

О. В. Дерібо, С. В. Репінський

**РОЗМІРНО-ТОЧНІСНЕ
МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ
ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

О. В. Дерібо, С. В. Репінський

**РОЗМІРНО-ТОЧНІСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
КОНСТРУКЦІЙ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПРОЦЕСІВ**

Електронний навчальний посібник
комбінованого (локального та мережного) використання

Вінниця
ВНТУ
2024

УДК 621.01(075)

Д36

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 10 від 27 березня 2024 р.).

Рецензенти:

Н. Р. Веселовська, доктор технічних наук, професор

Л. К. Поліщук, доктор технічних наук, професор

В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор

Дерібо, О. В.

Д36 Розмірно-точнісне моделювання конструкцій та технологічних процесів : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / О. В. Дерібо, С. В. Репінський. — Вінниця : ВНТУ, 2024. — 105 с.

Навчальний посібник відповідає програмі дисципліни «Розмірно-точнісне моделювання конструкцій та технологічних процесів». Розглядаються загальні поняття та означення розмірно-точнісного моделювання, побудова конструкторських розмірних ланцюгів, методи їх розрахунку, технологічні особливості та області використання методів забезпечення точності ланки замикання під час складання машини і послідовність розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання кожного з цих методів, послідовність та основні етапи розмірно-точнісного моделювання технологічних процесів механічної обробки. Більшість тем містять приклади розв'язання задач. Посібник містить питання для самопідготовки студентів, а також додатки з таблицями довідкових даних.

Призначений для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 131 — «Прикладна механіка».

УДК 621.01(075)

© ВНТУ, 2024

ЗМІСТ

Вступ	5
РОЗДІЛ 1 Розмірно-точнісний аналіз машинобудівних конструкцій.....	7
1.1 Основні поняття та означення теорії розмірних ланцюгів. Види розмірних ланцюгів. Мета і задачі розмірно-точнісного аналізу конструкцій машинобудівних виробів	7
1.2 Виявлення й побудова конструкторських розмірних ланцюгів	9
1.3 Розміри та відхилення розмірів.....	15
1.4 Методи забезпечення точності ланки замикання під час складання машин: технологічні характеристики та області їхнього застосування	19
1.4.1 Метод повної взаємозамінності.....	19
1.4.2 Метод неповної взаємозамінності.....	20
1.4.3 Метод групової взаємозамінності (селективного складання).....	20
1.4.4 Метод припасовування	21
1.4.5 Метод регулювання	21
1.5 Методи розрахунку розмірних ланцюгів	22
1.5.1 Метод максимуму-мінімуму	23
1.5.2 Імовірнісний метод.....	24
1.6 Розрахунок конструкторських розмірних ланцюгів.....	26
1.6.1 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу повної взаємозамінності.....	26
1.6.2 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу неповної взаємозамінності	32
1.6.3 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу групової взаємозамінності (селективного складання).....	36
1.6.4 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу припасовування.....	42
1.6.5 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу регулювання	47
1.7 Встановлення вимог до ланки замикання під час розмірного аналізу конструкцій (на прикладі верстатного пристрою). 49	49
1.8 Особливості розрахунку конструкторських лінійних і кутових розмірних ланцюгів.....	57
1.9 Питання для самопідготовки студентів	65

РОЗДІЛ 2 Розмірно-точнісне моделювання технологічних процесів механічної обробки.....	67
2.1 Мета і задачі розмірного аналізу технологічних процесів механічної обробки. Початкові дані та послідовність його виконання	67
2.2 Вимоги до розташування конструкторських і технологічних розмірів. Побудова розмірної схеми технологічного процесу	68
2.3 Використання теорії графів в розмірно-точнісному моделюванні технологічних процесів механічної обробки. Побудова вихідного графа-дерева, похідного графа -дерева і суміщеного графа	72
2.4 Знаходження рівнянь технологічних розмірних ланцюгів	75
2.5 Визначення допусків вихідної ланки, допусків технологічних розмірів і припусків для механічної обробки плоских поверхонь.....	77
2.6 Розв'язання рівнянь технологічних розмірних ланцюгів для визначення технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки, максимальних припусків, корекція допусків технологічних розмірів	78
2.7 Особливості виконання розмірно-точнісного моделювання технологічних процесів механічної обробки заготовок корпусних деталей	85
2.8 Використання розмірного аналізу технологічних процесів для визначення складових мінімального припуску.....	93
2.9 Питання для самопідготовки студентів	96
ЛІТЕРАТУРА	98
ДОДАТКИ	100
Додаток А. Нормативні дані щодо показників точності деталей.....	100
Додаток Б. Економічно досяжні показники точності і шорсткості, що забезпечуються поширеними способами механічної обробки.....	102
Додаток В. Мінімальні проміжні припуски	103

ВСТУП

Найважливішою вимогою під час створення нових конструкцій машин є забезпечення виконання ними службового призначення за мінімальної вартості, що припадає на одиницю потужності або продуктивності. Одним з ефективних шляхів досягнення вимоги підвищення якості, зниження трудомісткості й собівартості машинобудівних виробів є точнісні розрахунки з використанням розмірних ланцюгів. Розрахунок і аналіз розмірних ланцюгів є одним з важливих етапів конструювання машин, який допомагає забезпечити технологічність їх конструкцій, оскільки якість і трудомісткість виготовлення машини значною мірою залежать від правильного призначення допусків і граничних відхилів розмірів тих деталей, що входять у складальні з'єднання.

Будь-яке необґрунтоване звуження допусків призводить до збільшення собівартості виробів, оскільки завищені вимоги до точності деталей потребують використання точнішого обладнання й оснащення для їх виготовлення. З іншого боку, необґрунтоване зниження вимог до точності деталей перешкоджатиме якісному виконанню виробом свого службового призначення.

Призначення раціональних допусків на діаметральні розміри деталей не створює складнощів, оскільки для цього розроблено стандарти допусків і посадок для циліндричних спряжень, а також розроблено керівні матеріали, що спрощують вибір посадок для різних з'єднань.

Але крім діаметральних розмірів є ще і лінійні та кутові розміри. Лінійні розміри визначають відстані між осями й поверхнями деталей, а кутові розміри — відносне розташування поверхонь або осей деталей (паралельність, перпендикулярність та ін.). Для призначення допусків на лінійні й кутові розміри керівних матеріалів немає і їх створення практично неможливе через велику кількість факторів виробничого та експлуатаційного характеру, що впливають на величину цих допусків. Тому задача призначення раціональних допусків на лінійні й кутові розміри може бути розв'язана тільки з використанням відповідних розрахунків, що ґрунтуються на теорії розмірних ланцюгів, для кожного конкретного випадку.

Розмірно-точнісне моделювання відіграє важливу роль не тільки під час конструювання машин, але й під час проектування технологічних процесів складання машин і механічної обробки заготовок їх деталей.

На основі виявлення й аналізу конструкторських розмірних ланцюгів технолог може обґрунтовано встановити найраціональніші методи забезпечення точності ланок замикання під час складання, оцінити вплив окремих розмірів деталей на точність того чи іншого з'єднання і встановити причини браку.

Під час розробки технологічних процесів механічної обробки виявлення й розрахунок технологічних розмірних ланцюгів дозволяє технологу об-

грунтовано призначати припуски і допуски на технологічні розміри оброблених заготовок, за необхідності коректувати вимоги до виконання окремих операцій і переходів для забезпечення заданої точності лінійних розмірів деталей.

