

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УЖГОРОДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА ПРИЛАДОБУДУВАННЯ

Стандартизація

*Методичні вказівки та завдання
до практичних занять
для студентів інженерно-технічного факультету
спеціальності 151 – “Автоматизація та
комп’ютерно-інтегровані технології”*

Стандартизація. Методичні вказівки та завдання до практичних занять для студентів інженерно-технічного факультету спеціальності 151 – “Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології” **Укладачі:** С.В. Тютюнников. УжНУ, 2023. – 44 с.

Укладачі: Тютюнников С.В. – старший викладач кафедри приладобудування

Відповідальний за випуск: канд. фіз.-мат. наук, зав. кафедрою приладобудування, доцент Чичура І.І.

Рецензенти: канд. фіз.-мат. наук, доцент Чичура І.І.

Затверджений на засіданні кафедри приладобудування 4 травня 2023 р., протокол №7.

© Тютюнников С.В., 2023.

© Комп’ютерний набір, оформлення та верстка Тютюнников С.В., 2023.

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Гладкі циліндричні з'єднання	5
1.1 Терміни та визначення	5
1.2 Посадка із зазором	9
1.3 Посадка з натягом	10
1.4 Перехідна посадка	11
2. Калібри для контролю гладких циліндричних деталей	15
3. Розмірні ланцюги	20
3.1 Загальні відомості про розмірні ланцюги	20
3.2 Розрахунок розмірних ланцюгів.....	21
3.2.1 Розрахунок методом повної взаємозамінності (пряма задача)	24
3.2.2 Розрахунок імовірнісним методом (пряма задача)	27
4. Допуски і посадки різьбових з'єднань	31
5. Перелік практичних завдань	37
Список літературних джерел	40
Додаток А	41

ВСТУП

Одним із найважливіших завдань, що стоять перед працівниками підприємств при виготовленні та відновленні деталей і вузлів, є подальше підвищення якості приладів та обладнання. За таких умов великі вимоги ставляться до інженерів-механіків: вони повинні бути обізнаними в галузі стандартизації, взаємозамінності та технічних вимірювань.

Взаємозамінність в її широкому розумінні пов'язує в єдине ціле конструювання, технологію виробництва і контроль виробів в будь-якій галузі промисловості. Стандартизація і уніфікація деталей і елементів приладів сприяє прискоренню та зменшенні вартості конструювання і виготовлення виробів і приладів. Стан вимірювальної техніки характеризує рівень і культуру виробництва.

Виконання практичних завдань є необхідним етапом у професійній підготовці студентів для закріплення теоретичних знань, набутих під час лекційних занять. Вони повинні добре знати діючу систему допусків і посадок, принципи їх побудови і методику застосування, чітко уявляти способи контролю встановлених відхилень.

Основна мета практичних завдань – навчити студентів користуватися стандартами, правильно встановлювати значення допусків і види посадок для проєктованих вузлів, в тому числі і норми точності геометричних параметрів, визначати технічні засоби вимірювання для проведення контролю деталей.

Завдання наведені в кінці даних методичних вказівок можуть використовуватись при опрацюванні практичних занять та при виконанні розрахункових індивідуальних робіт.

1 ГЛАДКІ ЦИЛІНДРИЧНІ З'ЄДНАННЯ

1.1 Терміни та визначення

Виготовлення і ремонт приладів, машин та обладнання починається з виготовлення і відновлення деталей, які у процесі складання становлять вузли, а з вузлів і агрегатів складають прилад (машину).

При складанні деталей останні з'єднують так званими приєднувальними або спряженими поверхнями. У випадку, коли одна деталь заходить в іншу, розрізняють дві поверхні – *охоплювану* і *охоплюючу*. Незалежно від форми деталей охоплюючу поверхню умовно називають *отвором*, а охоплювану поверхню – *валом*. Розмір охоплюючої поверхні називається *охоплюючим розміром* і позначається буквою D (отвір), а розмір охоплюваної поверхні – *охоплюваним розміром* і позначається буквою d (вал).

Отвір – термін, що умовно застосовується для позначення внутрішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи, наприклад паз під шпонку.

Вал – термін, що умовно застосовується для позначення зовнішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи, наприклад шпонка.

Крім спряжених розмірів деталі, вузли і агрегати мають вільні розміри, які пов'язані з розмірами інших деталей і не впливають безпосередньо на характер з'єднання деталей. Прикладом вільних розмірів є довжина колінчастого вала, ширина шестерень тощо.

На підставі розрахунків на міцність або виходячи з конструктивних і технологічних міркувань конструктор задає загальний розмір для охоплюючої і охоплюваної поверхонь. Цей розмір називається *номінальним*. Він повинен бути заокругленим за ГОСТ 6636 – 69* до цілих міліметрів або до чисел, що закінчуються цифрою 5 чи нулем. Номінальний розмір наноситься на креслення і по відношенню до нього визначаються відхилення.

Досвід показує, що практично неможливо виготовити деталь з розмірами, які б точно дорівнювали номінальним розмірам. Тому номінальний розмір буде завжди дещо відрізнятись від того розміру, який має виготовлена деталь. Останній розмір називається *дійсним* розміром.

Дійсний розмір – розмір елемента встановлений вимірюванням. Його визначають, вимірюючи деталь з точністю, якої можна практично досягнути.

Якщо виміряти дійсні розміри партії деталей, то виявиться, що вони ніколи не будуть однаковими. Розмір однієї деталі обов'язково відрізнятиметься від розмірів іншої. Цю обставину враховує конструктор, заздалегідь визначаючи можливі межі коливань дійсного розміру деталі. Інакше кажучи, конструктор задає найменший і найбільший можливі розміри деталі, між якими повинен знаходитись дійсний розмір. Їх називають *граничними розмірами*.

Граничні розміри – два гранично допустимі розміри елемента, між якими повинен знаходитись (або може дорівнювати) дійсний розмір.

Вони позначаються так: найменший граничний розмір отвору – D_{\min} , найбільший граничний розмір отвору – D_{\max} , найменший граничний розмір вала – d_{\min} , найбільший граничний розмір вала – d_{\max} .

Граничні розміри деталі задаються граничними відхиленнями від номінального розміру.

Відхилення – алгебрична різниця між розміром (дійсним або граничним) і відповідним номінальним розміром.

Граничне відхилення – алгебрична різниця між граничним і відповідним номінальним розмірами. Розрізняють верхнє та нижнє граничні відхилення.

Верхнє відхилення отвору (ES) і *вала* (es) – алгебрична різниця між найбільшим граничним і відповідним номінальним розмірами (рис. 1.1).

Нижнє відхилення отвору (EI) і *вала* (ei) – алгебрична різниця між найменшим граничним і відповідним номінальним розмірами (див. рис. 1.1).

Нульова лінія – лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладаються відхилення розмірів в разі графічного зображення полів допусків та посадок. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхилення відкладаються угору від неї, а від'ємні – униз (дивись рис. 1.1).

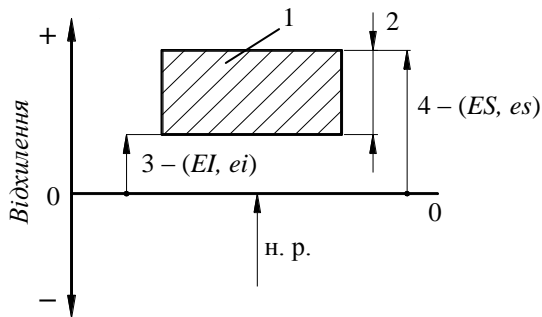


Рисунок 1.1 – Умовні граничні позначення відхилень та поле допуску: 1 – поле допуску; 2 – допуск; 3 – нижнє відхилення (EI – отвору, ei – вала); 4 – верхнє відхилення (ES – отвору, es – вала); н.р. – номінальний розмір

Допуск (T) – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або алгебрична різниця між верхнім і нижнім відхиленнями (рис. 1.1). Допуск це абсолютна величина.

Стандартний допуск (IT) – будь-який із допусків, що встановлений цією системою допусків і посадок:

$$IT = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI \quad (1.1)$$

$$IT = d_{\max} - d_{\min} = es - ei \quad (1.2)$$

Примітка. Надалі під терміном “допуск” розуміється “стандартний допуск”.

Квалітет (міра точності) – сукупність допусків, що розглядаються як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Встановлено 20 квалітетів точності: 01, 0, 1, 3, ... 18. Квалітети від 01 до 5 призначені переважно для калібрів.

Поле допуску – поле, обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами, яке визначається величиною допуску і його положенням відносно номінального розміру. В разі графічного зображення поле допуску міститься між двома лініями, що відповідають верхньому та нижньому відхиленням відносно нульової лінії (рис. 1.1).

Числові значення допусків наведено в ДСТУ 2500 – 94 [1], стор. 32, табл. Б.1.

Основне відхилення – одне з двох граничних відхилень (верхнє чи нижнє), що визначає положення поля допуску відносно нульової лінії. В ЄСДП (Єдина система допусків та посадок) основним є відхилення, найближче до нульової лінії. Основні відхилення позначають буквами латинського алфавіту: великими – для отворів (A...ZC) і малими – для валів (a...zc). Схема розміщення і позначення графічних відхилень наведено в [1], стор. 15, рис. 13.

Основний отвір – отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю; позначається H.

Основний вал – вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю; позначається h.

Поле допуску позначається сполученням букви (букв) основного відхилення і порядкового номера квалітету, наприклад, С6, Н7, D10, h6. Позначення поля допуску вказують після номінального розміру елемента, наприклад, 40h6, 40H7, 40D10. В окремих випадках дозволяється позначати поле допуску з основним відхиленням Н символом +IT, з основним

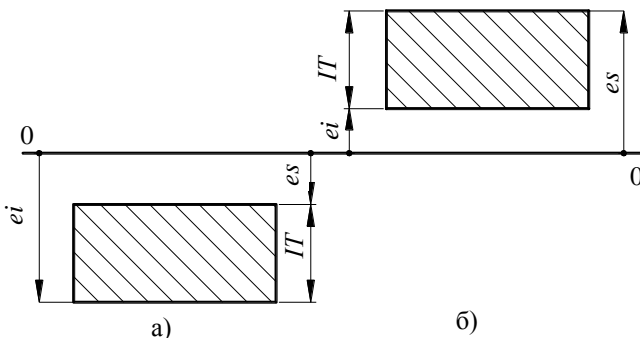


Рисунок 1.2 – Визначення поля допуску вала. Відхилення: а) – від а до h; $ei = es - IT$; б) – від к до z, $es = ei + IT$

відхиленням h – символом $-IT$, з відхиленням J_s або j_s – символом $\pm IT/2$. Наприклад, $+IT14$, $-IT14$, $\pm IT14/2$.

Числові значення основних відхилень валів і отворів для розмірів до 3150 мм визначаються за ДСТУ 2500 – 94, [1], стор. 35 – 49, табл. Б.2, табл. Б.3.

Друге відхилення поля допуску вала складається з основного відхилення і допуску IT (рис. 1.2).

Друге відхилення поля допуску отвору складається з основного відхилення і допуску IT (рис. 1.3).

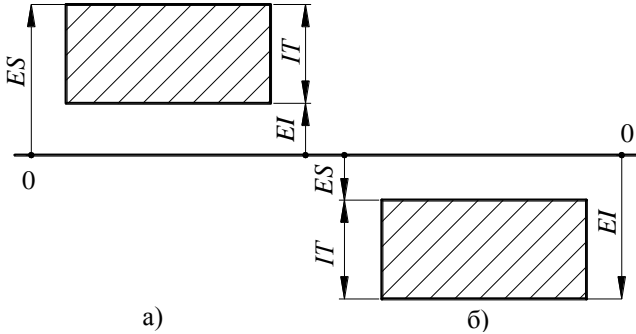


Рисунок 1.3 – Визначення поля допуску отвору. Відхилення: а) – від А до Н; $ES = EI + IT$; б) – від К до Z, $EI = ES - IT$

Основним відхиленням для валів від a до h є верхнє відхилення, для валів від j до zc – нижнє відхилення. У вала j_s нижнє основне відхилення не передбачено.

Основні відхилення отворів розраховані на підставі верхнього відхилення es або нижнього відхилення ei вала того ж позначення у відповідності до загального або спеціального правила.

Загальне правило. $EI = -es$ – для отворів з основним відхиленням від А до Н; $ES = -ei$ – для отворів з основним відхиленням від J до ZC.

Це правило дійсне для всіх відхилень, за винятком відхилень, на які поширюється спеціальне правило.

Отвори від N9 до N16 квалітету для розмірів понад 3 до 500 мм, у яких основне відхилення дорівнює нулю.

Спеціальне правило.

$$ES = -ei + \Delta \quad (1.3)$$

де Δ – різниця $IT_n - IT_{n-1}$ між допуском квалітету IT_n і допуском близького, більш точного квалітету IT_{n-1} .

