$. Оптимальний зазор розраховуємо за формулою 3.11

Значення $A_{\text{онм}}$ та $\chi_{\text{онм}}$ визначаємо за графіком, які відповідають найвищій точці кривої зі співвідношенням l/d_n , $\chi_{\text{онм}} = 0,45$, $A_{\text{онм}} = 0,47$ при $l/d_n = 1$.

$$S_{om} = \frac{2 \cdot 14,1 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,45} \cdot \frac{0,47}{0,278} = 86(\text{мкм}) = 86 \cdot 10^{-6}(\text{м}).$$

8. За таблицями допусків та посадок [2] вибираємо всі посадки за $[S_{\min}]$ та $[S_{\max}]$, щоб виконувалась основна умова $S_{\min} = > [S_{\min}]$, $S_{\max} = < [S_{\max}]$.

В нашому випадку це такі посадки:

$$\begin{aligned} & \text{Ø}26 D8/h6, \text{Ø}26 H7/d8, \text{Ø}26 D8/h7, \\ & \text{Ø}26 D9/h8, \text{Ø}26 H8/d8, \text{Ø}26 D8/h8. \end{aligned}$$

В ЄСДП переважне використання надається системі отвору, тому всі посадки в системі вала не беремо до уваги. З посадок, які залишилися, вибираємо рекомендовану посадку

$$\text{Ø}26 \frac{H8(+0.033)}{d8(-0.065 / -0.098)}$$

Для вибраної посадки основна умова:

$$\begin{aligned} S_{\min} &= 65 \text{ мкм} > [S_{\min}] = 64 \text{ мкм}; \\ S_{\max} &= 131 \text{ мкм} < [S_{\max}] = 281 \text{ мкм}, \end{aligned}$$

9. Розрахунок основних характеристик вибраної посадки.

Визначаємо максимальний та мінімальний граничні розміри для отвору

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D_H + ES = 26 + 0,039 = 26,039 \text{ (мм)}; \\ D_{\min} &= D_H + EI = 26 + 0 = 26 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Визначаємо допуск для отвору

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 26,039 - 26 = 0,039 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо максимальний та мінімальний граничні розміри для вала

$$\begin{aligned} d_{\max} &= d_H + es = 26 + (-0,065) = 25,935 \text{ (мм)}; \\ d_{\min} &= d_H + ei = 26 + (-0,098) = 25,902 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Визначаємо поле допуску для вала

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 25,935 - 25,902 = 0,033 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо максимальний граничний зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 26,039 - 25,902 = 0,137 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо мінімальний граничний зазор

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 26 - 25,935 = 0,065 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо допуск посадки

$$T_s = S_{max} - S_{min} = 0,131 - 0,065 = 0,066 \text{ (мм)}.$$

Будуємо схему розміщення полів допусків для посадки із зазором (додаток Д, рисунок Д.11).

3.2. Розрахунок та вибір перехідних посадок (transition fit)

Вихідні дані для розрахунку перехідної посадки наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Вихідні дані для розрахунку перехідних посадок

Варіант	Тип посадки	Варіант	Тип посадки	Варіант	Тип посадки
1	H7/js6	11	K7/h6	21	M8/h7
2	N7/h6	12	H7/m6	22	H7/n6
3	H7/k6	13	H8/js7	23	H8/js7
4	Js8/h7	14	K8/h7	24	M7/h7
5	H7/m6	15	H7/m6	25	H6/n5
6	K8/h7	16	H8/m7	26	H8/k7
7	H7/n6	17	N6/h6	27	Js7/h6
8	M8/h7	18	H8/n7	28	H7/m6
9	H8/js7	19	H7/Js6	29	H8/m7
10	M7/h6	20	Js8/h7	30	H7/js6

3.2.1 Особливості перехідних посадок

Перехідні посадки застосовуються для нерухомих роз'ємних з'єднань, що потребують за характером роботи точного центрування деталей або вузлів. При необхідності передачі навантаження ці з'єднання використовуються з допоміжним кріпленням. Характерна особливість перехідних посадок – можливість одержання незначних зазорів або натягів. За наявності натягів з'єднання відбуваються із застосуванням невеликих зусиль вручну або за допомогою механічних пристроїв.

Вказані особливості перехідних посадок, пов'язані з незначними зазорами та натягами та легкістю складання – розбирання, обумовлюють їх використання тільки з відносно точними квалітетами (finish): вали – 4–7 квалітети, отвори – 5–8. Отвір, як правило, приймають на один квалітет грубіше за вал. Для утворення полів допусків посадок використовують основні відхилення $Js(js)$, $K(k)$, $M(m)$, $N(n)$. Перехідні посадки зазвичай вибирають аналогічно відомим, добре працюючим з'єднанням.

Розрахунок вибраної посадки частіше всього зводиться до визначення ймовірності одержання зазорів та натягів в з'єднанні [1]. Розрахунки, що виконуються в основному як перевірни, містять:

- розрахунок максимального зазору за радіальним биттям деталі;
- ймовірності отримання зазорів та натягів у з'єднанні;
- міцності деталей;
- зусилля складання за максимальним натягом.

Трудомісткість складання та розбирання з'єднань з перехідними посадками, як й характер цих посадок, залежить від ймовірності отримання в них натягів та зазорів. При розрахунку ймовірності отримання натягів та зазорів покладено ряд припущень:

- розсіювання дійсних розмірів деталей підлягає закону нормального розподілу;
- теоретичне розсіювання дорівнює допуску деталі;
- центр розсіювання збігається із серединою поля допуску.

Із теорії ймовірності відомо, що якщо дійсні розміри (actual dimensions) підлягають закону нормального розподілу, то й посадки, що утворюються внаслідок їх довільних сполучень, також визначаються цим же законом. Центр групування посадки знаходять шляхом алгебраїчного додавання відповідних центрів групувань полів допусків деталей, а величину розподілу – шляхом квадратичного додавання середніх квадратичних відхилень дійсних розмірів. Розподіл натягів та зазорів буде підлягати нормальному закону, а ймовірність їх отримання визначається за допомогою інтегральної функції Лапласа $\Phi(z)$.

3.2.2 Алгоритм розрахунку перехідної посадки

1. Для призначеної в завданні посадки визначаються основні характеристики:

- максимальний N_{\max} та мінімальний N_{\min} натяги

$$\begin{aligned} N_{\max} &= es - EI, \\ N_{\min} &= ei - ES, \end{aligned} \quad (3.12)$$

де ES, EI – верхнє (upper) та нижнє (lower) граничні відхилення (deviation) отвору, відповідно, мм;

es, ei – верхнє та нижнє граничні відхилення вала, відповідно, мм.

Значення граничних відхилень вибирають за ГОСТ 25347-89 – «Граничні відхилення отворів та валів при розмірах від 1 до 500мм».

Тоді, середній натяг

$$N_c = \frac{(N_{\max} + N_{\min})}{2}, \quad (3.13)$$

– поле допуску отвору та вала відповідно T_D та T_d

$$T_D = ES - EI, \quad (3.14)$$

$$T_d = es - ei. \quad (3.15)$$

Після розрахунків будують схему розташування полів допусків перехідної посадки (додаток Д, рисунок Д.12).

2. Розрахунок середнього квадратичного відхилення отвору σ_D та вала σ_d

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6}, \sigma_d = \frac{T_d}{6}, \quad (3.16)$$

$$\sigma_n = \sigma_N = \sigma_S = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{6}.$$

Будують криву розподілу натягів-зазорів для даної посадки на основі закону нормального розподілу (рисунок 3.5). Центром групування є середнє значення N_c , а граничні значення – $\pm 3\sigma_n$. Не заштрихована площа характеризує ймовірність отримання з'єднань з натягом.

3. Границю інтегрування при $N_i = 0$ визначають за формулою

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_n}. \quad (3.17)$$

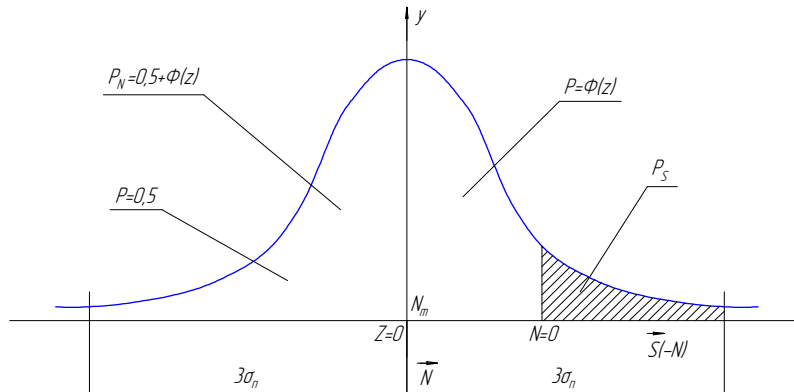


Рисунок 3.5 – Крива розподілу натягів-зазорів

4. Знаходять імовірності отримання натягів в межах від 0 до N_c , тобто площу, обмежену лінією симетрії кривої Гауса та ординатою, розташованою на відстані N_c від лінії симетрії. Імовірність натягів від 0 до N_c знаходять із таблиці значень функції Лапласа $\Phi(z)$ при $Z = \frac{N_c}{\sigma_n}$ [1] або таблиці

Е.3 (додаток Е):

при $z > 0$ $P_N' = 0,5 + \hat{O}(Z)$,

при $z < 0$ $P_N' = 0,5 - \hat{O}(Z)$.

Процент з'єднань з натягом буде дорівнювати

$$P_N = 100\% \cdot P_N'.$$

5. Визначають імовірність отримання зазорів у з'єднанні

$$P_S' = 1 - P_N'.$$

Процент з'єднань із зазором буде дорівнювати

$$P_S = 100\% \cdot P_S'.$$

6. Знаходять імовірнісний максимальний натяг та максимальний зазор:

$$N_{im} = N_c + 3\sigma_n, \quad (3.18)$$

$$S_{im} = 3\sigma_n - N_c. \quad (3.19)$$

Всі розраховані значення (допусків, граничних натягів-зазорів, імовірнісних максимальних натягів та зазорів) наносять на криву розподілу натягів-зазорів (рисунок 3.5). Таким чином, імовірнісні зазори та натяги S_{im} , N_{im} мають бути значно меншими за граничні зазори та натяги S_{max} , N_{max} .

3.2.3 Приклад розрахунку перехідної посадки

Розрахувати імовірність отримання натягу та зазора для посадки

$$\emptyset 40 \frac{H8(+0.039)}{m7(+0.034/+0.009)}.$$

1. Визначаємо натяги

Максимальний та мінімальний натяги визначаємо за формулами 3.12 та середній за формулою 3.13

$$N_{max} = 0.034 - 0 = 0.034(\text{мкм});$$

$$N_{min} = 0.009 - 0.039 = -0.03(\text{мкм});$$

$$N_c = \frac{34 - 20}{2} = 2(\text{мкм}).$$

2. Визначаємо допуски за формулами 3.14–3.15:

- отвору

$$T_D = 39 - 0 = 39 \text{ (мкм);}$$

- вала

$$T_d = 34 - 9 = 25 \text{ (мкм).}$$

3. Визначаємо середнє квадратичне відхилення посадки за формулою 3.16:

$$\sigma_n = \frac{\sqrt{39^2 + 25^2}}{6} = 7,7 \text{ (мкм).}$$

4. Визначаємо границю інтегрування за формулою 3.17

$$Z = \frac{2}{7,6} = 0,26.$$

5. Знаходимо імовірність отримання натягу з таблиць значень інтегральної функції імовірності Лапласа $\Phi(z)$ (додаток Е, таблиця Е.3), в межах від 0 до $N_c = 2$ мкм, при $z = 0,26$ [1].

$$\Phi(z) = \Phi(0,26) = 0,1020.$$

6. Імовірність отримання в з'єднанні натягів визначаємо за формулою при $z > 0$:

$$P_N' = 0,5 + \Phi(Z) = 0,5 + 0,102 = 0,602,$$

або

$$P_N = 100\% \cdot P_N' = 100\% \cdot 0,602 = 60,2\%.$$

7. Імовірність зазорів визначається за формулою

$$P_S' = 1 - 0,602 = 0,398,$$

або

$$P_S = 100\% \cdot P_S' = 100\% \cdot 0,398 = 39,8\%.$$

8. Значення P_N та P_S відповідають рекомендованим

$$P_{N\text{табл.}} = (60 - 70)\%;$$

$$P_{S\text{табл.}} = (30 - 40)\%.$$

9. Максимальний ймовірний натяг визначаємо за формулою 3.18:

$$N_{im} = 2 + 3 \cdot 7,7 = 25,1 \text{ (мкм)}.$$

10. Максимальний ймовірний зазор визначаємо за формулою 3.19:

$$S_{im} = 3 \cdot 7,7 - 2 = 21,1 \text{ (мкм)}.$$

Таким чином, ймовірнісні зазори та натяги S_{im} , N_{im} значно менші за граничні зазори та натяги S_{max} , N_{max} .

11. Розрахунок параметрів перехідної посадки:

Максимальні та мінімальні граничні розміри отвору

$$D_{max} = ES + D = 0,039 + 40 = 40,039 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = EI + D = 0 + 40 = 40 \text{ (мм)}.$$

Допуск отвору

$$TD = ES - EI = 0,039 - 0 = 0,039 \text{ (мм)}.$$

Максимальні та мінімальні граничні розміри вала

$$d_{max} = es + d = 0,034 + 40,0 = 40,034 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = ei + d = 0,009 + 40,0 = 40,009 \text{ (мм)}.$$

Допуск вала

$$Td = d_{max} - d_{min} = 40,034 - 40,009 = 0,025 \text{ (мм)}.$$

Максимальний зазор

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 40,039 - 40,009 = 0,030 \text{ (мм)}.$$

Максимальний натяг

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 40,034 - 40 = 0,034 \text{ (мм)}.$$

Допуск посадки

$$TS(N) = N_{max} + S_{max} = 0,034 + 0,030 = 0,064 \text{ (мм)}.$$

Будуємо схему розміщення полів допусків для перехідної посадки (додаток Д, рисунок Д.12).

3.3 Розрахунок та вибір посадок з натягом (interference fit)

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки з натягом наведені в таблиці 3.5, яка містить такі параметри:

- крутний момент, який повинна передавати посадка $M_{кр}$;
- осьова сила R_0 ;
- висота мікронерівностей вала R_{ad} та втулки R_{aD} ;
- матеріал втулки та вала.

Таблиця 3.5 – Вихідні дані для розрахунку посадок з натягом

Ва- ріант	Навантаження		Матеріал втулки	Матеріал вала	Шорсткість втулки R_{aD} , мкм	Шорсткість вала R_{ad} , мкм
	$M_{кр}$, Н·м	R_0 , Н				
1	1750	–	Сталь 45	Сталь 45	6,3	3,2
2	240	–	Сталь 40	Сталь 45	10	6,3
3	–	22000	Сталь 30	Сталь 45	3,2	1,6
4	255	–	Сталь 30	Сталь 30	6,3	3,2
5	–	14500	Сталь 25	СЧ-28	6,3	3,2
6	12	5500	Сталь 30	Сталь 25	3,2	1,6
7	–	12000	Сталь 30	Сталь 40	3,2	1,6
8	345	–	Сталь 35	Сталь 35	6,3	3,2
9	–	55000	Сталь 25	Сталь 40	6,3	3,2
10	14	3000	Сталь 50	Сталь 45	6,3	3,2
11	295	–	Сталь 35	Сталь 45	10	3,2
12	15	3200	Сталь 45	Сталь 45	3,2	1,6
13	650	–	Сталь 40	Сталь 45	6,3	3,2
14	–	23000	Сталь 30	Сталь 45	6,3	3,2
15	16	2700	Сталь 30	Сталь 30	3,2	1,6
16	195	–	Сталь 25	СЧ-28	3,2	1,6
17	75	35000	Сталь 30	Сталь 25	6,3	3,2
18	1450	–	Сталь 30	Сталь 40	3,2	1,6
19	–	13500	Сталь 35	Сталь 35	3,2	1,6
20	–	11000	Сталь 25	Сталь 40	3,2	1,6
21	285	–	Сталь 50	Сталь 45	6,3	3,2
22	1100	–	Сталь 35	Сталь 45	10	6,3
23	1950	–	Сталь 45	Сталь 45	3,2	1,6
24	–	14000	Сталь 40	Сталь 45	6,3	3,2
25	950	–	Сталь 30	Сталь 30	3,2	1,6
26	15	4200	Сталь 25	СЧ-28	3,2	1,6
27		18000	Сталь 30	Сталь 25	6,3	3,2
28	9	5500	Сталь 30	Сталь 40	10	6,3
29	1250	–	Сталь 35	Сталь 35	10	6,3
30	465	–	Сталь 25	Сталь 40	6,3	3,2

3.3.1 Особливості посадок з натягом

Посадки з натягом застосовуються для одержання нероз'ємних нерухомих з'єднань, як правило, без додаткового кріплення. Додаткове кріплення застосовується відносно рідко, коли з'єднання навантажені значними крутними моментами або зсувними силами.

Розрахунок посадок з натягом виконується з метою забезпечення двох основних умов: гарантувати нерухомість з'єднання, тобто відсутність зміщення з'єднаних деталей під дією зовнішніх навантажень; забезпечити міцність з'єднаних деталей, тобто виключити можливість їх пластичної деформації.

Виходячи з першої умови, визначають мінімально допустимий натяг $[N_{min}]$, необхідний для сприйняття та передачі зовнішніх навантажень; виходячи з другої – максимально допустимий натяг $[N_{max}]$, при якому пластичні деформації не наступають.

Порівнюючи одержані значення натягів $[N_{min}]$ та $[N_{max}]$ з натягами N_{min} та N_{max} посадок, передбачених стандартом [5], вибирають одну з них, яка відповідає умовам

$$N_{min} \geq [N_{min}], N_{max} \leq [N_{max}].$$

3.3.2 Алгоритм розрахунку посадок з натягом

1. При відомих значеннях зовнішніх навантажень (R_0 або $M_{кр}$) (рисунок 3.6), розраховується необхідний мінімальний питомий тиск (Н/м^2).

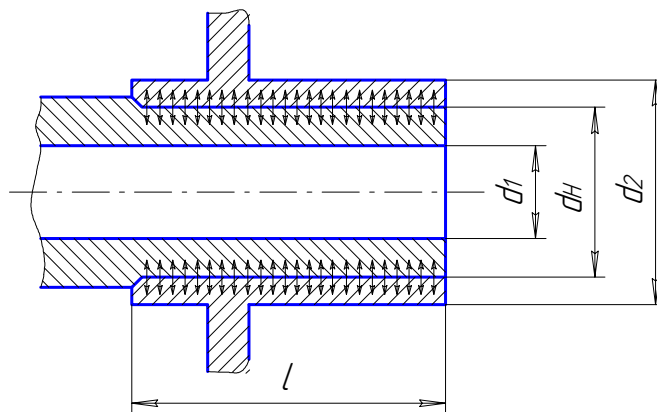


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема

При дії $M_{кр}$:

$$[P_{min}] = \frac{2M_{кр}}{\pi \cdot d_H^2 \cdot l \cdot f}; \quad (3.20)$$

при дії R_0

$$[P_{min}] = \frac{R_0}{\pi \cdot d_H \cdot l \cdot f}; \quad (3.21)$$

при спільній дії R_0 та $M_{кр}$

$$[P_{\min}] = \frac{\sqrt{R_0^2 + (2M_{кр} / d_H)^2}}{\pi \cdot d_H \cdot \ell \cdot f}, \quad (3.22)$$

де R_0 – повздовжня осьова сила, яка намагається зсунути одну деталь відносно другої, Н;

$M_{кр}$ – крутний момент, який намагається повернути одну деталь відносно другої, Н·м;

d_H – номінальний діаметр з'єднання, м;

ℓ – довжина контакту поверхонь з'єднання, м;

f – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресування або провертання (додаток Е, таблиця Е.5).

2. За отриманими значеннями $[P_{\min}]$ розраховують необхідну величину найменшого розрахункового натягу N'_{\min} , м

$$N'_{\min} = [P_{\min}] \cdot d_H \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.23)$$

де E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів вала й отвору, відповідно, Н/м², (додаток Е, таблиця Е.6);

C_1 та C_2 – коефіцієнти Ляме, які розраховуються за формулами

$$C_1 = \frac{d_i^2 + d_1^2}{d_i^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad (3.24)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d_i^2}{d_2^2 - d_i^2} + \mu_1 \quad (3.25)$$

де значення діаметрів d_1 та d_2 вибирають відповідно до рисунка 3.6;

μ_1 та μ_2 коефіцієнти Пуассона відповідно для матеріалу вала й отвору (додаток Е, таблиця Е.6).

Для суцільного вала ($d_1 = 0$) маємо $C_1 = 1 - \mu_1$, для масивного корпусу ($d_2 \rightarrow \infty$) маємо $C_2 = 1 + \mu_2$ (рисунок 3.7).

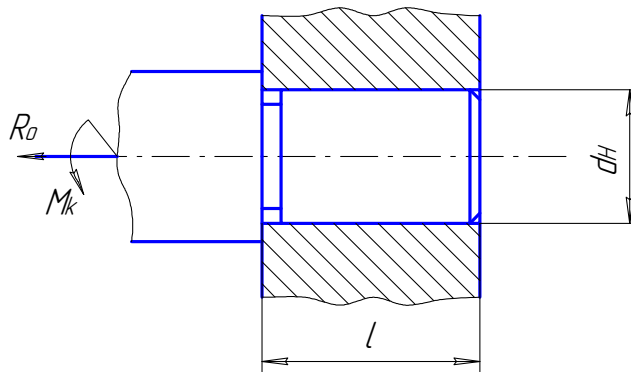


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема при $d_1 = 0, d_2 = \infty$

3. З урахуванням поправок до N'_{min} розраховують величину мінімального допустимого натягу

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_{ш} + \gamma_t + \gamma_{ц} + \gamma_n, \quad (3.26)$$

де $\gamma_{ш}$ – поправка, яка враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при утворенні з'єднання (м), дорівнює

$$\gamma_{ш} = 1,2 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd}) = 1,2 \cdot (4 \cdot R_{ad} + 4 \cdot R_{ad}), \quad (3.27)$$

де R_{ZD} та R_{Zd} – висота нерівностей профілю по десяти точках відповідно поверхонь отвору й вала, м;

R_{aD} та R_{ad} – середнє арифметичне відхилення профілю поверхонь отвору й вала відповідно (додаток Е, таблиця Е1);

γ_t – поправка, яка враховує відмінність температури деталей t_d, t_D , температури складання $t_{ск}$ та відмінність коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей α_d, α_D , м

$$\gamma_t = d_n \cdot [\alpha_D \cdot (t_D - t_{ск}) - \alpha_d \cdot (t_d - t_{ск})] = d_n \cdot (\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d).$$

Поправка враховується, коли температури деталей різні при складанні й це веде до зменшення натягу.

$\gamma_{ц}$ – поправка враховується, коли ослаблення натягу відбувається під дією відцентрових сил (для великих деталей, що швидко обертаються). Для нашого випадку маємо середню швидкість обертання та невелику вагу деталей, тому можна прийняти $\gamma_{ц} = 0$;

γ_n – поправка враховується, коли ослаблення натягу відбувається за рахунок повторних запресувань. Величина γ_n визначається експериментальним шляхом.

4. За теорією найбільших дотичних напружень розраховується максимальний допустимий питомий тиск $[P_{max}]$, при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей. Для подальших розрахунків за $[P_{max}]$ приймають менше значення з двох питомих тисків (Н/м²):

$$P_{max1} = 0.58 \cdot \sigma_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2 \right], P_{max2} = 0.58 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right], \quad (3.28)$$

де σ_{T1} та σ_{T2} – границя плинності вала й втулки деталі (Н/м²) (додаток Е, таблиця Е.7);

5. Визначають величину найбільшого розрахункового натягу

$$N'_{max} = [P_{max}] \cdot d_n \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (3.29)$$

6. З урахуванням поправок до N'_{max} визначають величину максимального допустимого натягу

$$N_{max} = N'_{max} + \gamma_{nut} + \gamma_{ш} - \gamma_t, \quad (3.30)$$

де γ_{nut} – коефіцієнт збільшення питомого тиску на торцях охоплювальної деталі, який визначається за графіком (рисунок 3.8). Поправку γ_t потрібно враховувати, коли при робочій температурі натяг збільшується.

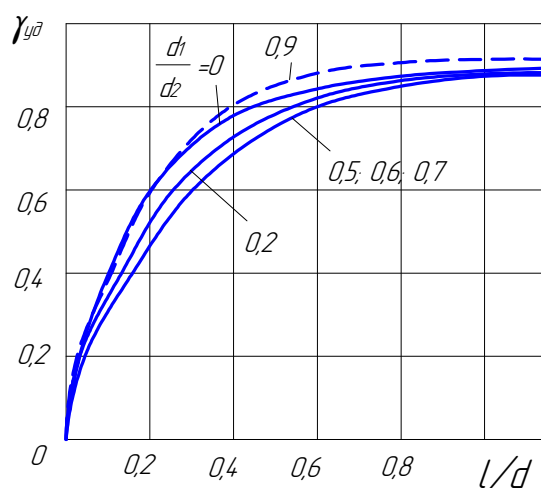


Рисунок 3.8 – Графік для визначення коефіцієнта питомого тиску

7. При виборі посадок необхідно дотримуватись виконання таких умов:
– максимальний натяг N_{max} вибраної посадки має бути не більше $[N_{max}]$,
тобто

$$N_{max} \leq [N_{max}]$$

– мінімальний натяг N_{min} вибраної посадки з урахуванням можливих коливань дійсного навантаження та інших факторів має бути

$$N_{min} > [N_{min}]$$

Зі стандартних посадок ГОСТ 25347-89, які відповідають умовам вибору, вибирають одну. Ця посадка може бути вибрана за рахунок:

– переважного застосування посадки, яку стандарт рекомендує застосовувати в першу чергу;

– економічності, тобто, затрати на виготовлення деталей, що з'єднуються, мають бути найменшими, що відповідає більшому якості їх точності;

– надійності, що характеризує можливість передачі більших зовнішніх навантажень;

– величини натягів, вона має бути досяжною для формоутворення посадок за рахунок нагрівання або охолодження однієї з деталей, тобто

$$N_{max} \leq 2 \cdot (t_{зан} - 20) \cdot \alpha,$$

де $t_{зан}$ – температура при якій запресовується деталь (для сталей та чавунів температура запресовування знаходиться в межах від -90 до 400 °C);

α – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу (для сталей можна прийняти $11,5 \cdot 10^{-6}$ °C⁻¹, а для чавунів – $10,5 \cdot 10^{-6}$ °C⁻¹).

8. Розрахунок необхідного (максимального) зусилля при запресовуванні деталей, що з'єднуються, Н

$$R_n = f_n \cdot P_{max} \cdot \pi \cdot d_n \cdot l, \quad (3.31)$$

де f_n – коефіцієнт тертя при запресовуванні $f_n = (1,15 \dots 1,2) \cdot f$ (додаток Е, таблиця Е.5);

l – довжина з'єднання, м.

Для вибраної посадки будують схеми полів допусків з позначенням основних характеристик (додаток Д, рисунок Д.13).

3.3.3 Приклад розрахунку посадки з натягом

Умова: дано номінальний діаметр вала $d_n = 74$ мм, навантаження на валу редуктора $M_{кр} = 90$ Н·м, матеріал вала та втулки – Сталь 50Х, шорсткість вала $R_{ZD} = 7,1$ мкм, втулки $R_{Zd} = 5,2$ мкм. Необхідно розрахувати потрібні натяги для забезпечення передачі крутного моменту та уникнення пластичної деформації матеріалу та призначити відповідну посадку.

1. Розраховуємо найменший питомий тиск за формулою 3.20:

Приймаємо коефіцієнт тертя для з'єднання сталь-сталь $f = 0.1$ [2].

$$[P_{min}] = \frac{2 \cdot 90}{3.14 \cdot (74 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 0.1} = 1.74 \cdot 10^6 = 1.88 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)},$$

2. Знаходимо найменший розрахунковий натяг N'_{min} за формулою 3.23. Попередньо розраховуємо коефіцієнти C_1 та C_2 .

$$\text{При } d_1 = 0, d_2 = 310. C_1 = 1 + \mu_D, C_2 = \frac{d_2^2 + d_n^2}{d_2^2 - d_n^2} + \mu_1,$$

Коефіцієнт Пуассона $\mu_D = \mu_d = 0,3$:

$$C_1 = 1 + 0,3 = 1,3;$$

$$C_2 = \frac{310^2 + 74^2}{310^2 - 74^2} + 0,3 = 1,42$$

Модуль пружності матеріалу $E = 2 \cdot 10^{11}$ [2].

$$N'_{min} = 1,74 \cdot 10^6 \cdot 74 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,7 + 1,42}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 1,36 \cdot 10^{-6} \text{ (мм)}.$$

3. Розраховуємо мінімальний допустимий натяг за формулою 3.26:

Поправка, $\gamma_{ш}$, яка враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при утворенні з'єднань визначаємо за формулою 3.27:

$$\gamma_{ш} = 1,2 \cdot (7,1 + 5,2) = 14,8 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

Поправка, γ_t , яка враховує відмінність температури деталей t_d, t_D , температури складання $t_{СК}$. Оскільки $t_{СК} = 20$ °С то $\gamma_t = 0$.