Метою вивчення дисципліни «Розмірно-точнісне моделювання конструкцій та технологічних процесів» (РТМК та ТП) є формування у студентів спеціальності 131 – Прикладна механіка глибоких систематичних знань і практичних навичок зі встановлення й забезпечення необхідних показників точності машинобудівних виробів (складальних одиниць та деталей) під час їх проектування та виготовлення.

Завданням вивчення дисципліни РТМК та ТП є теоретичне та практичне освоєння методів та засобів застосування розмірно-точнісного моделювання під час проектування машин та технологічних процесів їх складання і механічної обробки заготовок деталей.

Знання та практичні навички, отримані студентами під час вивчення дисципліни РТМК та ТП, можуть бути використані для роботи над магістерською кваліфікаційною роботою, а також для подальшої роботи після завершення навчання в університеті.

РОЗДІЛ 1 РОЗМІРНО-ТОЧНІСНИЙ АНАЛІЗ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

1.1 Основні поняття та означення теорії розмірних ланцюгів. Види розмірних ланцюгів. Мета і задачі розмірно-точнісного аналізу конструкцій машинобудівних виробів

Розмірні ланцюги відображають об'єктивні розмірні зв'язки в конструкції машини, в технологічних процесах виготовлення її деталей та складання, а також під час вимірювань. Ці зв'язки безпосередньо пов'язані з умовами і послідовністю розв'язання конструкторських або технологічних задач, а також задач вимірювання.

Властивості й закономірності розмірних ланцюгів відображаються системою понять та аналітичними залежностями, які дозволяють визначати номінальні розміри, допуски, координати середин полів допусків, граничні відхилення й забезпечувати найраціональнішим шляхом точність машин в процесах їх конструювання, виготовлення, ремонту, а також під час експлуатації.

Основні поняття та означення теорії розмірних ланцюгів

Розмірний ланцюг — це сукупність взаємопов'язаних розмірів, які утворюють замкнутий контур і визначають відносне розташування певних поверхонь (чи осей) деталі, заготовки або виробу.

Кожний розмір, що входить у розмірний ланцюг, називають ланкою. Будь-який розмірний ланцюг має лише одну ланку замикання (вихідну ланку) і дві або більше складових ланок.

Ланкою замикання називають розмір, до якого висувають вимоги точності, що безпосередньо впливають на якість виробу згідно з технічними умовами.

Складовими ланками називають решту розмірів, зі зміною яких змінюється і ланка замикання.

Ланками розмірних ланцюгів можуть бути будь-які лінійні або кутові параметри: лінійні розміри між поверхнями або осями, кути нахилу однієї поверхні або осі відносно іншої поверхні або осі, зазори, натяги, перекриття тощо.

Розмірні ланцюги показують у вигляді схем. Графічне зображення схеми розмірного ланцюга можна показувати безпосередньо на конструктивній схемі складальної одиниці або поряд з нею. Зазвичай вибирають такий варіант зображення розмірного ланцюга, який є наочнішим.

За областю застосування розмірні ланцюги поділяють на конструкторські, технологічні та вимірювальні.

Конструкторський розмірний ланцюг — розмірний ланцюг, який визначає відстань або відносний поворот між поверхнями або осями поверхонь деталей у виробі. Такі ланцюги використовуються під час конструювання виробів для вирішення задачі забезпечення їх точності.

Технологічний розмірний ланцюг — розмірний ланцюг, що забезпечує потрібну відстань або відносний поворот між поверхнями виготовлюваного виробу під час виконання операції або декількох операцій механічної обробки, складання, під час настроювання верстата або під час визначення технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки.

Вимірювальний розмірний ланцюг — розмірний ланцюг, що виникає під час визначення вимірюванням відстані або відносного повороту між поверхнями, їхніми осями або твірними поверхні виготовлюваного або вже виготовленого виробу.

За виглядом і розташуванням ланок розмірні ланцюги поділяють на лінійні, кутові, плоскі та просторові.

Ланками *лінійних розмірних ланцюгів* є лінійні розміри, які розташовані на паралельних прямих.

Ланками *кутових розмірних ланцюгів* є кутові розміри, відхили яких можуть бути задані в лінійних величинах, віднесених до умовної довжини, або в кутовій мірі (зазвичай — у градусах).

Плоский розмірний ланцюг — розмірний ланцюг, ланки якого розташовані в одній або декількох паралельних площинах.

Просторовий розмірний ланцюг — розмірний ланцюг, ланки якого розташовані в непаралельних площинах.

Метою розрахунку розмірних ланцюгів є розв'язання однієї з двох задач — прямої або оберненої.

1. *Пряма задача* (проектна задача або задача синтезу). Ця задача полягає у тому, що виходячи із заданих параметрів ланки замикання визначають параметри складових ланок. Тобто на основі відомих значень номінального розміру і граничних відхилів ланки замикання, яку називають у такому випадку *вихідною ланкою*, встановлюють метод забезпечення точності ланки замикання під час складання, розраховують допуски, номінальні розміри і граничні відхили усіх складових ланок.

2. *Обернена задача* (перевірна). Виходячи із заданих параметрів складових ланок визначають параметри ланки замикання. Тобто на основі відомих значень номінальних розмірів, граничних відхилів, допусків і характеристик розсіювання розмірів складових ланок розраховують очікувані параметри: номінальний розмір ланки замикання, її поле розсіювання, граничні відхили.

Під час розв'язання оберненої задачі можуть визначатися також номінальний розмір, допуск і граничні відхили однієї із складових ланок на основі відомих характеристик інших складових ланок і вимог до ланки замикання.

Основною є проектна задача.

1.2 Виявлення й побудова конструкторських розмірних ланцюгів

Для розв'язання прямої задачі розрахунку одного або декількох розмірних ланцюгів, які визначають відносне положення найвідповідальніших поверхонь (виконавчих поверхонь, конструкторських основних чи допоміжних баз) виробу, потрібно побудувати відповідні розмірні ланцюги.

Спочатку креслять з дотриманням масштабних співвідношень конструктивну схему виробу. На цій схемі потрібно показувати лише ті деталі, розміри яких є складовими ланками аналізованого розмірного ланцюга. Для наочності для кожного з розмірних ланцюгів можна показувати окрему конструктивну схему.

Першою знаходять ланку замикання. Розташування цієї ланки встановлюють, виходячи зі службового призначення виробу. Під час конструювання виробу виявлення ланки замикання полягає у встановленні такого лінійного або кутового розміру, від показників точності якого залежить якість виробу.

У ланку замикання вкладений увесь сенс розв'язуваної задачі. З цього випливає, що кожний розмірний ланцюг дозволяє розв'язати лише одну задачу і відповідно може містити лише одну ланку замикання.

Отже, побудову схеми розмірного ланцюга потрібно починати із зображення ланки замикання з використанням показаних у таблиці 1.1 умовних позначень.

Визначивши ланку замикання, потрібно встановити складові ланки розмірного ланцюга.

Складовими ланками конструкторського розмірного ланцюга можуть бути відстані (або відносні повороти) між поверхнями (або осями поверхонь) тих деталей, розміри яких впливають на ланку замикання. Ці розміри мають поєднувати лише ті поверхні, які є конструкторськими базами.

Таким чином, ланками конструкторського розмірного ланцюга не можуть бути розміри, які поєднують між собою:

- вільні поверхні;
- вільні поверхні з конструкторськими базами;
- кріпильні поверхні;
- кріпильні поверхні з конструкторськими базами.