Це правило дійсне:

- для розмірів понад 3 і до 500 мм;
- для отворів з основними відхиленнями J, K, M, N до 8-го квалітету включно;
- для отворів з основними відхиленнями P – ZC до 7-го квалітету включно.

Вказані правила сформульовані на підставі таких принципів:

- для загального правила: основне відхилення отвору повинно бути симетричним відносно нульової лінії і дорівнювати основному відхиленню вала, позначеного тією ж буквою;
- для спеціального правила: основне відхилення отвору повинно бути таким, щоб дві посадки, які відповідають одна одній у системі отвору в системі вала, забезпечили ідентичні зазори або натяги. Наприклад: H7/p6 і P7/h6.

Посадка – характер з'єднання двох деталей, визначений різницею їх розмірів до складання.

Номінальний розмір посадки – номінальний розмір, загальний для отвору і вала, що складають з'єднання.

1.2 Посадка із зазором

Зазор (S) – різниця між розмірами отвору і вала до складання, якщо розмір отвору більший за розмір вала.

Посадка з зазором – посадка, за якою завжди утворюється зазор у з'єднанні, тобто найменший граничний розмір отвору більший за найбільший граничний розмір вала або дорівнює йому. В разі графічного зображення поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала (рис. 1.4).

Розрізняють найменший та найбільший зазори.

Найменший зазор (S_{\min}) – різниця між найменшим граничним розміром отвору і найбільшим граничним розміром вала в посадці з зазором:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es. \quad (1.4)$$

Найбільший зазор (S_{\max}) – різниця між найбільшим граничним розміром отвору й найменшим граничним розміром вала в посадці з зазором або перехідній посадці:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \quad (1.5)$$

Приклад 1.1 Задано з'єднання $\varnothing 50H7/g6$. Визначити граничні розміри і відхилення отвору та вала, найбільший і найменший зазори, допуск посадки, побудувати схему полів допусків з'єднання.

Розв'язок. За ДСТУ 2500 – 94 визначаємо основні відхилення і граничні розміри отвору і вала.

Отвір $\varnothing 50H7$. $EI = 0$ (це основне відхилення системи отвору). Найменший діаметр отвору буде $D_{\min} = D + EI = 50 + 0 = 50$ мм; верхнє відхилення отвору, $ES = +25$ мкм; найбільший діаметр отвору буде

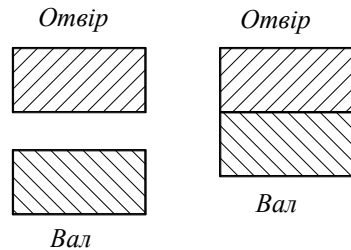
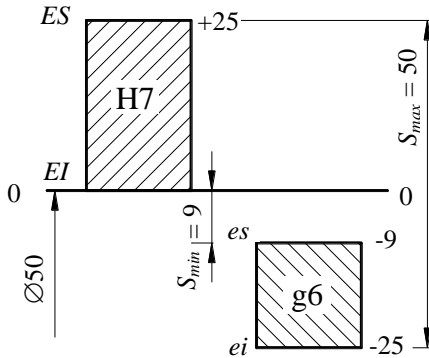


Рисунок 1.4 – Схема полів допусків при посадці із зазором

$$D_{\max} = D + ES = 50,0 + 0,025 = 50,025 \text{ мм.}$$

Вал $\varnothing 50$ g6. Визначаємо граничні розміри: верхнє відхилення вала $es = -9$ мкм, тоді найбільший розмір вала буде $d_{\max} = d + es = 50,0 + (-0,009) = 49,991$ мм; нижнє відхилення вала $ei = -25$ мкм, тоді найменший розмір вала буде $d_{\min} = d + ei = 50,0 + (-0,025) = 49,975$ мм.

Визначаємо найменший зазор у з'єднанні $\varnothing 50$ H7/g6 за формулою (1.4):
 $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 50,0 - 49,991 = 0 - (-0,009) = 0,009$ мм.



Визначаємо найбільший зазор у з'єднанні $\varnothing 50$ H7/g6 за формулою (1.5):

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 50,025 - (-49,975) = 0,025 - (-0,025) = 0,050 \text{ мм.}$$

Визначаємо допуск посадки з зазором $\varnothing 50$ H7/g6 за формулою
 $TS = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d = 0,050 - 0,009 = 0,025 + 0,016 = 0,041$ мм.

Схему полів допусків з'єднання $\varnothing 50$ H7/g6 наведено на рис. 1.5.

Рисунок 1.5 – Схема полів допусків з'єднання $\varnothing 50$ H7/g6

1.3 Посадка з натягом

Натяг (N) – різниця між розмірами вала і отвору до складання, якщо розмір вала більше розміру отвору.

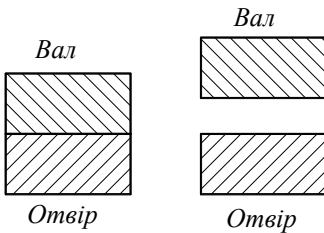


Рисунок 1.6 – Схема полів допусків при посадці із натягом

Посадка з натягом – посадка, за якою завжди утворюється натяг у з'єднанні, тобто найбільший граничний розмір отвору менший за найменший граничний розмір вала або дорівнює йому. При графічному зображенні поле допуску отвору розташоване під полем допуску вала (рис. 1.6).

Розрізняють найменший і найбільший натяги.

Найменший натяг (N_{\min}) – різниця між найменшим граничним розміром вала і найбільшим граничним розміром отвору до складання при посадці з натягом:

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} \quad (1.6)$$

Найбільший натяг (N_{\max}) – різниця між найбільшим граничним розміром вала і найменшим граничним розміром отвору до складання в посадці з натягом або в перехідній посадці:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} \quad (1.7)$$

Приклад 1.2 Задано з'єднання $\varnothing 50H7/r6$. Визначити граничні розміри і відхилення отвору та вала, найбільший і найменший натяги, допуск посадки. Побудувати схему полів допусків з'єднання.

Розв'язок. За ДСТУ 2500 – 94 визначаємо основні відхилення і граничні розміри отвору та вала.

Отвір $\varnothing 50H7$. Нижнє відхилення отвору $EI = 0$. Найменший діаметр отвору буде $D_{\min} = D + EI = 50 + 0 = 50$ мм; верхнє відхилення отвору, $ES = +25$ мкм; найбільший діаметр отвору буде $D_{\max} = D + ES = = 50,0 + 0,025 = 50,025$ мм.

Вал $\varnothing 50 r6$. Визначаємо граничні розміри: нижнє відхилення вала $ei = +34$ мкм, тоді найменший розмір вала $d_{\min} = d + ei = 50,0 + 0,034 = 50,034$ мм; верхнє відхилення вала $es = +0,050$ мм, тоді найбільший розмір вала $d_{\max} = d + es = 50,0 + 0,050 = 50,050$ мм.

Найменший натяг визначаємо за формулою (1.6):

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = 50,034 - 50,025 = 0,034 - 0,025 = 0,009 \text{ мм.}$$

Найбільший натяг визначаємо за формулою (1.7):

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 50,050 - 50,0 = 0,050 - 0 = 0,050 \text{ мм.}$$

Визначаємо допуск посадки з'єднання $\varnothing 50H7/r6$ з натягом:

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = TD + Td = 0,050 - 0,009 = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм.}$$

Схему полів допусків з'єднання $\varnothing 50H7/r6$ наведено на рис. 1.7.

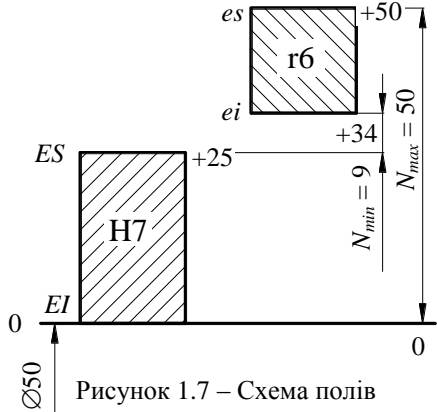


Рисунок 1.7 – Схема полів допусків з'єднання $\varnothing 50H7/r6$

1.4 Перехідна посадка

Перехідна посадка – посадка, за якою можливе отримання як зазору, так і натягу в з'єднанні, в залежності від дійсних розмірів отвору і вала. В разі графічного зображення поля допусків отвору і вала перекриваються повністю або частково (рис. 1.8).

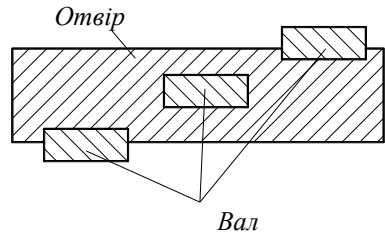


Рисунок 1.8 – Схема полів допусків при перехідній посадці

Приклад 1.3 Задана перехідна посадка $\varnothing 50H7/j_6$. Визначити граничні розміри і відхилення отвору та вала, найбільший зазор і найбільший натяг, допуск посадки. Побудувати схему полів допусків з'єднання. Визначити імовірність одержання зазорів і натягів та побудувати криву нормального розподілу в довільному масштабі

Розв'язок. За ДСТУ 2500 – 94 визначаємо основні відхилення і граничні розміри.

Отвір $\varnothing 50 H7$. Аналогічно попереднім прикладам:

$$D_{\min} = D + EI = 50,0 + 0 = 50,0 \text{ мм};$$

$$D_{\max} = D + ES = 50,0 + 0,025 = 50,025 \text{ мм}.$$

Вал $\varnothing 50 j_6$. Верхнє відхилення вала $es = 0,008$ мм, нижнє відхилення – $ei = -0,008$ мм

Визначимо граничні розміри:

найбільший діаметр $d_{\max} = d + es = 50,0 + 0,008 = 50,008$ мм;

найменший діаметр $d_{\min} = d + ei = 50,0 + (-0,008) = 49,992$ мм.

Найбільший зазор у з'єднанні $\varnothing 50H7/j_6$ визначається за формулою:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 50,025 - 49,992 = 0,033 \text{ мм},$$

а найбільший натяг:

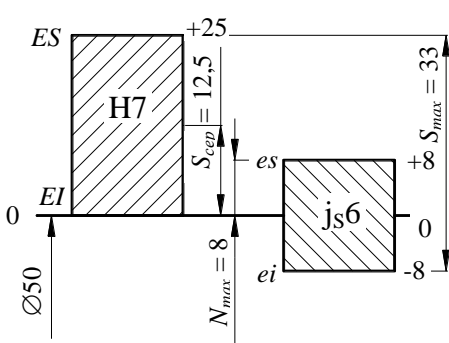


Рисунок 1.9 – Схема полів допусків перехідної посадки з'єднання $\varnothing 50H7/j_6$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 50,008 - 50,0 = 0,008 \text{ мм}.$$

Допуск посадки з'єднання $\varnothing 50 H7/j_6$:

$$T(SN) = S_{\max} + N_{\max} = 0,033 + 0,008 = 0,041 \text{ мм},$$

$$\text{або } T(SN) = T_D + T_d = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

Схему полів допусків перехідної посадки з'єднання $\varnothing 50H7/j_6$ наведено на рис. 1.9.

Визначення найбільшого натягу та зазору з'єднання можна було провести і наступним чином:

$$\begin{aligned} \text{найбільший зазор } S_{\max} &= ES - ei = 0,025 - (-0,008) = 0,033 \text{ мм}; \\ \text{найбільший натяг } N_{\max} &= es - EI = 0,008 - 0 = 0,008 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для розрахунку імовірності одержання зазору і натягу прийємо наступні умови:

- розсіювання відхилень розмірів отвору і вала підлягає нормальному розподілу (закону Гауса);
- границі полів розсіювання (для закону Гауса при великій виборці деталей обмежується з достатньою імовірністю 6σ) відхилень співпадають з границями полів допусків, тобто

$$\left. \begin{aligned} 6\sigma_H &= IT7 \\ 6\sigma_j &= IT6 \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

З виразу (1.8) визначаємо середньоквадратичні значення випадкових величин (відхилень розмірів отвору і вала):

$$\sigma_H = IT7/6 = 0,025/6 = 0,00417 \text{ мм,}$$

$$\sigma_j = IT6/6 = 0,016/6 = 0,00267 \text{ мм.}$$

Відхилення розмірів вала і отвору являють собою незалежні випадкові величин і тому для визначення середньоквадратичного посадки σ_Δ застосуємо правило сумування:

$$\sigma_\Delta = \sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_j^2} = \sqrt{0,00417^2 + 0,00267^2} = 0,00495 \text{ мм.}$$

Побудуємо криву розподілу зазорів - натягів у певному масштабі (рис 1.10). Центром групування є величина середнього зазору, оскільки при середніх значеннях отвору $(0,025 - 0)/2 = 0,0125$ мм і валу $(0,008 - 0,008)/2 = 0$ отримується зазор рівний $0,0125 - 0 = 0,0125$ мм.