Тоді

$$[N_{min}] = 1,28 \cdot 10^{-7} + 14,8 \cdot 10^{-6} = 15,46 \cdot 10^{-6} \text{ (м)}.$$

4. Знаходимо максимально допустимий питомий тиск $[P_{max}]$ за формулою 3.28, для чого визначаємо P_1 та P_2 , враховуючи, що $d_1 = 0$, а $d_2 = 310$ мм причому межа міцності $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 90 \cdot 10^7$ Н/м² [1] (додаток Е, таблиця Е.7).

$$P_{max1} = 0,58 \cdot 90 \cdot 10^7 \cdot 1 = 52,2 \cdot 10^7 (\text{Н/м}^2);$$

$$P_{max2} = 0,58 \cdot 90 \cdot 10^7 \cdot 1 = 49,06 \cdot 10^7 (\text{Н/м}^2).$$

Отже, отримали $P_2 = [P_{max}] = 49,06 \cdot 10^7$ Н/м².

5. Визначаємо величину найбільшого розрахункового натягу за формулою 3.29:

$$N'_{max} = 49,06 \cdot 10^7 \cdot 74 \cdot 10^{-3} \left(\frac{1,42 + 0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 384,83 \cdot 10^{-6} (\text{м}).$$

6. Визначаємо максимально допустимий натяг (формула 3.30):

Приймаємо коефіцієнт збільшення питомого тиску на торцях охоплювальної деталі $\gamma_{y0} = 0,93$; коефіцієнт повторних запресувань $\gamma_n = 0$.

$$[N_{max}] = 384,83 \cdot 10^{-6} \cdot 0,93 + 14,8 \cdot 10^{-6} = 372,7 \cdot 10^{-6} (\text{м}).$$

7. Вибираємо із таблиць допусків та посадок всі стандартні посадки, які задовольняють умови вибору посадок за $[N_{min}]$ та $[N_{max}]$:

$$\begin{aligned} & \text{Ø } 74 \frac{H7}{s6} (N_{max} = 78, N_{min} = 29); \quad \text{Ø } 74 \frac{H6}{r5} (N_{max} = 56, N_{min} = 24); \\ & \text{Ø } 74 \frac{H6}{s5} (N_{max} = 72, N_{min} = 40); \quad \text{Ø } 74 \frac{H7}{t6} (N_{max} = 94, N_{min} = 45); \\ & \text{Ø } 74 \frac{H7}{u7} (N_{max} = 132, N_{min} = 72); \quad \text{Ø } 74 \frac{H8}{u8} (N_{max} = 148, N_{min} = 56); \\ & \text{Ø } 74 \frac{H7}{s7} (N_{max} = 89, N_{min} = 29). \end{aligned}$$

З усіх вказаних посадок рекомендована до використання в першу чергу лише посадка $\text{Ø } 74 \frac{H8}{u8}$. Остаточо зупиняємося на виборі цієї посадки. Для неї виконується умова вибору посадки, а отже посадка підібрана правильно:

$$\text{Ø } 74 \frac{H8 \left(\begin{smallmatrix} +0,046 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)}{u8 \left(\begin{smallmatrix} +0,148 \\ +0,102 \end{smallmatrix} \right)}$$

$$N_{max} = 148 < [N_{max}] = 374;$$

$$N_{min} = 56 > [N_{min}] = 15,46.$$

8. Розраховуємо зусилля запресування за формулою 3.31:
Коефіцієнт тертя при запресуванні $f_n = 1,2 \cdot f = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12$;

$$P_{\max} = \frac{(148 - 14,8) \cdot 10^{-6}}{74 \cdot 10^{-3} \left(\frac{1,3 + 0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 1,8 \cdot 10^8 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

$$R_n = 0,12 \cdot 1,8 \cdot 10^8 \cdot 3,14 \cdot 74 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 301,2 \cdot 10^3 \text{ (Н)}.$$

9. Розрахунок параметрів посадки з натягом, мм:
Визначаємо максимальний граничний розмір для отвору

$$D_{\max} = D + ES = 74 + 0,046 = 74,046 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо мінімальний граничний розмір для отвору

$$D_{\min} = D + EI = 74 + 0 = 74 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо допуск для отвору

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 74,046 - 74 = 0,046 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо максимальний граничний розмір для вала

$$d_{\max} = d + es = 74 + 0,148 = 74,148 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо мінімальний граничний розмір для вала

$$d_{\min} = d + ei = 74 + 0,102 = 74,102 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо допуск для вала

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 74,148 - 74,102 = 0,046 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо максимальний граничний натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 74,102 - 74,046 = 0,056 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо мінімальний граничний зазор

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 74,148 - 74 = 0,148 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо допуск посадки

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,148 - 0,056 = 0,092 \text{ (мм)}.$$

4 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КАЛІБРІВ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Вихідні дані для розрахунку та проектування робочих калібрів наведені в таблиці 4.1, яка містить такі параметри:

- тип поверхні, яка буде контролюватися;
- характеристика з'єднання.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку та проектування калібрів

Варіант	Контроль поверхні	Характеристика з'єднання	Варіант	Контроль поверхні	Характеристика з'єднання
1	Отвору	Із зазором	16	Вала	Із зазором
2	Вала	З натягом	17	Вала	Перехідне
3	Отвору	Перехідне	18	Отвору	З натягом
4	Отвору	З натягом	19	Вала	З натягом
5	Вала	Із зазором	20	Отвору	Із зазором
6	Вала	Перехідне	21	Отвору	Перехідне
7	Отвору	З зазором	22	Вала	З натягом
8	Вала	З натягом	23	Отвору	Із зазором
9	Отвору	Перехідне	24	Отвору	Із зазором
10	Отвору	З натягом	25	Вала	Із зазором
11	Вала	Із зазором	26	Вала	Перехідне
12	Вала	Перехідне	27	Отвору	Перехідне
13	Отвору	Із зазором	28	Отвору	Із зазором
14	Вала	Із зазором	29	Отвору	З натягом
15	Отвору	Перехідне	30	Вала	Перехідне

4.1 Призначення та область застосування граничних калібрів

В процесі виготовлення або після виготовлення деталей їх розміри піддаються контролюванню з метою встановлення відповідності дійсних розмірів заданим під час їх розробки.

В серійному виробництві для контролю використовують калібри, застосування яких знижує трудомісткість, а відповідно й вартість вимірювань. В ремонтному виробництві використовують калібри для дефектування спрацьованих деталей.

Терміни та визначення, що стосуються калібрів, наведені в ДСТУ 2234-93.

Калібрами (gauges) називають засоби контролювання, які відтворюють геометричні параметри виробів та призначені для встановлення придатності деталі, яка контролюється.

Залежно від способу контролювання придатності деталей, калібри поділяються на нормальні та граничні.

Нормальний калібр (normal gauge), це калібр, який відтворює заданий лінійний чи кутовий розмір. Ними користуються тоді, коли потрібно перевірити відповідність дійсного розміру виготовленої деталі її номінальному розміру.

В наш час для контролювання лінійних розмірів нормальні калібри практично не застосовуються, а контролювання деталей здійснюється граничними калібрами.

Граничний калібр (limit gauge) – калібр, який відтворює прохідну та непрохідну межі геометричних параметрів елементів виробу.

При контролюванні розмірів граничними калібрами дійсні розміри деталей безпосередньо не визначаються, а лише встановлюється факт знаходження їх в заданих межах (в межах зносу). Граничними калібрами контролюють граничні (максимальний й мінімальний) розміри деталей.

Граничні калібри використовуються для контролювання розмірів гладких циліндричних, конічних, різбових та шліцьових деталей, висоти виступів й глибини западин, довжин, ширини канавок, уступів, глухих отворів тощо, якщо на контрольовані розміри встановлені допуски не точніше шостого квалітету (ІТ6).

За конструктивними ознаками калібри поділяються на пробки (калібри для контролювання внутрішніх розмірів) та скоби (калібри для контролювання зовнішніх розмірів).

За числом одночасно контрольованих елементів деталей калібри поділяються на елементні та комплексні. Комплексними калібрами (complex gauge) контролюють одночасно декілька елементів або розмірів деталі, а елементними – тільки один.

Залежно від граничного розміру деталі, що контролюється калібром, калібри поділяються на прохідні – *ПР* (калібри для контролювання найменших граничних значень внутрішніх розмірів та найбільших граничних значень зовнішніх розмірів) і непрохідні – *НЕ* (калібри для контролювання найбільших граничних значень внутрішніх розмірів та найменших граничних значень зовнішніх розмірів).

За призначенням калібри поділяються на робочі, приймальні та контрольні.

Робочі калібри (working gauges), позначаються: *Р–ПР* – прохідні та *Р–НЕ* – необхідні, призначені для контролювання оброблених деталей робітниками та заводськими контролерами на робочих місцях.

Приймальні калібри (inspection gauge), позначаються: *П–ПР* – прохідні та *П–НЕ* – непрохідні, призначені для контролювання готових виробів замовниками й контролерами відділу технічного контролю заводу. Приймальних калібрів спеціально не виготовляють, їх відбирають з числа до певного рівня спрацьованих робочих калібрів.

Контрольні калібри (контркалібри) (reference gauges) призначені для перевірки робочих й приймальних калібрів під час їх виготовлення та використання. Контркалібрами перевіряють тільки калібри-скоби, оскільки калібри-пробки доцільніше перевіряти високоточними універсальними вимірювальними засобами (мікрокаторами, оптиметрами тощо).

Встановлені такі умовні позначення контрольних калібрів:

$K-PP$ – контркалібр, призначений для контролювання найменшого граничного розміру прохідної сторони робочої скоби ($P-PP$). Він є прохідним.

$K-I$ – контркалібр, призначений для контролювання величини спрацювання прохідних сторін робочих калібрів – скоб ($P-PP$) з метою вилучення їх з експлуатації при спрацюванні більше від допустимого, а також для налагодження регулювальних калібрів-скоб. Він є непрохідним.

$K-HE$ – контркалібр, призначений для контролювання непрохідних сторін робочих ($P-HE$) та приймальних ($I-HE$) калібрів.

$K-II$ – контркалібр, призначений для контролювання прохідних сторін приймальних калібрів ($I-PP$).

Контрольні калібри виготовляються у вигляді гладких калібрів-пробок.

4.2 Розміри та допуски калібрів

Номінальними розмірами прохідних та непрохідних частин калібрів є відповідні граничні розміри контрольованих деталей, а саме:

– номінальний розмір прохідної пробки дорівнює найменшому діаметру контрольованого отвору, тобто $PP = D_{min}$;

– номінальний розмір непрохідної пробки дорівнює найбільшому діаметру контрольованого отвору, тобто $HE = D_{max}$;

– номінальний розмір непрохідної скоби дорівнює найбільшому діаметру контрольованого вала, тобто $PP = d_{max}$;

– номінальний розмір непрохідної скоби дорівнює найменшому діаметру контрольованого вала, тобто $HE = d_{min}$.

Система допусків на гладкі калібри для контролювання отворів та валів розмірами до 500 мм встановлення в ГОСТ 24853-81.

На виготовлення калібрів передбачені такі допуски: H – на прохідні та непрохідні розміри робочих калібрів-пробок; H_S – те саме, але із сферичними вимірювальними поверхнями; H_I – на прохідні та непрохідні розміри калібрів-скоб; H_P – на контрольні калібри, призначені для контролювання калібрів-скоб.

Виконавчими називаються розміри прохідних й непрохідних сторін калібрів пробок та скоб, проставлені на їх робочих кресленнях таким чином, щоб допуски на їх виготовлення були спрямовані в «тіло» калібру. Таким чином, виконавчими розмірами прохідної та непрохідної сторін калібру-пробки будуть найбільші граничні розміри цих сторін з від'ємними нижніми відхиленнями ($ei < 0$); верхні відхилення $es = 0$.

Виконавчими розмірами прохідної та непрохідної сторін калібру-скоби будуть найменші граничні розміри цих сторін з додатними верхніми відхиленнями ($ES > 0$); нижніми відхиленнями $EI = 0$.

Схеми розташування полів допусків калібрів та формули для визначення їх виконавчих розмірів вибирають за ГОСТ 21401-75.

4.3 Алгоритм розрахунку виконавчих розмірів гладких калібрів

Для контролю заданого з'єднання граничними калібрами, необхідно розрахувати виконавчі розміри калібру-скоби та калібру-пробки і виконати їх робочі креслення.

1. Вибирають схему розташування полів допусків калібрів.

Розташування полів допусків та відхилень відносно меж полів допусків виробів має відповідати схемам за ГОСТ 21401-75. На рисунку 4.1 зображена одна зі схем розташування полів допусків калібрів.

2. Визначають граничні розміри отвору (D_{max}, D_{min}) та вала (d_{max}, d_{min}) для заданого з'єднання, мм.

3. Для калібрів вибирають значення допусків та відхилень за ГОСТ 21401-75 (додаток Е, таблиця Е.8).

Прийняті позначення:

IT – допуски виробів;

$H, (H_S)$ – допуски на виготовлення калібрів для отворів (H_S – для калібрів зі сферичними вимірювальними поверхнями), мкм;

H_1 – допуски на виготовлення калібрів для валів, мкм;

H_p – допуски на виготовлення контрольних калібрів для скоби, мкм;

Z, Z_1 – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру: для отворів – Z та вала – Z_1 відносно граничного розміру виробу, мкм;

Y, Y_1 – допустимий вихід розміру спрацьованого прохідного калібру: для отворів – Y та валів – Y_1 за межу поля допуску виробів, мкм;

α, α_1 – величини для компенсації похибки контролю калібрами: α – отворів та α_1 – валів з розмірами більшими 100 мм, мкм.

Відхилення (додатне для скоби та від'ємне для пробки), за яким виготовляють новий калібр, проставляють «в метал». Це забезпечує велику ймовірність виготовлення придатних калібрів.

4. Відповідно до вибраної схеми полів допусків калібрів (рисунок 4.1) розраховують номінальні розміри:

Калібрів-пробок для отворів

$$PP = D_{min} + Z, \quad (4.1)$$

$$HE = D_{max} \quad (4.2)$$

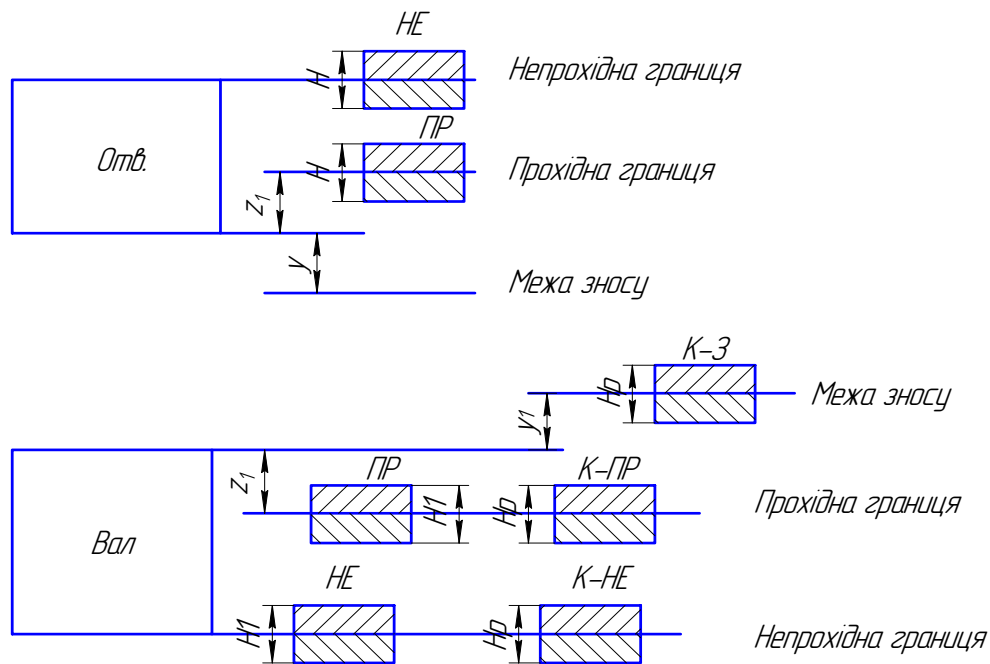


Рисунок 4.1 – Схема розташування полів допусків калібрів для номінальних розмірів до 180 мм, квалітетів 6, 7 та 8

Калібрів-скоб для валів

$$ПР = d_{max} - Z_1, \quad (4.3)$$

$$HE = d_{min}. \quad (4.4)$$

Контрольних калібрів для калібрів-скоб

$$К - ПР = d_{max} - Z_1, \quad (4.5)$$

$$К - И = d_{max} + Y_1, \quad (4.6)$$

$$К - HE = d_{min}. \quad (4.7)$$

5. Визначають граничні розміри:

Калібрів-пробок для отворів

$$ПР_{max} = D_{min} + Z + (H / 2), \quad (4.8)$$

$$ПР_{min} = D_{min} + Z - (H / 2), \quad (4.9)$$

$$HE_{max} = D_{max} + (H / 2), \quad (4.10)$$

$$HE_{min} = D_{max} - (H / 2). \quad (4.11)$$

Калібрів-скоб для валів

$$ПР_{max} = d_{max} - Z_1 + (H_1 / 2), \quad (4.12)$$

$$ПР_{min} = d_{max} - Z_1 - (H_1 / 2), \quad (4.13)$$

$$HE_{max} = d_{min} + (H_1 / 2), \quad (4.14)$$

$$HE_{min} = d_{min} - (H_1 / 2). \quad (4.15)$$

Контрольних калібрів для калібрів-скоб

$$K - I_{max} = d_{max} + Y_1 + (H_P / 2), \quad (4.16)$$

$$K - I_{min} = d_{max} + Y_1 - (H_P / 2), \quad (4.17)$$

$$K - HE_{max} = d_{min} + (H_P / 2), \quad (4.18)$$

$$K - HE_{min} = d_{min} - (H_P / 2), \quad (4.19)$$

$$K - PP_{max} = d_{max} - Z_1 + (H_P / 2), \quad (4.20)$$

$$K - PP_{min} = d_{max} - Z_1 - (H_P / 2). \quad (4.21)$$

6. Визначають виконавчі розміри калібрів та контркалибрів, формули для яких визначені в ГОСТ 21401-75.

Для калібрів-пробок для отворів:

найбільший граничний розмір

$$PP = PP_{max} = D_{min} + Z + (H / 2), \quad (4.22)$$

$$HE = HE_{max} = D_{max} + (H / 2). \quad (4.23)$$

Нижнє граничне відхилення (ei) дорівнює $-H$.

Для калібрів-скоб для валів:

найбільший граничний розмір

$$PP = PP_{min} = d_{max} - Z_1 - (H_1 / 2), \quad (4.24)$$

$$HE = HE_{min} = d_{min} - (H_1 / 2). \quad (4.25)$$

Верхнє граничне відхилення (ES) дорівнює H_1 .

Для контркалибрів для калібрів скоб:

найбільший граничний розмір

$$K - PP = K - PP_{max} = d_{max} - Z_1 + (H_P / 2), \quad (4.26)$$

$$K - HE = K - HE_{max} = d_{min} + (H_P / 2), \quad (4.27)$$

$$K - I = K - I_{max} = d_{max} + Y_1 + (H_P / 2). \quad (4.28)$$

Нижнє граничне відхилення дорівнює $-H_p$.

Виконавчі розміри розраховані за формулами (4.22–4.25) проставляються на робочих кресленнях калібрів-пробок та калібрів-скоб (додаток Д, рисунки Д.6 та Д.7).

Допустима шорсткість поверхонь калібрів не повинна перевищувати 10 % допуску на розмір калібру й не бути більшою $R_a = 0,16$ мкм.

4.4 Матеріали та маркування калібрів

Вимірювальні елементи калібрів виготовляють із сталей X, ХГ, У10А, У12А, ШХ15. Крім того, можуть використовуватися цементовані вуглецеві

сталі Сталь 15 та Сталь 20. При цьому глибина цементованого шару має бути 0,8...1,2 мм. Твердість робочих поверхонь має знаходитись в межах 58...64 HRC₃.

Для підвищення зносостійкості вимірювальних поверхонь їх хромують або виготовляють із твердих сплавів, а саме ВК6 та ВК6М. Хромування підвищує зносостійкість в 3...8 раз, а твердий сплав – в 40 раз.

На калібри наносять таке маркування: номінальний розмір виробу, для контролю якого використовується калібр; умовне позначення поля допуску; граничні відхилення розміру в міліметрах (на гладких робочих калібрах); позначення типу калібру, наприклад ПР, К-3 та ін., товарний знак заводу-виробника.

4.5 Приклад розрахунку виконавчих розмірів калібрів

Для контролювання заданого з'єднання $\varnothing 26 \frac{H8}{d8}$ граничними калібрами необхідно розрахувати виконавчі розміри калібру-пробки та калібру-скоби для виконання робочих креслень.

Вибираємо схему розташування полів допусків калібрів. Розташування полів допусків та відхилень відносно меж полів допусків виробів має відповідати схемам за ГОСТ 21401-75.

4.5.1 Розрахунок виконавчих розмірів калібру-пробки для контролювання отвору $\varnothing 26H8(^{+0.033})$.

1. Визначаємо граничні розміри отвору (D_{max} , D_{min}) для заданого з'єднання, мм:

$$D_{max} = D_H + ES = 26 + 0,033 = 26,033 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 26 + 0 = 26 \text{ (мм)}.$$

2. Вибираємо значення допусків та відхилень за ГОСТ 21401-75:

$H = 4$ – допуск на виготовлення калібрів для отворів;

$Z = 6$ – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала;

$Y = 5$ – допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для вала.

3. Відповідно до вибраної схеми полів допусків калібрів розраховуємо номінальні розміри калібру-пробки для контролю отворів за формулами 4.1–4.2

$$PP = 26,0 + 0,006 = 26,006 \text{ (мм)};$$

$$HE = 26,033 \text{ (мм)}.$$

4. Визначаємо граничні розміри калібрів-пробок за формулами 4.8–4.11

$$PP_{max} = 26,0 + 0,006 + (0,004/2) = 26,008 \text{ (мм)},$$

$$PP_{min} = 26 + 0,006 - (0,004/2) = 26,004 \text{ (мм)},$$

$$HE_{max} = 26,033 + (0,004/2) = 26,035 \text{ (мм)},$$

$$HE_{min} = 26,033 - (0,004/2) = 26,031 \text{ (мм)}.$$

5. Визначаємо виконавчі розміри калібру-пробки за формулами 4.22–4.23

$$PP = 26,0 + 0,006 + (0,004/2) = 26,008_{-0,004},$$

$$HE = 26,033 + (0,004/2) = 26,035_{-0,004}.$$

4.5.2 Приклад розрахунку виконавчих розмірів калібру-скоби та контркалибру

Для контролювання заданого з'єднання $\varnothing 26d8 \begin{smallmatrix} -0.065 \\ -0.098 \end{smallmatrix}$ граничними калібрами, необхідно розрахувати виконавчі розміри калібру-скоби виконати робоче креслення.

1. Вибираємо схему розташування полів допусків калібрів. Розташування полів допусків та відхилень відносно меж полів допусків виробів має відповідати схемам за ГОСТ 21401-75.

2. Визначаємо граничні розміри вала (d_{max} , d_{min}) для заданого з'єднання $\varnothing 26d8 \begin{smallmatrix} -0.065 \\ -0.098 \end{smallmatrix}$, мм.

$$d_{max} = d_H + es = 26 - 0,065 = 25,935 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 26 - 0,098 = 25,902 \text{ (мм)};$$

3. Вибираємо значення допусків та відхилень за ГОСТ 21401-75

$H_1 = 6$ – допуск на виготовлення калібрів для валів;

$H_p = 2,5$ – допуск для виготовлення контрольного калібру для скоби;

$Z_1 = 5$ – відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала;

$Y_1 = 4$ – допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для вала.

4. Відповідно до вибраної схеми полів допусків калібрів розраховуємо номінальні розміри:

– калібрів-скоб для валів за формулами 4.3–4.4

$$PP = 25,935 - 0,005 = 25,93 \text{ (мм)};$$

$$HE = 25,902 \text{ (мм)};$$

– контрольних калібрів для калібрів скоб за формулами 4.5–4.7

$$K - PP = 25,935 - 0,005 = 25,93 \text{ (мм)};$$

$$K - HE = 25,902 \text{ (мм)};$$

$$K - H = 25,935 + 0,004 = 25,939 \text{ (мм)}.$$

5. Визначаємо граничні розміри:

– калібрів-скоб для валів за формулами 4.12–4.15

$$PP_{max} = 25,935 - 0,005 + (0,006/2) = 25,933(\text{мм});$$

$$PP_{min} = 25,935 - 0,005 - (0,006/2) = 25,927(\text{мм});$$

$$HE_{max} = 25,902 + (0,006/2) = 25,905(\text{мм});$$

$$HE_{min} = 25,902 - (0,006/2) = 25,899(\text{мм});$$

– контрольних калібрів для калібрів-скоб за формулами 4.10–4.21

$$K - PP_{max} = 25,935 - 0,005 + (0,0025/2) = 25,93125(\text{мм});$$

$$K - PP_{min} = 25,935 - 0,005 - (0,0025/2) = 25,92875(\text{мм});$$

$$K - HE_{max} = 25,902 + (0,0025/2) = 25,90325(\text{мм});$$

$$K - HE_{min} = 25,902 - (0,0025/2) = 25,90075(\text{мм});$$

$$K - I_{max} = 25,935 + 0,004 + (0,0025/2) = 25,94025(\text{мм});$$

$$K - I_{min} = 25,935 + 0,004 - (0,0025/2) = 25,93775(\text{мм}).$$

6. Визначаємо виконавчі розміри калібрів-скоб для валів за формулами 4.24–4.25:

$$PP = 25,935 - 0,005 - (0,006/2) = 25,927^{+0,006};$$

$$HE = 25,902 - (0,006/2) = 25,899^{+0,006}.$$

За отриманими виконавчими розмірами ми креслимо схему розташування полів допусків калібрів та контркалибрів та виконуємо робочі креслення калібрів-пробки та скоби (додаток Д, рисунки Д.6–Д.8).

5 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки в підшипниках кочення наведені в таблиці 5.1, яка містять такі параметри:

- клас точності підшипника;
- радіальне навантаження R , кН;
- характер навантаження.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані розрахунку посадки підшипників кочення

Варіант	Клас точності	Радіальне навантаження R , кН	Характер навантаження	Варіант	Клас точності	Радіальне навантаження R , кН	Характер навантаження
1	0	9,0	Спокійне з помірними поштовхами перевантаження до 150 %	16	0	21,0	Спокійне з помірними поштовхами перевантаження до 150 %
2	6	11,0		17	6	17,0	
3	6	12,0		18	6	11,0	
4	0	14,0		19	0	14,0	
5	6	12,0		20	0	15,0	
6	0	12,0	Поштовхи, перевантаження до 300 %	21	6	9,0	Поштовхи, перевантаження до 300 %
7	0	8,0		22	0	16,0	
8	6	11,0		23	0	18,0	
9	6	17,0		24	6	14,0	
10	0	22,0		25	6	13,0	
11	6	15,0	Спокійне з помірними поштовхами, перевантаження до 150 %	26	0	11,0	Спокійне з помірними поштовхами, перевантаження до 150 %
12	0	16,0		27	6	12,0	
13	0	13,0		28	6	17,0	
14	6	17,0		29	0	20,0	
15	6	15,0		30	6	15,0	

5.1 Загальна характеристика підшипників кочення

Підшипники кочення (rolling bearing) – стандартні складальні одиниці, які виготовляють на спеціальних підшипникових заводах та постачаються підприємствам як готові вироби.

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками: за формою тіл кочення – кулькові, роликові (циліндричними, конічними, голчастими та інші); за напрямком зусилля – радіальні, радіально-упорні, упорні; за кількістю рядів обертання – одно-, дворядні та багаторядні.

Розміри підшипників кочення стандартизовані – ГОСТ 3478-79. Терміни та визначення підшипників кочення і їх елементів регламентує ГОСТ 24955-81. Габаритні розміри радіальних однорядних підшипників кочення та їх вантажопідйомність визначають за ГОСТ 8338-75.

Залежно від кількісного значення показників точності для підшипників кочення встановлено класи точності (ДСТУ 3012-95). Основних класів точності п'ять – 0, 6, 5, 4, 2.

В тракторах, автомобілях та сільськогосподарських машинах найбільш поширеними є підшипники нульового класу точності.

Посадки кілець підшипників на вал і в корпус призначають залежно від типорозміру підшипника, умов його роботи, величини, напрямку та характеру навантаження, що діє на підшипник, а також виду навантаження кілець підшипника.

При виборі посадок підшипників кочення розрізняють три основних різновиди навантаження кілець: місцеве, циркуляційне та коливальне.

Місьцеве навантаження характеризується постійним за величиною та напрямком радіальним навантаженням, що передається нерухомому кільцю. Отже, під навантаженням знаходиться обмежена ділянка поверхні кільця. Місьцеве навантаження мають кільця підшипників, які в процесі роботи не обертаються, наприклад, зовнішні кільця підшипників, які є опорами валів коробок передач тракторів та автомобілів, редукторів, внутрішні кільця підшипників коліс тракторів й автомобілів.

При циркуляційному навантаженні постійне за величиною та напрямком навантаження передається кільцю, що обертається або обертове навантаження сприймається нерухомим кільцем. В цьому випадку послідовно буде навантажена вся поверхня кільця.

Колівальне навантаження відбувається, коли на кільце діє постійне по величині й напрямку навантаження в поєднанні з обертовим навантаженням. Отже, виникає обертове знакозмінне навантаження, що сприймається певною ділянкою поверхні кільця. В окремих випадках при певному співвідношенні обертового навантаження та постійного можуть виникнути умови, що відповідають місцевому або циркуляційному навантаженню. Прикладом коливального навантаження є навантаження кілець підшипників колінчастих валів пускових двигунів тракторів.