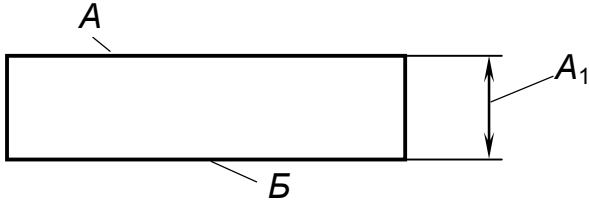
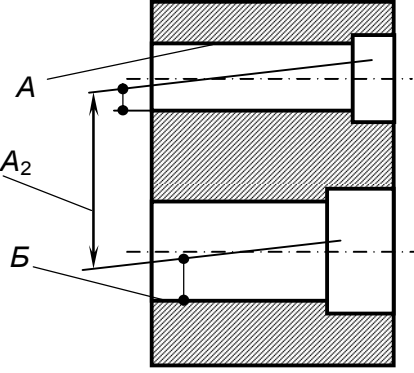
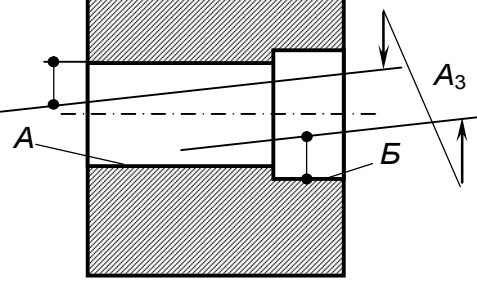
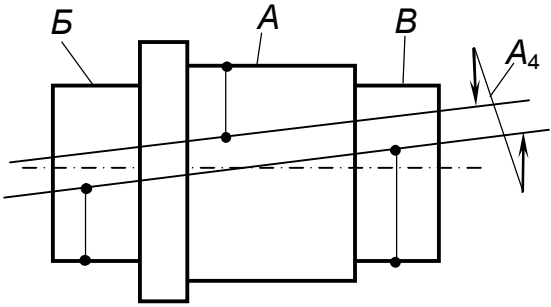
Під час побудови розмірного ланцюга потрібно послідовно йти від поверхонь (або осей поверхонь, якщо ці поверхні — циліндричні) деталей, що утворюють ланку замикання, до основних баз цих деталей, від них — до основних баз деталей, які базують перші деталі і так аж до утворення замкнутого контуру. Можливі зазори й відхилення від співвісності враховуються як окремі ланки.

Ланки лінійного розмірного ланцюга зазвичай позначають великими кирилическими літерами з індексами, які відповідають порядковому номеру ланки у розмірному ланцюзі (A_1, A_2 і т. д.), а ланки кутових розмірних ланцюгів — малими грецькими літерами (α_1, α_2 і т. д.). Ланкам замикання за-

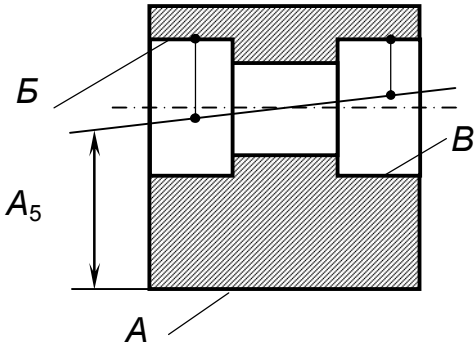
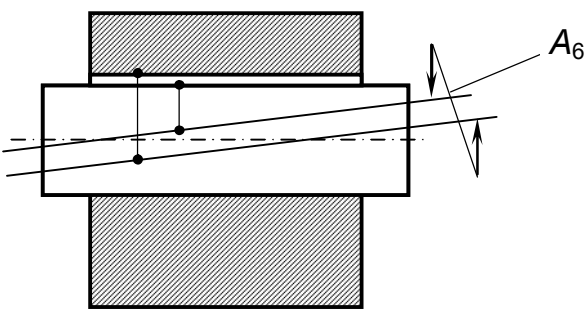
звичай присвоюють індекс Σ , тобто ланку замикання лінійного розмірного ланцюга позначають, наприклад, як A_{Σ} , а кутового — як α_{Σ} .

Приклади умовних зображень ланок лінійних розмірних ланцюгів показано у таблиці 1.1, а ланок кутових розмірних ланцюгів — у таблиці 1.2.

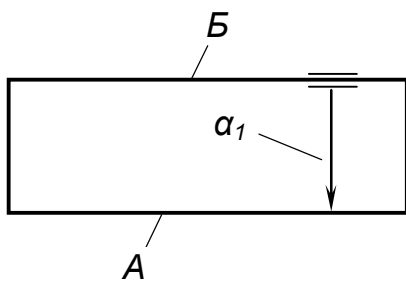
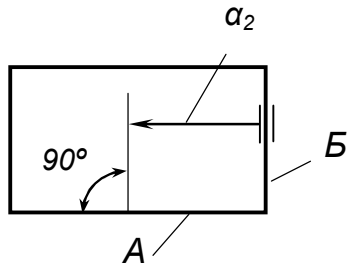
Таблиця 1.1 — Приклади умовних зображень ланок лінійних розмірних ланцюгів

Приклад умовного зображення ланки розмірного ланцюга	Пояснення
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>A_1 — відстань між площинами A і B</p>
	<p>A_2 — відстань між осями отворів A і B</p>
	<p>A_3 — відстань між осями отворів A і B у випадку, якщо ці осі в номіналі суміщені</p>
	<p>A_4 — відстань між віссю поверхні A і спільною віссю поверхонь B і B</p>

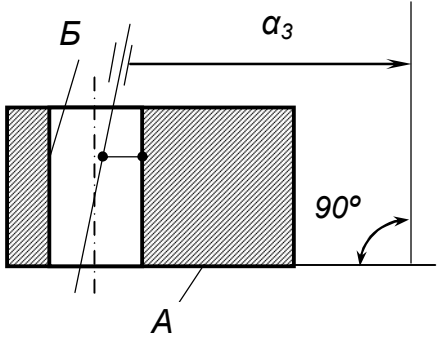
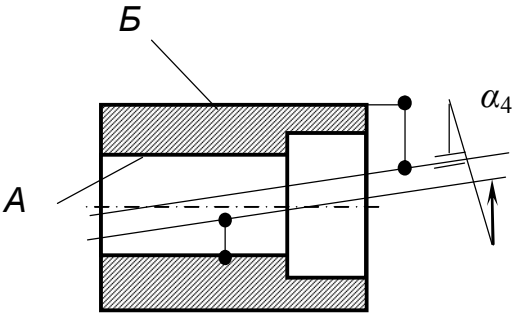
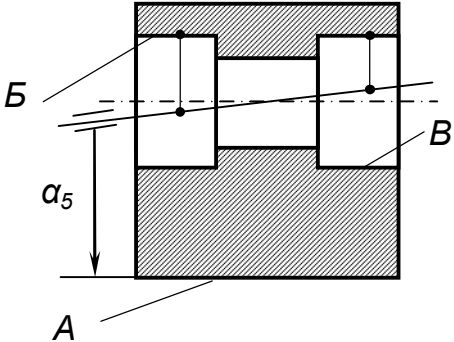
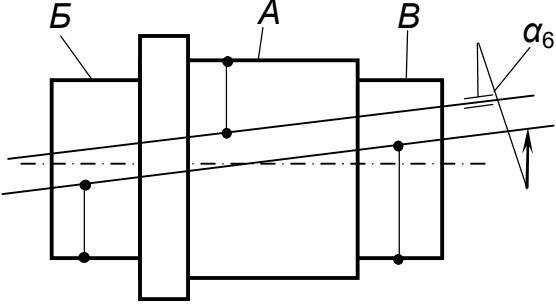
Продовження таблиці 1.1