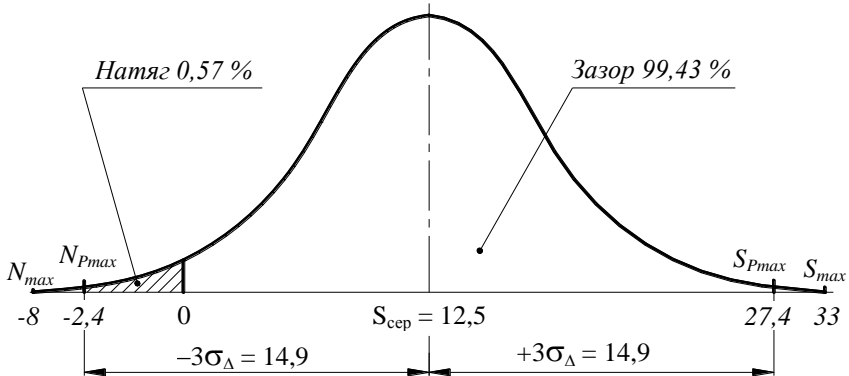


Рисунок 1.10 – Крива розподілу зазорів – натягів для з'єднання $\varnothing 50H7/j_6$

Тоді найбільший імовірнісний зазор

$$S_{P_{max}} = 0,0125 + 3\sigma_\Delta = 0,0125 + 0,0149 = 0,0274 \text{ мм,}$$

а найбільший імовірнісний натяг

$$N_{P_{max}} = 0,0125 - 3\sigma_\Delta = 0,0125 - 0,0149 = -0,0024 \text{ мм,}$$

значення яких проставлені на рис. 1.10.

Імовірність зазору в межах $0 \dots 0,0125$ мм можна визначити за допомогою інтегралу $\Phi_0(z)$, де $z = x / \sigma_\Delta = 0,0125/0,00495 = 2,53$. З таблиці значень функції Лапласа $\Phi_0(z)$ [2], стор. 106, табл. 6.1 (див. додаток А) знаходимо для $z = 2,53$ імовірність одержання зазорів $\Phi_0(2,53) = 0,4943$. Таким чином, імовірність одержання зазорів в з'єднанні $P_S = 0,5 + 0,4943 = 0,9943$ або 99,43 %.

Імовірність одержання натягів (заштрихована площа під кривою розподілу розмірів) $P_N = 1 - 0,9943 = 0,0057$ або 0,57 % .

Даний розрахунок є наближеним, оскільки в ньому не враховані можливості зміщення центра групування відносно середини поля допуску внаслідок систематичних похибок.

2 КАЛІБРИ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ

Калібрами називаються безшкальні вимірювальні інструменти, що служать для контролю відхилень розмірів, форми і взаємного розміщення частин деталей.

На відміну від штангенінструментів, мікрометрів та інших універсальних вимірювальних засобів, калібрами не можна вимірювати дійсний розмір деталі. Калібри служать тільки для перевірки граничних розмірів деталей. Таким чином, за допомогою калібрів можна визначити, чи знаходяться розміри, що нас цікавлять, у полі допусків.

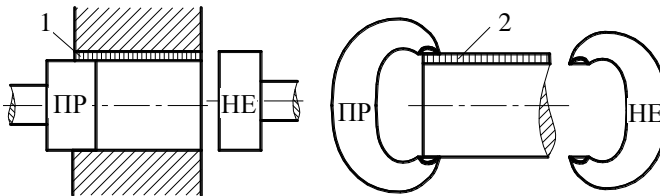


Рисунок 2.1 – Калібри прохідні та непрохідні.

Поля допусків: 1 – пробки, 2 – скоби

Калібри, як правило, мають два боки: прохідний і непрохідний (рис.2.1). Непрохідним боком при контролі зовнішніх поверхонь перевіряють найменший граничний розмір деталі, а при контролі внутрішніх поверхонь – найбільший розмір деталі. Прохідним боком при контролі зовнішніх поверхонь перевіряють найбільший граничний розмір деталі, а при контролі внутрішніх поверхонь – найменший граничний розмір деталі. Інакше кажучи, прохідними калібрами перевіряють початок поля допуску, а непрохідними – кінець допуску.

Граничні розміри, за якими виготовляються нові калібри, а також здійснюється контроль за спрацьованістю калібрів у експлуатації, називаються *виконавчими розмірами*.

За способом обмеження відхилень параметра, що підлягають контролю, калібри поділяють на нормальні і граничні. *Нормальним* називається калібр, до якого припасовується об'єкт, і таким чином забезпечується відповідність розміру об'єкта розміру калібру. *Граничним* називається калібр, який контролює два граничні розміри. У комплекті граничних калібрів для отворів і валів розрізняють *прохідний калібр* (ПР), який контролює граничний розмір, що відповідає максимуму матеріалу об'єкта, і *непрохідний* (НЕ), який відповідає мінімуму матеріалу контрольованого об'єкта.

За технологічним призначенням калібри розрізняють:

- *робочі*, які застосовують для контролю виробів під час їх виготовлення (ПР – прохідний робочий, НЕ – непрохідний робочий);
- *контрольні*, які використовують для контролю або регулювання робочих

калібрів (К-ПР – контрольний калібр для прохідного робочого калібру, К-НЕ – контрольний калібр для непрохідного робочого калібру, К-І – контрольний калібр для контролю спрацювання прохідної сторони робочого калібру).

За видами вимірюваних поверхонь розрізняють калібри-пробки, калібри-скоби, калібри-кільця, калібри-втулки.

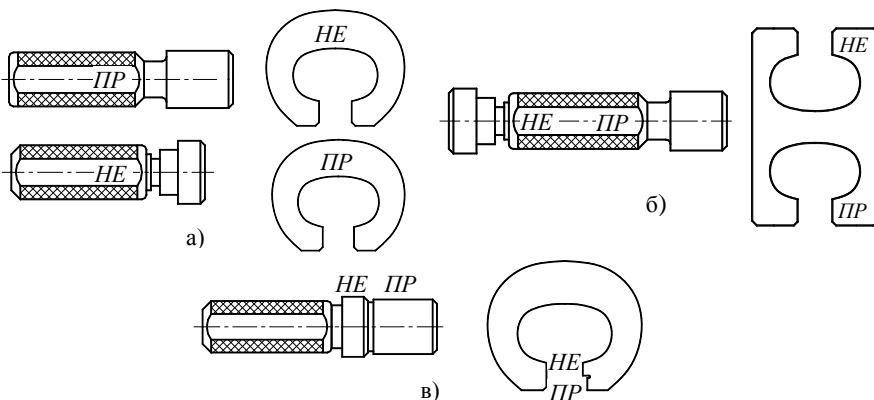


Рисунок 2.2 – Класифікація калібрів за конструктивними ознаками

За конструктивними ознаками калібри розрізняють: 1) односторонні (тільки з прохідним або непрохідним боком) застосовують при контролі відносно великих розмірів (рис. 2.2, а); 2) двосторонні, які дещо прискорюють контроль, але передбачені для розмірів 1 – 30 мм (калібри-скоби) та 1 – 50 мм (калібри-пробки) (рис. 2.2, б); 3) однібічні двосторонні (прохідна і непрохідна сторони розташовані на одному кінці калібру) компактні, дешевші та вдвічі прискорюють контроль (рис. 2.2, в). Прохідні калібри роблять, як правило, довшими для можливості одночасної перевірки і циліндричності отворів та валів.

На відміну від калібрів для отворів і валів, де розрізняють прохідний і непрохідний боки, в калібрах для глибин і висот уступів розрізняють боки для контролю найбільшого граничного розміру виробу (позначаються буквою В) і бік для контролю найменшого граничного розміру виробу (позначається буквою М).

Як було зазначено вище, калібри служать для контролю граничних відхилень розмірів, форми і взаємного розміщення частин деталей. Згідно з цим граничні розміри деталей є одночасно номінальними розмірами відповідних калібрів, що використовуються при розрахунках: номінальний розмір прохідної пробки дорівнює найменшому діаметру отвору; номінальний розмір непрохідної пробки дорівнює найбільшому діаметру отвору; номінальний розмір прохідної скоби дорівнює найбільшому діаметру

вала; номінальний розмір непрохідної скоби дорівнює найменшому діаметру вала.

Виконавчі розміри калібрів для отворів і валів з номінальними розмірами до 500 мм для квалітетів 6...17 згідно з ГОСТ 24853–81 [3] визначаються за формулами, які наведені у таблиці 1 (в цьому ГОСТі). Допуски і відхилення калібрів повинні відповідати значенням, вказаним в таблиці 2 (за цим же ГОСТом).

Вали і отвори з допусками точніше IT6 не рекомендується перевіряти калібрами, оскільки вноситься велика похибка вимірювання. Такі вироби перевіряють універсальними засобами.

У стандартах прийнято такі позначення розмірів і допусків:

- D – номінальний розмір виробу;
- D_{\max} , D_{\min} – відповідно найбільший і найменший граничні розміри виробів;
- T – допуск виробу;
- H , (H_s) – допуск нових калібрів для отвору (з сферичними виконавчими поверхнями);
- H_1 – допуск нових калібрів для вала;
- H_p – допуск на виготовлення контрольного калібру для скоби;
- Z , Z_1 – відхилення середини поля допуску калібру-пробки (калібру-скоби) відповідно найменшого і найбільшого граничних розмірів;
- Y , (Y_1) – дозволений вихід розміру спрацьованого калібру-пробки (калібру-скоби) за межі поля допуску виробу;
- α , α_1 – величина для компенсації похибок контролю калібрами відповідно отворів або валів з розмірами понад 180 мм.

При розрахунках виконавчих розмірів слід визначити найменший граничний розмір калібрів-скоб і найбільший граничний розмір калібрів-пробок.

Округляти розміри робочих калібрів (найбільший для отвору і найменший для валів) для виробів 15...18 квалітетів слід до цілого мікрометра в бік зменшення виробничого допуску. Для виробів квалітетів 6 ... 14 розміри слід округляти до величин, кратних 0,5, при цьому допуск на калібри залишається.

Розміри, які закінчуються на 0,25 і 0,75 мкм, слід округляти до величин, кратних 0,5 мкм, в бік зменшення виробничого допуску виробу.

Схеми розміщення полів допусків відхилень калібрів відносно границь полів допусків виробів для квалітетів 6 ... 8 та 9 ... 17 для отворів і валів з розмірами до 180 мм та більше 180 мм наведено в ГОСТ 24853–81.

Приклад 2. Задано циліндричне з'єднання $\varnothing 26 H7/m8$. Розрахувати калібри.

Розв'язок.

1. Визначаємо за ДСТУ 2500 – 94 [1] граничні відхилення і розміри отвору ($\varnothing 26 H7$).

$$ES = 21 \text{ мкм}; D_{\max} = D + ES = 26,0 + 0,021 = 26,021 \text{ мм};$$

$$EI = 0 \text{ мкм}; D_{\min} = D + EI = 26,0 + 0 = 26,0 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 24853 – 81 [3], табл. 2 знаходимо дані для розрахунку розмірів калібрів: $H = 4 \text{ мкм}$; $Y = 3 \text{ мкм}$; $Z = 3 \text{ мкм}$; $\alpha = 0$.

Розрахунок виконавчих розмірів виконуємо за формулами, які приведені в [3], табл. 1.

Найбільший розмір прохідного нового калібру - пробки ПР:

$$ПР_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 26,0 + 0,003 + \frac{0,004}{2} = 26,005 \text{ мм}.$$

Найменший розмір спрацьованого калібру - пробки ПР_{спрац}:

$$ПР_{\text{спрац}} = D_{\min} - Y = 26,0 - 0,003 = 25,997 \text{ мм}.$$

Найбільший розмір непрохідного калібру - пробки НЕ:

$$НЕ_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 26,021 + \frac{0,004}{2} = 26,023 \text{ мм}.$$

Отже, виконавчі розміри калібру - пробки $\varnothing 26 \text{ H7}$:

$$ПР = 26,005_{-0,004} \text{ мм};$$

$$ПР_{\text{спрац}} = 25,997 \text{ мм};$$

$$НЕ = 26,023_{-0,004} \text{ мм}.$$

Побудуємо схему розміщення полів допусків калібру - пробки $\varnothing 26 \text{ H7}$ у відповідності до [3], кресл. 1 (рис. 2.3).