5.2 Допуски і посадки підшипників кочення

Система допусків та посадок, прийнята для підшипників кочення, забезпечує взаємозамінність підшипників кочення за їх монтажними (приєднувальними) розмірами D та d , а також передбачає необхідну різноманітність посадок. Для забезпечення необхідних посадок підшипників кочення для валів та корпусів передбачено такі поля допусків: $f, g, h, js, k, m, n, p, z, E, G, Js, K, M, N, P$.

Допуски й відхилення розмірів та форми поверхонь валів та корпусу регламентовані ГОСТ 25256-82, ГОСТ 25347-82. Граничні відхилення зовнішнього та внутрішнього кілець підшипників регламентовані ГОСТ 520-89.

5.3 Алгоритм розрахунку та вибору посадок підшипників кочення

В цій частині роботи необхідно призначити поля допусків, граничні відхилення, допуски циліндричності та шорсткість посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі для посадки підшипника кочення заданого класу точності.

Для цього проводиться аналіз роботи підшипника. Наприклад: обертається вал, корпус нерухомий, вал суцільний, корпус масивний нероз'ємний, навантаження радіальне, спокійне, з помірними поштовхами та вібрацією, можливе перевантаження підшипника до 150 %.

Необхідно побудувати схему розташування полів допусків монтажних поверхонь кільця підшипника та посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі.

Знаючи умовне позначення та клас точності підшипника, значення радіального навантаження на підшипник, розрахунок та вибір посадок ведуть в такій послідовності:

1. Визначають габаритні розміри підшипника за ГОСТ 8338-75.
2. Встановлюють різновид навантаження на підшипник.

Залежно від умов роботи підшипника визначають тип навантаження. У випадку, коли обертається вал, а корпус нерухомий внутрішнє кільце підшипника буде мати циркуляційне навантаження, а зовнішнє – місцеве.

3. Визначають інтенсивність навантаження посадочної поверхні вала під внутрішнє циркуляційно навантажене кільце підшипника за формулою:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A, \quad (5.1)$$

де R – розрахункова радіальна реакція опори, Н;

b – робоча ширина посадочного місця, мм, $b = B - 2r$;

B – робоча ширина підшипника, мм;

r – радіус заокруглення або ширина фаски кільця підшипника, мм.

K_n – динамічний коефіцієнт посадки, який залежить від характеру навантаження: $K_n = 1$ – при перенавантаженні до 150 %, помірних поштовхах та вібрації; $K_n = 1,8$ – при перенавантаженні до 300 %, вільних поштовхах та вібрації;

F – коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення натягу у порожнистому валу або тонкостінному корпусі, приймається за [2] або за таблицею Е.10 (додаток Е);

F_A – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядами роликів в дворядкових конічних роликотрідшипниках або між здвоєними шарикотрідшипниками за наявності осьового навантаження A на опору, приймається за [2] або за таблицею Е.11 (додаток Е);

Значення B та r вибираються з ГОСТ 8338-75 або з таблиці Е.13 (додаток Е).

4. Знаючи діаметр вала, інтенсивність навантаження визначену за формулою (5.1) та клас точності підшипника призначають поле допуску на посадочну поверхню вала, яка знаходиться під дією циркуляційного навантаження [2], (додаток Е, таблиця Е.12).

5. Призначають поле допуску посадочної поверхні отвору в корпусі під зовнішнє місцево навантажене кільце підшипника [2], (додаток Е, таблиця Е.12).

6. Визначають граничні відхилення посадочних поверхонь вала та отвору в корпусі за ГОСТ 25347-89.

7. Розраховують граничні зазори та натяги посадочних поверхонь вала та отвору в корпусі з внутрішнім та зовнішнім кільцями підшипника.

8. Визначають допуски форми (допуск циліндричності) посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі.

Допуск форми визначається за формулою

$$T_f = 0,5 Td (TD). \quad (5.2)$$

За ГОСТ 24643-81 приймають стандартні значення допусків циліндричності посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі.

9. Призначають шорсткість посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі та торців заплечиків (таблиця 11.1).

10. Будують схему розташування полів допусків кілець підшипника для посадочних поверхонь вала й отвору в корпусі з позначенням основних характеристик та складальне креслення підшипникового вузла і креслення фрагментів вала й корпуса.

5.4 Приклад розрахунку та вибору підшипників кочення

Умова: дано номінальний діаметр вала, на який потрібно підібрати підшипник кочення – $d_H = 60$ мм; клас точності 0, радіальне навантаження $R = 14,8$ кН. Потрібно розрахувати посадки для кілець підшипника з валом й корпусом та накреслити схеми допусків.

1. Вибираємо розміри підшипника залежно від діаметра вала $d_H = 60$ мм [1]:

$d = 60$ мм; $D = 110$ мм; $B = 22$ мм; $r = 2,5$ мм. Умовне позначення 214.

2. Для вибору поля допуску внутрішнього та зовнішнього кільця підшипника спочатку потрібно розрахувати величину циркуляційного навантаження:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A = (14800 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1) / 17 = 1567 \text{ (Н/мм)},$$

де $b = B - 2 \cdot r = 22 - 2 \cdot 2,5 = 17$ (мм) – робоча ширина посадочного місця;

$K_n = 1,8$ – динамічний коефіцієнт посадки;

$F = 1$ – коефіцієнт враховує ступінь послаблення посадочного натягу у порожньому валу або корпусі [1];

$F_A = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядами роликів в дворядних конічних роликотішипниках або між здвоєними шарикотішипниками за наявності осевого навантаження [1].

Такій інтенсивності навантаження для внутрішнього кільця підшипника відповідає поле допуску $m6$, для зовнішнього кільця – $P7$ [1].

4. За СТ РЕВ 774-77 знаходимо відхилення середніх діаметрів кілець (таблиця Е, додаток Е.14) [1]:

для зовнішнього кільця D_m :

верхнє $es = 0$;

нижнє $ei = -15$ мкм;

для внутрішнього d_m :

верхнє $ES = 0$;

нижнє $EI = -15$ мкм.

5. За СТ РЕВ 144-75 (ГОСТ 25347-82) знаходимо граничні відхилення:

для поля допуску $P7$:

$ES = -24$ мкм;

$EI = -59$ мкм;

для поля допуску $m6$:

$es = +30$ мкм;

$ei = +11$ мкм.

6. Розраховуємо параметри кілець підшипника № 214:

для зовнішнього кільця: $\varnothing 110 \frac{P7 \begin{pmatrix} -0,024 \\ -0,059 \end{pmatrix}}{I0 \begin{pmatrix} 0 \\ -0,015 \end{pmatrix}}$

$$N_{max} = es - EI = 0 + 59 = 59 \text{ (мкм);}$$

$$N_{min} = ei - ES = -15 - (-24) = 9 \text{ (мкм);}$$

для внутрішнього кільця: $\varnothing 60 \frac{L0 \begin{pmatrix} 0 \\ -0,015 \end{pmatrix}}{m6 \begin{pmatrix} +0,03 \\ +0,011 \end{pmatrix}}$

$$N_{max} = es - EI = 30 - (-15) = 45 \text{ (мкм);}$$

$$N_{min} = ei - ES = 11 - 0 = 11 \text{ (мкм).}$$

Будуємо схему розташування полів допусків посадок для внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника (показана на рисунку Д.14, додаток Д).

6 ПРИЗНАЧЕННЯ І РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ДЛЯ КРІПІЛЬНИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки в підшипниках ковзання наведені в таблиці 6.1, яка містить такі параметри:

- тип посадки різьбового з'єднання;
- крок різьби.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані розрахунку посадки різьбових з'єднань

Варіант	Посадка різьбового з'єднання	Варіант	Посадка різьбового з'єднання	Варіант	Посадка різьбового з'єднання
1	4H6H/4j	11	2H5C/3p	21	7H/8h
2	4H/3h4h	12	7G/8g	22	5H/5h6h
3	6G/6d	13	2H4D(3)/3n(3)	23	2H4C(3)/3n(3)
4	2H4C(3)/3n(3)	14	7H/7e6e	24	2H5C/2r
5	3H6H/2m	15	5H6H/4j	25	7H/8h
6	7G/7h6h	16	6H/5h4h	26	4H5H/4h
7	2H5D(2)/3p(2)	17	2H5C/2r	27	5H6H/4jh
8	7H/7h6h7	18	7G/7e6e	28	7H/8g
9	7G/7g6g	19	8H/9g8g	29	6G/6h
10	5H/5g6g	20	2H5D/2r	30	7H/7g6g

6.1 Загальна характеристика різьбових з'єднань

Різьбова поверхня (threaded surface) утворюється при гвинтовому переміщенні плоского контуру певної форми по циліндричній або конічній поверхнях.

Всі різьби можна класифікувати за призначенням, формою деталі, профілем витків, кількістю заходів, напрямом, одиницею вимірювання.

Залежно від прийнятих одиниць вимірювання лінійних розмірів різьби поділяються на метричні та дюймові.

Відповідно до ГОСТ 24705-81 для метричних кріпильних різьб передбачені діаметри від 0,25 до 600 мм з кроком від 0,075 до 6 мм (ГОСТ 8724-2002) з профілем за ГОСТ 9150-2002.

Терміни та визначення щодо різьб та різьбових з'єднань встановлені ДСТУ 2497-94.

До основних параметрів метричних кріпильних різьб відносяться:

d_2 (D_2) – середній діаметр різьби відповідно болта та гайки; d (D) – зовнішній діаметр різьби відповідно болта та гайки; d_1 (D_1) – внутрішній діаметр різьби відповідно болта та гайки; P – крок різьби; α – кут профілю різьби, для метричних різьб $\alpha = 60^\circ$ (рисунок 6.1).

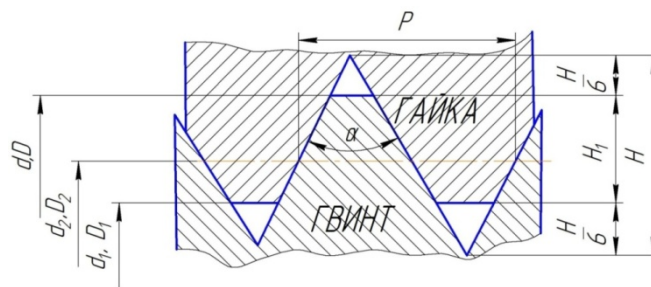


Рисунок 6.1 – Основні параметри метричної кріпильної різьби

Точність виготовлення (величина допуску) для діаметрів різьб визначається ступенем точності різьби.

Відповідно до ГОСТ 16093-81 для діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьб передбачено 9 ступенів точності 2, 3, 4, ..., 10 в порядку зменшення точності різьб.

Розподіл ступенів точності за діаметрами різьб:

діаметр болта: зовнішній (d) – 4, 6, 8;

діаметр болта: середній (d_2) – 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10;

діаметр гайки: внутрішній (D_1) – 4, 5, 6, 7, 8;

діаметр гайки: середній (D_2) – 4, 5, 6, 7, 8, 9.

Для врахування впливу довжини згвинчування на вибір полів допусків та посадок ГОСТ 16093-81 встановлені три групи довжин згвинчування: малі (S), нормальні (N) й великі (L).

6.2 Допуски і посадки різьбового з'єднання

Для метричної різьби задаються допуски на такі елементи: зовнішній діаметр болта Td , внутрішній діаметр гайки TD , середній діаметр болта Td_2 та гайки TD_2 .

Допуски на зовнішній діаметр гайки та внутрішній діаметр болта не нормуються й обмежуються розмірами різьбонарізного інструмента.

Поля допусків діаметрів різьби утворюються поєднанням ступеня точності (допуску) та основного відхилення, наприклад, 6H, 6g.

Залежно від експлуатаційних вимог до ступеня рухомості для різьбових з'єднань стандартами встановлені три групи посадок: із зазором, перехідні та з натягом.

Поля допусків болтів й гайок встановлені в трьох класах точності: точному, середньому та грубому. У загальному машинобудуванні найпоширенішими є різьби середнього класу точності.

Різьбові з'єднання із зазором ГОСТ 16093-81 застосовують у випадках, якщо з'єднання працює при високих температурах, якщо потрібно швидко та легко згвинчувати деталі, якщо на різьбові деталі наносять захисне покриття.

Перехідні посадки різьбових з'єднань за ГОСТ 24834-81 застосовують у тих випадках, коли в процесі роботи потрібно забезпечити нерухомість з'єднання, але утворення великого натягу може призвести до руйнування деталей.

Посадки з натягом для різьбових з'єднань ГОСТ 4608-81 використовуються в основному для з'єднання шпильок з корпусними деталями, якщо не можна застосовувати з'єднання типу болт-гайка. Ці посадки застосовують у з'єднаннях, які працюють при навантаженнях з ударами, вібрацією, при коливаннях температури з метою запобігання можливості самовідгвинчування тільки за рахунок натягу без застосування додаткових елементів заклинювання.

6.3 Алгоритм розрахунку основних параметрів різьбового з'єднання

Вибір полів допусків для деталей різьбових метричних з'єднань відбувається залежно від їх призначення та класу точності.

Для заданого різьбового з'єднання необхідно:

1. Визначити крок різьби P , мм.

Якщо в позначенні різьби крок не вказаний, то це означає, що задана різьба має основний (великий) крок вказаний в ГОСТ 8724-81 або таблиці Е.16 (додаток Е) залежно від номінального (зовнішнього) діаметра різьби.

2. Визначити номінальні значення зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта.

Номінальні значення діаметрів внутрішнього різьби (гайки) D та зовнішньої різьби (болта) d відповідають позначенню різьби.

За визначеним кроком різьби за ГОСТ 24705-81 або таблицею Е.17 (додаток Е) вибирають формули, за якими визначають номінальні значення середнього та внутрішнього діаметрів для гайки й болта.

3. Призначити поля допусків для діаметрів гайки й болта, та визначити їх граничні відхилення.

Якщо в умовному позначенні різьби вказано по одному полю допуску для гайки й для болта, то ці поля допусків належать до всіх діаметрів гайки й болта.

Граничні відхилення для зовнішнього, внутрішнього та середнього діаметрів з'єднання визначають за ГОСТ 16093-81.

4. Визначити граничні розміри зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта.

5. Побудувати схему розташування полів допусків для різьбового з'єднання.

Для вибраної посадки будують схеми полів допусків з позначенням основних характеристик (Додаток Д, рисунок Д.15).

6.4 Приклад розрахунку посадки для різьбового з'єднання

Визначаємо номінальні та граничні діаметри деталей різьбового з'єд-

нання: $M10 \frac{6H}{6g}$.

Крок метричної різьби з [3] $P = 1,5$ мм.

1. Визначаємо номінальні діаметри з'єднання:

– зовнішній діаметр $d, D = 10$ мм.

Розміри середнього та внутрішнього діаметрів метричної різьби, визначаємо за ГОСТ 24705-84:

– середній діаметр, d_2, D_2 :

$$d_2(D_2) = d - 1 + 0,026 = 9,026 \text{ (мм)};$$

– внутрішній діаметр, d_1, D_1 :

$$d_1(D_1) = d - 2 + 0,376 = 8,376 \text{ (мм)}.$$

2. Граничні відхилення для зовнішнього, внутрішнього та середнього діаметрів з'єднання визначаємо за ГОСТ 16093-81.

Для болта $M10 - 6g$

$$d: es = -32 \text{ мкм}; ei = -268 \text{ мкм};$$

$$d_2: es_2 = -32 \text{ мкм}; ei_2 = -164 \text{ мкм};$$

$$d_1 - -32 \text{ мкм}.$$

Для гайки $M10 - 6H$:

D – не нормується;

$$D_2: ES = +180 \text{ мкм}; EI = 0;$$

$$D_1: ES = +300 \text{ мкм}; EI = 0.$$

3. Визначаємо граничні розміри зовнішнього (D та d), внутрішнього (D_1 та d_1) й середнього (D_2 та d_2) діаметрів гайки й болта.

Граничні діаметри болта:

$$d_{2max} = d_2 + es = 9,026 - 0,032 = 8,994 \text{ (мм)};$$

$$d_{2min} = d_2 + ei = 9,026 - 0,164 = 8,862 \text{ (мм)};$$

$$d_{max} = d + es = 10 - 0,032 = 9,968 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d + ei = 10 - 0,268 = 9,732 \text{ (мм)};$$

$$d_{1max} = 8,376 - 0,032 = 8,344 \text{ (мм)}.$$

Граничні діаметри гайки:

$$D_{2max} = D_2 + ES = 9,026 + 0,180 = 9,206 \text{ (мм)};$$

$$D_{2min} = D_2 + EI = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ (мм)};$$

$$D_{1max} = D_1 + ES = 8,376 + 0,300 = 8,676 \text{ (мм)};$$

$$D_{1min} = D_1 + EI = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ (мм)};$$

D_{max}, D_{min} – не нормується.

Будуємо схему розташування полів допусків для заданого різьбового з'єднання (додаток Д, рисунок Д.15).

7 ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ДЛЯ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки в підшипниках ковзання наведені в таблиці 7.1, яка містить тип шпонкового з'єднання.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані розрахунку посадки шпонкових з'єднань

Варіант	Тип шпонкового з'єднання	Варіант	Тип шпонкового з'єднання
1	Вільне	16	Вільне
2	Нормальне	17	Нормальне
3	Щільне	18	Щільне
4	Вільне	19	Вільне
5	Вільне	20	Вільне
6	Нормальне	21	Вільне
7	Щільне	22	Нормальне
8	Нормальне	23	Щільне
9	Щільне	24	Вільне
10	Нормальне	25	Вільне
11	Щільне	26	Нормальне
12	Вільне	27	Щільне
13	Вільне	28	Нормальне
14	Нормальне	29	Щільне
15	Щільне	30	Вільне

7.1 Загальна характеристика шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання (keyed joint) призначені для передачі обертових моментів між валами та втулками (таких як: шків, муфта, зірочка, зубчасті колеса та інші деталі машин). Шпонкові з'єднання застосовують, коли до точності центрування деталей, що з'єднуються, не висувають певних вимог.

Найбільшого поширення набули шпонкові з'єднання з призматичними, сегментними та клиновими шпонками.

Шпонкові з'єднання поділяються на два типи: ненапружені – з призматичними та сегментними шпонками, й напружені – з клиновими шпонками.

Основними параметрами шпонкового з'єднання (рисунок 7.1) з призматичними або сегментними шпонками є: b – ширина шпонки та ширина пазів вала й втулки; h – висота шпонки; t_1, t_2 – глибина паза відповідно вала й втулки; d – діаметр сегментної шпонки; $l_{ш}$ – довжина шпонки; $l_{пз}$ – довжина шпонкового паза.

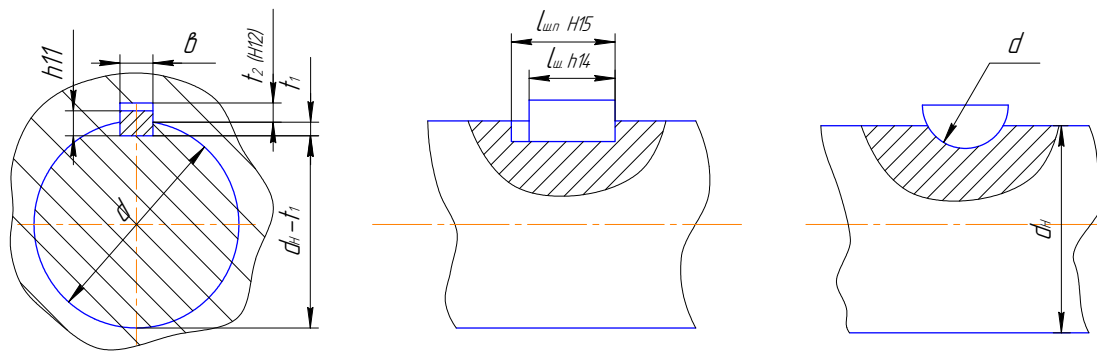


Рисунок 7.1 – Основні параметри шпонкового з'єднання з призматичною та сегментною шпонками

Номінальні значення параметрів приймаються за ГОСТ 23360-78 для призматичних шпонок (додаток Е, таблиця Е.18) та за ГОСТ 24071-80 для сегментних шпонок (додаток Ж, таблиця Ж22) залежно від діаметра вала.

Довжини шпонок мають вибиратись з ряду: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200 мм.

7.2 Допуски і посадки шпонкових з'єднань

У шпонкових з'єднаннях з'єднуваними (посадковими) розмірами є діаметр шпонкового з'єднання d , розмір b (ширина шпонки, ширина паза вала та паза втулки). Інші розміри елементів шпонкових з'єднань є вільними (не посадковими). Тому, допуски й посадки для шпонкових з'єднань потрібно призначати в такій послідовності: на з'єднання вал – втулка; на з'єднання шпонка – паз вала та шпонка – паз втулки; на вільні (непосадкові) розміри.

Для з'єднання вал – втулка по діаметру d залежно від умов його роботи рекомендуються поля допусків, наведені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Шпонкові з'єднання з призматичними шпонками

Умови роботи з'єднання	Поля допусків		Посадки
	отвору	вала	
При точному центруванні	<i>H6</i>	<i>js6, k6, m6, n6</i>	Перехідні
При великих динамічних навантаженнях	<i>H7, H8</i>	<i>s7, x8, u8, s8</i>	З натягом
При осьовому переміщенні втулки на валу	<i>H6, H7</i>	<i>h6, h7</i>	Із зазором

За шириною шпонки (за розміром b) можуть мати місце три різновиди з'єднань: вільне, нормальне та щільне.

Залежно від цього, для з'єднань шпонка – паз вала та шпонка – паз втулки за ГОСТ 23360-78 встановлені поля допусків для розмірів цих елементів (таблиця 7.3).

Таблиця 7.3 – Рекомендовані поля допусків для призматичних шпонкових з'єднань

Тип з'єднання	Рекомендовані поля допусків для ширини		
	шпонки	паза вала	паза втулки
Вільне	<i>h9</i>	<i>H9</i>	<i>D10</i>
Нормальне		<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Щільне		<i>N9</i>	<i>P9</i>

Вільне з'єднання забезпечує посадку шпонки із втулкою з гарантованим зазором, а посадку шпонки з валом – по ковзній посадці.

У нормальному з'єднанні посадки шпонки із втулкою та з валом – перехідні, причому ймовірність натягу в з'єднанні шпонка – паз втулки мала.

Щільне з'єднання забезпечує посадку шпонки із втулкою з натягом та шпонки з валом з великою ймовірністю натягу.

Поля допусків та граничні відхилення непосадкових (вільних) розмірів з'єднань з призматичними шпонками наведені в таблиці 7.4 (ГОСТ 23360-78).

Таблиця 7.4 – Поля допусків та граничні відхилення непосадкових розмірів з'єднання з призматичними шпонками

Елемент з'єднання	Поля допусків та граничні відхилення розмірів				
	Висота <i>h</i>	Довжина <i>l</i>	Глибина на валу t_1 (або розмір $d - t_1$) * та на втулці t_2 (або розмір $d + t_2$)		
			При висоті шпонки <i>h</i> , мм		
Шпонка	<i>h11; h9**</i>	<i>h14</i>	–	–	–
Паз	–	<i>H15</i>	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0

* Для вказаного розміру верхні граничні відхилення рівні нулю, а нижні граничні відхилення мають ті ж самі числові, але від'ємні значення.

** Застосовується при висоті шпонок $h = 2 \dots 6$ мм.

7.3 Алгоритм розрахунку посадок для шпонкових з'єднань

Спроекувати задане шпонкове з'єднання, враховуючи умови роботи, тип та вид з'єднання.

1. Залежно від діаметра шпонкового з'єднання за ГОСТ 23360-78 або таблицею Е.18 (додаток Е) для з'єднань з призматичними шпонками визначають номінальні розміри елементів шпонкового з'єднання: ширину шпонки та ширину пазів вала й втулки, висоту шпонки, довжину шпонки та довжину паза вала, глибину паза вала й втулки.

2. Залежно від умов роботи з'єднання призначають поля допусків на посадкові діаметри шпонкового вала й втулки за таблицею 7.2.

Визначають граничні відхилення посадкових діаметрів отвору та вала за ГОСТ 25347-89.

3. За таблицею 7.3 (ГОСТ 23360-78) залежно від призначення посадки, призначають поля допусків на ширину шпонки, ширину пазів вала й втулки.

4. За таблицею 7.4 або ГОСТ 23360-78 призначають поля допусків для інших (непосадкових) розмірів елементів шпонкового з'єднання – висоти шпонки та довжини шпонки, довжини паза вала.

5. Призначають граничні відхилення розмірів елементів шпонкового з'єднання (ГОСТ 25347-89) – ширини та висоти шпонки, ширини паза вала й втулки, довжини шпонки та довжини паза вала.

6. Граничні відхилення глибини паза вала та паза втулки призначають за таблицею 7.4 (ГОСТ 24071-80).

7. Розраховують значення основних характеристик посадок у з'єднанні шпонки з пазом втулки та пазом вала.

Шорсткість бічних поверхонь шпонки та пазів вала й втулки – R_{z20} , інших поверхонь – R_{z40} .

8. Приклад складального креслення та креслення шпонкового з'єднання наведено в додатку Д, рисунок Д.17.

Для вибраної посадки будують схеми полів допусків з позначенням основних характеристик (додаток Д, рисунок Д.16).

7.4 Приклад розрахунку посадки шпонкового з'єднання

Умова: дано номінальний діаметр з'єднання $d_H = D_H = 76$ мм; тип шпонки – призматична; вид з'єднання – щільне. Необхідно розрахувати параметри шпонкового з'єднання та побудувати схему розташування полів допусків у вільному шпонковому з'єднанні.

1. Призначаємо параметри шпонки згідно із заданими умовами.

Згідно із заданим діаметром вала $D_H = d_H = 76$ мм призначаємо шпонку перерізом $b \times h = 22 \times 14$, де $b = 22$ мм – ширина шпонки; $h = 14$ мм – висота шпонки [3].

Довжина шпонки $l = 4b = 4 \cdot 22 = 88$ мм ($56 < l < 220$).

Отже приймаємо $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 88$.

2. Розшифровуємо умовне позначення шпонки

$b = 22$ мм – ширина шпонки, а значить ширина втулки та вала;

$h = 14$ мм – висота шпонки, для якої глибина паза вала $t_1 = 9$ мм;

глибина паза втулки $t_2 = 5,4$ мм;

$l = 88$ мм – довжина шпонки і паза вала.

3. Вибираємо посадки для шпонкового з'єднання.

Враховуючи, що тип шпонки – призматичний, вид шпонкового з'єднання – щільне, а діаметр вала – $d = 76$ мм знаходимо поля допусків [1] на:

ширину шпонки – $h9$, тобто $22h9$;

ширину паза вала – $P9$, тобто $22P9$;

ширину паза втулки – $P9$, тобто $22P9$;

висоту шпонки – $h11$, тобто $14h11$;

довжину шпонки – $h14$, тобто $88h14$;
довжину паза вала – $H15$, тобто $88H15$;
глибину паза вала – $9^{+0,2}$, втулки – $5,4^{+0,2}$.

4. Визначаємо відхилення розмірів всіх спряжених поверхонь [1]:
Для ширини шпонки $22h9$:

$$td = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$
$$es = 0; ei = -52 \text{ мкм} = -0,052 \text{ мм}.$$

Для ширини паза вала $22P9$:

$$TD = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$
$$ES = -22 \text{ мкм} = -0,022 \text{ мм};$$
$$EI = -74 \text{ мкм} = -0,074 \text{ мм}.$$

Для ширини паза втулки $22P9$:

$$TD = 52 \text{ мкм} = 0,052 \text{ мм};$$
$$ES = -22 \text{ мкм} = -0,022 \text{ мм};$$
$$EI = -74 \text{ мкм} = -0,074 \text{ мм}.$$

Для висоти шпонки $14h11$:

$$td = 110 \text{ мкм} = 0,11 \text{ мм};$$
$$es = 0; ei = -110 \text{ мкм} = -0,11 \text{ мм}.$$

Для довжини шпонки $88h14$:

$$td = 870 \text{ мкм} = 0,87 \text{ мм};$$
$$es = 0; ei = -870 \text{ мкм} = -0,87 \text{ мм}.$$

Для довжини паза вала $88H15$:

$$TD = 1400 \text{ мкм} = 1,4 \text{ мм};$$
$$ES = +1400 \text{ мкм} = +1,4 \text{ мм};$$
$$EI = 0.$$

Для глибини паза вала

$$t_1 = 7,5^{+0,2};$$
$$d - t_1 = 76 - 7,5 = 68,5_{-0,2}.$$

Для глибини паза втулки $t_2 = 5,4^{+0,2}$:

$$D + t_2 = 76 + 4,9 = 80,9_{-0,2}.$$

5. Розраховуємо величину посадок у з'єднанні шпонки з пазом втулки та пазом вала

Шпонка з пазом втулки має посадку перехідну $22 \frac{P9}{h9} \begin{pmatrix} -0.022 \\ -0.074 \\ 0 \\ -0.052 \end{pmatrix}$,

тому

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,074) = 0,074 \text{ (мм)};$$
$$S_{max} = ES - ei = -0,022 - (-0,052) = 0,03 \text{ (мм)}.$$

Шпонка з пазом вала має перехідну посадку $22 \frac{P9}{h9} \begin{pmatrix} -0.022 \\ -0.074 \\ 0 \\ -0.052 \end{pmatrix}$

тому

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,074) = 0,074 \text{ (мм)};$$
$$S_{max} = ES - ei = -0,022 - (-0,052) = 0,03 \text{ (мм)}.$$

Будуємо схему розташування полів допусків щільного шпонкового з'єднання (додаток Д, рисунок Д.16).