Приклад зображення ланки розмірного ланцюга	Пояснення
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>A_5 — відстань між площиною A і спільною віссю отворів B і B</p>
	<p>A_6 — відстань між осями вала і отвору (зміщення через зазор)</p>

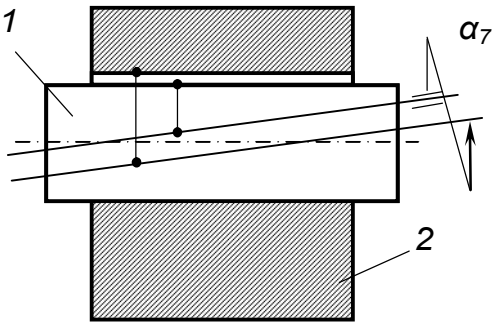
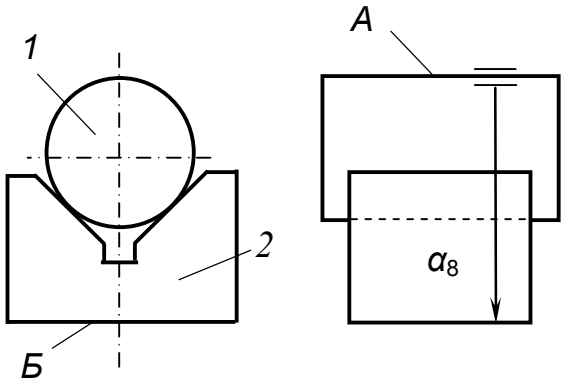
Таблиця 1.2 — Приклади зображення ланок кутових розмірних ланцюгів

Приклад умовного зображення ланки розмірного ланцюга	Пояснення
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>α_1 — кут повороту площини B відносно площини A (за номінального паралельного розташування площин A та B)</p>
	<p>α_2 — кут повороту площини B відносно площини A (за номінального перпендикулярного розташування площин A та B)</p>

Продовження таблиці 1.2

Приклад умовного зображення ланки розмірного ланцюга	Пояснення
1	2
	<p>α_3 — кут повороту осі отвору <i>Б</i> відносно площини <i>А</i> (за номінального перпендикулярного розташування площини <i>А</i> і осі отвору <i>Б</i>)</p>
	<p>α_4 — кут повороту осі зовнішньої циліндричної поверхні <i>Б</i> деталі типу «Втулка» відносно осі отвору <i>А</i></p>
	<p>α_5 — кут повороту спільної осі отворів <i>Б</i> і <i>В</i> відносно площини <i>А</i></p>
	<p>α_6 — кут повороту осі поверхні <i>А</i> відносно спільної осі поверхонь <i>Б</i> та <i>В</i></p>

Продовження таблиці 1.2

Приклад умовного зображення ланки розмірного ланцюга	Пояснення
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>α_7 — кут повороту (через зазор) осі вала 1 відносно осі отвору в корпусній деталі 2</p>
	<p>α_8 — кут повороту твірної А контрольної оправки 1 відносно площини Б призми</p>

Складові ланки лінійних розмірних ланцюгів можуть бути як збільшувальними, так і зменшувальними.

Збільшувальна ланка — це складова ланка розмірного ланцюга, зі збільшенням якої ланка замикання збільшується.

Зменшувальна ланка — це складова ланка розмірного ланцюга, зі збільшенням якої ланка замикання зменшується.

Ланка замикання будь-якого розмірного ланцюга завжди (за замовчуванням) вважається зменшувальною.

На схемах розмірних ланцюгів збільшувальні ланки позначають стрілками, спрямованими зліва направо, наприклад \vec{A} , а зменшувальні ланки — стрілками, спрямованими справа наліво, наприклад \overleftarrow{A} .

Ланки кутових розмірних ланцюгів на збільшувальні і зменшувальні не поділяють.

Для пояснення вищевикладеного, на рис. 1.1 показано схему пристрою, у якого потрібно забезпечити необхідну точність двох ланок замикання — лінійний розмір A_{Σ} і кутове розташування (паралельність) β_{Σ} поверхні Б відносно поверхні А. З урахуванням сформульованих вище рекомендацій і відповідних позначень побудовано лінійний (А) і кутовий (β) розмірні ланцюги. У цьому пристрої зазори між конструкторськими базами деталей відсутні.

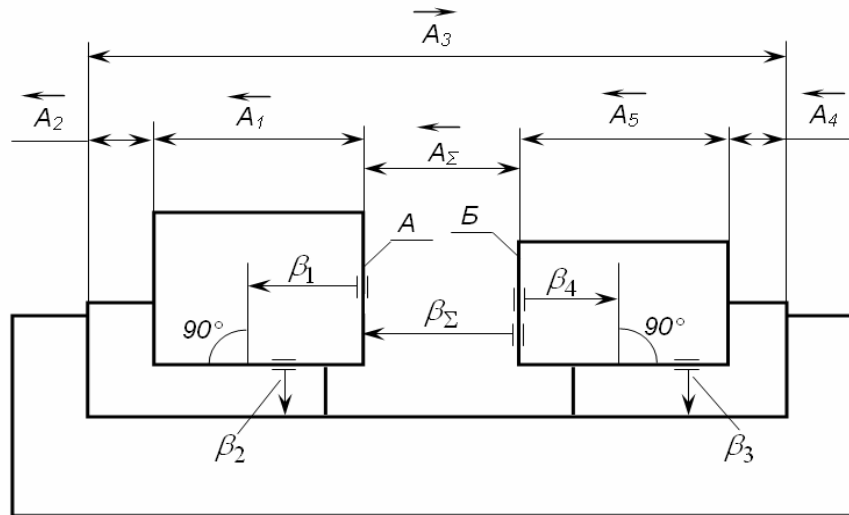


Рисунок 1.1 — Схема пристрою з лінійними і кутовими розмірними ланцюгами

На рис. 1.2 показано схему верстатного пристрою (ділильної головки), у якій шпиндель встановлено в корпусі з використанням посадки з гарантованим зазором ($H7/f6$). На схемі показано лінійний розмірний ланцюг, ланкою замикання якого є відстань між циліндричною поверхнею B і площиною A . Серед складових ланок цього розмірного ланцюга є відстань (ланка A_3) між осями поверхні B і поверхні $\varnothing 62f6$ (відхил від співвісності), а також зазор (ланка A_2) між отвором в корпусі $\varnothing 62H7$ і поверхнею шпинделя $\varnothing 62f6$.

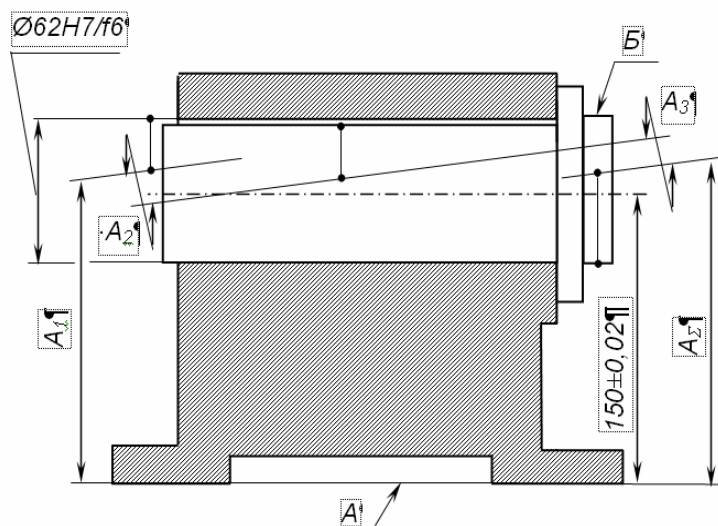


Рисунок 1.2 — Схема верстатного пристрою з лінійним розмірним ланцюгом, що враховує зазор у з'єднанні

На схемі (рис. 1.3) показано схему цього ж верстатного пристрою, але з кутовим розмірним ланцюгом, ланкою замикання якого є кут повороту торця шпинделя відносно основної конструкторської бази пристрою (бази B).