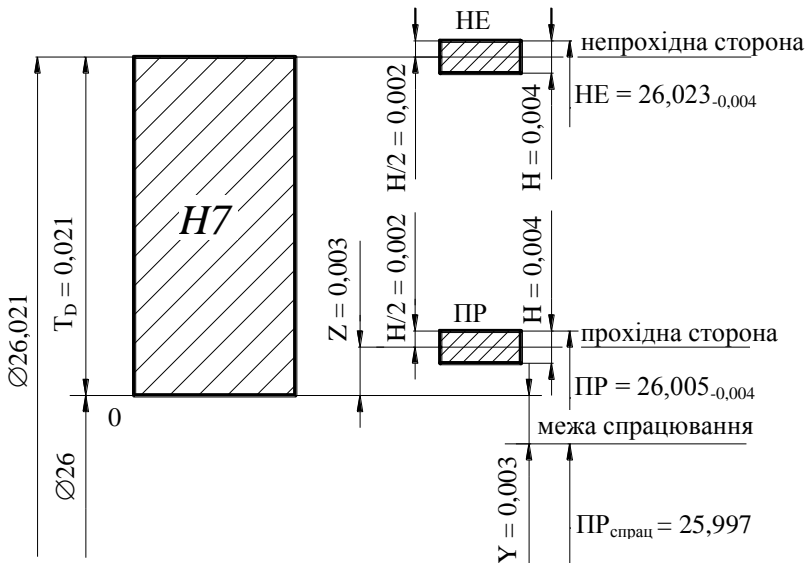


Рисунок 2.3 – Схема розміщення полів допусків калібр - пробки $\varnothing 26 \text{ H7}$

2. Визначаємо за [1] граничні відхилення і розміри валу ($\varnothing 26 \text{ m8}$).

$es = +41$ мкм; $d_{\max} = d + es = 26,0 + 0,041 = 26,041$ мм;

$ei = +8$ мкм; $d_{\min} = d + ei = 26,0 + 0,008 = 26,008$ мм.

За ГОСТ 24853 – 81 [3], табл. 2 знаходимо дані для розрахунку розмірів калібрів: $H_1 = 6$ мкм; $H_p = 2,5$ мкм; $Y_1 = 4$ мкм; $Z_1 = 5$ мкм.

Розрахунок виконавчих розмірів виконуємо за формулами, які приведені в [3], табл. 1.

Примітка. В даній таблиці у формулах розміри отворів і валів позначені однаково – літерою D з відповідними індексами. Для зручності, згідно попереднього означення в п. 1.1, будемо використовувати позначення розміру валу d.

Найменший розмір прохідного нового калібру - скоби ПР:

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 26,041 - 0,005 - \frac{0,006}{2} = 26,033 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір спрацьованого калібру - скоби ПР_{спрац}:

$$ПР_{\text{спрац}} = d_{\max} + Y_1 = 26,041 + 0,004 = 26,045 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідного калібру - скоби НЕ:

$$НЕ_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 26,008 - \frac{0,006}{2} = 26,005 \text{ мм.}$$

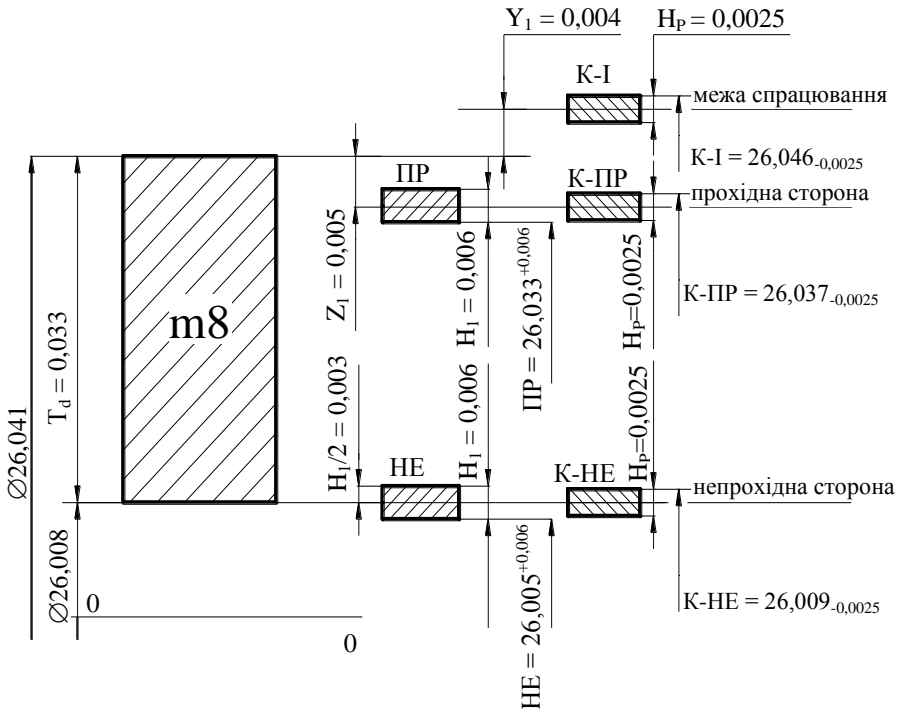


Рисунок 2.4 – Схема розміщення полів допусків калібр - скоби Ø26 m8

Отже, виконавчі розміри калібру - скоби $\varnothing 26\text{ m}8$:

$$\text{ПР} = 26,033^{+0,006} \text{ мм};$$

$$\text{ПР}_{\text{спрац}} = 26,045 \text{ мм};$$

$$\text{НЕ} = 26,005^{+0,006} \text{ мм}.$$

3. Визначаємо розміри контрольних калібрів для калібру - скоби.

Найбільший розмір для контролю прохідного нового калібру - скоби:

$$\text{К} - \text{ПР}_{\text{max}} = d_{\text{max}} - Z_1 + \frac{H_P}{2} = 26,041 - 0,005 + \frac{0,0025}{2} = 26,03725 \approx 26,037 \text{ мм}.$$

Найбільший розмір для контролю непрохідного нового калібру - скоби:

$$\text{К} - \text{НЕ}_{\text{max}} = d_{\text{min}} + \frac{H_P}{2} = 26,008 + \frac{0,0025}{2} = 26,00925 \approx 26,009 \text{ мм}.$$

Найбільший розмір для контролю спрацьованого калібру - скоби:

$$\text{К} - \text{I}_{\text{max}} = d_{\text{max}} + Y_1 + \frac{H_P}{2} = 26,041 + 0,004 + \frac{0,0025}{2} = 26,04625 \approx 26,046 \text{ мм}.$$

Отже, виконавчі розміри для контролю калібру - скоби $\varnothing 26\text{m}8$:

$$\text{К} - \text{ПР} = 26,037_{-0,0025} \text{ мм};$$

$$\text{К} - \text{НЕ} = 26,009_{-0,0025} \text{ мм};$$

$$\text{К} - \text{I} = 26,046_{-0,0025} \text{ мм}.$$

Побудуємо схему розміщення полів допусків калібру - скоби $\varnothing 26\text{m}8$ у відповідності до [3], кресл. 7 (рис. 2.4).

Ескізи калібру - пробки і калібру - скоби показані на рис. 2.5.

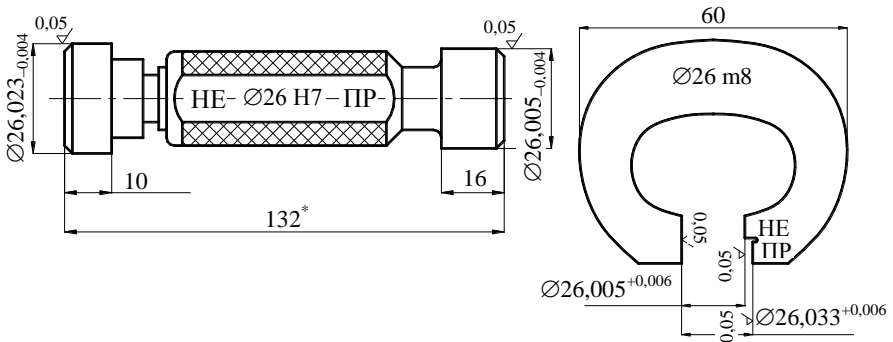


Рисунок 2.5 – Ескізи калібру – пробки $\varnothing 26\text{ H}7$ і калібру – скоби $\varnothing 26\text{ m}8$

3 РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

3.1 Загальні відомості про розмірні ланцюги

Крім розрахунку на міцність в інженерній практиці виконують розрахунок на точність (геометричний розрахунок). Розрахунок на точність здійснюється за теорією розмірних ланцюгів.

Теорія розмірних ланцюгів в СРСР розроблена Б.С.Балакшиним, А.А.Бородачовим і П.Ф.Дунаєвим.

Розмірний ланцюг – сукупність розмірів, взаємопов'язаних та розміщених по замкнутому контуру.

Розмірні ланцюги класифікують за: місцем виробу (детальні, вузлові (складальні)), розміщенням (лінійні, кутові, площинні, просторові) і застосуванням (конструкторські, технологічні, вимірювальні).

Ескіз складального вузла та схема лінійного розмірного ланцюга зображено на рис. 3.1, а і б.

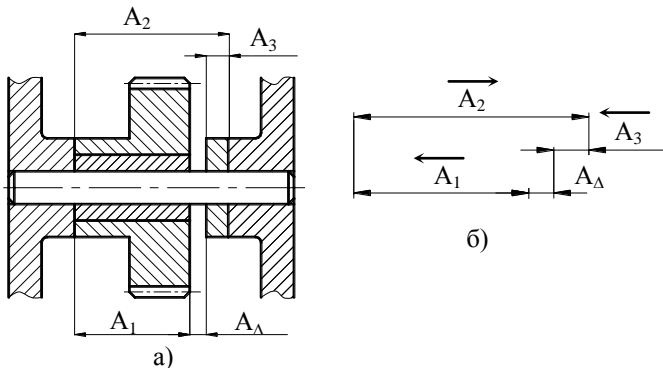


Рисунок 3.1 – Лінійний розмірний ланцюг зубчастого колеса та проміжного кільця механізму: а) – загальний вигляд; б) – схема

Розміри A_1 , A_2 , A_3 та ін., що складають розмірний ланцюг, називають *складовими розмірами*, або *ланками*.

Ланка A_Δ (A_Σ), зміна точності якої є результатом зміни всіх складових ланок, називається *замикальною ланкою*. Розмір і допуск цієї ланки на кресленнях звичайно не вказують, їх одержують за умов дотримання розмірів і допусків складових ланок.

Збільшувальними ланками розмірного ланцюга називають ланки, зі збільшенням яких замикальна ланка збільшується. *Зменшувальними* ланками розмірного ланцюга називають ланки, зі збільшенням яких замикальна ланка зменшується. Так, на рис. 3.1, б збільшувальною ланкою є розмір A_2 , а зменшувальними ланками – розміри A_1 і A_3 . На цих схемах лінійних розмірних ланцюгів збільшувальні ланки позначають стрілкою, направленою вправо, а зменшувальні – стрілкою, направленою вліво. В більш складних схемах для визначення збільшуваних і зменшуваних ланок можна використати

правило обходу по контуру. В розмірному ланцюгу для замикальної ланки вибирається певний напрямок обходу, наприклад на рис. 3.1, б справа-наліво, тобто по контуру за годинниковою стрілкою. Всі інші також позначаються стрілками, починаючи від ланки сусідньої із замикальною ланкою, і повинні мати той же замкнений потік напрямків (за годинниковою стрілкою). Тоді всі складові ланки, які мають той же напрямок, що і у замикальної, будуть зменшувючими (A_1, A_3), а інші ланки ланцюга – збільшувючими (A_2).

Терміни і позначення розмірних ланцюгів стандартизовані за ГОСТ 16319 – 80.

3.2 Розрахунок розмірних ланцюгів

Мета розрахунку полягає у встановленні допусків і граничних відхилень усіх ланок розмірного ланцюга виходячи з вимог конструкції чи технології. При розрахунку розрізняють дві задачі: пряму і обернену.

Пряма задача. За заданими номінальними розмірами всіх ланок ланцюга і граничними відхиленнями замикаючої ланки визначають допуски та граничні відхилення складових ланок (проектний розрахунок).

Обернена задача. Виходячи із встановлених номінальних розмірів, допусків і граничних відхилень складових ланок визначають номінальний розмір, граничні відхилення і допуски замикаючої ланки (перевірочний розрахунок).

Існує два методи розрахунку: повної взаємозамінності і неповної (обмеженої) взаємозамінності. Кожним методом можна розв'язувати обидві задачі.

Метод неповної (обмеженої) взаємозамінності може забезпечувати взаємозамінність лише за певних умов. У цьому методі застосовують елементи теорії ймовірності, селективний добір, регулювання і припасування.

Метод повної взаємозамінності полягає у розрахунку розмірного ланцюга за принципом *максимуму-мінімуму*, при якому допуск замикаючого розміру визначається арифметичним складанням допусків складових розмірів. Цей метод забезпечує задану точність складання без будь-якого підбору чи підгонки деталей.

В інженерній практиці найбільш поширена пряма задача.

Розглянемо розв'язок прямої задачі методом повної взаємозамінності та імовірнісним методом, [4], с. 20.