8 ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ДЛЯ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

Вихідні дані для розрахунку та вибору посадки в шліцьових з'єднаннях наведені в таблиці 8.1, яка містить такі параметри:

- спосіб центрування;
- поля допусків для: зовнішнього діаметру вала; зовнішнього діаметру втулки; внутрішнього діаметру вала; внутрішнього діаметру втулки; ширини шліца вала; ширини шліца втулки.

Таблиця 8.1 – Вихідні дані розрахунку посадки шліцьових з'єднань

Варіант	Внутрішній діаметр, d		Зовнішній діаметр, D		Ширина шліца, b	
	Втулка	Вал	Втулка	Вал	Втулка	Вал
1	2	3	4	5	6	7
Рекомендовані поля допусків при центруванні за зовнішнім діаметром						
1	–	–	$H7$	$f7$	$F8$	$d9$
2	–	–	$H7$	$g6$	$F8$	$e8$
3	–	–	$H7$	$f7$	$F10$	$e9$
4	–	–	$H8$	$e8$	$Js10$	$d10$
5	–	–	$H7$	$n6$	$F8$	$h6$
6	–	–	$H8$	$e8$	$F8$	$h8$
7	–	–	$H7$	$h6$	$F10$	$h9$
8	–	–	$H7$	$f7$	$D9$	$d9$
9	–	–	$H7$	$g6$	$D9$	$e8$
10	–	–	$H7$	$h6$	$D9$	$f7$
Рекомендовані поля допусків при центруванні за внутрішнім діаметром						
11	$H6$	$g5$	$H12$	$a11$	$F8$	$d8$
12	$H6$	$js5$	$H12$	$a11$	$F8$	$h9$
13	$H7$	$e8$	$H12$	$a11$	$F8$	$f7$
14	$H7$	$js7$	$H12$	$a11$	$H8$	$h8$
15	$H7$	$n6$	$H12$	$a11$	$H8$	$h9$
16	$H8$	$e8$	$H12$	$a11$	$H8$	$js7$
17	$H8$	$e8$	$H12$	$a11$	$F10$	$e8$
18	$H8$	$e9$	$H12$	$a11$	$F10$	$f7$
19	$H6$	$g5$	$H12$	$a11$	$F10$	$f8$
20	$H6$	$js5$	$H12$	$a11$	$F10$	$f9$
Рекомендовані поля допусків при центруванні за шириною шліца						
21			$H12$	$a11$	$F8$	$e8$
22			$H12$	$a11$	$F8$	$f8$

Продовження таблиці 8.1

1	2	3	4	5	6	7
23			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>F8</i>	<i>f7</i>
24			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>D9</i>	<i>e8</i>
25			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>D9</i>	<i>f8</i>
26			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>D9</i>	<i>f9</i>
27			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>D10</i>	<i>d10</i>
28			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>D10</i>	<i>d8</i>
29			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>F10</i>	<i>e8</i>
30			<i>H12</i>	<i>a11</i>	<i>F10</i>	<i>f8</i>

8.1 Загальна характеристика шліцьових з'єднань

Шліцьові з'єднання (splined joint) мають таке ж призначення як й шпонкові. Перевагою цих з'єднань є не тільки їх здатність передавати великі обертові моменти, але й можливість здійснювати відносно переміщення з'єднаних деталей уздовж осі, легкість складання та розбирання під час ремонту.

Найважливішою перевагою шліцьових з'єднань порівняно з шпонковими є можливість передавати великі обертові моменти, висока міцність та надійність з'єднання, підвищена точність центрування валів та втулок. У машинобудуванні найчастіше застосовуються три різновиди шліцьових з'єднань: з прямобічним, евольвентним та трикутним профілем шліців.

Серед шліцьових з'єднань найбільшого поширення набули прямобічні шліцьові з'єднання, які застосовуються як для рухомих, так й для нерухомих з'єднань.

Залежно від величини обертового моменту, що передають шліцьові з'єднання, вони поділяються на три типи: легкої, середньої та важкої серії. Основні розміри та числа зубців прямобічних шліцьових з'єднань встановлені ГОСТ 1139-80 й наведено в таблиці Е.19 (додаток Е).

Залежно від експлуатаційних та технологічних вимог центрування вала й втулки виконується одним з трьох методів: за зовнішнім діаметром D , за внутрішнім діаметром d та боковими сторонами b шліців.

Центрування за зовнішнім діаметром D рекомендується здійснювати, коли високі вимоги до збігу осей (співвісності) шліцьових деталей й твердість втулки не надто висока та її можна обробляти протягуванням, а вал обробляється фрезеруванням та остаточним шліфуванням по зовнішньому діаметру D . Цей спосіб найбільш простий й економічний.

Центрування за внутрішнім діаметром d здійснюється у випадку підвищених вимог до збігу осей шліцьових деталей, якщо втулка має високу твердість, що не дозволить обробити її протягуванням та точний розмір можна дістати при шліфуванні діаметра d . Цей спосіб центрування значно дорожчий, однак забезпечує високу точність центрування й застосовується у більшості випадків для рухомих з'єднань.

Центрування за боковими сторонами b шліців застосовується у тих випадках, якщо не ставляться підвищені вимоги до точності збігу осей шліцьових деталей, при передачі значних навантажень та обертових моментів (у карданних валах тракторів та редукторів). Цей спосіб центрування сприяє рівномірному розподіленню навантажень між зубцями, але через невисоку точність центрування застосовується рідко.

8.2 Допуски і посадки прямобічних шліцьових з'єднань

Поля допусків та посадки для розмірів елементів прямобічних шліцьових з'єднань встановлені ГОСТ 1139-80. Рекомендовані цим стандартом переважного застосування поля допусків та посадки залежно від способу центрування шліцьових деталей наведені в таблицях 8.2–8.4.

Таблиця 8.2 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів D та b при центруванні за D (за ГОСТ 1139-80, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
Для розміру D		
$H7$	$f7; js6$	$H7/f7; H7/js6$
Для розміру b		
$F8$	$f7; f8; js7$	$F8/f7; F8/f8; F8/js7$

Таблиця 8.3 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів d та b при центруванні за d (за ГОСТ 1139-80, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
Для розміру d		
$H7$	$f7; g6$	$H7/f7; H7/g6$
Для розміру b		
$D9; F10$	$h9; k7; js7$	$D9/h9; D9/k7; F10/js7$

Таблиця 8.4 – Рекомендовані переважні поля допусків та посадки для розмірів b при центруванні за b (за ГОСТ 1139-80, скорочено)

Поля допусків		Посадки
Втулки	Вала	
$F8; D9; F10$	$js7; e8; f8; d9$	$F8/js7; D9/e8; D9/f8; F10/d9; F10/f8$

Якщо центрування шліцьових деталей здійснюється за одним з параметрів, то інші параметри є нецентруючими, поля допусків для яких: для вала – $a11$, для втулки – $H12$. Допускається не позначати поля допусків нецентруючих діаметрів.

Граничні відхилення розмірів елементів шліцьових деталей залежно від їх номінальних розмірів та полів допусків визначаються за ГОСТ 25347-89.

Приклад умовного позначення прямобічного шліцьового з'єднання з параметрами $z = 8$, $d = 32$, $D = 36$, $b = 6$ мм з центруванням за D :

з'єднання $D - 8 \times 32H12/a11 \times 36 H7/f7 \times 6 F8/f8$;

втулка $D - 8 \times 32H12 \times 36 H7 \times 6F8$;

вал $D - 8 \times 32a11 \times 36 f7 \times 6 f8$.

Квалітети центруючих поверхонь 5...10; шорсткість $R_a = 0,32...2$ мкм.
Квалітети нецентруючих поверхонь 11...12; шорсткість $R_a = 5...20$ мкм.

8.3 Алгоритм розрахунку посадок для шліцьових з'єднань

1. Призначають номінальні розміри та числа зубців заданого прямобічного шліцьового з'єднання за ГОСТ 1139-80 або таблицею Е.19 (додаток Е).

2. Проводять обґрунтування та пояснення позначень всіх параметрів шліцьового з'єднання.

3. Визначають граничні відхилення розмірів елементів шліцьових деталей залежно від їх номінальних розмірів та полів допусків за ГОСТ 25347-89.

4. Визначають основні характеристики шліцьового з'єднання.

5. Проставляють розміри з відхиленнями на складальному та кресленнях шліцьових з'єднань.

Для вибраного з'єднання будують схеми розташування полів допусків з позначенням основних характеристик (додаток Д, рисунок Д.19).

8.4 Приклад розрахунку посадки шліцьового з'єднання

Умова: дано шліцьове з'єднання з умовним позначенням $b - z \times d \times D \times b F8/f9$; $D = 72$ (мм); $d = 62$ (мм). Згідно з умовами роботи вибираємо серію. У нашому випадку серія середня. Необхідно розрахувати всі параметри заданого з'єднання та побудувати схему розташування полів допусків для цього з'єднання.

1. Знаючи зовнішній та внутрішній діаметри, вибираємо параметри для шліцьового з'єднання [3].

Отже, маємо: $b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8/f9$.

2. Розшифровка позначень посадки

Умовне позначення шліцьового з'єднання:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8/f9.$$

Умовне позначення шліцьової втулки:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 F8.$$

Умовне позначення шліцьового вала:

$$b - 8 \times 62 \times 72 \times 12 f9,$$

де b – позначення центрального елемента шліцьового з'єднання, а саме ширини паза, який виконується з підвищеною точністю;

8 – кількість шліців;

62 – номінальний внутрішній діаметр шліцьового з'єднання;

72 – внутрішній діаметр шліцьової втулки та зовнішній шліцьового вала.

Оскільки в позначенні немає позначення поля допуску для зовнішнього та внутрішнього діаметрів шліцевого з'єднання, то вони виконуються з посадкою, що гарантує значний зазор, а саме $72H12/a11$ та $62H12/f6$;

$12 F8$ – ширина шліцевого паза;

$F8$ – поле допуску шліцевого паза з основним відхиленням F та квалітетом 8;

$12 f9$ – ширина шліца;

$f9$ – поле допуску шліца з основним відхиленням f та квалітетом 9.

3. Знаходимо значення відхилень для посадки з таблиць для гладких з'єднань [2], значення заносимо в таблицю 8.6

4. Знаходимо параметри посадки по зовнішньому діаметру $72H12/a11$

$$D_{max} = D_H + ES = 72 + 0,3 = 72,3 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 72 + 0 = 72 \text{ (мм)};$$

$$d_{max} = d_H + es = 72 + (-0,36) = 71,64 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 72 + (-0,55) = 71,45 \text{ (мм)};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,3 - (-0,55) = 0,85 \text{ (мм)};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-0,36) = 0,36 \text{ (мм)}.$$

5. Знаходимо параметри посадки по внутрішньому діаметру $62H12/f6$

$$D_{max} = D_H + ES = 62 + 0,3 = 62,3 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 62 + 0 = 62 \text{ (мм)};$$

$$d_{max} = d_H + es = 62 + (-0,36) = 61,64 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 62 + (-0,55) = 61,45 \text{ (мм)};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,3 - (-0,55) = 0,85 \text{ (мм)};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-0,36) = 0,36 \text{ (мм)}.$$

6. Знаходимо посадку ширини шліца: $12F8/f9$

$$D_{max} = D_H + ES = 12 + 0,043 = 12,043 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 12 + 0,016 = 12,016 \text{ (мм)};$$

$$d_{max} = d_H + es = 12 + (-0,016) = 11,984 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 12 + (-0,059) = 11,941 \text{ (мм)};$$

$$S_{max} = ES - ei = +0,043 - (-0,059) = 0,102 \text{ (мм)};$$

$$S_{min} = EI - es = +0,016 - (-0,016) = 0,032 \text{ (мм)}.$$

7. Креслимо ескізи шліцевої втулки, шліцевого вала та шліцевого з'єднання й вказуємо на них розміри та шорсткість відповідних поверхонь й зображуємо схеми розташування полів допусків (додаток Д, рисунок Д.18 та Д.19)

9 РОЗРАХУНОК РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

Вихідні дані для розрахунку розмірних ланцюгів наведені в таблиці 9.1, яка містить такі параметри:

- номінальний розмір вихідної (замикальної) ланки;
- граничні відхилення вихідної (замикальної) ланки.

Таблиця 9.1 – Вихідні дані розрахунку розмірних ланцюгів

Варіант	Зазор, A_{Σ}	Граничні відхилення		Варіант	Зазор, A_{Σ}	Граничні відхилення	
		es	ei			es	ei
1	0,45	+0,15	-0,25	16	0,60	+0,12	-0,28
2	0,50	+0,10	-0,30	17	0,65	+0,15	-0,18
3	0,55	+0,10	-0,25	18	0,70	+0,17	-0,20
4	0,50	+0,15	-0,20	19	0,75	+0,15	-0,25
5	0,55	+0,26	-0,25	20	0,44	+0,18	-0,20
6	0,60	+0,28	-0,25	21	0,48	+0,20	-0,15
7	0,65	+0,18	-0,25	22	0,52	+0,10	-0,18
8	0,70	+0,30	-0,10	23	0,55	+0,20	-0,15
9	0,65	+0,30	-0,12	24	0,60	+0,15	-0,24
10	0,50	+0,25	-0,20	25	0,63	+0,30	-0,12
11	0,40	+0,20	-0,15	26	0,65	+0,85	-0,25
12	0,45	+0,15	-0,22	27	0,70	+0,25	-0,17
13	0,55	+0,22	-0,30	28	0,75	+0,40	-0,05
14	0,58	+0,30	-0,15	29	0,80	+0,30	-0,12
15	0,46	+0,45	-0,10	30	0,50	+0,25	-0,20

9.1 Основні поняття і визначення

В будь-якій конструкції машини або механізму окремі деталі пов'язані між собою їх взаємним розміщенням, розмірами та допусками на них. Вказаний взаємозв'язок регламентується розмірними ланцюгами.

Розмірним ланцюгом (dimension chain) називається сукупність взаємопов'язаних розмірів, які утворюють замкнутий контур та визначають взаємне розміщення поверхонь (осей) однієї або декількох деталей.

Однією з основних властивостей розмірного ланцюга є його замкнутість, яка й визначає взаємозв'язок розмірів деталей, які входять в розмірний ланцюг. Кожний із розмірів, які утворюють розмірний ланцюг, називається ланкою. Серед ланок розмірного ланцюга розрізняють одну замикальну ланку, а інші – складові. Замикальна ланка (closing link) розмірного ланцюга A_{Σ} безпосередньо не виконується, а утворюється автоматично в результаті виконання всіх інших (складових) ланок.

При аналізі розмірних ланцюгів вводять також поняття вихідної ланки.

Вихідною називається ланка, до якої висувається основна вимога точності і яка визначає якість виробу згідно з технічними умовами його експлуатації. В процесі обробки або складання виробу вихідна ланка може виконуватись останньою, замикаючи розмірний ланцюг. В цьому разі вона виконує роль замикальної ланки.

Відносно замикальної ланки складові ланки поділяються на збільшувальні, із збільшенням яких замикальна ланка збільшується, та зменшувальні, при збільшенні яких замикальна ланка зменшується.

Вид ланки (збільшувальна або зменшувальна) можна встановити, використовуючи правило обходу по контуру. Для цього на схемі розмірного ланцюга замикальній ланці надають певне направлення, яке позначається стрілкою над буквеним позначенням ланки. Всі складові ланки також позначаються стрілками, починаючи від ланки сусідньої з вихідною. Стрілки мають складати один замкнутий контур. Всі складові ланки, які мають в даному випадку направлення стрілок однакове із замикальною, будуть зменшувальними, а інші ланки – збільшувальними.

Розрахунок та аналіз розмірних ланцюгів дозволяє:

- уточнити номінальні розміри деталей, які входять в розмірний ланцюг, визначити на них допуски та граничні відхилення;
- досягти раціонального проставлення розмірів на робочих кресленнях;
- визначити операційні допуски та перерахувати конструкторські та технологічні розміри (у разі незбігу технологічних та конструкторських баз);
- обґрунтувати послідовність технологічних операцій при виготовленні та складанні;
- одержати вихідні дані для розрахунку на точність пристроїв;
- вибрати засоби та методи вимірювань.

Пряма задача. За заданим номінальним розміром, допуском та граничним відхиленням вихідної ланки визначити номінальні розміри, допуски та граничні відхилення всіх складових ланок розмірного ланцюга. Задача цього типу є найбільш важливою й вирішується при проектному розрахунку розмірного ланцюга.

Обернена задача. За встановленими номінальними розмірами, допусками та граничними відхиленнями складових ланок визначити номінальний розмір, допуск та граничне відхилення замикальної ланки. Таку задачу розв'язують при перевірному розрахунку.

9.2 Розрахунок розмірного ланцюга методом максимуму-мінімуму

В основі розрахунку розмірного ланцюга лежить найбільш поширений метод забезпечення точності вихідної ланки – метод повної взаємозамінності.

Вище було сказано, що однією з властивостей розмірного ланцюга є замкнутість, коли всі його ланки складають замкнутий контур. Ця властивість розмірного ланцюга описується основним рівнянням, яке має вигляд

$$A_{\Sigma} + \sum_{i=1}^m A_{i3б} + \sum_{i=1}^n A_{i3м} = 0, \quad (9.1)$$

де A_{Σ} – номінальний розмір замикальної ланки;
 $A_{i3б}$ – номінальний розмір збільшувальної ланки;
 $A_{i3м}$ – номінальний розмір зменшувальної ланки;
 m – кількість збільшувальної ланок;
 n – кількість зменшувальної ланок.

Прийнято, що в цьому рівнянні розміри збільшувальних ланок входять із знаком «плюс», а розміри замикальної ланки й всіх зменшувальних – із знаком «мінус».

Розрахунок розмірного ланцюга методом максимуму-мінімуму базується на трьох рівняннях:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_{i3б} - \sum_{i=1}^n A_{i3м}, \quad (9.2)$$

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m T_{i3б} + \sum_{i=1}^n T_{i3м} = \sum_{i=1}^{m+n} T_i, \quad (9.3)$$

$$C_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m C_{i3б} - \sum_{i=1}^n C_{i3м}. \quad (9.4)$$

Рівняння (9.2) впливає з рівняння (9.1) та визначає зв'язок між номінальними значеннями складових ланок й замикальної ланки.

Із рівняння (9.3) слідує, що допуск замикальної ланки T_{Σ} в лінійних розмірних ланцюгах дорівнює сумі допусків всіх складових ланок як збільшувальних, так і зменшувальних.

Аналіз цього рівняння показує, що для забезпечення найменшої похибки замикальної ланки необхідно, щоб розмірний ланцюг складався з найменшого числа ланок (на цьому оснований принцип «найкоротшого ланцюга»).

9.3 Розв'язання прямої задачі

Як було відзначено вище, для розв'язання прямої задачі мають бути відомі номінальне значення, допуски та граничні відхилення вихідної ланки. В процесі розв'язання прямої задачі визначаються номінальні розміри, допуски та граничні відхилення всіх складових ланок. Таким чином задача розв'язується в три етапи.

1. Визначення номінальних розмірів.
2. Визначення допусків.
3. Визначення граничних відхилень всіх складових ланок.

Перший етап, а саме визначення номінальних розмірів складових ланок, як правило, труднощів не викликає. Наведемо послідовність визначення розмірів ланок ланцюга методом максимуму-мінімуму.

1. Формулювання задачі.

Необхідно визначити вихідну ланку розмірного ланцюга та її вплив на роботу механізму.

2. Аналіз конструкції.

На основі аналізу конструкції механізму, в якому знаходиться задана вихідна ланка вказують які конкретно ланки впливають на зміну розміру вихідної ланки. Для цього будують схему розмірного ланцюга, яка складається з фрагмента механізму із схематично позначеними ланками розмірного ланцюга. Ланкам розмірного ланцюга присвоюють номери (додаток Д, рисунок Д.9).

Наприклад, вихідною ланкою є осьовий зазор, який залежить від розмірів буртиків A_1 та A_5 втулок 3 та 8, ширини маточин A_2 та A_4 шестерень 4 та 6, ширини A_3 кільця 5, а також розмірів A_6 та A_7 половинок 1 та 7 корпуса редуктора.

3. Визначають зменшувальні й збільшувальні ланки.

Згідно зі схемою розмірного ланцюга, яка наведена в попередньому пункті, окремо креслять тільки схематичне зображення розмірного ланцюга без фрагмента механізму.

Користуючись правилом обходу по контуру визначають збільшувальні та зменшувальні ланки.

4. Визначають допуск на розмір вихідної ланки.

Згідно із заданими технічними умовами, а саме: значеннями номінального розміру та граничних відхилень вихідної ланки, визначають допуск на розмір вихідної ланки

$$T_{\Sigma} = A_{\Sigma max} - A_{\Sigma min}.$$

5. Розраховують основне рівняння розмірного ланцюга.

Користуючись схематичним зображенням розмірного ланцюга та використовуючи формулу 9.1, складають основне рівняння розмірного ланцюга.

Із конструктивних міркувань призначають (вимірюють) розміри всіх складових ланок, що входять в розмірний ланцюг.

Підставляють прийняті значення розмірів в основне рівняння, перевіряють виконання вимоги до основного рівняння.

Вимога основного рівняння розмірного ланцюга має виконуватись. На цьому перший етап розв'язання задачі завершений.

На другому етапі визначають допуски всіх складових ланок.

Приймають, що допуск вихідної ланки буде розподілятися між складовими ланками, користуючись методом рівного ступеня точності. Для цього виконують такі розрахунки:

1) визначають число одиниць допуску за формулою

$$a = \frac{T_{\Sigma}}{\sum_{i=1}^{m+n} i_i}, \quad (9.5)$$

де T_{Σ} – допуск вихідної ланки;

i_i – одиниця допуску.

Допуск вихідної ланки визначений вище. Одиниці допуску вибирають за таблицею 9.2 залежно від значення номінальних розмірів всіх складових ланок.

Таблиця 9.2 – Визначення одиниць допуску

Інтервали розмірів, мм	В межах від 3 до 6	В межах від 6 до 10	В межах від 10 до 18	В межах від 18 до 30	В межах від 30 до 50
i , мкм	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56
Інтервали розмірів, мм	В межах від 50 до 80	В межах від 80 до 120	В межах від 120 до 180	В межах від 180 до 250	В межах від 250 до 315
i , мкм	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22

Після визначення значення a за таблицею 9.3 вибирають найближче менше число одиниць допуску яке відповідає певному квалітету.

За ДСТУ 2500-94 (додаток Е, таблиця Е.20) призначають допуски на всі складові ланки відповідно до вибраного квалітету.

Таблиця 9.3 – Залежність кількості одиниць допуску від квалітету

Квалітет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Кількість одиниць допуску, a	7	10	16	25	40	64	100	160	200	400

2) перевіряють правильність призначення допусків за формулою

$$\sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq T_{\Sigma}. \quad (9.6)$$

Всі необхідні дані визначені в попередніх розділах. Якщо умова не виконується, перевіряють правильність призначення квалітету та допусків.

На третьому етапу визначають граничні відхилення всіх складових ланок в такій послідовності:

1. Призначають відхилення на всі складові розміри: на ступінчасті розміри відхилення будуть симетричними, наприклад $A_6 = 136 \pm 0,050$; на ро-

зміри типу «вал» як на основний вал, наприклад $A_2 = 150_{-0,043}$; а на розміри типу «отвір» як на основний отвір, наприклад $A_1 = 100^{+0,043}$.

2. Розраховують середні значення відхилень полів допусків замикальної та всіх складових ланок за формулою

$$\Delta c = \frac{\Delta S + \Delta I}{2}. \quad (9.7)$$

3. Перевіряють правильність призначення граничних відхилень за формулою 9.4.

Перевіряють виконання умови, якщо умова не виконується, то доцільно ввести залежну ланку.

4. Розраховують відхилення залежної ланки. Зберігають прийняті вище відхилення для всіх ланок крім залежної ланки. Визначають середнє відхилення залежної ланки, враховуючи збільшувальна вона чи зменшувальна

$$\Delta Cx_{зм} = \sum_{i=1}^n \Delta C_{зб} - \sum_{i=1}^m \Delta C_{зм} - \Delta C_{\Sigma}. \quad (9.8)$$

5. Визначають граничні відхилення залежної ланки за формулами:

$$\Delta S_{хзм} = \Delta c_{хзм} + ES, \quad (9.9)$$

$$\Delta I_{хзб} = \Delta c_{хзм} - EI_X. \quad (9.10)$$

Перевіряють ще раз правильність призначення граничних відхилень за формулою 9.4.

Якщо всі базові умови виконуються, то задача розв'язана правильно.

6. Перевіряють правильність призначення допусків. Потрібно відзначити, якщо сума допусків на складові ланки значно менша, ніж допуск на замикальну ланку T_{Σ} , це значить, що вимоги щодо точності конструкції, яка розглядається, виявились завищеними. Причиною цього є те, що ми з самого початку наших розрахунків прийняли умову, при якій всі складові ланки мають бути виконані в одному ступені точності. Усвідомлюючи це, можна запропонувати, по можливості, розширити допуски на найбільш трудомісткі в технологічному відношенні деталі (ланки). При цьому, звичайно, умова не має порушуватись.

9.4 Приклад розрахунку розмірного ланцюга

1. Визначення номінальних розмірів складових ланок.

Для нормальної роботи заданого вузла, згідно з технічними вимогами,

необхідно, щоб зазор між корпусом 4 та торцями зубчастих коліс 5 та 6 знаходився в межах 0,55...0,79 мм.

Необхідно визначити допуски та граничні відхилення на розміри тих деталей, які визначають величину зазору.

Аналіз конструкції показує, що вихідною ланкою є осьовий зазор, який залежить від розмірів ширини виступів підшипника ковзання (втулки) A_1 , A_2 , A_6 , розмірів компенсатора A_5 та A_3 , ширини зубчатого колеса A_4 , глибини розточки в корпусі A_7 .

Будуємо схему розмірного ланцюга, зображуючи її разом з фрагментом вузла механізму насоса (рис. 9.1).

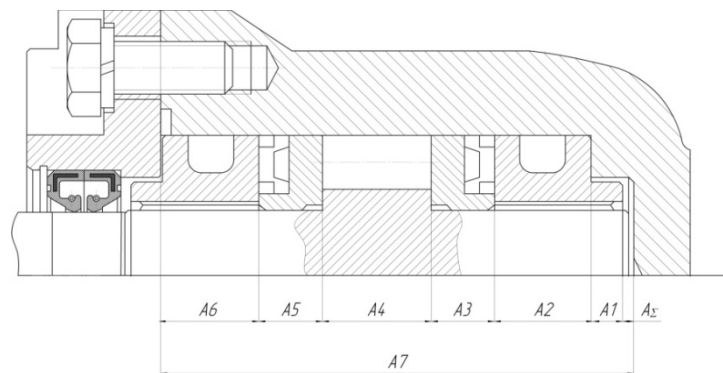


Рисунок 9.1 – Вузол механізму насоса

Визначаємо зменшувальні та збільшувальні ланки. Вид ланки (збільшувальна або зменшувальна) можна встановити, використовуючи правило обходу по контуру. Для цього на схемі розмірного ланцюга замикальній ланці надають певне направлення, яке позначається стрілкою над буквеним позначенням ланки. Всі складові ланки також позначаються стрілками, починаючи від ланки сусідньої з вихідною. Стрілки мають скласти один замкнутий контур. Всі складові ланки, які мають в даному випадку направлення стрілок однакове із замикальною, будуть зменшувальними, а інші ланки – збільшувальними.

A_1, A_3, \dots, A_6 – зменшувальні ланки;

A_7 – збільшувальні ланка.

Складаємо рівняння розмірного ланцюга

$$A_7 + (-A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6) = 0 \quad (9.11)$$

З конструктивних міркувань приймаємо значення розмірів всіх складових ланок

$$\begin{aligned} A_1 &= 7 \text{ мм}; & A_2 &= 19 \text{ мм}; & A_3 &= 12,2 \text{ мм}; & A_4 &= 21 \text{ мм}; \\ A_5 &= 12,2 \text{ мм}; & A_6 &= 19 \text{ мм}; & A_7 &= 90 \text{ мм}; \end{aligned}$$

Підставляємо прийняті значення розмірів в основне рівняння (9.11) та дістанемо

$$0,4 + (-7 - 19 - 12,2 - 21 - 12,2 - 19) + 90 = 0.$$

Отже, вимога основного рівняння виконана. Перший етап розв'язання задачі завершений.

2. Визначення допусків всіх складових ланок розмірного ланцюга.

Згідно з заданими технічними умовами $A_{\Sigma} = 0,40^{+0,39}_{-0,15}$.

Допуск на розмір вихідної ланки згідно із заданими технічними вимогами дорівнює

$$T_{\Sigma} = A_{\Sigma max} - A_{\Sigma min} \quad (9.12)$$

$$T_{\Sigma} = 0,79 - 0,55 = 0,24 \text{ (мм)}.$$

Допуск вихідної ланки будемо розподіляти між складовими ланками, користуючись методом рівного ступеня точності.

Визначаємо число одиниць допуску за формулою 9.5.

Значення одиниць допуску i залежно від номінальних значень розмірів складових ланок приймаємо згідно з [2], допуск на розмір вихідної ланки ми визначили згідно із формулою 9.12. Підставляємо знайдені значення в формулу 9.5

$$a = \frac{240}{0,9 + 1,31 + 1,08 + 1,31 + 1,08 + 1,31 + 2,17} = 27,2$$

За [2] приймаємо стандартне число одиниць допуску. Оскільки в таблиці немає точного відповідного стандартного числа одиниць допуску, то приймаємо найближче менше його значення. Отже, приймаємо $a = 25$, що відповідає 8 квалітету.