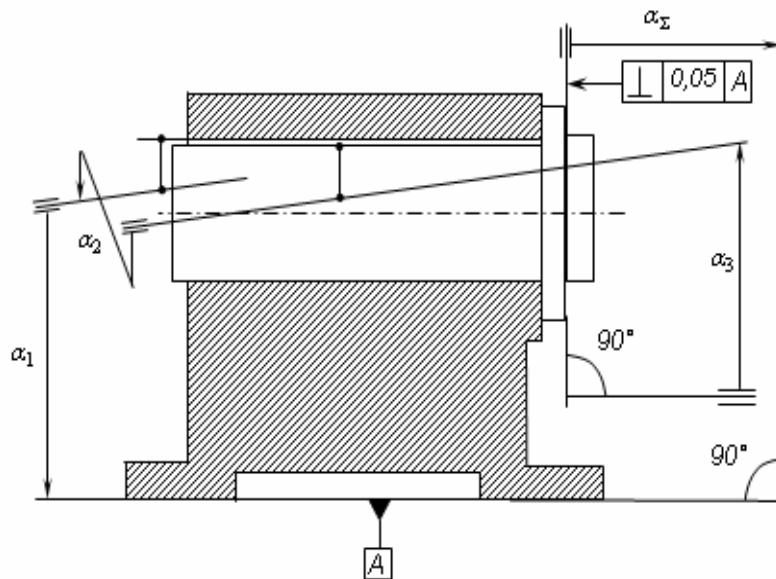


Рисунок 1.3 — Схема верстатного пристрою з кутовим розмірним ланцюгом, що враховує зазор у з'єднанні

Однією зі складових ланок цього розмірного ланцюга є кут повороту осі поверхні $\text{Ø}62f_6$ шпинделя відносно осі отвору $\text{Ø}62H_7$ в корпусі (ланка α_2). Ця ланка враховує зазор між шпинделем і поверхнею отвору в корпусі.

1.3 Розміри та відхили розмірів

Під час виготовлення однієї деталі чи партії деталей неможливо абсолютно точно отримати заданий розмір. Це пояснюється тим, що на процес механічної обробки залежно від конкретних технологічних умов може впливати низка факторів. До таких факторів відносять:

- неточності установлення заготовки у верстатному пристрої;
- пружні зміщення елементів технологічної системи дією сил різання;
- неточності настроєння різального інструмента на розмір обробки;
- деформації заготовки і встановлювальних елементів пристрою під дією сил затискання;
- розмірне зношування різального інструмента;
- геометричні неточності верстата і верстатного пристрою;
- теплові деформації в технологічній системі;
- деформації від дії залишкових напружень в матеріалі заготовки.

Якщо деталі виготовляються на верстатах з ЧПК, то до цих факторів додається ще й вплив неточності позиціонування робочих органів верстата під час виконання керувальної програми.

Під час розмірно-точнісного моделювання як конструкцій, так і технологічних процесів використовують певні терміни стосовно розмірів та їх відхилів.

Дійсний розмір — розмір деталі або заготовки, встановлений з допустимою похибкою. Допустима похибка вимірювання розмірів відповідно до СТ СЕВ 303-76 становить $\delta_B \approx 0,25T$ де T — допуск розміру.

Номинальний розмір (D_n, d_n) — розмір, відносно якого встановлюють *граничні розміри* і який використовується для відліку відхилів. Номинальні розміри вибирають під час конструювання на основі розрахунків або за конструктивних міркувань і вказують на кресленнику деталі або складальному кресленнику.

Граничні розміри — це два гранично допустимих розміри (найбільший і найменший), між якими має знаходитись дійсний розмір. На кресленнику деталі або заготовки проставляють номинальні розміри, а кожний з двох граничних розмірів визначають за його відхилами від номинального.

Найбільший граничний розмір — більший з двох граничних розмірів.

Найменший граничний розмір — менший з двох граничних розмірів.

Відхил — алгебраїчна різниця між розміром (дійсним, граничним та ін.) і відповідним номинальним розміром. Відхили, на відміну від розмірів, величини яких завжди є додатними, можуть бути й додатними (зі знаком «плюс»), якщо розмір більший за номинальний, так і від'ємними (зі знаком «мінус»), якщо розмір менший за номинальний. Якщо розмір дорівнює номинальному розміру, то його відхил дорівнює нулю.

Дійсний відхил — алгебраїчна різниця між дійсним і номинальним розмірами:

для отвору

$$E_D = D_D - D_n, \quad (1.1)$$

для вала

$$e_d = d_d - d_n. \quad (1.2)$$

Граничний відхил — алгебраїчна різниця між граничним і номинальним розмірами.

Розрізняють верхній і нижній граничні відхили.

Верхній граничний відхил (ES — для отворів, es — для валів) — алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номинальним розмірами:

для отвору

$$ES = D_{\max} - D_n, \quad (1.3)$$

для вала

$$es = d_{\max} - d_n. \quad (1.4)$$

Нижній граничний відхил (EI — для отворів, ei — для валів) — алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номинальним розмірами:

для отвору

$$EI = D_{\min} - D_{\text{H}}, \quad (1.5)$$

для вала

$$ei = d_{\min} - d_{\text{H}}. \quad (1.6)$$

За необхідності, з використанням формул (1.1)—(1.6), за номінальним розміром і відхилом можна розрахувати відповідний граничний розмір за формулами:

$$D_{\max} = D_{\text{H}} + ES, \quad (1.7)$$

$$D_{\min} = D_{\text{H}} + EI, \quad (1.8)$$

$$d_{\max} = d_{\text{H}} + es, \quad (1.9)$$

$$d_{\min} = d_{\text{H}} + ei. \quad (1.10)$$

Допуск розміру (T_D, T_d) — різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або абсолютна величина алгебричної різниці між верхнім і нижнім відхилами:

$$T_D = ES - EI \quad (1.11)$$

$$T_d = es - ei \quad (1.12)$$

За граничними розмірами або граничними відхилами можна знайти середні розміри (D_c, d_c) або середні відхили ($\Delta_{D_c}, \Delta_{d_c}$):

$$D_c = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2}; \quad (1.13)$$

$$d_c = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}; \quad (1.14)$$

$$\Delta_{D_c} = \frac{ES + EI}{2}; \quad (1.15)$$

$$\Delta_{d_c} = \frac{es + ei}{2}. \quad (1.16)$$

У формули (1.7)—(1.12), (1.15 і (1.16) відхили мають підставлятися зі своїми знаками.

Поле допуску — поле, обмежене верхнім і нижнім відхилами або найбільшим і найменшим граничними розмірами.

Координата середини поля допуску Δ_c — координата, що визначає розташування середини поля допуску відносно номінального розміру.