Наведемо формули для визначення потрібних величин.

Номінальний розмір замикаючої ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_i^{зб} - \sum_{i=1}^n A_i^{зм}, \quad (3.1)$$

де $A_i^{зб}$ і $A_i^{зм}$ – розміри відповідно збільшувючих і зменшувючих ланок;

m – число збільшувючих ланок;

n – число зменшувючих ланок.

Граничні розміри замикаючої ланки:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^m A_{i \max}^{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n A_{i \min}^{\text{зм}} ; \quad (3.2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m A_{i \min}^{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n A_{i \max}^{\text{зм}} . \quad (3.3)$$

При цьому $A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = T_{\Delta}$, де T_{Δ} – допуск замикаючої ланки.

Допуск замикаючої ланки дорівнює сумі допусків всіх (збільшуючих і зменшуючих) ланок:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} T_i . \quad (3.4)$$

Граничні відхилення замикаючої ланки:

$$ES_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ES_i^{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n EI_i^{\text{зм}} ; \quad (3.5)$$

$$EI_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EI_i^{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n ES_i^{\text{зм}} . \quad (3.6)$$

При розрахунку розмірних ланцюгів виявляється зручним користуватись не граничними відхиленнями ES (верхнє) і EI (нижнє), а середніми відхиленнями Δ_c :

$$\Delta_c = \frac{ES + EI}{2} . \quad (3.7)$$

Тоді середнє відхилення поля допуску замикаючої ланки визначається через середні відхилення полів допусків збільшуючих і зменшуючих ланок наступним чином:

$$\Delta_{c\Delta} = \sum_{i=1}^m \Delta_{i.c}^{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n \Delta_{i.c}^{\text{зм}} \quad (3.8)$$

Верхнє і нижнє відхилення замикаючої ланки можна знаходити також (крім (3.5) і (3.6)) із виразів:

$$ES_{\Delta} = \Delta_{c\Delta} + \frac{1}{2} T_{\Delta} ; \quad (3.9)$$

$$EI_{\Delta} = \Delta_{c\Delta} - \frac{1}{2} T_{\Delta} . \quad (3.10)$$

Граничні розміри замикаючої ланки знаходять з виразів (див. також (3.2), (3.3)):

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + ES_{\Delta} ; \quad (3.11)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + EI_{\Delta} . \quad (3.12)$$

3.2.1 Розрахунок методом повної взаємозамінності (пряма задача).

Відомі номінальні розміри складових ланок, номінальний розмір та граничні відхилення замикаючої ланки $[ES_{\Delta}]$ і $[EI_{\Delta}]$ (квадратними скобками, тут і надалі, позначаються значення параметрів, які є заданими). За величинами граничних відхилень замикаючої ланки визначається її допуск та середнє значення відхилень:

$$[T_{\Delta}] = ES_{\Delta} - EI_{\Delta}, \quad \Delta_{сд} = \frac{ES_{\Delta} + EI_{\Delta}}{2}. \quad (3.13)$$

Далі, враховуючи економічну точність виготовлення деталей по розмірам розподіляють допуск замикаючої ланки $[T_{\Delta}]$ між складовими ланками ланцюга. Розподіл допуску замикаючої ланки між складовими ланками виконують різними способами (спосіб випробувань, спосіб рівних допусків, спосіб одної степені точності (квалітету) і т.д.).

Розглянемо детально спосіб одного квалітету. Середнє значення числа одиниць допуску визначається за виразом:

$$a_{ср} = \frac{[T_{\Delta}]}{\sum_{i=1}^{m+n} i} = \frac{[T_{\Delta}]}{\sum_{i=1}^{m+n} (0,45 \sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c)}, \quad (3.14)$$

де $D_c = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$ – середнє геометричне інтервалу розмірів, мм (див. [1], стор. 42); $[T_{\Delta}]$ в мкм. В табл. 3.1 приведені значення одиниць допуску $i = 0,45 \sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c$ для діапазону розмірів до 500 мм.

Таблиця 3.1 Значення одиниць допусків для основних інтервалів розмірів.

Основні інтервали номінальних розмірів, мм	1...3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500
Значення i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,23	3,54	3,89

По розрахованому значенню $a_{ср}$ вибирають номер квалітету (див. табл. 3.2) і допуски для кожної ланки. Сума допусків складових розмірів повинна задовольняти нерівності:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq [T_{\Delta}]. \quad (3.15)$$

Таблиця 3.2 Значення кількості одиниць допусків для квалітетів від 5 до 16

Номер квалітету	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Значення a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Далі для кожної складової ланки призначають граничні відхилення ES і EI та визначають за формулою (3.7) їхні середні відхилення Δ_c .

Потім за формулою (3.8) визначають середнє відхилення замикаючої ланки $\Delta_{c\Delta}$ і одержане значення порівнюють із заданим $[\Delta_{c\Delta}]$. При відмінності величин, що порівнюються, в значення Δ_c вносять деякі зміни і по їхнім новим значенням виконують повторний розрахунок $\Delta_{c\Delta}$, результати якого знову порівнюють з $[\Delta_{c\Delta}]$. І так до збігу величин, що порівнюються.

Якщо подібні дії не приводять до розв'язку, то в якості виключення допустимо граничні відхилення призначати на всі складові ланки ланцюга, крім одної ланки (залежної A_x).

Якщо залежна ланка обрана з числа збільшуючих ланок ланцюга, то її відхилення визначають за наступними формулами:

$$\Delta_{cx}^{3б} = \sum_{i=1}^n \Delta_{i,c}^{3м} - \sum_{i=1}^{m-1} \Delta_{i,c}^{3б} + [\Delta_{c\Delta}], \quad (3.16)$$

$$\begin{cases} ES_x^{3б} = \Delta_{cx}^{3б} + \frac{1}{2} T_x \\ EI_x^{3б} = \Delta_{cx}^{3б} - \frac{1}{2} T_x \end{cases} \quad (3.17)$$

Якщо залежна ланка обрана з числа зменшуючих ланок ланцюга, то її відхилення визначають за формулами:

$$\Delta_{cx}^{3м} = \sum_{i=1}^m \Delta_{i,c}^{3б} - \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{i,c}^{3м} - [\Delta_{c\Delta}], \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} ES_x^{3м} = \Delta_{cx}^{3м} + \frac{1}{2} T_x \\ EI_x^{3м} = \Delta_{cx}^{3м} - \frac{1}{2} T_x \end{cases} \quad (3.19)$$

Правильність знайдених відхилень залежної ланки може бути перевірена за формулою:

$$ES_x - EI_x = T_x, \quad (3.20)$$

де T_x був встановлений при розподілі допуску замикаючої ланки.

Приклад 3.1.

На рис. 3.2 показаний вузол кріплення диску ротора 1 на валу 5. Крутний момент диску ротору передається через пальці 4, призначення яких полягає в захисті машини і двигуна від перенавантажень. За службовим призначенням пристрою необхідно, щоб зазор між диском ротору і ступицею 3 був витриманий в межах від 1,1 до 1,3 мм. Ступиця на валу кріпиться ковпаком - гайкою 2. Необхідно визначити допуски (відхилення) для всіх розмірів деталей, які впливають на величину вказаного зазору.

1. В даній задачі замикальною ланкою є зазор A_Δ . Приймаємо номінальний розмір цього зазору $A_\Delta = 1$ мм. Тоді, згідно завдання:

$$[A_{\Delta\max}] = 1,3 \text{ мм}; [A_{\Delta\min}] = 1,1 \text{ мм};$$

$$[ES_{\Delta}] = +0,3 \text{ мм}; [EI_{\Delta}] = +0,1 \text{ мм};$$

$$[\Delta_{c\Delta}] = +0,2 \text{ мм}; [T_{\Delta}] = 0,2 \text{ мм}.$$

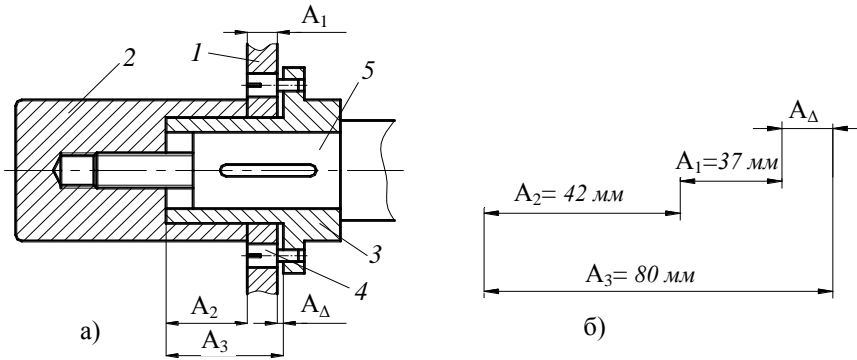


Рисунок 3.2 – Приклад завдання: а) креслення вузла; б) схема розмірного ланцюга

2. За рис. 3.2, а визначаємо ланцюг розмірів, які впливають на зміну замикаючої ланки і складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 3.2, б). Збільшуючою є ланка A_3 , всі інші – зменшуючими.

3. Номінальні розміри складових ланок: $A_1 = 37 \text{ мм}$; $A_2 = 42 \text{ мм}$; $A_3 = 80 \text{ мм}$. Складаємо рівняння розмірного ланцюга (3.1):

$$A_{\Delta} = A_3 - (A_2 + A_1) = 80 - (42 + 37) = 1 \text{ (мм)}.$$

Отже, номінальні розміри складових ланок призначені правильно.

4. Розрахуємо допуски складових ланок за способом одного квалітету. За формулою (3.14) і табл. 3.1 визначаємо середнє число одиниць допуску складових розмірів:

$$a_{\text{ср}} = \frac{[T_{\Delta}]}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{[T_{\Delta}]}{\sum_1^{m+n} (0,45 \sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c)} = \frac{200}{1,56 + 1,56 + 1,86} \approx 40.$$

По табл. 3.2 знаходимо, що таке число одиниць допуску відповідає наближено 9-му квалітету в ЄСДП. Прийmemo, що така точність в даних умовах доцільна.

5. Таким чином, допуски складових розмірів з врахуванням степені складності виготовлення приймаємо згідно [1]: $T_1 = 0,062 \text{ мм}$; $T_2 = 0,062 \text{ мм}$; $T_3 = 0,074 \text{ мм}$.

Перевіряємо правильність призначення допусків складових ланок за рівнянням (3.4):

$$T_{\Delta} = 0,062 + 0,062 + 0,074 = 0,198 \text{ мм} < [T_{\Delta}].$$

6. Призначаємо граничні відхилення на всі складові розміри виходячи з економічної доцільності виготовлення. Для ступеневих ланок A_2 і

A_3 призначаємо симетричні граничні відхилення, тобто $\Delta_{c2} = \Delta_{c3} = 0$. Тоді середнє відхилення поля допуску $A_1 = A_x$ (див. (3.18)):

$$\Delta_{c1} = \Delta_{cx} = 0 - 0 - [+0,2] = -0,2 \text{ мм.}$$

Граничні відхилення $A_1 = A_x$ (3.19):

$$ES_1 = ES_x = -0,2 + \frac{1}{2} 0,062 = -0,169;$$

$$EI_1 = EI_x = -0,2 - \frac{1}{2} 0,062 = -0,231.$$

Одержані значення близькі до $37b9 \left(\begin{smallmatrix} -0,170 \\ -0,232 \end{smallmatrix} \right)$; $\Delta_{c1} = -0,201$ мм.

Прийняті розміри і відхилення заносимо в табл. 3.3:

Таблиця 3.3

Позначення ланок	Можлива кінцева технологічна операція	Розміри і відхилення, мм	Примітка
A_Δ	Складання	$1_{+0,1}^{+0,3}$	За умовою
A_1	Токарна обробка	$37_{-0,232}^{-0,170}$	37b9
A_2	Токарна обробка	$42 \pm 0,031$	42j _s 9
A_3	Токарна обробка	$80 \pm 0,037$	80j _s 9

7. Правильність призначення граничних відхилень перевіряємо за формулами (3.8), (3.9), (3.10):

$$ES_\Delta = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) + \frac{1}{2} T_\Delta = 0 - (-0,201 + 0) + \frac{1}{2} 0,198 = 0,3 \text{ мм;}$$

$$EI_\Delta = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) - \frac{1}{2} T_\Delta = 0 - (-0,201 + 0) - \frac{1}{2} 0,198 = 0,102 \approx 0,1 \text{ мм,}$$

тобто граничні відхилення складових ланок призначені правильно.

3.2.2 Розрахунок імовірнісним методом (пряма задача).

Застосування елементів теорії імовірності дає змогу забезпечити необхідну степінь точності замикаючої ланки з розширеними допусками складових ланок (допускаючи певний незначний процент браку).

Розв'язок задачі починається аналогічно попередній задачі.