За [2] призначаємо допуски на всі складові розміри по 8 квалітету

$$\begin{array}{lll} T_{A1} = 22 \text{ мкм}; & T_{A2} = 33 \text{ мкм}; & T_{A3} = 27 \text{ мкм}; \\ T_{A4} = 33 \text{ мкм}; & T_{A5} = 27 \text{ мкм}; & T_{A6} = 33 \text{ мкм}; \\ T_{A7} = 54 \text{ мкм}. & & \end{array}$$

Перевіряємо правильність призначення допусків за формулою 9.6

$$\begin{aligned} (22 + 33 + 27 + 33 + 27 + 33 + 54) &\leq 350; \\ 229 &\leq 240. \end{aligned}$$

Отже, умова виконується.

3. Визначення граничних відхилень замикальної та всіх складових ланок розмірного ланцюга.

Оскільки A_1 та A_7 – ступінчасті, а решта ланок типу «вал», то згідно з рекомендаціями [2] призначаємо відхилення на всі складові розміри

$$\begin{aligned} A_1 &= 7 \pm 0,011 & A_2 &= 19_{-0,033} & A_3 &= 12,2_{-0,027} \\ A_4 &= 21_{-0,033} & A_5 &= 12,2_{-0,027} & A_6 &= 19_{-0,033} \\ A_7 &= 90 \pm 0,027. \end{aligned}$$

Розраховуємо середні відхилення полів допусків замикальної та складових ланок за формулою:

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{ES + EI}{2}; \\ E_{c\Sigma} &= \frac{0,39 + 0,15}{2} = 0,27 \text{ (мм)}; \\ E_{c1} &= \frac{0,011 - 0,011}{2} = 0 \text{ (мм)}; \\ E_{c2} &= \frac{0 - 0,033}{2} = -0,0165 \text{ (мм)}; \\ E_{c3} &= \frac{0 - 0,027}{2} = -0,0135 \text{ (мм)}; \\ E_{c4} &= \frac{0 - 0,033}{2} = -0,0165 \text{ (мм)}; \\ E_{c5} &= \frac{0 - 0,027}{2} = -0,0135 \text{ (мм)}; \\ E_{c6} &= \frac{0 - 0,033}{2} = -0,0165 \text{ (мм)}; \\ E_{c7} &= \frac{0,027 - 0,027}{2} = 0 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Перевіряємо правильність призначення відхилень за формулою:

$$E_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m E_{c36} - \sum_{i=1}^n E_{c3M} \quad (9.16)$$

$$\begin{aligned} 0,27 &= 0 - (0 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165); \\ 0,27 &\neq 0,0765. \end{aligned}$$

Отже, умова не виконується й тому доцільно ввести залежну ланку.

Нехай залежною ланкою буде A_7 . Тоді зберігаємо прийняті вище відхилення для всіх ланок крім ланки A_7 . Враховуючи, що ланка A_7 – збільшувальна, її середнє відхилення визначаємо за формулою:

$$E_{cx3M} = \sum_{i=1}^m E_{c3b} - \sum_{i=1}^n E_{c3M} - E_{c\Sigma} \quad (9.17)$$

$$E_{cx3M} = E_{C7} = 0,27 - (0 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165);$$

$$E_{cx3M} = E_{C7} = 0,1935.$$

Граничні відхилення залежної ланки визначаються за формулами:

$$ES_{X3M} = E_{CX3M} + ES_x = E_{C7} + ES_{A7} = 0,1935 + 0,027 = 0,2205;$$

$$ES_{X3M} = E_{CX3M} + EI_x = E_{C7} + EI_{A7} = 0,1935 + (-0,027) = 0,1665.$$

Таким чином можна записати, що

$$A_7 = 90_{0,1665}^{0,2205};$$

$$E_7 = \frac{0,2205 + 0,1665}{2} = 0,1935 \text{ (мм)}.$$

Перевіримо ще раз правильність призначення відхилень за формулою 9.6:

$$0,27 = 0,1935 - (0 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165 - 0,0135 - 0,0165);$$

$$0,27 = 0,27$$

Задача розв'язана правильно.

Отже, виконані розрахунки дозволили уточнити номінальні значення всіх розмірів, які входять в розмірний ланцюг та обґрунтовано призначити на них допуски та граничні відхилення.

10 РОЗРАХУНОК ТОЧНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАТИХ КОЛІС

Вихідними даними для розрахунку точності зубчастих коліс є:

- частота обертання зубчатого колеса;
- діаметр зубчатого колеса;
- міжосьова відстань між спряженими зубчатими колесами.

Розрахунок проводиться для зубчатого колеса вказаного викладачем у завданні відповідно до виданого складального креслення.

10.1 Основні поняття та визначення

Зубчаті передачі – це складні кінематичні пари, які мають ряд призначень, а саме: передача крутних моментів, зміни напрямку руху; зміни частоти обертання, перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. Параметри точності регламентують точність окремого колеса та експлуатаційні параметри передачі за ГОСТ 1643-81.

ГОСТ 1643-81 поширюється на евольвентні циліндричні зубчасті колеса й зубчасті передачі зовнішнього та внутрішнього зачеплення з прямозубими, косозубими та шевронними зубчастими колесами з діаметром ділильного кола до 6300 мм, модулем зубів від 1 до 55 мм, шириною зубчастого вінця або півшеврона до 1250 мм. Евольвентний профіль зуба одержують при механічній обробці заготовок методом обкочування (без ковзання) зуборізним інструментом. При цьому профіль та геометричні параметри зубів зубчастих коліс мають відповідати ГОСТ 13755-81.

Для зубчастих коліс та передач встановлено дванадцять ступенів точності, які позначаються у порядку зменшення точності арабськими цифрами від 1 до 12. Для ступеня точності 1 та 2 допуски й граничні відхилення в ГОСТ 1643-81 не наводяться, тому що ці ступені передбачені для майбутнього розвитку, коли технологія зубонарізування зможе забезпечити таку точність.

Ступені точності від 3 до 5 застосовують для виготовлення вимірювальних зубчастих коліс, що використовуються для контролю зубчастих коліс; колеса, застосовувані в особливо точних ділильних механізмах; зуборізний інструмент.

Зубчасті колеса ступенів точності 5–8 широко застосовують в авіаційній, автомобільній та іншій галузях промисловості. Найбільше поширення в машинобудуванні мають зубчасті колеса 7-го ступеня точності. Такі колеса широко використовуються в металорізальних верстатах, швидкісних редукторах, автомобілях й тракторах.

Зубчасті колеса ступеня точності 8–11 застосовують у вантажопідійомних механізмах та сільськогосподарських машинах. За дванадцятим ступенем точності виготовляють невідповідальні колеса із зубами, що не піддаються механічній обробці, наприклад литі.

Розрахунковим ступенем точності є шостий ступінь. Для цього ступеня точності розраховувалися допуски, а для інших ступенів числові значення допусків визначалися множенням або розподілом допусків 6-го ступеня на коефіцієнти переходу. У межах одного ступеня точності величини допусків та граничних відхилень для різних показників точності пов'язані між собою аналітичними залежностями, наведеними в стандарті.

Вибір ступеня точності передачі виконується конструктором на основі конкретних умов роботи передачі й тих вимог, які до неї висуваються (колової швидкості, режиму роботи, потужності, що передаватиметься тощо).

При виборі ступенів точності використовують один із трьох методів: розрахунковий, прецедентів (аналогів) або подібності (табличний).

Найкращим є розрахунковий метод, при якому необхідний ступінь точності визначається на основі кінематичного розрахунку погрішностей всієї передачі, розрахунку динаміки передачі, вимог до вібрацій та шуму передачі, розрахунку на контактну міцність й довговічність.

При методі прецедентів ступінь точності проекрованої передачі приймають рівним ступеню точності передачі, яка демонструвала ефективність експлуатації.

При методі подібності для вибору ступеня точності використовують узагальнені рекомендації й таблиці, у яких вказані типові значення колової швидкостей для кожного ступеня точності.

Для кожного ступеня точності встановлені показники точності, які зведені в три групи норм точності: норми кінематичної точності, плавності й контакту зубів. Такий поділ викликаний тим, що залежно від призначення й умов роботи зубчастих коліс та передач, висуваються різні вимоги до точності виконання їх елементів.

Це дозволяє в одній передачі комбінувати різні ступені точності, тобто призначати їх відповідно до умов роботи та важливості показників. Наприклад, для тихохідних силових передач норми контакту зубів призначаються за більш високими ступенями точності, ніж норми кінематичної точності й плавності роботи колеса, а для передач відлікових механізмів норми контакту приймаються грубіші норм кінематичної точності.

Комбінування ступенів точності дозволяє на важливі функціональні параметри задавати більш високі вимоги, а на другорядні – знижені, що приводить до здешевлення виготовлення профілю зубів.

Між показниками точності зубчастих коліс існує певний взаємозв'язок, тому практично неможливо виготовити колеса зі значним розривом у ступенях точності за окремими показниками. Стандарт установлює обмеження при комбінуванні норм різних ступенів точності: норми плавності роботи зубчастих коліс та передач можуть бути не більше ніж на два ступені точніші або на один ступінь грубіші норм кінематичної точності; норми контакту зубів можуть призначатися за будь-якими ступенями, більш точними, чим норми плавності роботи зубчастих коліс та передач, а також на один ступінь грубіші норм плавності.

Якщо ж експлуатаційні вимоги до передачі за всіма показниками однакові, то для всіх показників точності коліс (норм точності) призначається один ступінь точності.

Для вибору кінематичного ступеня точності можна скористатись таблицею 10.1.

Таблиця 10.1 – Вибір ступеня точності залежно від призначення зубчатих передач та їх колових швидкостей

Ступінь точності циліндричного зубчастого колеса	Область застосування	Колові швидкості коліс: а)прямозубих б)непрямозубих
1	2	3
5-ий (прецизійні)	Зубчасті колеса, призначені для передач з прецизійною узгодженістю обертання або такі, що працюють при високих швидкостях з найбільшою плавністю та безшумністю. Колеса прецизійних механізмів* або високошвидкісних передач (турбінні). Вимірювальні колеса для контролю коліс 8-го та 9-го ступеня точності	а) більше 30 м/с б) більше 50 м/с
6-ий (високоточні)	Зубчасті колеса призначені для передач з точно узгодженим обертанням або працюють при підвищених швидкостях та більших навантаженнях плавно та безшумно. Колеса ділильних механізмів* або швидкісних редукторів**, відповідальні колеса авіа-, авто- та верстатобудування**	а) до 15 м/с б) до 30 м/с
7-ий (точні)	Зубчасті колеса, що працюють при підвищених швидкостях та помірних навантаженнях, або, навпаки, колеса подачі у верстатах, де потрібна узгодженість рухів; колеса редукторів нормального ряду, колеса авіа- та автобудування	а) до 10 м/с б) до 15 м/с
8-ий (середньої точності)	Зубчасті колеса загального машинобудування, які не потребують особливої точності; колеса верстатів, які не входять в ділильні ланцюги, невідповідальні шестерні авіа-, авто- та тракторобудування, колеса вантажопідійомних механізмів, відповідальні шестерні сільськогосподарських машин	а) до 6 м/с б) до 10 м/с
9-ий (пониженої точності)	Зубчасті колеса, призначені для грубої роботи, до яких не висуваються вимоги середньої точності, ненавантажені передачі, виконані з конструктивних міркувань більшими, ніж отримані з розрахунків	а) до 2 м/с б) до 4 м/с

* Ступінь за нормами плавності може бути на один ступінь грубіший.

** Ступінь за нормами кінематичної точності може бути на один ступінь грубіший.

Кінематична точність зубчастих передач визначається кінематичною похибкою колеса, радіальним биттям зубчастого вінця коливанням довжини загальної нормалі та міжосьової відстані за один оберт колеса.

Кінематичною похибкою зубчастого колеса F'_{ir} називається найбільша похибка кута повороту колеса в межах його повного оберту.

Накопиченою похибкою кроку по колесу F_{pr} називають найбільшу похибку у взаємному розташуванні двох однойменних профілів зубців обводу колеса.

Похибкою кута повороту досліджуваного зубчастого колеса називають різницю між дійсним φ_2 та номінальним (розрахунковим) φ_3 кутами повороту, що виражається довжиною дуги ділильного кола.

Радіальним биттям зубчастого вінця F_{rr} називають найбільше коливання відстаней від постійних хорд зубців (впадин) до осі обертання.

Довжиною загальної нормалі називають пряму, що з'єднує точки дотику двох різнойменних профілів.

Коліванням міжосьової відстані за один оберт колеса F''_{ir} називають різницю між найбільшою a_{max} та найменшою a_{min} дійсними міжосьовими відстанями.

Загальною нормаллю називається пряма, яка з'єднує точки дотику двох різних профілів з охоплювальними їх паралельними дотичними до них площинами. Середня довжина загальної нормалі визначається, як середнє арифметичне зі всіх дійсних довжин загальних нормалей по зубчатому колесу.

Плавність – це один із важливих показників роботи зубчастих передач. Для забезпечення плавності роботи коліс у передачі необхідно обмежувати допусками циклічну похибку, граничне відхилення кроку зачеплення, похибку профілю зуба, відхилення кроку.

Циклічною похибкою f_{zkr} називають подвоєну амплітуду гармонічної складової кінематичної похибки зубчастого колеса.

Під відхиленням кроку зачеплення f_{pbr} розуміють різницю між дійсним та номінальним кроками зачеплення.

Похибка профілю зуба f_{fr} – це відстань за нормаллю між двома теоретичними профілями.

Відхиленням кроку f_{ptr} називають похибку кроку зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок.

Контакт спряжених зубців коліс характеризує концентрацію навантаження на окремих ділянках бокових поверхонь зубців. Практично цей показник визначається плямою контакту.

При збільшенні повноти контакту зубців, тобто площі та рівномірного розподілу плями контакту на робочій поверхні зубців, збільшується надійність передач. Комплексним показником повноти контакту зубців є сумар

на пляма, тобто частина активної поверхні зуба, на якій розміщені сліди прилягання його до зубців спряженого колеса після роботи передачі.

Гарантований, тобто найменший з усіх можливих в передачі, боковий зазор між неробочими профілями зубів при контакті робочих профілів має компенсувати усі можливі зміни розмірів коліс, які виникають внаслідок нагріву передачі в процесі експлуатації, забезпечити нормальні умови змащення зубів, а також компенсувати похибки виготовлення та монтажу

$$j_{n \min} = j_{n1} + j_{n2} \quad (10.1)$$

Передбачено 6 видів спряжень, які визначають різні значення $j_{n \min}$. Кожний вид спряження має умовну назву, символ та передбачає різні значення зазору, а саме: вид А – збільшений; В – нормальний; С – зменшений; D – малий; Е – особливо малий; Н – нульовий.

1. Величина бокового зазору, що відповідає температурній компенсації

$$j_{n1} = a \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1^\circ - \alpha_2 \cdot \Delta t_2^\circ) \cdot 2 \sin \alpha, \quad (10.2)$$

де a – міжосьова відстань;

α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширення зубчастого колеса та шестерні ($\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ – для сталевих коліс; $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ – для чавунних коліс);

t_1, t_2 – граничні робочі температури зубчастого колеса та шестерні, відповідно.

2. Величина бокового зазору, що забезпечує нормальні умови змащення j_{n2} , залежить від способу змащення та колової швидкості передачі.

Найбільший боковий зазор ГОСТ не нормується.

На боковий зазор згідно зі стандартом ГОСТ 1643-81 встановлено вісім видів допусків T_{jn} : h, d, c, b, a, z, y, x при модулі $m > 1$ мм.

Умовні позначення циліндричних зубчастих передач включають ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності контакту, а також – вид спряження, допуск на боковий зазор та стандарт. Наприклад, позначення 8-7-7-Ва ГОСТ 1643-81 вказує, що для передачі з циліндричними зубчастими колесами прийняті такі ступені точності за нормами: 8 – кінематична точність, 7 – плавність роботи, 7 – пляма контакту, а також вид спряження В з допуском на боковий зазор a .

10.2 Алгоритм розрахунку точності зубчастого колеса

Нехай дано діаметр ділильного кола зубчастого колеса d (визначається з креслення) та міжосьова відстань a .

1. З вихідних даних для розрахунки посадки із зазором нам відомо частоту обертання вала n . Враховуючи передаточні відношення (для положення механізму, зображеного на кресленні) визначаємо частоту обертання досліджуваного зубчастого колеса n_n

$$n_n = n \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_i, \quad (10.3)$$

де $u_i = \frac{d_i}{d_{i+1}}$ – передаточне відношення.

2. Визначаємо лінійну швидкість точки ділительного кола зубчастого колеса

$$V = 0,5n_n \cdot d_n, \quad (10.4)$$

де n_n – частота обертання досліджуваного зубчастого колеса;

d_n – ділительний діаметр досліджуваного зубчастого колеса.

3. За таблицею 10.1 з врахуванням лінійної швидкості точки ділительного колеса та службового призначення механізму вибираємо кінематичну точність зубчастого колеса. Вибір норм плавності та плями контакту відбувається залежно від кінематичної точності колеса (точність за плямою контакту може бути на один ступінь точніша від кінематичної, а за нормами плавності може бути на один ступінь грубіша норм кінематичної точності) та призначення механізму.

4. Розраховуємо модуль зубчастого колеса на основі залежності

$$m_n = \frac{a}{(z_1 + z_2) \cos \beta_n} = \frac{d_1 + d_2}{2(z_1 + z_2) \cos \beta_n}, \quad (10.5)$$

або для прямозубих зубчастих коліс

$$m = \frac{a}{(z_1 + z_2)} = \frac{d_1 + d_2}{(z_1 + z_2)}, \quad (10.6)$$

де z_1 та z_2 – кількість зубців зубчастого колеса та шестерні;

d_1 та d_2 – ділительні діаметри зубчастого колеса та шестерні;

a – міжосьова відстань між колесом та шестернею;

β_n – кут нахилу до осі обертання зубців зубчастого колеса.

5. Призначаємо кількість зубців зубчастого колеса та шестерні z_1 та z_2 на основі виразів (10.5) або (10.6) [3].

6. Розраховуємо гарантований боковий зазор на основі виразів (10.1) та (10.2).

7. Призначаємо вид спряження за найближчим більшим значенням гарантованого бокового зазору [3] таким чином, щоб $j_n < j_{nmin}$.

8. Визначаємо довжину спільної нормалі

$$W = m \cdot W_l, \quad (10.7)$$

де W_l – довжина спільної нормалі при $m = 1$ мм [3].

9. Визначаємо відхилення від середньої довжини загальної нормалі [3].

Верхнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$-E_{ms} = E'_{Wms} + E''_{Wms}. \quad (10.8)$$

Нижнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$E_{Wn1} = -(E_{Wms} + T_{Wm1}), \quad (10.9)$$

де T_{Wm1} – допуск на середню довжину загальної нормалі [3].

10.3 Приклад розрахунку точності циліндричного зубчастого колеса (див. рисунок 10.1)

Вихідні дані:

Ділильний діаметр $d = 164$ мм; міжосьова відстань $a = 116$ мм; частота обертання на валу d_1 дорівнює 500 об/хв.

1. Для заданого на рисунку 10.1 положення частота обертання досліджуваного зубчастого колеса становитиме

$$n_n = n \cdot \frac{114}{116} = 1000 \cdot \frac{114}{116} = 982,7 \text{ (об/хв)}.$$

2. Лінійна швидкість руху точки на ділильному колі зубчастого колеса становитиме

$$V = 0,5 \cdot 982,7 \cdot 0,164 = 80,59 \text{ (м/хв)}.$$

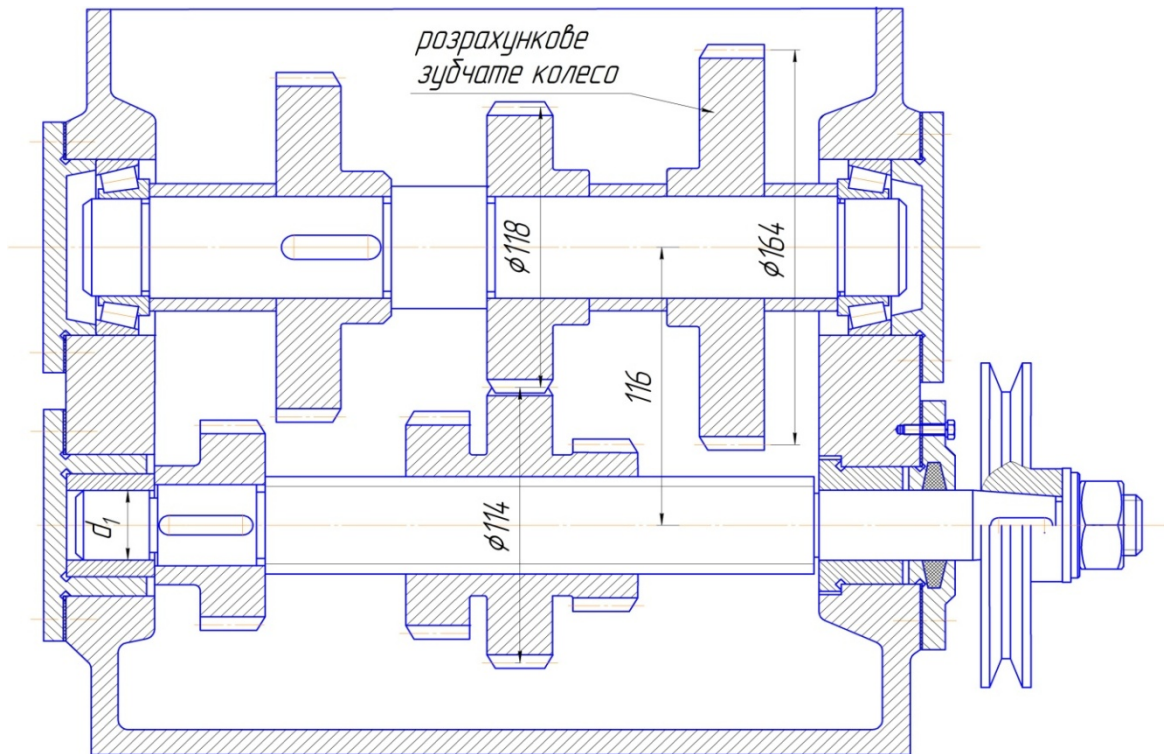


Рисунок 10.1 – Креслення механізму

3. Згідно з рекомендаціями (див. таблицю 10.1), для зубчастих коліс в таких механізмах можна застосовувати 9 ступінь кінематичної точності.

4. Приймаємо, що модуль зубчастого колеса $m = 4$, тоді кількість зубців становитиме

$$z = d/m = 164/4 = 41.$$

5. Розраховуємо гарантований боковий зазор на основі виразів

$$j_n = j_{n1} + j_{n2},$$

$$j_{n1} = a (\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)) \cdot 2 \sin \alpha,$$

$$j_{n2} = (10 \dots 30) m,$$

де a – міжосьова відстань;

α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширення:

$\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – для сталених коліс;

$\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – для чавунних коліс;

t_1, t_2 – граничні температури зубчастого колеса та шестерні, які відповідають робочій температурі механізму ($t_1 = t_2 = t_p = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Тоді, підставляючи отримані значення

$$j_{n1} = 116 \cdot (11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55 - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55) \cdot 0,684 = 4,4 \text{ (мкм)};$$

$$j_{n2} = (10 \dots 30) m = 20 \cdot 4 = 80 \text{ (мкм)};$$

$$j_n = 4,4 + 80 = 84,4 \text{ (мкм)}.$$

6. Призначаємо стандартний боковий зазор.

З довідникових таблиць вибираємо найближче більше значення гарантованого бокового зазору $j_{n \min} = 100$ мкм, що відповідає виду спряження С та допуску на спряження s . Таким чином позначення точності зубчастого колеса запишеться:

$$9-10-10 \text{ C},$$

де 9 – ступінь за нормами кінематичної точності;

10 – ступінь точності за нормами плавності;

10 – ступінь точності за нормами контакту зубців;

С – вид спряження зубців.

7. Визначаємо довжину спільної нормалі

$$W = m \cdot W_1,$$

де W_1 – довжина спільної нормалі при $m = 1$ мм.

$W_1 = 7,85650$ при $z_n = 3$.

Тоді довжина спільної нормалі

$$W = m \cdot W_1 = 4 \cdot 7,85650 = 31,5825 \text{ (мм)}.$$

8. Визначаємо відхилення від середньої довжини загальної нормалі [3].
Верхнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$-E_{ms} = E'_{Wms} + E''_{Wms},$$

де $E'_{Wms} = 120$ мкм; $E''_{Wms} = 14$ мкм при допуску на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 56$ мкм.

Таким чином

$$E_{ms} = -(120 + 14) = -134 \text{ (мкм)}.$$

Нижнє відхилення середньої довжини загальної нормалі розраховується:

$$E_{Wn_1} = -(E_{Wms} + T_{Wm_1}),$$

де $T_{Wm_1} = 100$ мкм – допуск на середню довжину загальної нормалі.

Підставляючи числові значення отримаємо

$$E_{Wn_1} = -(E_{Wms} + T_{Wm_1}) = -(134 + 100) = -234 \text{ (мкм)}.$$

Отже, довжина загальної нормалі

$$31,5825 \begin{matrix} -0,134 \\ -0,234 \end{matrix}.$$

11 ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ КРЕСЛЕНЬ

11.1 Правила і рекомендації щодо призначення допусків та граничних відхилень

Геометрична точність деталей оцінюється:

- точністю розмірів елементів деталей;
- точністю їх взаємного розташування;
- точністю форми поверхонь елементів (макрогеометрією поверхонь);
- шорсткістю поверхонь (мікрогеометрією).

При проектуванні деталей задають не тільки розміри елементів, але й їх граничні відхилення за всіма чотирма геометричними параметрами.

11.1.1 Граничні відхилення розмірів

Для всіх розмірів, які нанесені на креслені, вказуються граничні відхилення.

Граничні відхилення спряжених розмірів відповідають посадкам, які вказані на складальних кресленнях. Їх наносять на креслені одним з трьох способів, встановленим ГОСТ 25346-82:

- умовним позначенням полів допусків – $30f6, 70H8$;
- числовими значеннями граничних відхилень – 30, 70;
- умовними позначеннями полів допусків з вказуванням в дужках числових значень граничних відхилень – $30 f6 \begin{pmatrix} -0,02 \\ -0,033 \end{pmatrix}$.

Граничні відхилення розмірів, які входять в розмірний ланцюг, вказуються відповідно до результатів розрахунків розмірних ланцюгів.

Числові значення відхилень визначаються за таблицями ГОСТ 30893-2002 залежно від класу точності, вказаному в загальному записі.

11.1.2 Допуски форми та розташування

Вибір допусків залежить від конструктивних та технологічних вимог до елементів деталей.

На кресленнях безпосередньо вказуються лише ті допуски форми та розташування, які через конструктивні й технологічні причини мають бути меншими, а в окремих випадках – більшими, чим вказані.

Всі допуски форми та розташування поділяють на дві групи:

- обмежені полем допуску розміру;
- безпосередньо не обмежені полем допуску розміру.

Згідно з ГОСТ 24643-81 до першої групи відносяться допуски циліндричності, круглості, профілю повздовжнього перерізу, площинності, прямолінійності та паралельності. На дані допуски розповсюджується правило, якщо допуски форми та розташування не вказані, то вони мають бути обмежені полем допуску розміру.

Відхилення форми та розташування другої групи не входять складовою частиною в похибку розміру відповідних елементів й не виявляються при контролі розмірів. Тому ці відхилення завжди мають бути обмеженими граничними допусками.

Допуски форми та розташування поверхонь вказуються на кресленнях відповідно до ГОСТ 2.308-79.

11.2 Технічні вимоги на кресленнях

Текстову частину вимог розміщують на полі креслення над основним написом в такому порядку:

- вимоги до матеріалу, заготовки, термічної обробки;
- розміри (формувальні та штампувальні радіуси, ухили);
- граничні відхилення розмірів, форми та розташування поверхонь, дисбаланс;
- вимоги до якості поверхонь (шорсткість, покриття).

11.3 Призначення допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь для виконання робочих креслень валів

11.3.1 Загальні вимоги до вибору допусків форми та розташування

При виборі допусків форми та розташування на деталі форми й розташування на деталі типу вали всі вимоги можна розділити на три групи.

Перша група пов'язана з установленням підшипників кочення, або із створенням необхідних умов для роботи цих підшипників.

Друга група забезпечує точність зачеплення в зубчатих та черв'ячних передачах.

Третя група обмежує неврівноваженість деталей.

Під час призначення допусків взаємного розташування різних елементів валів, насамперед необхідно вибрати бази, відносно яких вони будуть задаватися. За базову поверхню, зазвичай, вибирають поверхні цапф, тобто ті поверхні, які визначають положення вала в механізмі.

11.3.2 Призначення допусків форми та розташування поверхонь

Для підшипників кочення призначають допуск радіального биття посадочної поверхні відносно загальної осі.

Допуск радіального биття рекомендується призначати замість співвісності, оскільки полегшується контроль даного параметра.

Для забезпечення якості роботи підшипника кочення, крім радіального биття, призначають допуск торцьового биття заплечика вала.

Для забезпечення норм контакту зубців в передачі – призначають допуск торцевого биття, буртика вала.

Для забезпечення виконання норм кінематичної точності передачі – призначають допуск радіального биття посадочної поверхні для зубчатого колеса.

Для обмеження можливого дисбалансу як самого вала, так й вала в механізмі призначають допуск радіального биття, а для зірочок, залежно від частоти обертання.

Для забезпечення якісної роботи підшипників кочення призначають допуски круглості та профілю повздовжнього перерізу.