Розуміння суті понять номінального розміру і відхилів спрощують графічні зображення схем розташування полів допусків. Приклад такої схеми показано на рис. 1.4. На цих схемах в умовному масштабі показують граничні відхилення відносно *нульової лінії* — лінії, що відповідає номінальному розміру. Зазвичай нульову лінію проводять горизонтально. Тоді уверх від нульової лінії відкладають додатні відхилення, а вниз — від'ємні. Незалежно від знаків граничних відхилів для одного і того самого елемента деталі лінія верхнього граничного відхилення розташована завжди вище за лінію нижнього граничного відхилення. Зону, що розміщена між лініями, які відповідають верхньому граничному відхиленню і нижньому граничному відхиленню називають *полем допуску*. Термін «поле допуску» використовують і не пов'язуючи його з графічним зображенням допусків і посадок. У цьому випадку під полем допуску розуміють інтервал значень, обмежений верхнім і нижнім граничними відхиленнями, у межах якого допускаються дійсні відхилення розмірів деталі. Поле допуску — поняття ширше за допуск. Поле допуску характеризується своєю величиною (допуском) і розташуванням відносно номінального розміру. За одного і того самого допуску можуть бути різні щодо розташування відносно номінального розміру поля допусків.

Поле розсіювання — різниця між найбільшим і найменшим розмірами в партії виробів.

Координата середини поля розсіювання — координата, що визначає розташування середини поля розсіювання відносно номінального розміру.

Величина компенсації — найбільше можливе відхилення, що виходить за межі поля допуску ланки замикання і має бути зкомпенсованим.

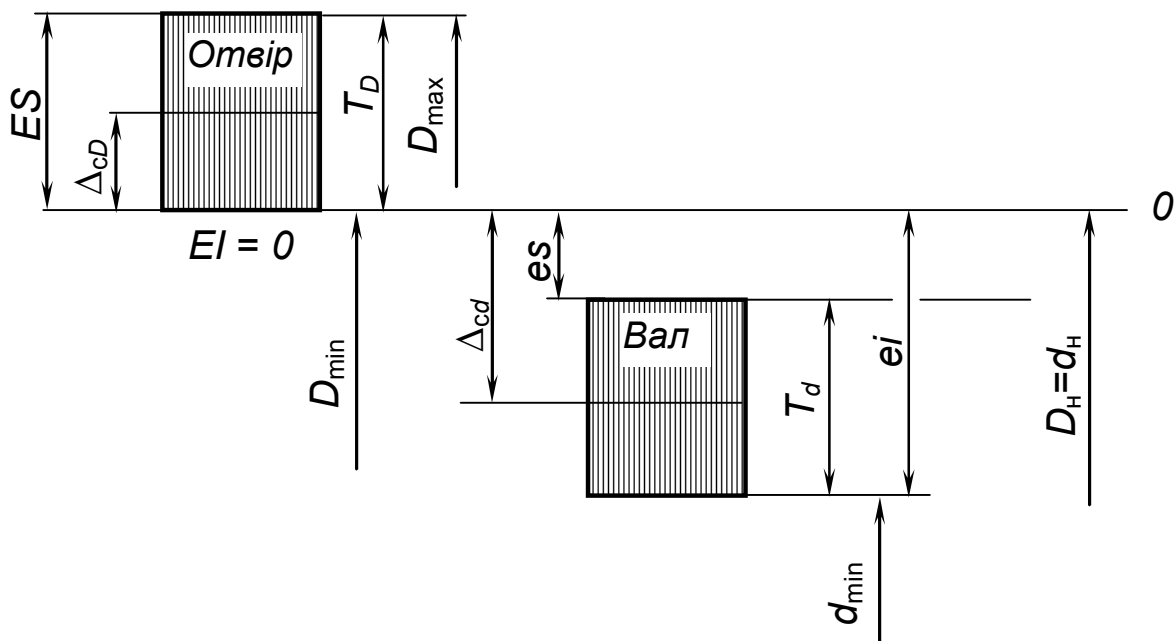


Рисунок 1.4 — Приклад схеми розташування полів допусків отвору і вала, верхніх відхилів (ES, es), нижніх відхилів (EI, ei) і середніх відхилів (Δ_{cD}, Δ_{cd}). T_D, T_d — допуски розмірів відповідно отвору і вала

1.4 Методи забезпечення точності ланки замикання під час складання машин: технологічні особливості та області їхнього застосування

Результатом розв'язання прямої задачі розрахунку конструкторського розмірного ланцюга має бути обґрунтоване призначення допусків і граничних відхилів розмірів деталей та раціональний вибір методу забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

У машинобудуванні, залежно від особливостей конструкції виробу й конкретних технологічних умов у процесах виготовлення деталей і складання, для забезпечення точності ланки замикання використовують один з таких методів:

- повної взаємозамінності;
- неповної взаємозамінності;
- групової взаємозамінності (селективного складання);
- припасовування;
- регулювання.

Розглянемо суть цих методів та їхні основні технологічні характеристики.

1.4.1 Метод повної взаємозамінності

Суть цього методу полягає у тому, що необхідні показники точності ланки замикання забезпечуються без припасовування, регулювання або підбору, якщо на дільницю складання виробу надходять деталі, розміри яких знаходяться в межах поля допуску.

Перевагами методу повної взаємозамінності є:

- простота і відносно низька технологічна собівартість складання, оскільки деталі з'єднуються між собою без припасовування, регулювання і підбору;
- можливість організації потокового складання;
- можливість широкого кооперування підприємств;
- спрощення системи постачання запасних частин і ремонту машин, що знаходяться в експлуатації.

До недоліків методу можна віднести те, що допуски складових ланок є вужчими, ніж під час використання інших методів. Це збільшує технологічну собівартість механічної обробки деталей і за жорстких вимог точності до ланки замикання може зробити застосування методу повної взаємозамінності економічно недоцільним.

Метод повної взаємозамінності використовується переважно в серійному і масовому виробництві для забезпечення точності ланок замикання розмірних ланцюгів, які мають або незначну кількість складових ланок (не більше трьох), або нежорсткі вимоги точності до ланки замикання. В одиничному виробництві повна взаємозамінність використовується лише для сполучень деталей вузла з уніфікованими або стандартизованими виробами — підшипниками кочення, нормалізованими кріпильними деталями тощо.

1.4.2 Метод неповної взаємозамінності

Суть цього методу полягає у тому, що під час складання необхідні показники точності ланки замикання забезпечуються зазвичай без припасовування, регулювання або підбору, але не в усіх складених виробах, а у заздалегідь встановленій їх кількості.

Метод неповної взаємозамінності, порівняно з методом повної взаємозамінності, дозволяє призначати ширші допуски складових ланок, але допускає появу незначної регламентованої кількості виробів, у яких дійсні значення ланок замикання виходитимуть за межі поля допуску.

В основу методу покладено те положення теорії імовірностей, згідно з яким сукупності значень складових ланок, близькі до граничних, трапляються значно рідше, ніж значення, близькі до середніх. Тому частка виробів, у яких величина ланки замикання виходить за межі допуску, є незначною. Додаткові витрати на виправлення цих виробів можуть бути значно меншими, ніж економія від зменшення трудовитрат і ресурсів на виготовлення деталей з ширшими допусками.

Переваги методу неповної взаємозамінності такі самі, як і методу повної взаємозамінності плюс економічність виготовлення деталей завдяки розширенню полів допусків (порівняно з методом повної взаємозамінності).

Недоліком методу є необхідність додаткових витрат на заміну або припасовування деяких деталей тих виробів, у яких значення ланок замикання вийшли за встановлені межі.

Метод неповної взаємозамінності використовується в серійному і масовому виробництві для забезпечення точності ланок замикання розмірних ланцюгів, які мають більше трьох складових ланок і досить жорсткі вимоги точності до ланки замикання.

1.4.3 Метод групової взаємозамінності (селективного складання)

Суть цього методу полягає у тому, що необхідні показники точності ланки замикання забезпечуються завдяки включенню у розмірний ланцюг складових ланок, що належать до однієї з груп, на які вони попередньо поділені. В межах кожної з груп показники точності ланки замикання забезпечуються без припасовування й регулювання.