Далі допуск замикаючої ланки $[T_\Delta]$ розподіляють між складовими ланками ланцюга, добиваючись нерівності (3.15). При способі однієї степені точності (якості) середній квалітет допусків складових ланок в одиницях допуску визначають за формулою:

$$a_{cp} = \frac{[T_\Delta]}{t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 i^2}} = \frac{[T_\Delta]}{t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 (0,453 \sqrt{D_c} + 0,001 D_c)^2}}, \quad (3.21)$$

де λ_i – коефіцієнт відносного розсіювання складових ланок ланцюга, який

вводиться у випадку, коли межі імовірнісного розсіювання не співпадають з межами полів допусків розмірів ($\lambda_i = 1/3$ для нормального закону розподілу); t – коефіцієнт, який залежить від процента ризику P і визначається за табл. 3.4:

Таблиця 3.4

P, %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Для нормального закону розподілу процент ризику P складає всього 0,27 (імовірність попадання в 6σ - інтервал 99,73 %).

Після цього призначають квалітет, допуски і граничні відхилення (ES_i, EI_i) та розраховують значення допуску замикаючої ланки:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (3.22)$$

де λ_{Δ} – коефіцієнт відносного розсіювання замикаючої ланки ($\lambda_{\Delta} = 1/3$ для нормального закону розподілу).

Середнє відхилення поля допуску замикаючої ланки визначається за формулою:

$$\Delta_{c\Delta} + \alpha_{\Delta} \frac{T_{\Delta}}{2} = \sum_{i=1}^m \left(\Delta_{i.c}^{3\sigma} + \alpha_{3\sigma} \frac{T_{3\sigma}}{2} \right) - \sum_{i=1}^n \left(\Delta_{i.c}^{3M} + \alpha_{3M} \frac{T_{3M}}{2} \right), \quad (3.23)$$

де α – коефіцієнт відносної асиметрії відповідно замикаючої ланки (α_{Δ}) і складових ланок α_i ($\alpha_{3\sigma}$ для збільшуючих і α_{3M} для зменшуючих), який визначає величину розбіжності математичного очікування розмірів із серединою поля допуску. У випадку, якщо приймають $\alpha = 0$, формула (3.23) приймає вигляд формули (3.8).

Одержані значення T_{Δ} і $\Delta_{c\Delta}$ порівнюють з початковими $[T_{\Delta}]$ і $[\Delta_{c\Delta}]$ та при їх розбіжності поступають аналогічно попередній задачі (вносять відповідні зміни).

Якщо одержаний допуск замикаючої ланки $T_{\Delta} \neq [T_{\Delta}]$, то рекомендується визначити можливий процент ризику P та оцінити його. Для цього розраховують коефіцієнт t :

$$t = \frac{[T_{\Delta}]}{\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}} \quad (3.24)$$

і за табл. 3.4 визначають P .

При розбіжності величин $\Delta_{c\Delta}$ і $[\Delta_{c\Delta}]$ допускається в якості виключення граничні відхилення призначати на всі складові ланки ланцюга, крім однієї залежної ланки (дивися вище).

Якщо залежна ланка обрана з числа збільшуючих ланок ланцюга, то її відхилення визначають за наступною формулою:

$$\Delta_{cx}^{зб} = \sum_{i=1}^n \left(\Delta_{i,c}^{зм} + \alpha_{зм} \frac{T_{зм}}{2} \right) - \sum_{i=1}^{m-1} \left(\Delta_{i,c}^{зб} + \alpha_{зб} \frac{T_{зб}}{2} \right) + [\Delta_{c\Delta}] + \alpha_{\Delta} \frac{T_{\Delta}}{2} - \alpha_{x,зб} \frac{T_x}{2}. \quad (3.25)$$

Якщо залежна ланка обрана з числа зменшуючих ланок ланцюга, то її відхилення визначають за формулами:

$$\Delta_{cx}^{зм} = \sum_{i=1}^m \left(\Delta_{i,c}^{зб} + \alpha_{зб} \frac{T_{зб}}{2} \right) - \sum_{i=1}^{n-1} \left(\Delta_{i,c}^{зм} + \alpha_{зм} \frac{T_{зм}}{2} \right) - [\Delta_{c\Delta}] - \alpha_{\Delta} \frac{T_{\Delta}}{2} - \alpha_{x,зм} \frac{T_x}{2}. \quad (3.26)$$

Правильність знайденого значення Δ_{cx} перевіряють підстановкою Δ_{cx} в рівняння (3.23); при цьому має бути одержано $\Delta_{c\Delta} = [\Delta_{c\Delta}]$.

Після визначення Δ_{cx} за формулами (3.17), (3.19) встановлюють (при відомому T_x) граничні відхилення залежної ланки, які і вказують на робочому кресленні.

Приклад 3.2.

Для можливості порівняння з розрахунком за методом повної взаємозамінності розглянемо той же розмірний ланцюг (див. рис. 3.2).

1 – 3-й пункти аналогічні відповідним пунктам розв'язку методом повної взаємозамінності.

4. Приймаємо, що розсіювання розмірів ланок близьке до нормального закону, тобто $\lambda_i = 1/3$ і відповідно $\lambda_{\Delta} = 1/3$. Приймаємо також $\alpha_i = 0$.

5. Розрахуємо допуски складових ланок за способом одного квалітету, приймаючи $P = 0,27\%$. З табл. 3.4 при $P = 0,27\%$ знаходимо коефіцієнт $t = 3$. За формулою (3.21) визначаємо середнє число одиниць допуску складових ланок ($[T_{\Delta}] = 200$ мкм):

$$a_{cp} = \frac{[T_{\Delta}]}{t \sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 i^2}} = \frac{200}{3 \sqrt{(1/3)^2 \cdot 1,56^2 + (1/3)^2 \cdot 1,56^2 + (1/3)^2 \cdot 1,86^2}} \approx 69,$$

де i – одиниця допуску за табл. 3.1. Для розміру $A_1 = 37$ мм: $i_1 = 1,56$ мкм; для розміру $A_2 = 42$ мм: $i_2 = 1,56$ мкм; для розміру $A_3 = 80$ мм: $i_3 = 1,86$ мкм.

За табл. 3.2 визначаємо, що число одержане число одиниць допуску $a_{cp} = 69$ (за методом повної взаємозамінності $a_{cp} = 40$) відповідає наближено 10-му квалітету. Прийемо, що в даних умовах така точність доцільна.

6. Таким чином, допуски 10-го квалітету для ланок A_1, A_2, A_3 дорівнюють: $T_1 = T_2 = 0,1$ мм; $T_3 = 0,12$ мм. Перевіряємо правильність призначення допусків складових ланок за формулою:

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 T_i^2} = 3 \sqrt{(1/3)^2 \cdot 0,1^2 \cdot 2 + (1/3)^2 \cdot 0,12^2} \approx 0,185 \text{ мм.}$$

Оцінімо процент ризику Р, оскільки $T_{\Delta} \neq [T_{\Delta}]$. За формулою (3.24)

$$t = \frac{T_{\Delta}}{\sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 T_i^2}} = \frac{0,2}{\sqrt{(1/3)^2 \cdot 0,1^2 \cdot 2 + (1/3)^2 \cdot 0,12^2}} = 3,24.$$

За табл. 3.4 знаходимо $P \approx 0,1 \%$, що майже втричі менше за прийняте.

7. Призначаємо граничні відхилення на всі складові розміри. Для розміру A_3 призначаємо симетричні відхилення, тобто $A_3 = 80j_s10$ і $\Delta_{c3} = 0$, для ланок A_1 і A_2 приймаємо відхилення $A_1 = 37e10 = 37_{-0,05}^{+0,05}$; $A_2 = 42e10 = 42_{-0,15}^{-0,05}$. Відхилення заносимо в табл. 3.5:

Таблиця 3.5

Позначення ланок	Номинальні розміри, мм	Відхилення, мкм				Допуски, мм
		-	ES	EI	Δ_c	
A_{Δ}	1	-	+ 0,3	+ 0,1	+ 0,2	0,2
A_1	37	37e10	- 0,05	- 0,15	- 0,1	0,1
A_2	42	42e10	- 0,05	- 0,15	- 0,1	0,1
A_3	80	80j_s10	+ 0,06	- 0,06	0	0,12

Розрахуємо середнє значення замикаючої ланки за формулою (3.23) [Δ_{c1} за формулою (3.7)]:

$$\Delta_{c\Delta} = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) = 0 - (-0,1 - 0,1) = +0,2 \text{ мм} = [\Delta_{c\Delta}].$$

8. Визначимо граничні відхилення замикаючої ланки за формулами (3.9) і (3.10):

$$ES_{\Delta} = \Delta_{c\Delta} + \frac{1}{2} T_{\Delta} = +0,2 + \frac{1}{2} 0,185 \approx 0,292 \text{ мм} < [ES_{\Delta}] = [+0,3];$$

$$EI_{\Delta} = \Delta_{c\Delta} - \frac{1}{2} T_{\Delta} = -0,2 - \frac{1}{2} 0,185 \approx -0,108 \text{ мм} > [EI_{\Delta}] = [+0,1],$$

тобто граничні відхилення складових ланок призначені правильно.

Порівнюючи результати розв'язку попередньої задачі (метод повної взаємозамінності) із даною задачею (імовірнісний метод), неважко помітити перевагу останньої, оскільки допуски складових розмірів є більшими при практичній відсутності ризику появи бракованих виробів ($P \approx 0,1 \%$).

4 ДОПУСКИ І ПОСАДКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

В основу профілю метричної різьби покладено трикутник, кут якого дорівнює 60° . Номінальний профіль нарізки (показаний потовщеною лінією) і розміри його елементів встановлені ГОСТ 9150 – 81 (рис. 4.1).

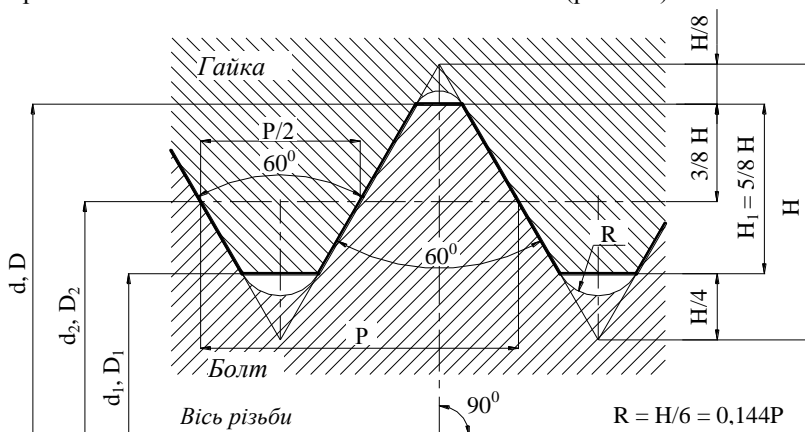


Рисунок 4.1 – Основні параметри метричної різьби

Для забезпечення експлуатаційних властивостей різьби при виготовленні й вимірюванні із складного профілю відокремлюється ряд елементів, які однакові для болта й гайки і використовуються при їх нормуванні. Цими елементами є зовнішні діаметри болта d і гайки D ; внутрішній діаметр болта d_1 і гайки D_1 ; середні діаметри болта d_2 і гайки D_2 ; крок різьби P і кут профілю різьби α .

Метрична різьба загального призначення має нормовані діаметри в діапазоні 0,25...600 мм і кроки від 0,075 до 6 мм, що обумовлено ГОСТ 8724 – 81. Умовно кроки різьби поділяють на крупний ($d \approx 6P^{1,3}$) і дрібний. Справа в тому, що на циліндричні поверхні нарізки можна нанести з різними кроками. Наприклад, для номінального діаметра 20 мм стандартом встановлено кроки: 2,5; 2; 1,5; 0,75; 0,5 мм. Найбільший крок – 2,5 мм умовно називають *крупним*, всі інші – *дрібними*.

Номінальні значення зовнішнього, середнього і внутрішнього діаметрів різьби повинні відповідати наведеним у ГОСТ 24705 – 81.

Значення діаметрів обчислено за такими формулами:

$$d_2 = d - 2 \cdot 3/8 \cdot H = d - 0,649519053 \cdot P; \quad (4.1)$$

$$d_1 = d - 2 \cdot 5/8 \cdot H = d - 1,082531755 \cdot P. \quad (4.2)$$

Для метричної різьби задаються допуски на такі елементи: зовнішній діаметр болта T_{d_1} ; внутрішній діаметр гайки – T_{D_1} ; середній діаметр болта – T_{d_2} і гайки – T_{D_2} (рис. 4.2). На схемах прийнято проставляти

половинні величини (допуски), враховуючи що другі половини розташовані на діаметрально протилежних профілях виробу.