Допуск симетричності розташування бокових сторін шліців – для забезпечення рівномірності контакту бокових поверхонь шліців в спряженні.

Допуск симетричності та допуск паралельності на розташування шпонокового (шліцьового) паза відносно осі циліндричної поверхні для спрощення складання-розбирання з'єднання.

11.3.3 Призначення параметрів шорсткості

Значення параметра Ra шорсткості поверхонь в шпоноковому з'єднанні згідно з рекомендаціями потрібно вибирати не більше:

- для робочих поверхонь пазів та шпонок – 1,6 ... 3,2 мкм;
- для неробочих поверхонь – 6,3 ... 12,5 мкм.

Значення параметра шорсткості посадочних поверхонь під підшипники кочення вибирають за таблицею 11.1.

Таблиця 11.1 – Параметри шорсткості посадочних поверхонь під підшипники кочення

Посадочна поверхня	Номінальний розмір, мм	Значення параметра Ra , мкм		
		Клас точності підшипника		
		0	6 та 5	4
Валів	до 80	1,25	0,63	0,32
	вище 80 до 500	2,5	1,25	0,63
Отворів корпусів	до 80	1,25	0,63	0,63
	вище 80 до 500	2,5	1,25	1,25
Опорних торців заплечиків валів та корпусів	до 80	2,5	1,25	1,25
	вище 80 до 500	2,5	2,5	2,5

Значення параметра Ra шорсткості поверхонь зубчастих (шліцьових) з'єднань потрібно вибирати за таблицею 11.2.

Шорсткість поверхонь під манжетні ущільнення вибирають відповідно до таблиці 11.3.

Також необхідно призначати шорсткість поверхонь заплечика вала та під зубчате колесо.

Таблиця 11.2 – Параметри шорсткості посадочних поверхонь зубчастих (шліцьових) з'єднань

З'єднання	Значення параметрів Ra, мкм не більше					
	Впадина отвору	Зуб вала	Центруючі поверхні		Нецентруючі поверхні	
			Отвір	Вал	Отвір	Вал
Нерухоме	1,6...3,2	1,6...3,2	0,8...1,6	0,4...0,8	3,2...6,3	1,6...6,3
Рухоме	0,8...1,6	0,4...0,8	0,8...1,6	0,4...0,6	3,2	1,6...3,2

Таблиця 11.3 – Шорсткість поверхонь під манжетні ущільнення

Характеристика поверхні	Значення параметра Ra, мкм
Посадочні поверхні підшипників ковзання	0,4...0,8
Поверхні деталей в посадках з натягом	0,8...1,6
Поверхні валів під ущільнення	0,2...0,4, полірувати

Література

1. Базієвський С. Д. Взаємозамінність стандартизація і технічні вимірювання : підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / С. Д. Базієвський, В. Ф. Дмитришин. – Київ : Видавничий Дім «Слово», 2004. – 504 с.
2. Гаврилук В. І. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання / В. І. Гаврилук, М. Л. Кукляк – К. : НМК, 1990. – 214 с.
3. Допуски и посадки : справочник Ч. I / [Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б., Брачинский В. А.] – Л. : Машиностроение, 1982. – 543 с.
4. Допуски и посадки : справочник Ч. II / [Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б., Брачинский В. А.] – Л. : Машиностроение, 1982. – 448 с.
5. Зенкин А. С. Допуски и посадки в машиностроении / А. С. Зенкин, И. В. Петко. – К. : Техника, 1984. – 311 с.
6. Лисенко Г. Л. Методичні вказівки до оформлення курсових проектів (робіт) для студентів всіх спеціальностей / Лисенко Г. Л., Буда А. Г., Обертюх Р. Р. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 58 с.
7. Сірий І. С. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання / Сірий І. С. – К. : Урожай, 1995. – 263 с.
8. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М. – М. : Машиностроение. 1986. – 352 с.

Глосарій

Відхилення верхнє – upper deviation

Відхилення нижнє – upper lower

Гідродинамічні підшипники – hydrodynamic bearings

Граничний калібр – limit gauge

Дійсні розміри – actual dimensions

Допуски – tolerance

- циліндричності – cylindricity tolerance
- круглості – roundness tolerance
- профілю повздовжнього перерізу – longitudinal cross-section tolerance
- площинності – flatness tolerance
- прямолінійності – linearity tolerance
- паралельності – parallelism tolerance
- радіального биття – radial run-out tolerance
- торцевого биття – end play tolerance

Зазор – clearance

Замикальна ланка – closing link

Калібри – gauges

Квалітет – finish

Комплексний калібр – complex gauge

Контрольні калібри – reference gauges

Натяг – tension

Нормальний калібр – normal gauge

Підшипник кочення – rolling bearing

Перехідна посадка – transition fit

Посадка – fit

Посадка із зазором – clearance fit

Посадка із натягом – interference fit

Посадка в системі отвору – hole system fit

Посадка в системі вала – shaft system fit

Приймальні калібри – inspection gauge

Робочі калібри – working gauges

Різьбова поверхня – threaded surface

Розмірний ланцюг – dimension chain

Шліцьове з'єднання – splined joint

Шпонкове з'єднання – keyed joint

Шорсткість – roughness

Додаток А
(обов'язковий)
Титульний аркуш пояснювальної записки

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни:
«Взаємозамінність стандартизація і технічні вимірювання»

на тему:
РОЗРАХУНОК ТОЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ І ПОСАДОК
КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

08-26.КР.ВСТВ.19.19.00.000 ПЗ

Студент 3-го курсу групи 1ПМ-176
Спеціальність
131 – «Прикладна механіка»
Демчук В. П.
Керівник: к.т.н. доцент каф. ТАМ
Савуляк В. В.

Національна шкала _____
Кількість балів _____
Оцінка: ECTS _____

Члени комісії: _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Вінниця – 20__ рік

Додаток Б
(обов'язковий)
Індивідуальне завдання

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Інститут машинобудування та транспорту

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав.кафедри ТАМ
_____ проф. Козлов Л. Г.
«__» _____ 20__р.

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ
на курсову роботу з дисципліни
«Взаємозамінність стандартизація та технічні вимірювання»

студента _____ групи _____

Рисунок ____ Варіант ____

Тема _____

Початкові дані:

Посадка із зазором:

$D_1 =$ _____ мм; $R =$ _____ Н; $n =$ _____ об/хв.; $t_p =$ _____; марка мастила _____;

Перехідна посадка: _____

Посадка з натягом: $M_{кр} =$ _____ Нм; $R_0 =$ _____ Н;

матеріал (втулки/вала) _____ / _____; шорсткість R_a (втулки/вала) _____ / _____ мкм

Проектування калібрів для контролю отвору / вала (тип з'єднання) _____

Підшипники кочення: Клас точності _____; $R =$ _____ кН;

Посадка різьбового з'єднання _____; крок _____ мм

Посадка шпонкового з'єднання _____

Посадка шліцьового з'єднання: центрування за _____

поля допусків для d : _____; поля допусків для D : _____; поля допусків для b : _____

Розрахунок розмірного ланцюга: номінальний розмір вихідної ланки $\Delta\Sigma =$ _____;

граничні відхилення: $ES =$ _____ мм; $EI =$ _____ мм.

Робочі креслення: вал № _____; кришка (стакан) № _____; шестерня № _____.

Графічна частина

1. Складальне креслення механізму (формат А1–А3)
2. Робоче креслення вала (формат А3)
3. Робоче креслення кришки (стакана) (формат А3–А4)
4. Робоче креслення шестерні (формат А3)
5. Робочі креслення калібрів (формат А4)

Дата видачі «__» _____ 2017 р. Керівник курсової роботи _____ Н. С. Семічаснова

Завдання отримав _____
(Підпис) _____ (ПІБ)

Додаток В
(довідковий)
Приклад заповнення першої сторінки змісту

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 АНАЛІЗ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ	5
2 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ПОСАДОК ІЗ ЗАЗОРОМ	6
2.1 Призначення посадок із зазором	6
2.2 Розрахунок та вибір посадки із зазором	6
3 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕХІДНОЇ ПОСАДКИ	11
3.1 Призначення перехідних посадок	11
3.2 Розрахунок та вибір перехідної посадки	11
4 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ПОСАДКИ З НАТЯГОМ	14
4.1 Призначення посадки з натягом	14
3.2 Розрахунок та вибір перехідної посадки	14
5 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КАЛІБРІВ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ВИРОБІВ	18
5.1 Призначення та область застосування граничних калібрів	18
5.2 Розрахунок виконавчих розмірів калібру	18
6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ	21
6.1 Призначення та вибір посадок підшипників кочення	21
6.2 Розрахунок посадок підшипників кочення	21
7 ПРИЗНАЧЕННЯ І РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ДЛЯ КРІПІЛЬНИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ	24
7.1 Призначення посадок для різьбових з'єднань	24
7.2 Розрахунок граничних розмірів для різьбових з'єднань	24
8 ВИБІР ПОСАДОК ДЛЯ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ	26
8.1 Обґрунтування вибору посадок для шпонкових з'єднань	26
8.2 Розрахунок посадки шпонкового з'єднання	26
ВИСНОВКИ	35
ЛІТЕРАТУРА	36
ДОДАТКИ	37

Додаток Г
(довідковий)

Рекомендації для позначень текстових і графічних документів
курсів робіт

Для курсових проектів (робіт) найбільш доцільною є предметна система умовних позначень, яка має таку структуру:

$\underbrace{XX-XX}_{1}.\underbrace{XX.XXXX}_{2}.\underbrace{XX}_{3}.\underbrace{XX}_{4}.\underbrace{XXX}_{5}.\underbrace{XX}_{6}$

- де 1 /XX-XX/ – числовий шифр кафедри, прийнятий у ВНТУ;
2 /XX/ – дисципліна, з якої виконаний КП чи КР (курсний проект або курсова робота);
3 /XX/ – порядковий номер заданого механізму;
4 /XX/ – номер варіанта завдання;
5 /XX/ – два символи для позначення складальних одиниць (від 01 до 99);
6 /XXX/ – три символи для позначень простих складальних одиниць, що входять в основні складальні одиниці об'єкта курсового проекту, записані в специфікації складального креслення об'єкта;
7 /XX/ – код неосновного конструкторського документа (ВС, СК, ПЗ).

08 – 26. КР.ВСТВ.02.15.001.СК

Додаток Д

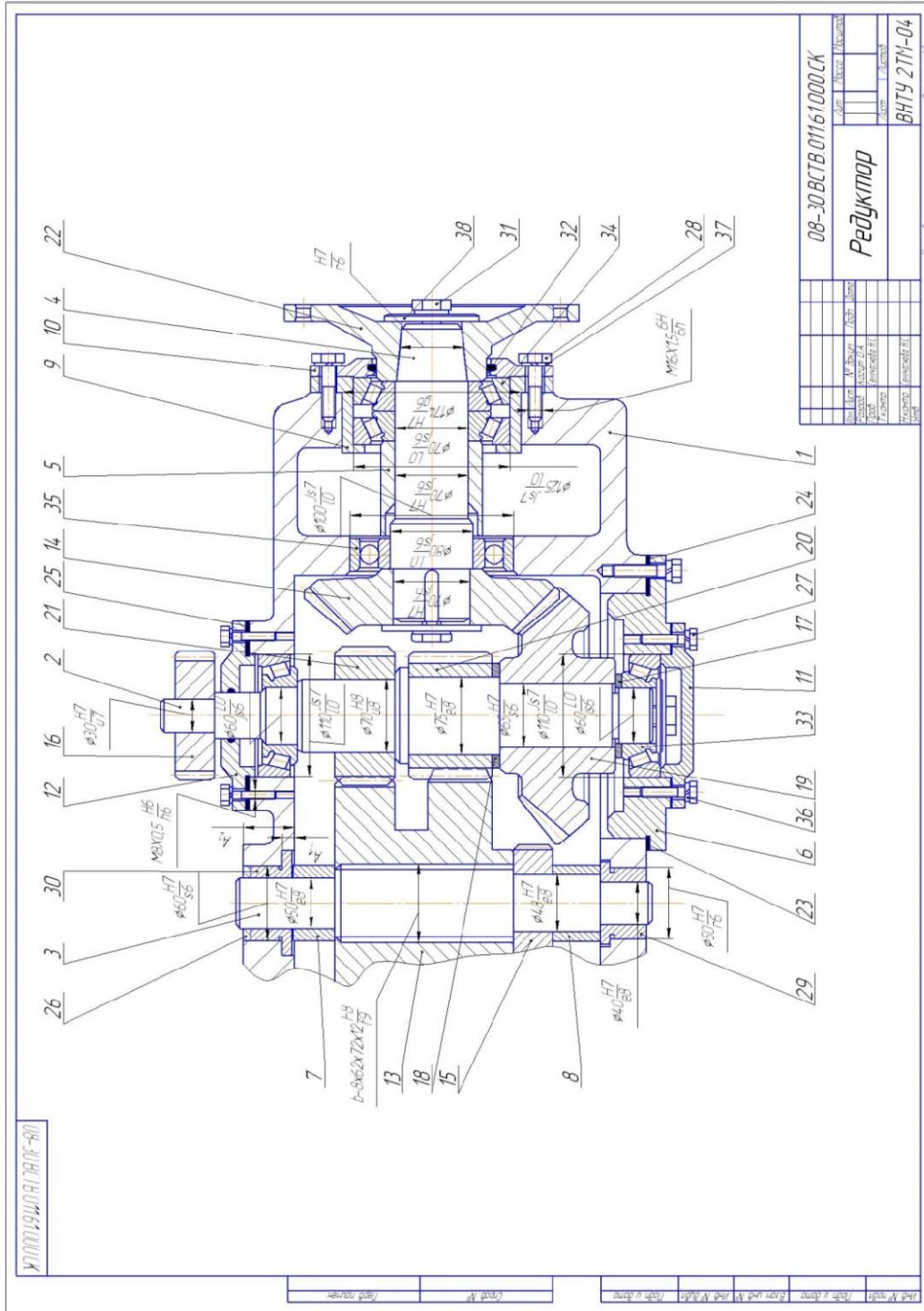


Рисунок Д.1 – Приклад складального креслення механізму

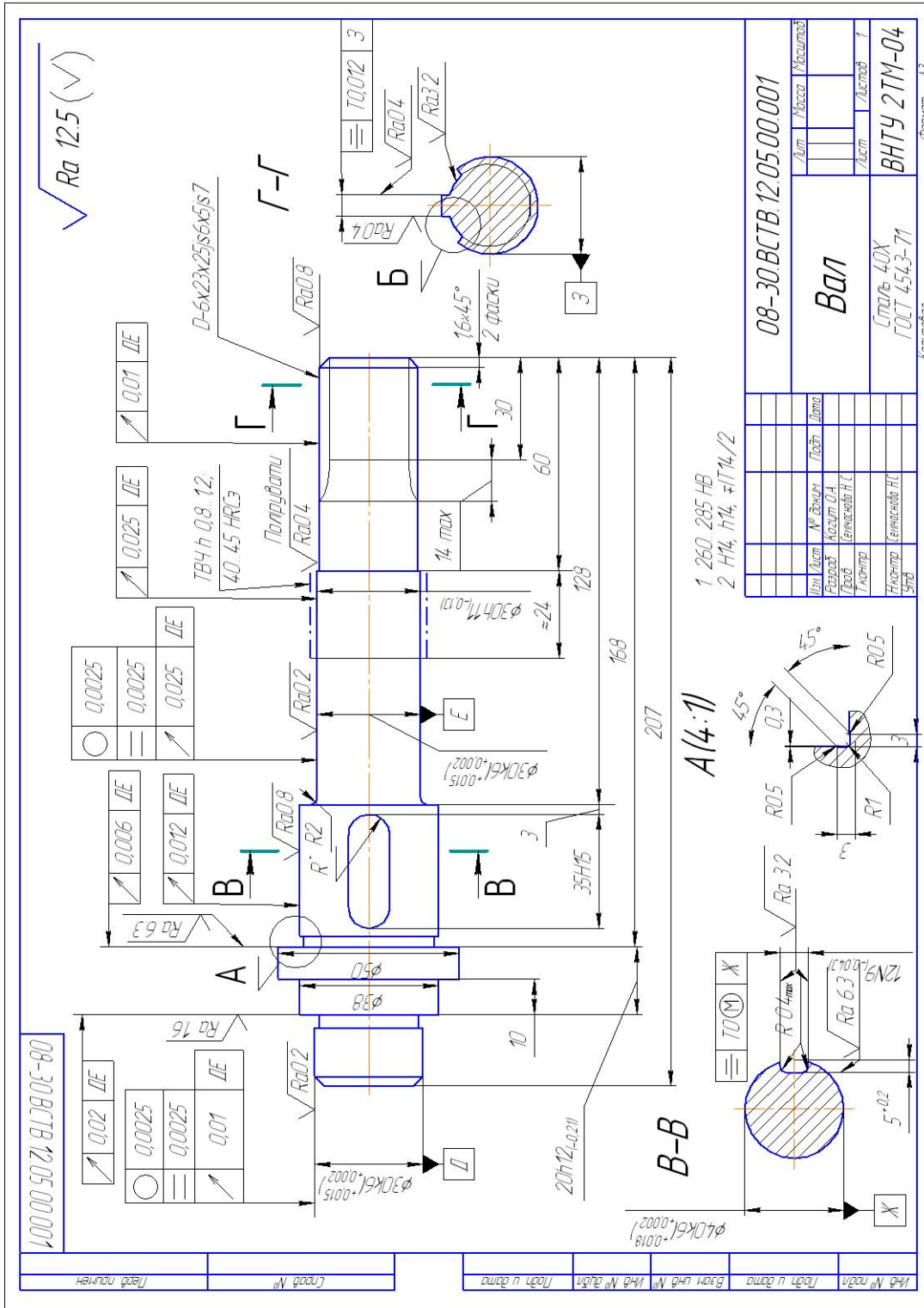


Рисунок Д.2 – Пример рабочего чертежа вала

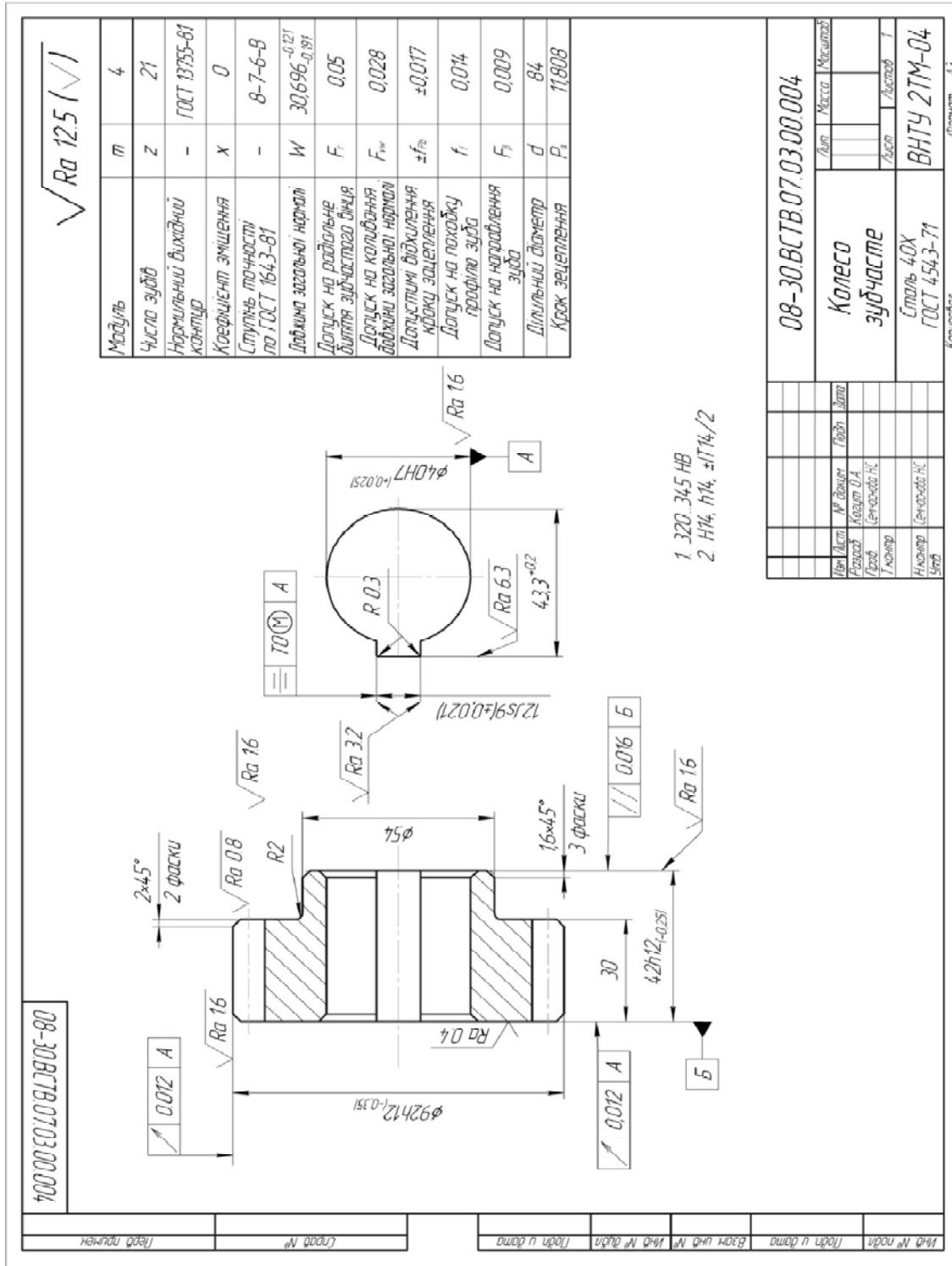


Рисунок Д.3 – Приклад робочого креслення зубчастого колеса

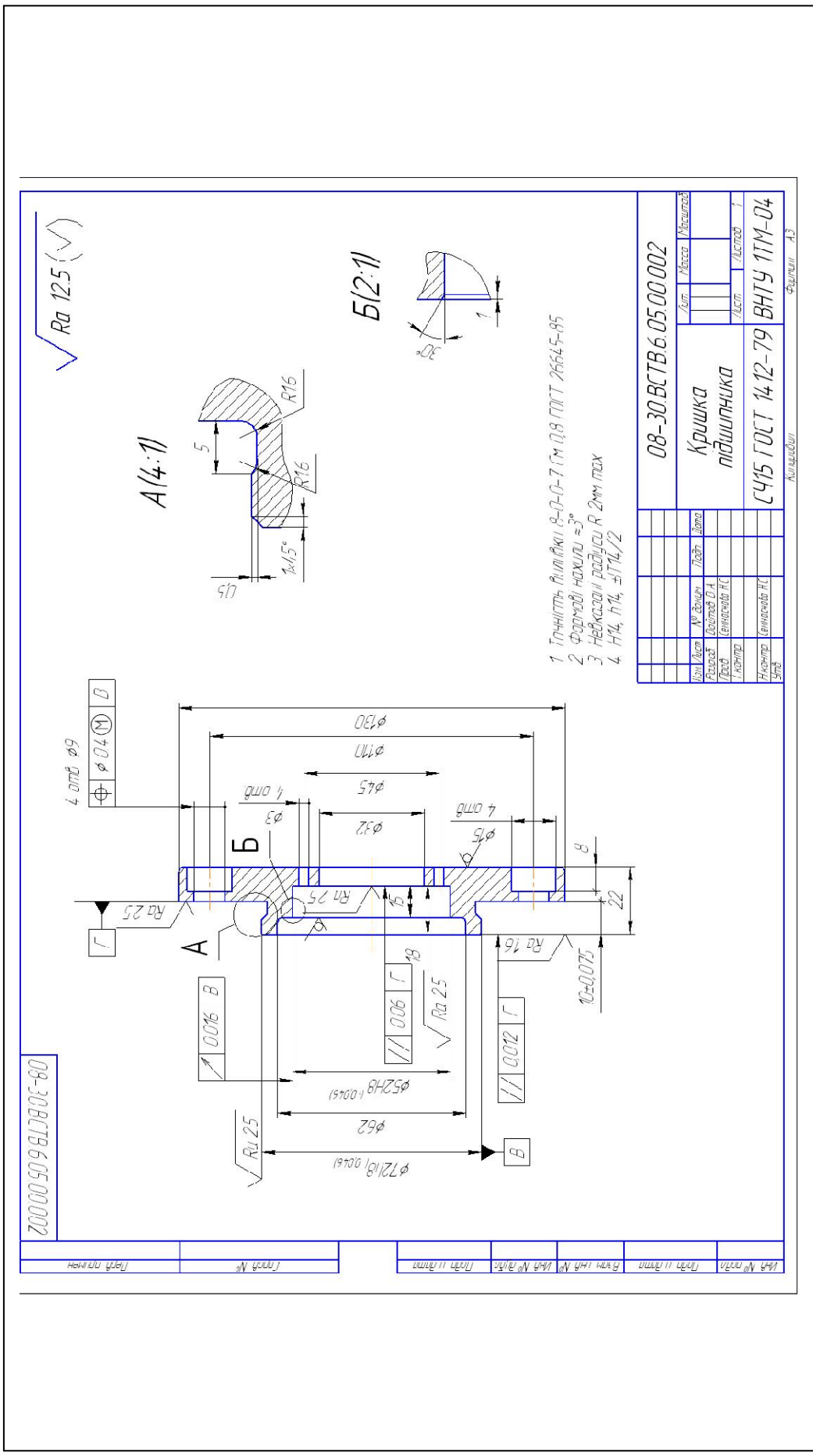


Рисунок Д.4 – Приклад робочого креслення деталі «Кришка підшипника»

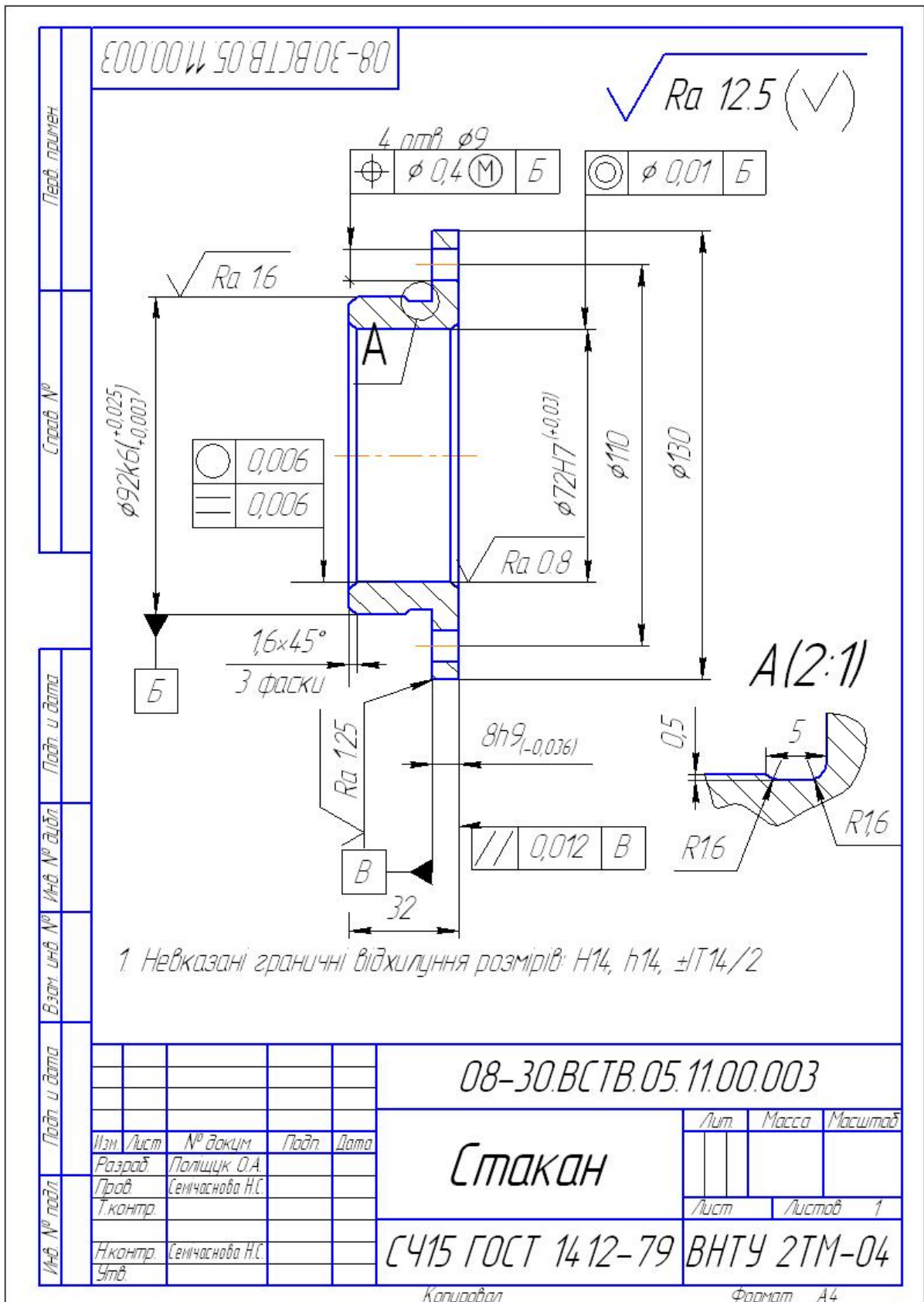


Рисунок Д.5 – Приклад робочого креслення деталі «Стакан»