Застосування методу групової взаємозамінності дозволяє навіть за дуже жорстких вимог точності до ланки замикання розширити допуски складових ланок до економічно доцільних і технологічно можливих величин.

Після виготовлення деталі розсортовуються за значеннями їхніх дійсних розмірів на декілька груп. Кількість груп залежить від бажаного допуску ланки замикання. Зазвичай, чим жорсткіші вимоги до точності ланки замикання — тим більшою має бути кількість груп.

Важливою, але єдиною перевагою методу групової взаємозамінності є можливість досягнення високої точності ланки замикання за економічно доцільних технологічних допусків складових ланок.

Недоліками цього методу є:

- збільшення обсягів незавершеного виробництва у випадку різної кількості деталей в групах;
- додаткові витрати на сортування й зберігання розсортованих деталей;
- ускладнення забезпечення запасними частинами через розширення їх номенклатури.

Недоліки методу групової взаємозамінності є настільки суттєвими, що в сучасному машинобудуванні його використовують тільки у випадках, коли застосування інших методів для забезпечення точності ланки замикання є неможливим.

Метод групової взаємозамінності використовується в крупносерійному і масовому виробництвах для забезпечення жорстких вимог до точності ланок замикання розмірних ланцюгів з незначною кількістю складових ланок (3...4), наприклад під час виготовлення підшипників кочення, плунжерних пар паливних насосів високого тиску, шестеренних гідравлічних насосів та ін.

1.4.4 Метод припасовування

Суть цього методу полягає у тому, що необхідні показники точності ланки замикання забезпечуються під час складання завдяки припасовуванню механічною обробкою заздалегідь визначеної деталі (компенсатора). Розмір, що має бути досягнутий під час обробки компенсатора, встановлюється після попереднього складання виробу або його частини і вимірювання дійсного значення ланки замикання.

Застосування методу припасовування дозволяє виготовляти деталі з розширеними допусками, але під час складання потрібен додатковий час на попереднє складання виробу, вимірювання ланки замикання, часткове або повне розбирання виробу, механічну обробку компенсатора і повторне складання виробу.

Отже, перевагою методу припасовування є можливість забезпечення жорстких вимог точності до ланки замикання з економічно доцільними допусками складових ланок.

Недоліки методу припасовування:

- суттєве збільшення витрат на складання;
- неможливість організації потокового складання.

З огляду на ці недоліки, використання методу припасовування є доцільним лише в одиничному та дрібносерійному виробництві.

1.4.5 Метод регулювання

Суть цього методу полягає у тому, що необхідні показники точності ланки замикання забезпечуються завдяки змінненню величини заздалегідь вибраної компенсуючої ланки без зняття шару матеріалу, тобто без механічної обробки.

Метод має два різновиди:

- регулювання за допомогою рухомого компенсатора;
- регулювання за допомогою нерухомого компенсатора.

Перший з цих різновидів забезпечує досягнення необхідних показників точності ланки замикання зміненням положення однієї з деталей за допомогою спеціально введених в конструкцію виробу пристроїв (гвинтових, клинових тощо). Другий різновид передбачає регулювання ланки замикання за допомогою змінних деталей типу прокладок, кілець, втулок з точними, заздалегідь визначеними розмірами.

Переваги методу регулювання:

- можливість забезпечення жорстких вимог точності до ланки замикання з використанням економічних допусків складових ланок;
- відсутність припасовувальних робіт, що дозволяє широко використовувати цей метод на дільницях з поточною формою складання;
- можливість регулювання ланки замикання не тільки під час складання, але й в процесі експлуатації машини (наприклад, для компенсації зносу).

Недоліком цього методу є ускладнення конструкції вузла або машини. Окрім того, в багатьох конструкціях цей метод взагалі не може застосовуватись, наприклад для забезпечення необхідного радіального зазору між золотником і гільзою в гідророзподільниках.

Метод регулювання використовують у всіх типах виробництва для забезпечення точності багатоланкових розмірних ланцюгів з жорсткими вимогами точності до ланок замикання.

1.5 Методи розрахунку розмірних ланцюгів

Для розрахунку розмірних ланцюгів використовують один з двох методів:

- метод максимуму-мінімуму;

або

- імовірнісний метод (його називають також теоретико-імовірнісним).

Вибір методу розрахунку розмірного ланцюга насамперед залежить від попередньо вибраного методу забезпечення точності ланки замикання під час складання виробу.

Якщо для забезпечення точності ланки замикання застосовується метод повної взаємозамінності, то для розрахунку розмірних ланцюгів використовують метод максимуму-мінімуму.

У разі, якщо для забезпечення точності ланки замикання застосовується метод неповної взаємозамінності, то для розрахунку розмірних ланцюгів використовують імовірнісний метод.

Якщо для забезпечення точності ланок замикання застосовують метод групової взаємозамінності або метод припасовування, або метод регулювання, то для розрахунку розмірних ланцюгів можна використати як метод максимуму-мінімуму, так і імовірнісний метод, але найчастіше для таких розрахунків використовують метод максимуму-мінімуму.

1.5.1 Метод максимуму-мінімуму

Метод максимуму-мінімуму не враховує реальні закономірності розподілу дійсних розмірів складових ланок. Він ґрунтується на припущенні обов'язковості *найнесприятливішого поєднання* у розмірному ланцюзі граничних значень складових ланок. Тобто припускається, що можливі лише два варіанти набору складових ланок:

1) усі збільшувальні ланки мають найбільші граничні значення, а усі зменшувальні — найменші граничні значення,
або

2) усі збільшувальні ланки мають найменші граничні значення, а усі зменшувальні — найбільші граничні значення.

Кількісний зв'язок номінального значення розміру ланки замикання з номінальними розмірами складових ланок відображає його *основне рівняння*

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_{зб} - \sum_{j=1}^n A_{зм}, \quad (1.17)$$

З урахуванням означених вище припущень, з рівняння (1.17) випливає, що

$$A_{\Sigma_{\max}} = \sum_{i=1}^m A_{зб_{\max_i}} - \sum_{j=1}^n A_{зб_{\min_j}}; \quad (1.18)$$

$$A_{\Sigma_{\min}} = \sum_{i=1}^m A_{зб_{\min_i}} - \sum_{j=1}^n A_{зб_{\max_j}}. \quad (1.19)$$

де m і n — відповідно кількості збільшувальних і зменшувальних складових ланок.

Віднімаючи почленно рівняння (1.19) від рівняння (1.18), отримаємо

$$A_{\Sigma_{\max}} - A_{\Sigma_{\min}} = \sum_{i=1}^m A_{зб_{\max_i}} - \sum_{j=1}^n A_{зб_{\min_j}} - \sum_{i=1}^m A_{зб_{\min_i}} + \sum_{j=1}^n A_{зб_{\max_j}},$$

або

$$A_{\Sigma_{\max}} - A_{\Sigma_{\min}} = \left(\sum_{i=1}^m A_{зб_{\max_i}} - \sum_{i=1}^m A_{зб_{\min_i}} \right) - \left(\sum_{j=1}^n A_{зб_{\max_j}} - \sum_{j=1}^n A_{зб_{\min_j}} \right). \quad (1.20)$$

Очевидно, що величина $A_{\Sigma_{\max}} - A_{\Sigma_{\min}}$ є полем розсіювання $\delta(A_{\Sigma})$ ланки замикання, а величини $\left(\sum_{i=1}^m A_{зб_{\max_i}} - \sum_{i=1}^m A_{зб_{\min_i}} \right)$ і $\left(\sum_{j=1}^n A_{зб_{\max_j}} - \sum_{j=1}^n A_{зб_{\min_j}} \right)$ є сумами допусків відповідно усіх збільшувальних і усіх зменшувальних ланок.