Допуски на зовнішній діаметр гайки і внутрішній діаметр болта не нормуються, а обмежуються розмірами нарізного інструмента. Для метричної різьби не нормуються вимоги до точності кроку і кута профілю нарізки, бо ці параметри зв'язані з середнім діаметром нарізки. Допуск на середній діаметр є сумарним, тобто він включає в себе допустимі компенсації похибок не тільки на середній діаметр, а й на кут профілю та крок різьби.

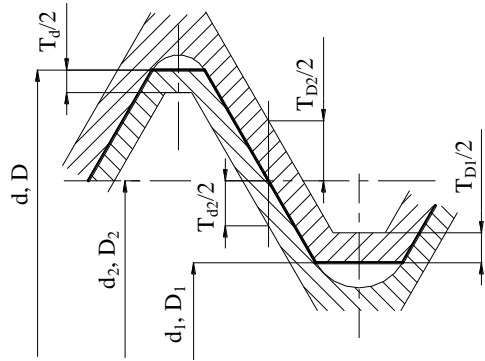


Рисунок 4.2 – Схема полів допусків метричної різьби

$$T_{d2} = \Delta d_2 + f_p + f_a; \quad (4.3)$$

$$T_{D2} = \Delta D_2 + f_p + f_a; \quad (4.4)$$

де $f_p = 1,732 \cdot \Delta_p$ – компенсація відхилень кроку, мкм; Δ_p – похибка кроку по довжині згвинчування, мкм;

$f_a = 0,36 \cdot P \cdot \Delta_{\alpha/2}$ – компенсація відхилень половини кута профілю, мкм; P – крок, мм; $\Delta_{\alpha/2}$ – похибка половини кута профілю, хв.

Похибки половини кута профілю залежать від правильності профілю інструмента і ступеня його викривлення внаслідок спрацювання. Похибка кроку нарізки визначається точністю ходового гвинта і правильністю визначення передаточного числа шестерень від ходового гвинта до шпинделя верстата. Для забезпечення згвинчуваності гайки і болта при наявності цих похибок треба відповідно змінити середній діаметр болта і гайки, а саме: зменшити середній діаметр болта і збільшити середній діаметр гайки. Дуже часто цей узагальнений параметр – середній діаметр разом з впливом похибки кроку та кута профілю називають *зведеним середнім діаметром*. Зведений середній діаметр для зовнішньої різьби (болта)

$$d_{2зв} = d_{2в} + f_p + f_a, \quad (4.5)$$

а внутрішньої різьби (гайки)

$$D_{2зв} = D_{2в} - (f_p + f_a), \quad (4.6)$$

де $d_{2зв}$, $D_{2зв}$ – виміряні (дійсні) значення середнього діаметра відповідно зовнішньої і внутрішньої різьби.

Посадки передбачені трьох видів: із зазором (ГОСТ 16093 – 81); перехідні (ГОСТ 4608 – 81); з натягом (ГОСТ 24834 – 81).

Посадки із зазором забезпечують рухомість з'єднання. Розміщення полів допусків метричної нарізки відносно номінального профілю визначаються основним відхиленням: верхнім (es) – для болта і нижнім (EI) –

для гайок. Встановлено такі основні відхилення: для зовнішньої різьби – h, q, f, e, d , для внутрішньої різьби – H, G, F, E .

Схему полів допусків посадки із зазором зображено на рис. 4.3, а, основних відхилень – на рис. 4.3, б.

Існують три довжини згинчування: коротка S , нормальна N і довга L . Нормальна довжина згинчування ($N = 2,24Pd^{0,2} \dots 6,7Pd^{0,2}$) в умовному позначенні різьби не вказується.

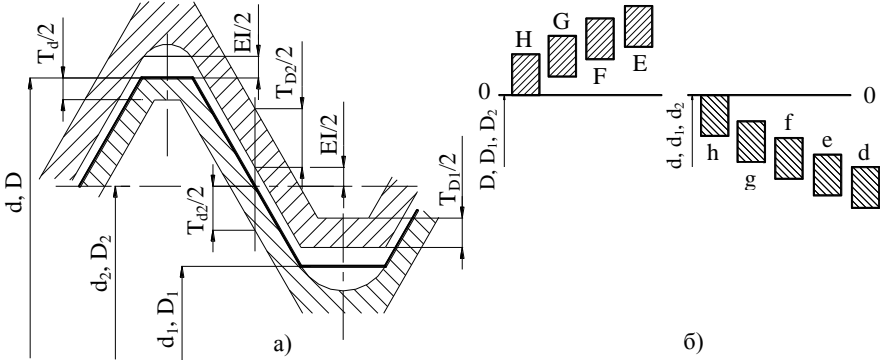


Рисунок 4.3 – Посадка із зазором метричної різьби: а) схема полів допусків; б) основні відхилення

Перехідні посадки застосовують, щоб забезпечити нерухомість, але при цьому необхідні елементи заклинювання (конічний бурт, плоский бурт, тощо). Схему полів допусків перехідної посадки зображено на рис. 4.4, а, основних відхилень – на рис. 4.4, б.

За середнім діаметром передбачено ступені точності 2 – 5.

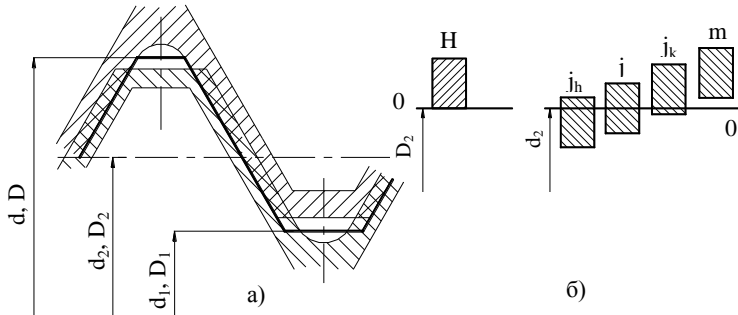


Рисунок 4.4 – Перехідна посадка метричної різьби: а) схема полів допусків; б) основні відхилення

Посадки з натягом забезпечують нерухомість за рахунок натягу. Схему полів допусків посадки з натягом зображено на рис. 4.5, а, основних відхилень – на рис. 4.5, б.

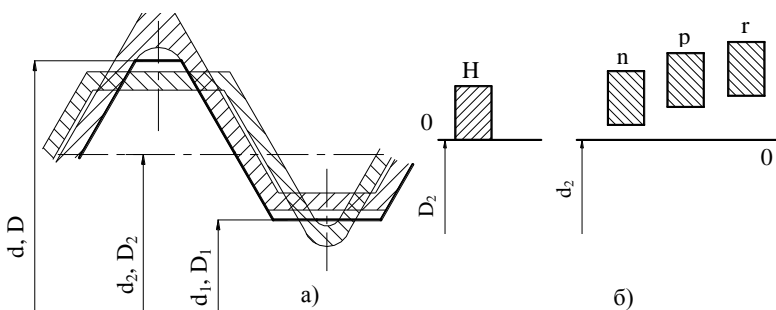


Рисунок 4.5 – Посадка з натягом метричної різьби: а) схема полів допусків; б) основні відхилення

Як видно з рисунку, натяг забезпечується по середньому діаметру, а по зовнішньому і по внутрішньому діаметрах різьбового з'єднання є зазор. Стандартом передбачено посадки з натягом тільки в системі отвору.

За середнім діаметром передбачено ступені точності 2, 3. Шорсткість поверхонь різьб $R_a = 0,63 \dots 5$ мкм.

Позначення допусків і посадок різьб. Поле допуску різьби утворюється сполученням допуску і основного відхилення діаметра різьби. Умовні позначення поля допуску діаметра різьби складається із цифри, яка визначає ступінь точності, і букви, що визначає основне відхилення, наприклад 4h, 6g, 6H, 6G.

Позначення поля допуску різьби складається з позначення поля допуску середнього діаметра (на першому місці) і позначення поля допуску діаметра виступів. Наприклад: 5H 6H (5H – поле допуску D_2 , 6H – поле допуску D_1), 7q 6q (7q – поле допуску d_2 , 6q – поле допуску d).

Коли позначення поля допуску діаметрів виступів співпадає з позначенням поля допуску середнього діаметра, то воно в позначенні поля допуску не повторюється, наприклад 6H, 6q.

В умовному позначенні різьби позначення поля допуску повинно стояти за позначенням розміру різьби. Наведемо приклади позначення різьби: з крупним кроком (зовнішня M12 – 6q; внутрішня M12 – 6H); з дрібним кроком (зовнішня M12H1 – 6q; внутрішня M12H1 – 6H); ліва різьба (зовнішня M12H1 – LH – 6q; внутрішня M12H1 – LH – 6H).

Приклад позначення різьби з довжиною згвинчування, відмінною від нормальної: M12 – 7q6q – 30, де 30 – довжина згвинчування.

Посадка в різьбовому з'єднанні позначається дробом, в чисельнику якого дається поле допуску внутрішньої різьби, а в знаменнику – поле допуску зовнішньої різьби. Наприклад: M12 – 6H/6q; M12H1 – 6H/6q; M12H1 – LH – 6H/6q.

Приклад 4. Задано різьбове з'єднання М24 7Н/7g6g. Визначити номінальні та граничні значення діаметрів болта і гайки, граничні відхилення на зовнішній, внутрішній та середній діаметри заданої різьби болта і гайки.

Розв'язок. Згідно з позначенням різьби поле допуску болта 7g6g, тобто поле допуску середнього діаметру 7g і поле допуску зовнішнього діаметру 6g, а поле допуску гайки 7Н – поле допуску середнього і внутрішнього діаметрів 7Н. Також згідно [5], с.142, табл. 4.22 при зовнішньому діаметрі $d(D) = 24$ мм крок різьби $P = 3$ мм.

Визначимо за [5], с.144, табл. 4.24 згідно ГОСТ 24705 – 81 номінальні діаметри різьби болта і гайки:

- середній діаметр $d_2 = D_2 = 24 - 2 + 0,051 = 22,051$ мм;
- внутрішній діаметр $d_1 = D_1 = 24 - 4 + 0,752 = 20,752$ мм.

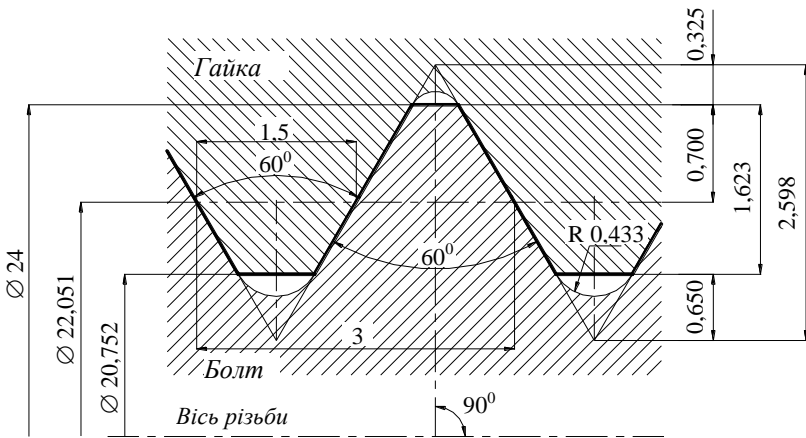


Рисунок 4.6 – Профіль різьбового з'єднання М24 7Н/7g6g

Розрахуємо також наступні параметри:

- висота вихідного трикутника $H = 0,866 \cdot P = 2,598$ мм;
- робоча висота профілю $H_1 = 0,541 \cdot P = 1,623$ мм;
- номінальний радіус заокруглення впадин внутрішньої різьби $R = H/6 = 0,433$ мм;
- висота зрізу вершини різьби
 для болта $H/4 = 0,650$ мм;
 для гайки $H/8 = 0,325$ мм.

Графічне зображення різьбового профілю показано на рис. 4.6.

За [5], с.153, табл. 4.29 згідно ГОСТ 16093 – 81 вибираємо відхилення діаметрів різьби:

- для болта – верхнє відхилення (es) для $d, d_1, d_2 = - 48$ мкм;
 – нижнє відхилення (ei) для $d_2 = - 298$ мкм;

- нижнє відхилення (ei) для $d = - 423$ мкм;
- для гайки – нижнє відхилення (EI) для $D, D_1, D_2 = 0$ мкм;
- верхнє відхилення (ES) для $D_2 = + 335$ мкм;
- верхнє відхилення (ES) для $D_1 = + 630$ мкм.

Розрахуємо граничні діаметри болта:

- $d_{\max} = d + es = 24 + (- 0,048) = 23,952$ мм;
- $d_{\min} = d + ei = 24 + (- 0,423) = 23,577$ мм;
- $d_{2\max} = d_2 + es = 22,051 + (- 0,048) = 22,003$ мм;
- $d_{2\min} = d_2 + ei = 22,051 + (- 0,298) = 21,753$ мм;
- $d_{1\max} = d_1 + es = 20,752 + (- 0,048) = 20,704$ мм;
- $d_{1\min}$ – не нормується.