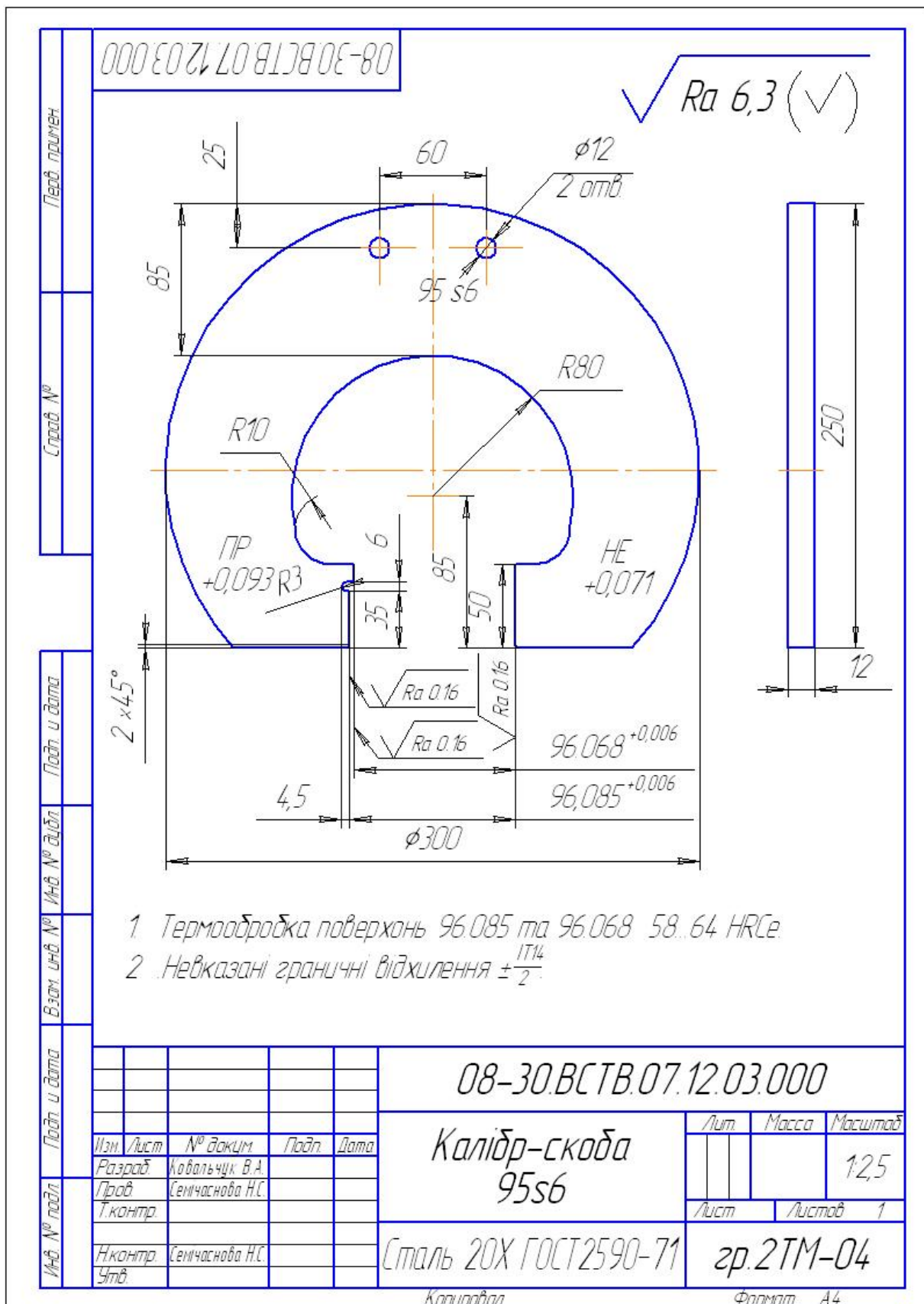


Рисунок Д.6 – Приклад робочого креслення калібру-скоби для контролю валів

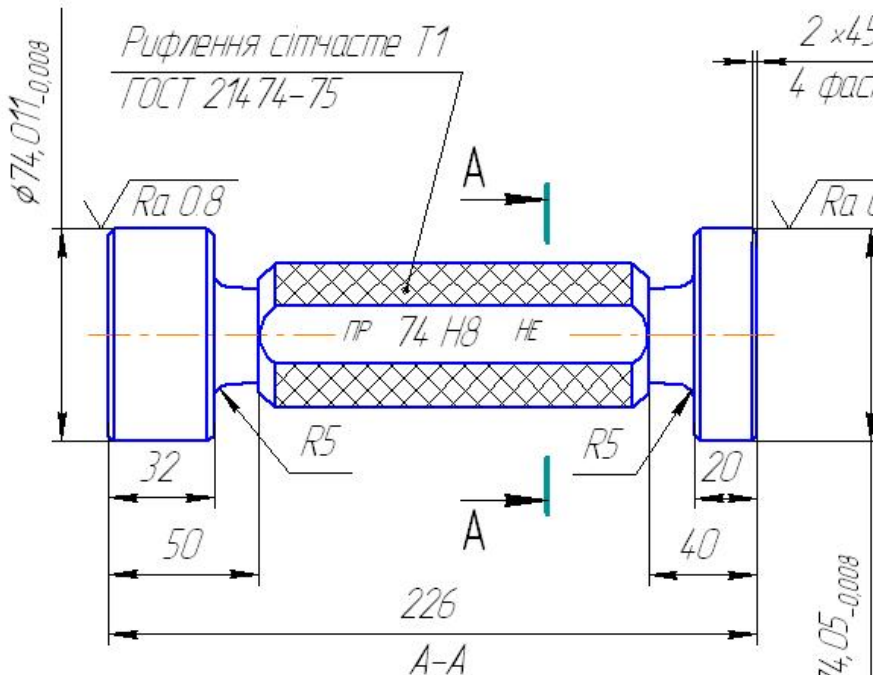
Лев. примен	08-30.BCTB.05.12.05.000				$\sqrt{Ra\ 12.5}\ (\checkmark)$																																	
Справ. №	 <p style="text-align: center;">Рифлення сітчасте Т1 ГОСТ 21474-75</p> <p style="text-align: center;">ПР 74 Н8 НС</p> <p style="text-align: center;">R5</p> <p style="text-align: center;">A-A</p> <p style="text-align: center;">$\phi 50$</p> <p style="text-align: center;">49,2</p>				$\sqrt{Ra\ 0.8}$																																	
Підп. і дата					$\phi 74,011_{-0,008}$																																	
Инв. № дробл					$\phi 74,05_{-0,008}$																																	
Взам. инв. №	<ol style="list-style-type: none"> 1 Термообробка поверхнь $\phi 74,011$ та $\phi 74,05$ 57...65 HRCe 2 Маркувати : 74Н8^(+0.046) 3 Невказані граничні відхилення $\pm \frac{IT14}{2}$ 																																					
Підп. і дата	08-30.BCTB.05.12.05.000																																					
Инв. № посл	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Ізв. Лист</th> <th>№ доки</th> <th>Підп.</th> <th>Дата</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Разраб.</td> <td>Войтов О.А.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td>Семчаснова Н.С.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Т.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td>Семчаснова Н.С.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			Ізв. Лист	№ доки	Підп.	Дата	Разраб.	Войтов О.А.			Пров.	Семчаснова Н.С.			Т.контр.				Н.контр.	Семчаснова Н.С.			Утв.				Калибр-пробка	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Лист</th> <th>Масса</th> <th>Масштаб</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">1:2</td> </tr> <tr> <td>Лист</td> <td>Листов</td> <td style="text-align: center;">1</td> </tr> </tbody> </table>	Лист	Масса	Масштаб			1:2	Лист	Листов	1
Ізв. Лист	№ доки	Підп.	Дата																																			
Разраб.	Войтов О.А.																																					
Пров.	Семчаснова Н.С.																																					
Т.контр.																																						
Н.контр.	Семчаснова Н.С.																																					
Утв.																																						
Лист	Масса	Масштаб																																				
		1:2																																				
Лист	Листов	1																																				
Сталь 20X ГОСТ 2590-71				ВНТУ 2ТМ-04																																		
Копировав				Формат А4																																		

Рисунок Д.7 – Робоче креслення калібру-пробки для контролю отворів

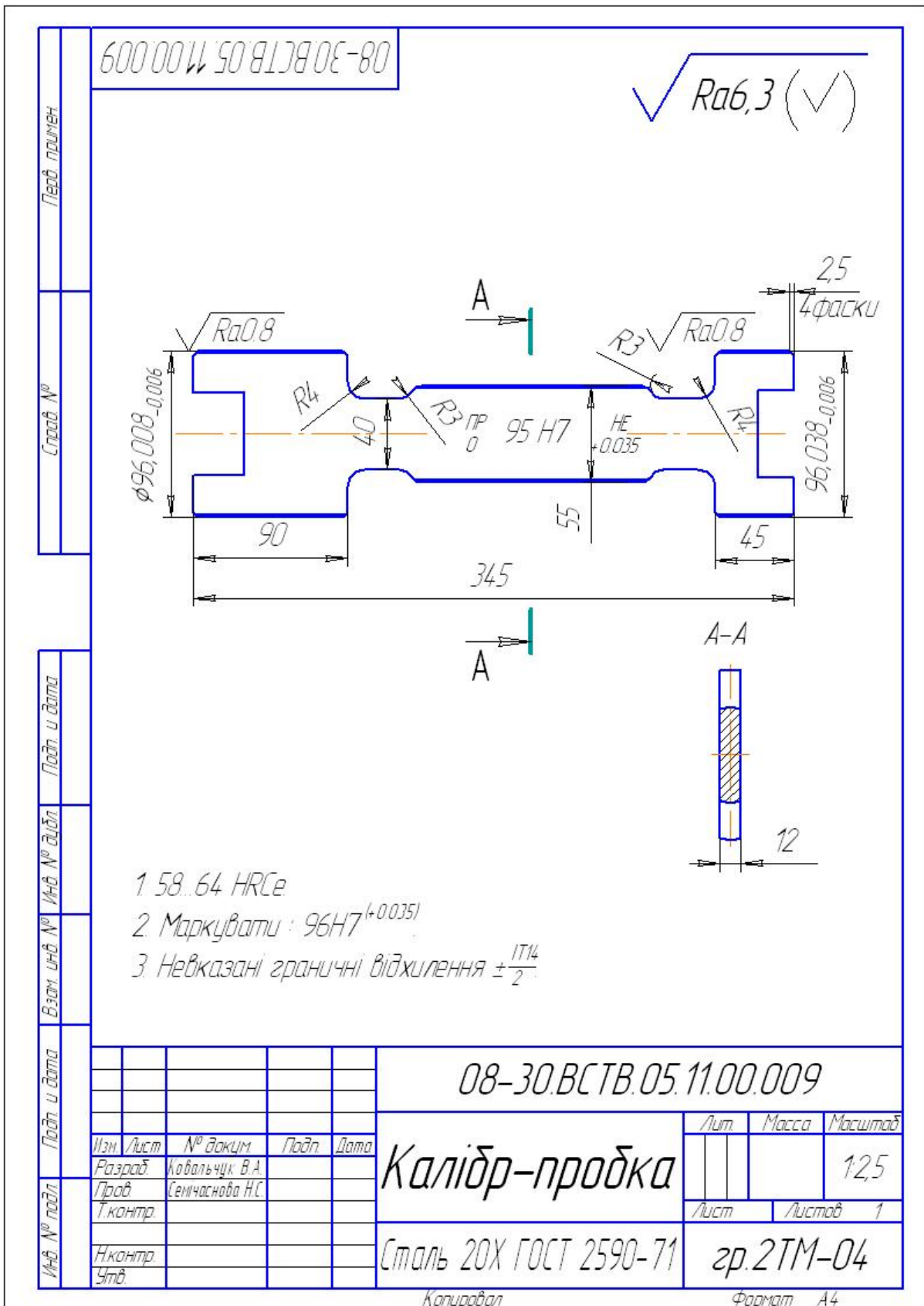


Рисунок Д.8 – Робоче креслення калібру-пробки для контролю отворів (діаметрів більше 80 мм)

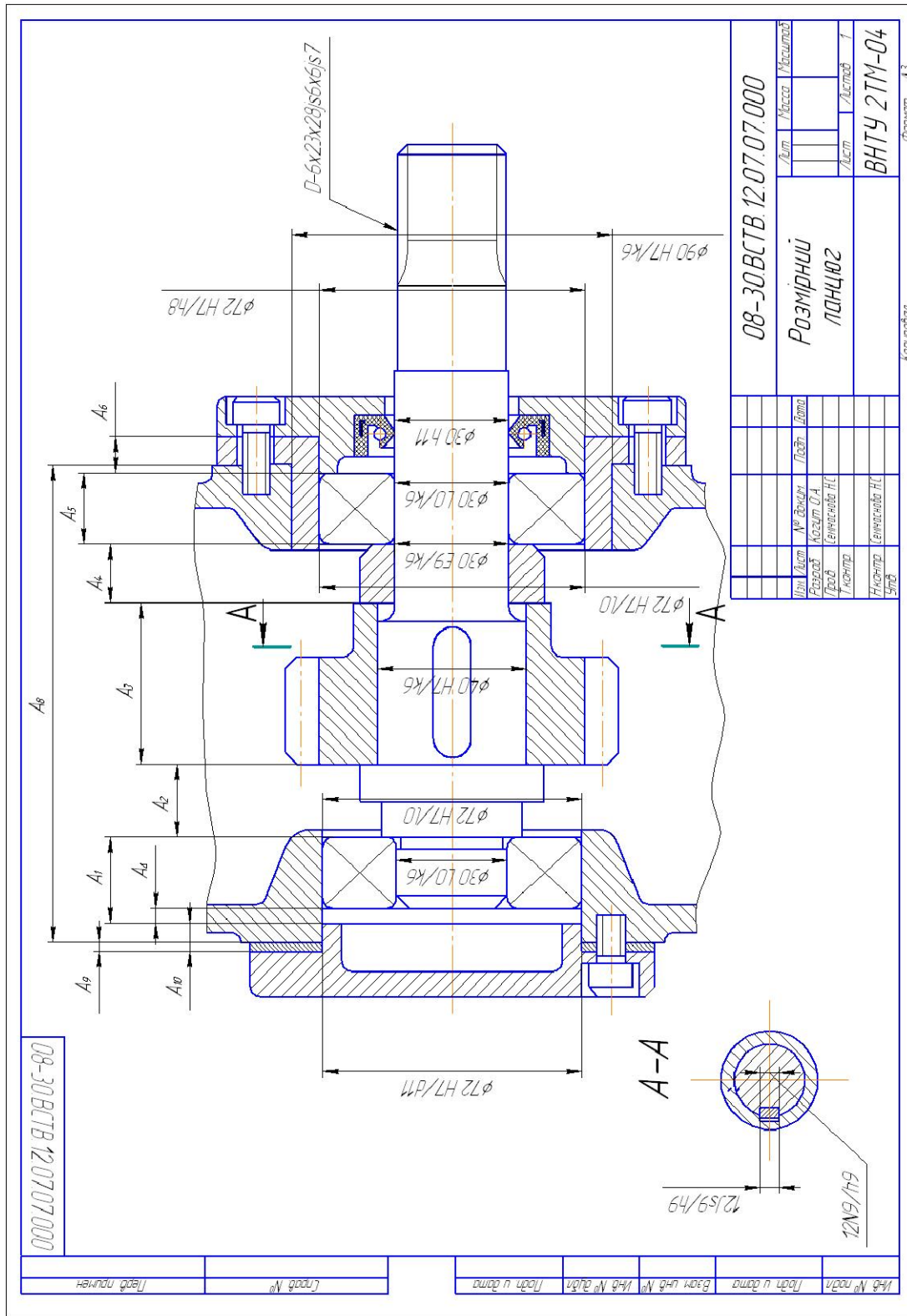


Рисунок Д.9 – Приклад схеми розмірного ланцюга

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A2			08-30.BCTB.010.60.000.CK	Складальне кресленя		
<u>Детали</u>						
	1	08-30.BCTB.010.60.001	Корпус	1		
	2	08-30.BCTB.010.60.002	Кришка	1		
	3	08-30.BCTB.010.60.003	Кришка	1		
	4	08-30.BCTB.010.60.004	Вал	1		
	5	08-30.BCTB.010.60.005	Вал-шестерня	1		
	6	08-30.BCTB.010.60.006	Вал-шестерня	1		
	7	08-30.BCTB.010.60.007	Зубчасте колесо	1		
	8	08-30.BCTB.010.60.008	Зубчасте колесо	1		
	9	08-30.BCTB.010.60.009	Зубчасте колесо	1		
	10	08-30.BCTB.010.60.010	Зірочка	1		
	11	08-30.BCTB.010.60.011	Стакан	1		
	12	08-30.BCTB.010.60.012	Стакан	1		
	13	08-30.BCTB.010.60.013	Підшипник ковзання	1		
	14	08-30.BCTB.010.60.014	Втулка	1		
	15	08-30.BCTB.010.60.015	Праджа	1		
	16	08-30.BCTB.010.60.016	Праджа	1		
	17	08-30.BCTB.010.60.017	Прокладка	1		
	18	08-30.BCTB.010.60.018	Стопорне кільце	1		
	19	08-30.BCTB.010.60.019	Прокладка	1		
	20	08-30.BCTB.010.60.020	Прокладка	1		
	21	08-30.BCTB.010.60.021	Прокладка	1		
			08-30.BCTB.010.60.000.ПЗ			
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	
	Разраб.		Ковальчук В.А.			
	Пров.		Семчаснова Н.С.			
	Н.контр.		Семчаснова Н.С.			
	Утв.					
				Редуктор		
				зр. 2ТМ-04 ВНТУ		
				Копировав		Формат А4

Рисунок Д.10 – Зразок виконання специфікації

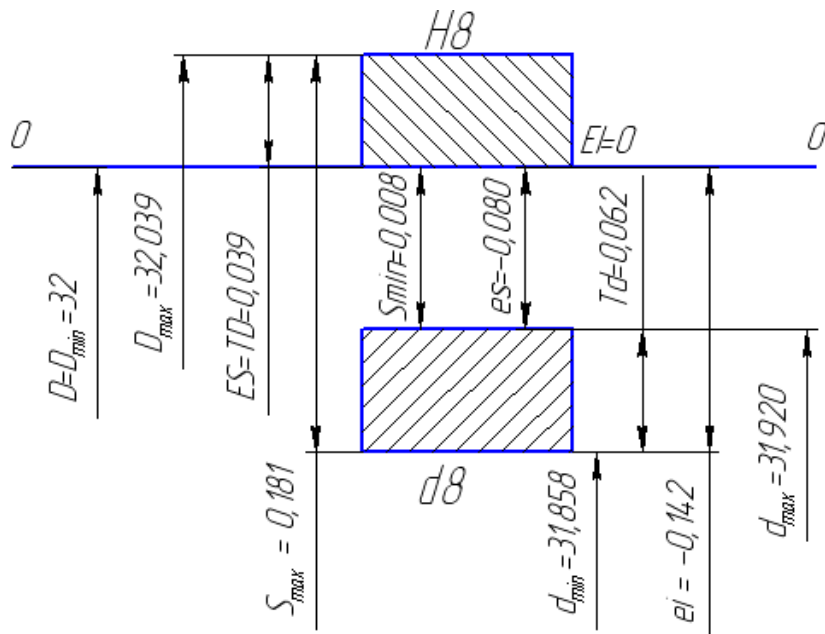


Рисунок Д.11 – Схема розташування полів допусків посадки із зазором

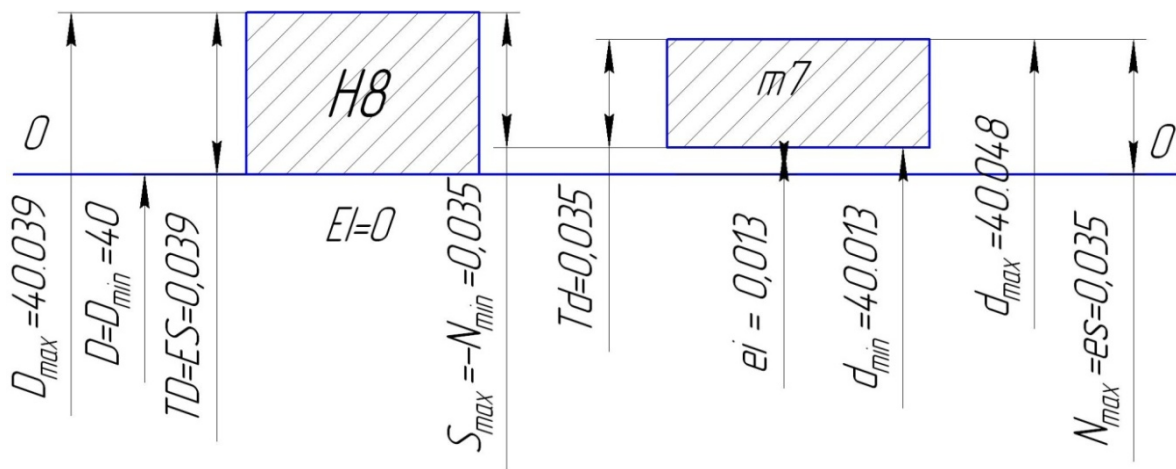


Рисунок Д.12 – Схема розміщення полів допусків перехідної посадки

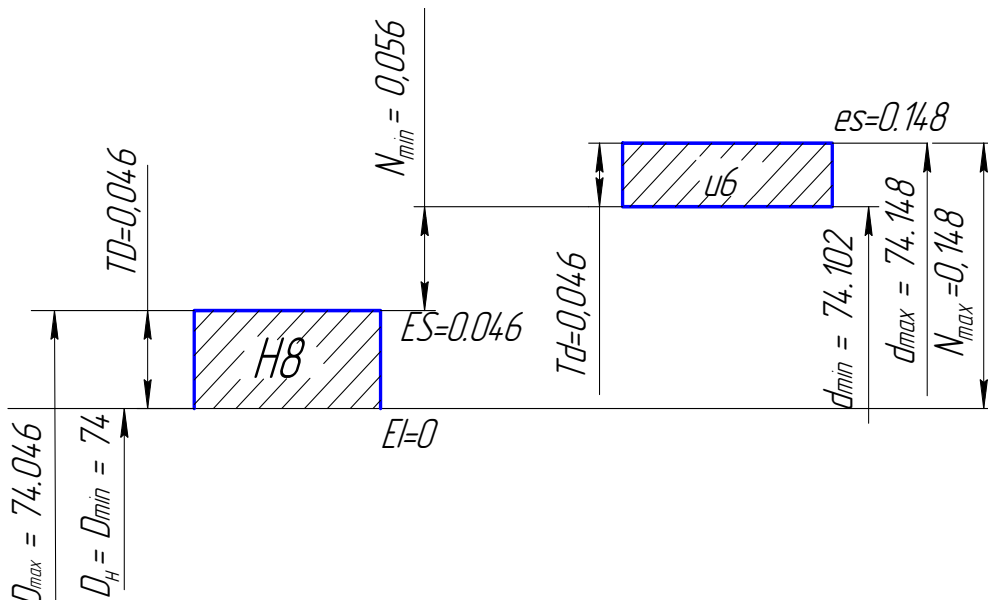


Рисунок Д.13 – Схема розташування полів допусків для посадки із натягом

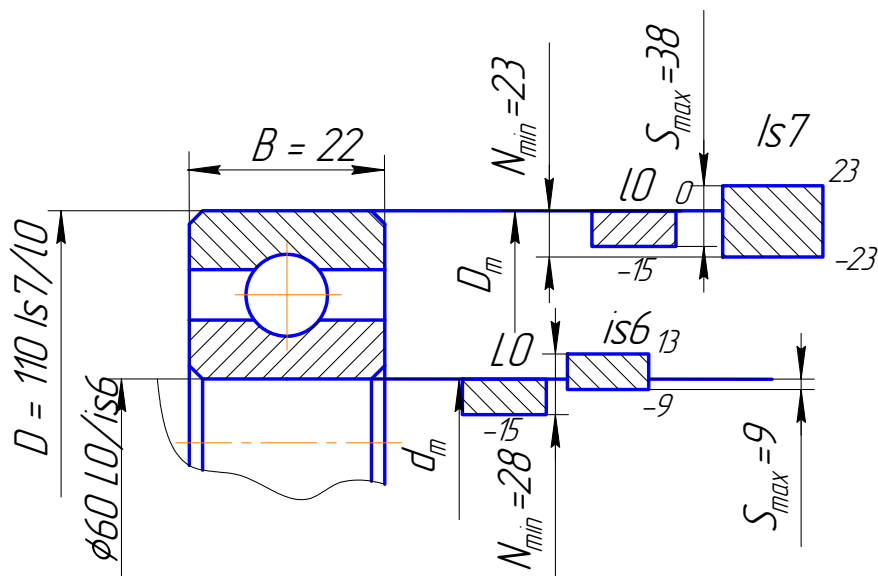


Рисунок Д.14 – Схема розташування полів допусків посадок для внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника

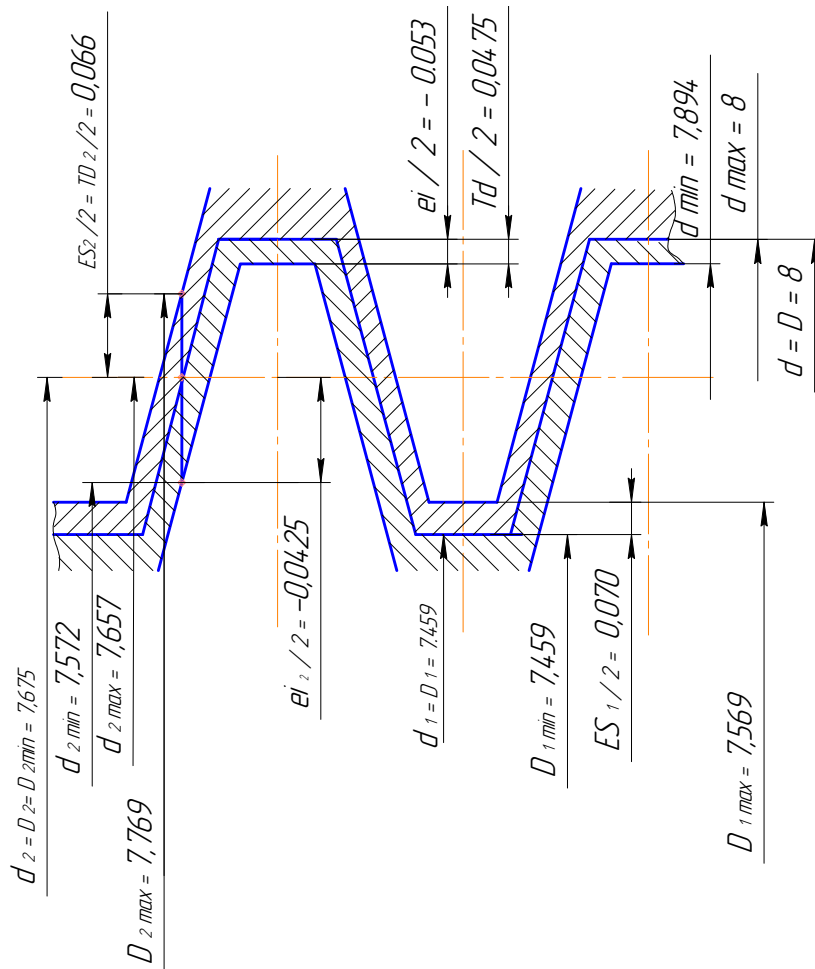


Рисунок Д.15 – Схема розташування полів допусків для різбового з'єднання із зазором

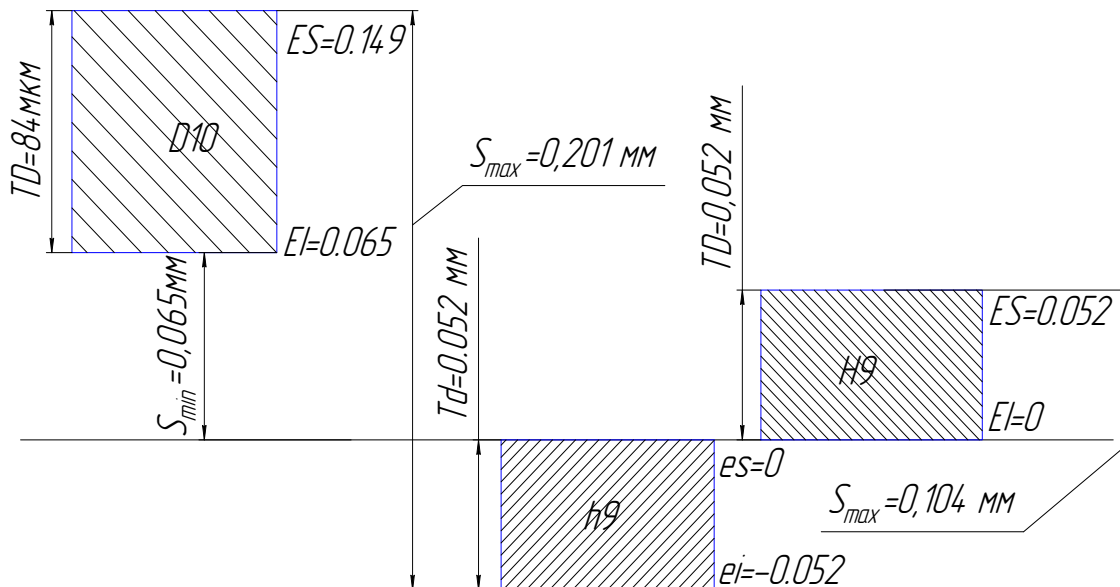


Рисунок Д.16 – Схема розташування полів допусків вільного шпонкового з'єднання

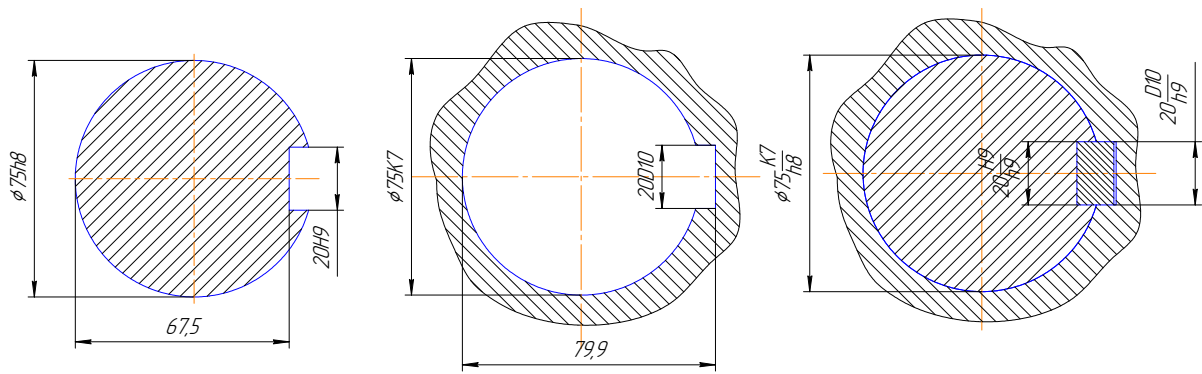


Рисунок Д.17 – Ескізи деталей з шпонковим з'єднанням

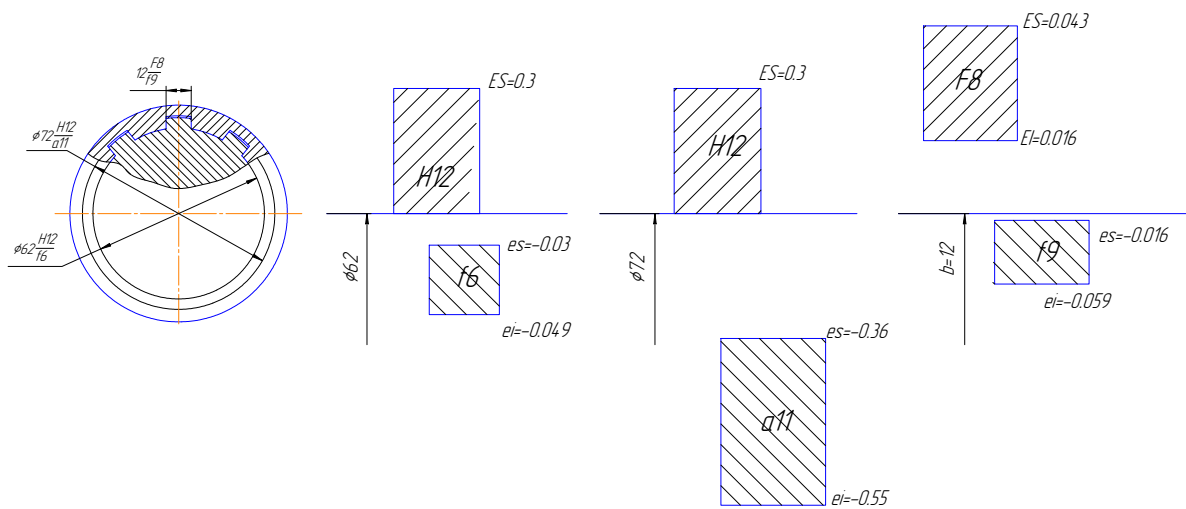


Рисунок Д.18 – Схема розташування полів допусків у шліцьовому з'єднанні

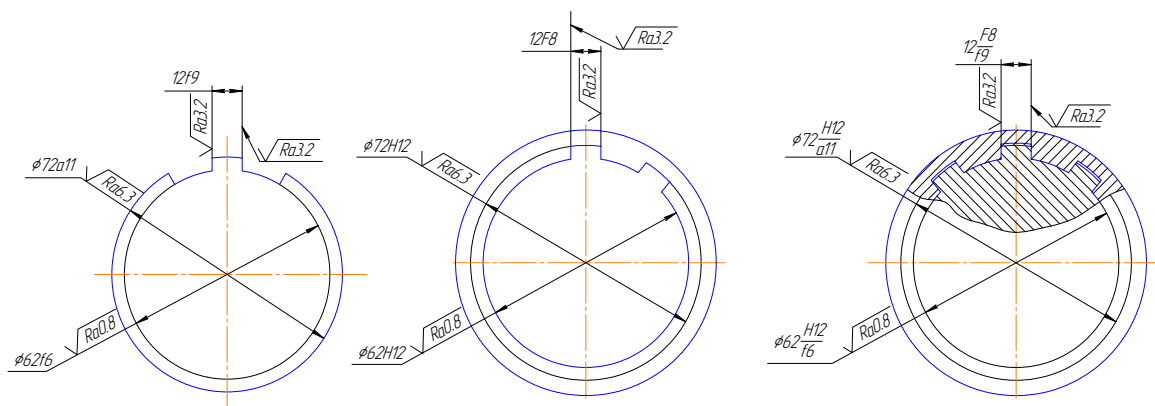


Рисунок Д.19 – Ескізи шліцьового з'єднання та його деталей

Додаток Е

Таблиця Е.1 – Шорсткість поверхні та квалітети для різних видів обробки

Вид обробки		Значення параметра R_a	Квалітет (економічний)
Обточування повздожньою подачею	Обдирне	25...100	15...17
	Напівчистове	6,3...12,5	12...14
	Чистове	1,6...3,2	7...9
	тонке (алмазне)	0,4...0,8	6
Обточування поперечною подачею	Обдирне	25...100	16, 17
	Напівчистове	6,3...12,5	14, 15
	Чистове	3,2...6,3	11...13
	Тонке	0,8...1,6	8...11
Обточування швидкісне		0,4...1,6	11
Свердління	до 15 мм	6,3...12,5	10, 11
	більше 15 мм	12,5...25	12...14
Розсвердлення		12,5...25	12...14
Зенкерування	Чорнове	12,5...25	12...15
	Чистове	3,2...6,3	10, 11
Розточування	Чорнове	50...100	15...17
	Напівчистове	12,5...25	12...14
	Чистове	1,6...3,2	8, 9
	тонке (алмазне)	0,4...0,8	7
Швидкісне розточування		0,4...1,6	8
Розвертання	Напівчистове	6,3...12,5	9, 10
	чистове	1,6...3,2	7, 8
	тонке	0,4...0,8	7
Протягування	напівчистове	6,3	8, 9
	чистове	0,8...3,2	7, 8
	тонке	0,2...0,4	7
Шліфування кругове	напівчистове	3,2...6,3	8...11
	чистове	0,8...1,6	6...8
	тонке	0,2...0,4	5
Калібрування отворів кулькою або оправкою	Після свердління	0,4...1,6	8, 9
	Після розточування	0,4...1,6	7
	Після розвертання	0,05...1,6	7
Притирання	чистове	0,4...3,2	6, 7
	тонке	0,1...1,6	6
Полірування	Звичайне	0,2...1,6	6
	тонке	0,05...0,1	5

Таблиця Е.2 – Марки мастила та їх динамічна в'язкість

Найменування та марка масла	Динамічна в'язкість, $10^{-3}\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$
Легке індустріальне И-5А (велосіт)	3,6...4,5
И-8А (вазелинове)	5,4...7,5
Сепараторне Л	5,4...9
Приладне МВП	5,8...7,2
Середнє індустріальне И-12К	10...14
Сепараторне Т	12,6...15,3
И-20А (И-20)	15,3...20,7
И-25А (ИС-25)	21,6...24,2
И-30А (И-30)	25,2...29,7
И-40А (И-45)	31,5...40,5
И-50А (И-50)	42,3...49,5
И-70А (ИС-55)	58,5...67,5
Турбінні	
Т22 (Л)	16...20,7
Т30 (УТ)	25,2...28,8
Т46 (Т)	39,6...43,2
Т57 (турборедукторне)	49,5...53,1
АС-6	5,4
АС-8	$7,2 \pm 0,45$
АС-10	$9 \pm 0,45$
ТКп	8,1
ТК	8,6
Компресорні	
К-12	9,9...12,6
К-19	15,3...18,9

Таблиця Е.3 – Функція Лапласа. Значення інтегралу $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz$

Z	$\Phi(z)$	Z	$\Phi(z)$	Z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,36	0,1406	0,92	0,3212
0,02	0,0050	0,37	0,2443	0,94	0,3264
0,03	0,0120	0,38	0,1450	0,96	0,3315
0,05	0,0199	0,40	0,1554	1,00	0,3413
0,06	0,0239	0,41	0,1591	1,05	0,3531
0,07	0,0279	0,42	0,1628	1,10	0,3643
0,08	0,0319	0,43	0,1664	1,15	0,3749
0,10	0,0398	0,45	0,1736	1,25	0,3944
0,11	0,0438	0,46	0,1772	1,30	0,4032
0,12	0,0478	0,47	0,1808	1,35	0,4115
0,13	0,0517	0,48	0,1844	1,40	0,4192
0,15	0,0596	0,50	0,1915	1,50	0,4332
0,16	0,0636	0,52	0,1985	1,55	0,4394
0,17	0,0675	0,54	0,2054	1,60	0,4452
0,18	0,0714	0,56	0,2123	1,70	0,4554
0,20	0,0793	0,60	0,2257	1,75	0,4599
0,21	0,0832	0,62	0,2324	1,80	0,4641
0,22	0,0871	0,64	0,2389	1,90	0,4713
0,23	0,0910	0,66	0,2454	2,00	0,4772
0,25	0,0987	0,70	0,2580	2,10	0,4821
0,26	0,1020	0,72	0,2642	2,30	0,4893
0,27	0,1064	0,74	0,2703	2,50	0,4938
0,28	0,1103	0,76	0,2764	2,60	0,4953
0,30	0,1179	0,80	0,2881	2,80	0,4974
0,31	0,1217	0,82	0,2939	3,00	0,49865
0,32	0,1255	0,84	0,2995	3,40	0,49966
0,33	0,1293	0,86	0,3051	4,00	0,499968
0,35	0,1368	0,90	0,3159	5,00	0,4999997

Таблиця Е.4 – Процент натягів P_N для перехідних посадок згідно з СТ РЕВ 144-75 при розмірах від 3 до 500 мм

Посадка		Процент натягів P_N	Посадка		Процент натягів P_N
1		2	3		4
H5/m4	M5/h4	99,93–99,98	H7/k6	K7/h6	24–34
H5/k4	K5/h4	38–68	H7/j6	J7/h6	0,5–4,0
H5/j4		0,5–0,1	H7/j6		0,5–0,6

Продовження таблиці Е.4

1		2	3		4
	J5/h4	3–6		J7/h6	5–6
H6/m5	M6/h5	94–99	H8/n7	N8/h7	88–93
H6/k5	K6/h5	38–50	H8/m7	M8/h7	60–71
H6/j5	J6/h5	0,1–2,6	H8/k7	K8/h7	24–29
H6/j5		0,5–0,8	H8/j7	J8/h7	0,6–2,7
	J6/h5	4–5	H8/j7		0,6–0,7
H7/n4	N7/h6	99,1–99,6		J8/h7	4,5
H7/m6	M7/h6	80–85			

Таблиця Е.5 – Значення коефіцієнтів тертя при сталому процесі розпресування або повертанні

Матеріал деталей, які з'єднуються	Коефіцієнт тертя
Сталь – сталь	0,06...0,13
Сталь – чавун	0,07...0,12
Сталь – магнієві – алюмінієві сплави	0,03...0,05
Сталь – латунь	0,05...0,1

Таблиця Е.6 – Значення модулів пружності (Е) та коефіцієнтів Пуансона (μ) для деяких матеріалів

Матеріал	Е, Н/м ²	μ
Сталь та сталеве литво	(1,96...2)·10 ¹¹	0,3
Чавунне литво	(0,74...1,05)·10 ¹¹	0,25
Бронза олова'ниста	0,84·10 ¹¹	0,35
Латунь	0,78·10 ¹¹	0,38

Таблиця Е.7 – Границі плинності деяких сталей

Марка сталі	$\sigma_T \cdot 10^7$, Н/м ²	Марка сталі	$\sigma_T \cdot 10^7$, Н/м ²
Ст. 4	25	60	35
Ст. 5	27	65	35
Ст. 6	30	15 X	50
10	21	20 X	65
20	25	30 X	70
25	28	35 X	75
30	30	40 X	80
35	32	45 X	85
40	34	50 X	90
45	36	18 XГ	70
50	38	40 Г	36
55	33	50 Г	40

Таблиця Е.8 – Основні параметри для розрахунку виконавчих розмірів гладеньких калібрів

Квалітет	Позначення параметра	Значення параметрів для інтервалів розмірів, мм							Допуск на форму калібру
		10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	
6	Z	2	2	2,5	2,5	3	4	5	IT1 IT2 IT1
	Y	1,5	1,5	2	2	3	3	4	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	2	
	Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y ₁	2	3	3	3	4	4	5	
	H, H _S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	
	H ₁	4	4	4	5	6	8	10	
	H _P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4	
7	Z, Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	IT2 IT1 IT1
	Y, Y ₁	2	3	3	3	4	4	6	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	3	
	H, H ₁	3	4	4	5	6	8	10	
	H _S	2	2,5	2,5	3	4	5	7	
	H _P	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	
8	Z, Z ₁	4	5	6	7	8	9	12	IT2 IT3 IT1
	Y, Y ₁	4	4	5	5	6	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	
	H	3	4	4	5	6	8	10	
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	
	H _S , H _P	2	2,5	2,5	3	4	5	7	
9	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	21	IT2 IT3 IT1
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	
	H	3	4	4	5	6	8	10	
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	
	H _S , H _P	2	2,5	3	4	5	7	8	

Таблиця Е.9 – Поля допусків валів та отворів для підшипників кочення згідно з ГОСТ 3325-55 (СТ РЕВ 773 – 77)

Клас точності підшипника	Посадочна поверхня	Система посадок	Поля допусків	Квалітети
1	2	3	4	5
2	вал	система отвору	h3, js3	3
2, 4, 5			g4, h4, js4, k4, m4, n4	4
4, 5			f5, g5, js5 (j5), k5, m5, n5	5
6, 0			f6, g6, h6, js6 (j6), k6, m6, n6, p6, r6	6
			h7*, r7 h8*, h9*, h10*, h11*	7 8 – 11
2	отвір	система вала	H4, Js4	4
2, 4, 5			H5, Js5, K5, M5	5
4, 5			G6, H6, Js6 (J6), K6, M6, N6, P6	6
6, 0			G7, H7, Js7 (J7), K7, M7, N7, P7	7
		E8, H8	8	
			H9	9

Примітки:

1. В дужках вказані поля допусків обмеженого використання.
2. * – як правило для підшипників на закріпних та на стяжних втулках.

Таблиця Е.10 – Значення коефіцієнта F , що враховує ступінь послаблення посадочного натягу при порожнистому валі або тонкостінному корпусі

$d/d_{отв}$ або $D/D_{корп}$		Для вала			Для корпусу
від	до	$D/d \leq 5$	$1,5 \leq D/d \leq 2,0$	$D/d > 2 \dots 3$	Для всіх підшипників
–	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	–	2	2,3	3	1,8

Примітка.

d та D – відповідно діаметри отвору та зовнішньої поверхні підшипника;
 $d_{отв}$ – діаметр отвору порожнистого вала;
 $D_{корп}$ – діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу.

Таблиця Е.11 – Значення коефіцієнта F_a нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядками роликів в дворядних конічних роликотідшипниках або між здвоєними підшипниками за наявності осевого навантаження A на опору

$A/R \operatorname{ctg} \beta$		F_a
від	до	
–	0,2	1
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1	1,6

Примітка.

β – кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця, залежить від конструкції підшипника.

Таблиця Е.12 – Допустимі інтенсивності навантажень P_R на посадочних поверхнях валів та корпусів

Діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника, мм	Допустимі значення P_R , кН/м			
	Поля допусків для валів			
	js6	k6	m6	n6
18–80	до 300	300...1400	1400...1600	1600...3000
80–180	до 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180–360	до 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360–630	до 900	900...3500	3500...5400	5400...8000
Діаметр зовнішнього кільця, мм	Поля допусків для корпусів			
	K7	M7	H7	P7
	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180–360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360–630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630–1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Таблиця Е.13 – Нормальні габаритні розміри шарикотідшипників

Умовне позначення підшипників	Габаритні розміри, мм			Радіус заокруглення фаски, мм
	Внутрішній діаметр	Зовнішній діаметр	Ширина (для конічних роликотідшипників)	
1	2	3	4	5
Легка серія				
201	12	32	10 (11)	1
202	15	35	11 (12)	1

Продовження таблиці Е.13

1	2	3	4	5
203	17	40	12 (13,5)	1,5
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15 (16,5)	1,5
206	30	62	16 (17,5)	1,5
207	35	72	17 (18,5)	2
208	40	80	18 (20)	2
209	45	85	19 (21)	2
210	50	90	20 (22)	2
211	55	100	21 (23)	2,5
212	60	110	22 (24)	2,5
213	65	120	23 (25)	2,5
214	70	125	24 (26,5)	2,5
215	75	130	25 (27,5)	2,5
216	80	140	26 (28,5)	3
217	85	150	28 (31)	3
218	90	160	30 (33)	3
219	95	170	32 (35)	3,5
220	100	180	34 (37,5)	3,5
Середня серія				
301	12	37	12	1,5
302	15	42	13 (14,5)	2
303	17	47	14 (15,5)	2
304	20	52	15 (16,5)	2
305	25	62	17 (18,5)	2,5
306	30	72	19 (21)	2,5
307	35	80	21 (23)	2,5
308	40	90	23 (25,5)	3
309	45	100	25 (27,5)	3
310	50	110	27 (29,5)	3,5
311	55	120	29 (32)	3,5
312	60	130	31 (34)	3,5
313	65	140	33 (36,5)	3,5
314	70	150	35 (38,5)	4
315	75	160	37 (40,5)	4
316	80	170	39 (43)	4
317	85	180	41 (45)	5
318	90	190	43 (47)	5
319	95	200	45 (50)	5
320	100	215	47 (52)	5

Таблиця Е.14 – Точність розмірів поверхонь. Підшипники шарикові, роликові радіальні та шарикові радіально-упорні. Кільця зовнішні (за СТ РЕВ 774 – 77)

Номинальний зовнішній діаметр D , мм	Допустимі відхилення зовнішнього діаметра кільця, мкм										
	D_m			D				D_m та D			
	Класи точності										
	0, 6	0	6	0		6		5, 4, 2	5	4	6
	верхні	нижні		верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні		
2,5–6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-5	-4	-2,5
6–18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-5	-4	-2,5
18–30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-9	0	-6	-5	-4
30–50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11	0	-7	-6	-4
50–80	0	-13	-11	+4	-17	+2	-13	0	-9	-7	-4
80–120	0	-15	-13	+5	-20	+2	-15	0	-10	-8	-5
120–150	0	-18	-15	+6	-24	+3	-18	0	-11	-9	-5
150–180	0	-25	-18	+7	-32	+3	-21	0	-13	-10	-7
180–250	0	-30	-20	+8	-38	+4	-24	0	-15	-11	-8
250–325	0	-35	-25	+9	-44	+4	-29	0	-18	-13	-8

Примітки:

1. Граничні відхилення ширини зовнішніх кілець відповідають практичним відхиленням ширини внутрішніх кілець (див. табл. Е.15).
2. Середня конусоподібність зовнішньої циліндричної поверхні класів точності 6, 5, 4, 2 та непостійність діаметра зовнішньої циліндричної поверхні підшипників класів точності 5, 4 та 2 – не більше 50 % допуску на D_m .
3. Діаметри D_m та D – відповідно середній та номінальний діаметри зовнішніх кілець підшипників. D_m визначається як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметрів, що виміряні в різних перерізах кільця.

Таблиця Е.15 – Точність розмірів, форми та взаємного розташування поверхонь. Підшипники шарикові, роликові радіальні та шарикові радіально-упорні. Кільця внутрішні (згідно СТ РЕВ 774 – 77)

Номинальний діаметр отвору d , мм	Отвір циліндричний				Ширина кільця B		U_p	R_i	
	d_m		d						
	Відхилення, мкм								
	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	не більше		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Клас точності P0									
2,5–10	0	–8	+2	–10	0	–120	15	10	
10–18	0	–8	+3	–11	0	–120	20	10	
18–30	0	–10	+3	–13	0	–120	20	13	
30–50	0	–12	+3	–15	0	–120	20	15	
50–80	0	–15	+4	–19	0	–150	25	20	
80–120	0	–20	+5	–25	0	–200	25	25	
120–180	0	–25	+6	–31	0	–250	30	30	
180–250	0	–30	+8	–38	0	–300	35	40	
Клас точності P6									
2,5–10	0	–7	+1	–8	0	–120	15	6	
10–18	0	–7	+1	–8	0	–120	20	7	
18–30	0	–8	+1	–9	0	–120	20	8	
30–50	0	–10	+1	–11	0	–120	20	10	
50–80	0	–12	+2	–14	0	–150	25	10	
80–120	0	–15	+3	–18	0	–200	25	13	
120–180	0	–18	+3	–21	0	–250	30	18	
180–250	0	–22	+4	–26	0	–300	30	20	

Примітка.

d_m, d – відповідно середній та номінальний діаметри внутрішніх підшипників;
 d_m визначається як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметрів, що виміряні в різних перерізах кільця.

Таблиця Е.16 – Різьба метрична з великим (основним) кроком.
Діаметри та кроки, мм (за ГОСТ 8724-81)

Зовнішній діаметр різьби d для ряду		Крок різьби, P	Зовнішній діаметр різьби d для ряду			Крок різьби, P	Зовнішній діаметр різьби d для ряду		Крок різьби, P
1	2		1	2	3		1	2	
0,25	–	0,075	1,6	1,8	–	0,35	12	–	1,75
0,3	–	0,08	2	–	–	0,4	16	14	2
–	0,35	0,09	2,5	2,2	–	0,45	20	18; 22	2,5
0,4	0,45	0,1	3	–	–	0,5	24	27	3
0,5	0,55	0,125	–	3,5	–	(0,6)	30	33	3,5
0,6	–	0,15	4	–	–	0,7	36	39	4
–	0,7	0,175	–	4,5	–	(0,75)	42	45	4,5
0,8	–	0,2	5	–	–	0,8	48	52	5
–	0,9	0,225	6	–	7	1	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	–	(9)	1,25	64	68	6
–	1,4	0,3	10	–	(11)	1,5	–	–	–

Таблиця Е.17 – Номінальні значення середнього та внутрішнього діаметрів метричних різьб, мм (за ГОСТ 24705-81, скорочено)

Крок різьби, P	Діаметри різьби (болт, гайка)	
	Середній діаметр d ₂ , D ₂	Внутрішній діаметр d ₁ , D ₁
1	2	3
0,2	d – 1 + 0,870	d – 1 + 0,783
0,25	d – 1 + 0,838	d – 1 + 0,730
0,3	d – 1 + 0,805	d – 1 + 0,675
0,35	d – 1 + 0,773	d – 1 + 0,621
0,4	d – 1 + 0,740	d – 1 + 0,567
0,45	d – 1 + 0,708	d – 1 + 0,513
0,5	d – 1 + 0,675	d – 1 + 0,459
0,6	d – 1 + 0,610	d – 1 + 0,350
0,7	d – 1 + 0,546	d – 1 + 0,242
0,75	d – 1 + 0,513	d – 1 + 0,188
0,8	d – 1 + 0,480	d – 1 + 0,134
1,0	d – 1 + 0,350	d – 2 + 0,918
1,25	D – 1 + 0,188	D – 2 + 0,647
1,5	D – 1 + 0,026	D – 2 + 0,376
1,75	D – 2 + 0,863	D – 2 + 0,106

Продовження таблиці Е.17

1	2	3
2,0	$D - 2 + 0,701$	$D - 3 + 0,835$
2,5	$D - 2 + 0,376$	$D - 3 + 0,284$
3,0	$D - 2 + 0,051$	$D - 4 + 0,752$
3,5	$D - 3 + 0,727$	$D - 4 + 0,211$
4,0	$D - 3 + 0,402$	$D - 5 + 0,670$
4,5	$D - 3 + 0,077$	$D - 5 + 0,129$
5,0	$D - 4 + 0,752$	$D - 6 + 0,587$
5,5	$D - 4 + 0,428$	$D - 6 + 0,046$
6,0	$D - 4 + 0,103$	$D - 7 + 0,505$

Таблиця Е.18 – Основні розміри з'єднань з призматичними шпонками, мм (за ГОСТ 23360-78, скорочено)

Діаметр вала d , мм	Номінальні розміри шпонки, мм		Номінальні розміри паза, мм		
	$B \times h$	Інтервали довжин		Глибина	
		від	до	на валі t_1	у втулці t_2
Більше 12 до 17	5×5	10	56	3	2,3
від 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
від 22 до 30	8×7	18	90	4,4	3,3
від 30 до 38	10×8	22	110	5	3,3
від 38 до 44	12×8	28	140	5	3,3
від 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
від 50 до 58	16×10	45	180	6	4,3
від 58 до 65	18×11	50	200	7	4,4
від 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
від 75 до 85	22×14	63	250	9	5,4
від 85 до 95	25×14	70	280	9	5,4
від 95 до 110	18×16	80	320	10	6,4
від 110 до 130	32×18	90	360	11	7,4

Таблиця Е.19 – Основні розміри та сила зубців прямобічних шліцьових з'єднань (за ГОСТ 1139-80, скорочено)

$z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1
1	2	3	4	5	6
Легка серія					
6 × 23 × 26	6	23	26	6	22,1
6 × 26 × 30	6	26	30	6	24,6
6 × 28 × 32	6	28	32	7	26,7
8 × 32 × 36	8	32	36	6	30,4
8 × 36 × 40	8	36	40	7	34,5
8 × 42 × 46	8	42	46	8	40,4
8 × 46 × 50	8	46	50	9	44,6
8 × 52 × 58	8	52	58	10	49,7
8 × 56 × 62	8	56	62	10	53,6
8 × 62 × 68	8	62	68	12	59,8
10 × 72 × 78	10	72	78	12	69,6
10 × 82 × 88	10	82	88	12	79,3
10 × 92 × 98	10	92	98	14	89,4
10 × 102 × 108	10	102	108	16	99,9
10 × 112 × 120	10	112	120	18	108,8
Середня серія					
6 × 11 × 14	6	11	14	3,0	9,9
6 × 13 × 16	6	13	16	3,5	12
6 × 16 × 20	6	16	20	4,0	14,5
6 × 18 × 22	6	18	22	5,0	16,7
6 × 21 × 25	6	21	25	5,0	19,5
6 × 23 × 28	6	23	28	6,0	21,3
6 × 26 × 32	6	26	32	6,0	23,4
6 × 28 × 34	6	28	34	7,0	25,9
8 × 32 × 38	8	32	38	6,0	29,4
8 × 36 × 42	8	36	42	7,0	33,5
8 × 42 × 48	8	42	48	8,0	39,5
8 × 46 × 54	8	46	54	9,0	42,7
8 × 52 × 60	8	52	60	10,0	48,7
8 × 56 × 65	8	56	65	10,0	52,2
8 × 62 × 72	8	62	72	12,0	57,8
10 × 72 × 82	10	72	82	12,0	67,4
10 × 82 × 92	10	82	92	12,0	77,1
10 × 92 × 102	10	92	102	14,0	87,3
10 × 102 × 112	10	102	112	16,0	97,7

Продовження таблиці Е.19

1	2	3	4	5	6
Важка серія					
10 × 16 × 20	10	16	20	2,5	14,1
10 × 18 × 23	10	18	23	3,0	15,6
10 × 21 × 26	10	21	26	3,0	18,5
10 × 23 × 29	10	23	29	4,0	20,3
10 × 26 × 32	10	26	32	4,0	23
10 × 28 × 35	10	28	35	4,0	24,4
10 × 32 × 40	10	32	40	5,0	28
10 × 36 × 45	10	36	45	5,0	31,3
10 × 42 × 52	10	42	52	6,0	36,9
10 × 46 × 56	10	46	56	7,0	40,9
16 × 52 × 60	16	52	60	5,0	47
16 × 56 × 65	16	56	65	5,0	50,6
16 × 62 × 72	16	62	72	6,0	56,1
16 × 72 × 82	16	72	82	7,0	65,9
20 × 82 × 92	20	82	92	6,0	75,6
20 × 92 × 102	20	92	102	7,0	85,5

Таблиця Е.20 – Значення допусків, мкм (ГОСТ 25346-82)

Інтервал розмірів	Значення допусків ІТ, мкм, для квалітетів									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Більше 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
від 6 до 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
від 10 до 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
від 18 до 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
від 30 до 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
від 50 до 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
від 80 до 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
від 120 до 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
від 180 до 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
від 250 до 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
від 315 до 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
від 400 до 500	15	20	27	40	63	97	155	350	400	630

Навчальне видання

**Савуляк Віктор Валерійович
Семічаснова Наталія Степанівна**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

Навчальний посібник

Рукопис оформлено Н. Семічасною

Редактор В. Дружиніна

Коректор З. Поліщук

Оригінал-макет виготовлено О. Ткачуком

Підписано до друку 21.05.2018
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 7,33.
Наклад 50 (1-й запуск 1–20) пр. Зам. № 2018-098.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
інформаційний редакційно-видавничий центр.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 65-18-06.
press.vntu.edu.ua;
E-mail: kivc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.