Розрахуємо граничні діаметри гайки:

- D_{\max} – не нормується;
- $D_{\min} = D + EI = 24 + 0 = 24$ мм;
- $D_{2\max} = D_2 + ES = 22,051 + 0,335 = 22,386$ мм;
- $D_{2\min} = D_2 + EI = 22,051 + 0 = 22,051$ мм;
- $D_{1\max} = D_1 + ES = 20,752 + 0,630 = 21,382$ мм;
- $D_{1\min} = D_1 + EI = 20,752 + 0 = 20,752$ мм.

Схема полів допусків різьбового з'єднання M24 7H/7g6g зображена на рис. 4.7 (посадка із зазором).

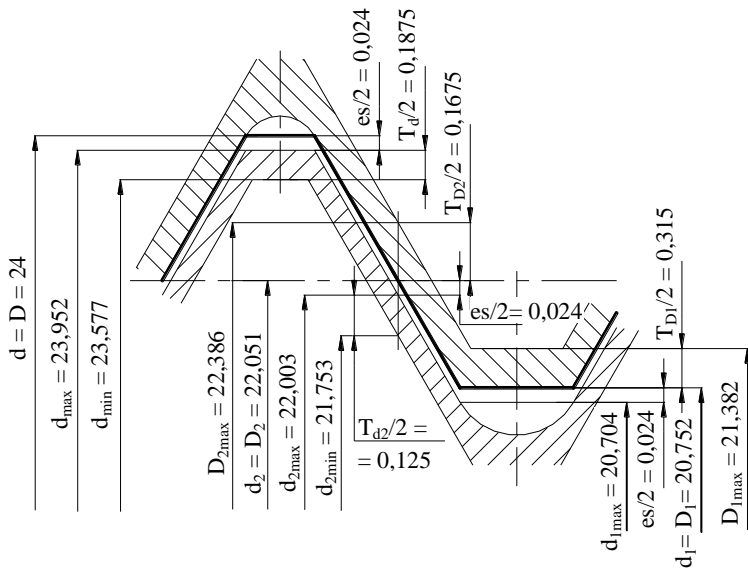


Рисунок 4.7 – Поля допусків різьбового з'єднання M24 7H/7g6g

5 ПЕРЕЛІК ПРАКТИЧНИХ ЗАВДАНЬ

Завдання в задачах відповідає передостанній цифрі залікової книжки студента, а варіант – останній цифрі залікової книжки.

Задача № 1. Гладкі циліндричні з'єднання

1. Випишіть початкові дані з табл. 5.1.
2. Згідно ДСТУ 2500 – 94 (ГОСТ 25346 – 89) для кожного з'єднання випишіть числові значення граничних відхилень отвору і вала.
3. Визначте характер з'єднання і до якої системи воно відноситься.
4. Визначте значення граничних розмірів зазорів, натягів та допусків.
5. Розрахуйте допуск посадки для кожного з'єднання.
6. Для перехідної посадки визначте імовірність одержання зазорів і натягів. Побудуйте криву нормального розподілу в довільному масштабі.
7. Для кожної посадки побудуйте схему розташування поля допусків на вали і отвори та покажіть на ній граничні розміри, відхилення, зазори, натяги та допуски.

Таблиця 5.1 Початкові дані до задач № 1 та № 2

Завдання	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Діаметр з'єднання, мм	30	50	10	16	25	40	80	100	125	200
Варіант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
З'єднання	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{g6}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{h6}$
	$\frac{J_s7}{h6}$	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{J_s7}{h6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{J_s7}{h6}$
	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{H7}{s6}$

Задача № 2. Розрахунок калібрів для контролю гладких циліндричних деталей

1. Випишіть початкові дані з табл. 5.1 – перше з'єднання .
2. Згідно ГОСТ 24853 – 81 виберіть схему розташування полів допусків і визначте необхідні для розрахунку значення середин полів допусків, граничних відхилень всіх калібрів і контр-калібрів та границь зношування робочих прохідних калібрів.
3. Визначте граничні і виконавчі розміри всіх калібрів і контр-калібрів.

4. Накресліть в довільному масштабі схеми полів допусків калібрів для контролю отворів (калібри – пробки) і калібрів для контролю валів (калібри – скоби).
5. Виконайте робочі креслення калібру – пробки і калібру – скоби у відповідності до вимог ЄСКД. Якщо калібр є складальним, то виконайте складальне креслення, специфікацію і робочі креслення основних деталей (вставок, ручок і т.п.).

Задача № 3. Розрахунок розмірних ланцюгів

1. Випишіть початкові дані з табл. 5.2.
2. За заданими в табл. 5.2 складальним кресленням вузла (рис.5.1) і замикаючою ланкою складіть і накресліть схему розмірного ланцюга.
3. Розрахуйте граничні значення складових ланок розмірного ланцюга методом повної взаємозамінності способом одного квалітету. Призначте граничні відхилення розмірів. Перевірте правильність їх призначення.
4. Розрахуйте граничні значення складових ланок розмірного ланцюга імовірнісним методом способом одного квалітету. Прийmemo, що для всіх ланок розмірного ланцюга випадкові похибки розмірів деталей розподіляються за законом Гауса. Призначте відхилення розмірів. Перевірте правильність призначення допусків.
5. Результати розрахунків зведіть в таблиці і порівняйте величини допусків ланок розмірного ланцюга, визначених різними методами.

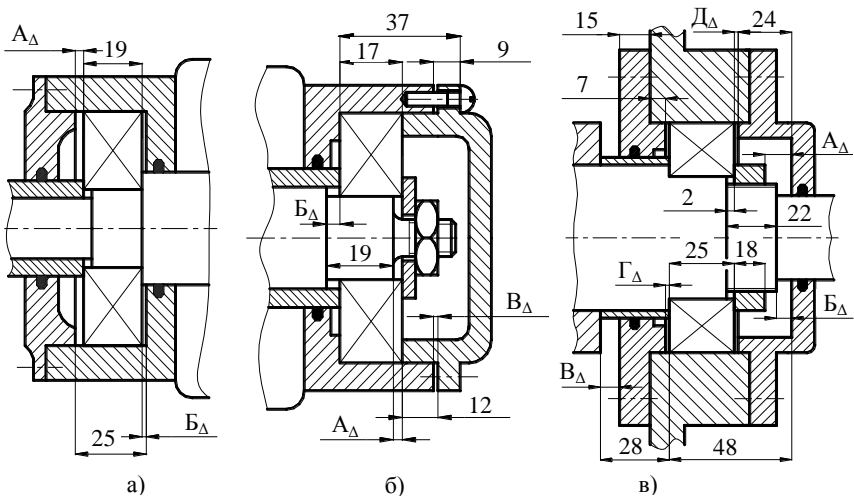


Рисунок 5.1 – Складальні креслення вузлів

Таблиця 5.2 Початкові дані до задачі № 3

Завдання	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Позначення рисунка	а)	б)	в)	а)	б)	в)	б)	в)	в)	в)
Позначення розмірного ланцюга	А	А	А	Б	Б	Б	В	В	Г	Д
Номінальний розмір замикаючої ланки	4	2	7	2	4	3	1	5	1	1
Варіант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
+ES для замикаючої ланки, мкм	0,8	1,0	0,5	0,4	0,2	0,8	0,7	0,9	1,2	1,0
-EI для замикаючої ланки, мкм	0,8	0,8	0,5	1,0	0,8	0,6	0,6	0,5	0,4	1,0

Задача № 4. Визначення параметрів метричної різьби

1. Випишіть початкові дані з табл. 5.3.
2. Згідно ГОСТ 24705 – 81 визначте номінальні розміри зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів різьби болта і гайки.
3. Згідно ГОСТ 16093 – 81 визначте граничні відхилення діаметрів різьби болта і гайки.
4. Визначте граничні розміри діаметрів болта і гайки.
5. Накресліть в довільному масштабі профіль заданого різьбового з'єднання із нанесенням розмірів його основних елементів.
6. Накресліть схему розташування полів допусків для кожного із діаметрів різьби, що обмежуються допусками, із позначенням граничних відхилень і граничних розмірів.

Таблиця 5.3 Початкові дані до задачі № 4

Завдання	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Позначення різьби	M6	M10	M12	M16	M24	M30	M36	M42	M48	M56
Варіант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
З'єднання	$\frac{5H}{6h}$	$\frac{6H}{6h}$	$\frac{6G}{6g}$	$\frac{7H}{8g}$	$\frac{7H}{7g6g}$	$\frac{7G}{6e}$	$\frac{7H}{8h}$	$\frac{6H}{6g}$	$\frac{6H}{6e}$	$\frac{7H}{6g}$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 2500 – 94. Єдина система допусків і посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми. К.: Держстандарт України, 1994.
2. Саранча Г.А. Метрологія, стандартизація та управління якістю: Підручник. – К.: Либідь, 1993. – 256 с.: іл.
3. ГОСТ 24853 – 81 (СТ СЭВ 157 – 75). Калибры гладкие для размеров до 500 мм. М.: Изд-во стандартов, 1981.
4. Мягков В.Д. и др. Допуски и посадки. Справочник. Ч.1. Л.: Машиностроение, 1983, 543 с.
5. Мягков В.Д. и др. Допуски и посадки. Справочник. Ч.2. Л.: Машиностроение, 1983, 446 с.
6. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1987, 351 с.
7. Основи дипломного проектування. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів для студентів інженерно-технічного факультету спеціальностей 7.090901 – “Приладобудування” та 7.090905 – “Наукові, аналітичні та екологічні прилади і системи”. Укладачі: О.П. Бутурлакін, В.В. Федак. УжДУ, 1997, 108 с.

Додаток А

Значення функції $\Phi_0(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$.

Φ_0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0000	0040	0080	0120	0160	0199	0239	0279	0319	0359
0,1	0398	0438	0478	0517	0557	0596	0636	0675	0714	0753
0,2	0793	0832	0871	0909	0948	0987	1026	1064	1103	1141
0,3	1179	1217	1255	1293	1331	1368	1406	1443	1480	1517
0,4	1555	1591	1628	1664	1700	1736	1772	1808	1844	1879
0,5	1915	1950	1985	2019	2045	2088	2123	2157	2190	2224
0,6	2257	2291	2324	2357	2389	2422	2454	2486	2517	2549
0,7	2580	2611	2642	2673	2703	2734	2764	2794	2823	2852
0,8	2881	2910	2939	2967	2995	3023	3051	3078	3106	3133
0,9	3159	3186	3212	3238	3264	3289	3315	3340	3365	3389
1,0	3413	3438	3461	3485	3508	3531	3554	3577	3599	3621
1,1	3643	3665	3686	3706	3729	3749	3770	3790	3810	3830
1,2	3849	3869	3888	3907	3925	3944	3962	3980	3997	4015
1,3	4032	4049	4066	4082	4099	4115	4131	4147	4162	4177
1,4	4192	4207	4222	4236	4251	4265	4279	4292	4306	4219
1,5	4332	4345	4337	4370	4382	4394	4406	4418	4429	4441
1,6	4452	4463	4474	4484	4495	4505	4515	4525	4535	4545
1,7	4554	4564	4573	4582	4591	4599	4608	4616	4625	4633
1,8	4641	4649	4659	4664	4671	4678	4686	4693	4699	4706
1,9	4713	4719	4726	4732	4733	4744	4750	4756	4761	4767
2,0	4772	4778	4783	4788	4793	4798	4803	4808	4812	4817
2,1	4821	4826	4830	4834	4838	4842	4846	4850	4854	4857
2,2	4861	4865	4868	4871	4875	4878	4881	4884	4887	4890
2,3	4893	4896	4898	4901	4904	4906	4909	4911	4913	4916
2,4	4918	4920	4922	4925	4927	4929	4931	4932	4934	4936
2,5	4938	4940	4941	4943	4945	4946	4948	4949	4951	4952
2,6	4953	4955	4956	4957	4959	4960	4961	4962	4963	4964
2,7	4965	4966	4967	4968	4969	4970	4971	4972	4973	4974
2,8	4974	4975	4976	4977	4977	4978	4979	4979	4980	4981
2,9	4981	4982	4982	4983	4984	4985	4985	4985	4986	4986
3,0	49865	49869	49874	49878	49882	49886	49889	49893	49896	49900
3,1	49903	49906	49909	49912	49916	49918	49921	49924	49926	49929
3,2	49931	49934	49936	49938	49940	49942	49944	49946	49948	49950
3,3	49962	49954	49955	49957	49958	49960	49961	49962	49964	49965
3,4	49966	49968	49967	49970	49971	49972	49973	49974	49975	49976

Примітка. Значення 0 для $\Phi_0(z)$ опущено, наприклад, $z = 1,98$, $\Phi_0 = 0,4761$.