З викладеного вище випливає, що поле розсіювання ланки замикання становить

$$\delta(A_{\Sigma}) = \sum_{i=1}^m T(A_{зб_i}) + \sum_{j=1}^n T(A_{зм_j}) \quad (1.21)$$

З рівняння (1.21) отримаємо остаточно

$$\delta_{\Sigma} = \sum_1^{m+n} T(A_i) \quad (1.22)$$

Отже, якщо застосовується метод максимуму-мінімуму, то вважається, що поле розсіювання ланки замикання дорівнює сумі допусків усіх складових ланок (як збільшувальних, так і зменшувальних).

1.5.2 Імовірнісний метод

На відміну від методу максимуму-мінімуму імовірнісний метод враховує очікувані закономірності розподілу дійсних розмірів складових ланок.

Зазвичай під час розмірного аналізу конструкцій використовуються такі закони розподілу дійсних розмірів складових ланок [4]:

- нормального розподілу (Гаусса);
- рівної імовірності;
- ексцентриситету (Релея).

Відомо [4 та ін.], що у випадку застосування імовірнісного методу поле розсіювання ланки замикання визначається за формулою

$$\delta(A_{\Sigma}) = t \sqrt{\sum_1^{m+n} (\lambda_i T_i)^2}, \quad (1.23)$$

де t – коефіцієнт, що залежить від відсотка ризику P появи браку;

λ_i – коефіцієнт відносного розсіювання i -ї складової ланки.

Кількісне значення коефіцієнта t залежно від прийнятого відсотка ризику можна визначити за таблицею 1.3.

Таблиця 1.3 – Значення коефіцієнта t

$P, \%$	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1,0	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

У розрахунках розмірних ланцюгів найчастіше приймають величину $P = 0,27 \%$, водночас $t = 3$.

Величини коефіцієнтів λ такі:

- якщо крива розподілу підпорядковується закону нормального розподілу (розміри деталей, що виготовляються партіями на настроєних верстаках, а також розподіл зміщення поверхонь чи осей деталей через зазор у з'єднанні), то вибирають $\lambda = 0,33$.

- якщо розсіювання i -ї складової ланки підпорядковується закону рівної імовірності (вироби дрібносерійного та одиничного виробництва, а також у випадках, якщо нічого не відомо про характер кривої розсіювання), то вибирають $\lambda_i = 0,58$.

- розподіл таких величин як відхили від співвісності, перпендикулярності, паралельності підпорядковується закону Релея; у цьому випадку $\lambda = 0,38$.

Під час виготовлення деталей математичне сподівання (середній арифметичний розмір партії) може не збігатися із серединою поля допуску. Величина такого незбігу, виражена в частках від половини поля допуску $T(A_i)$, називають коефіцієнтом відносної асиметрії α_i (рис. 1.5).

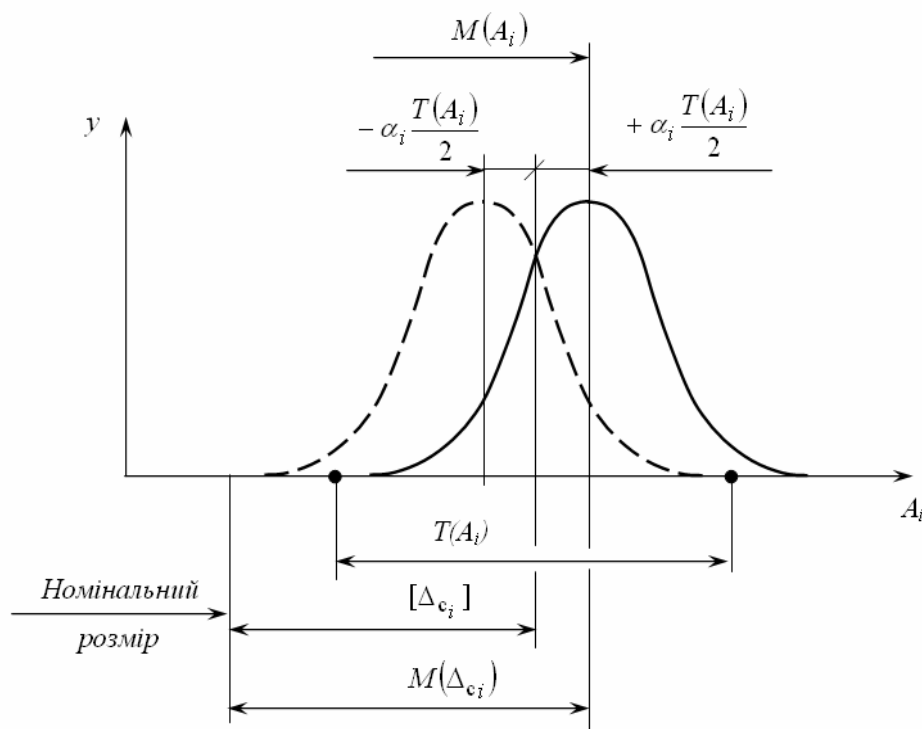


Рисунок 1.5 — До визначення коефіцієнта відносної асиметрії α_i складової ланки розмірного ланцюга

Отже, відповідно до рис. 1.5 коефіцієнт відносної асиметрії α_i визначається за співвідношенням

$$\alpha_i = \frac{M(\Delta_{c_i}) - [\Delta_{c_i}]}{T(A_i)/2}, \quad (1.24)$$

де $M(\Delta_{c_i})$ — математичне сподівання середнього відхилення i -ї складової ланки;

$[\Delta_{c_i}]$ — бажане середнє відхилення i -ї складової ланки (координата середини поля допуску відносно номінального розміру);

$T(A_i)$ — допуск i -ї складової ланки.

Для виконання розмірних розрахунків імовірнісним методом рекомендовано використовувати для складових ланок такі значення коефіцієнтів α_i :

- для охоплювальних розмірів (отворів) — від'ємні (від -0,25 до 0);
- для охоплюваних розмірів (валів) — додатні (від 0 до +0,3);
- для інших — рівними нулю.

Якщо експериментальні дані статистичного аналізу технологічних процесів механічної обробки показують, що величини $M(\Delta_{c_i})$ і $[\Delta_{c_i}]$ практично збігаються, то можна вважати, що коефіцієнт відносної асиметрії $\alpha_i = 0$ для усіх розмірів.

1.6 Розрахунок конструкторських лінійних розмірних ланцюгів

1.6.1 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу повної взаємозамінності

Під час розв'язання прямої задачі розрахунку конструкторського розмірного ланцюга потрібно виходячи із заданих параметрів ланки замикання визначити параметри складових ланок. Тобто, на основі відомих значень номінального розміру допуску і граничних відхилів ланки замикання (її називають у такому випадку *вихідною ланкою*), потрібно визначити допуски, номінальні розміри й граничні відхили усіх складових ланок.

У разі, якщо для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини використовується метод повної взаємозамінності, то для розрахунку розмірних ланцюгів завжди застосовується метод максимуму-мінімуму.

Отже, обов'язковим набором початкових даних для розв'язання прямої задачі розрахунку лінійного розмірного ланцюга є:

- номінальний розмір ланки замикання (A_{Σ_H});
- допуск ($T(A_{\Sigma})$) і бажані (допустимі) граничні значення розміру ланки замикання ($[A_{\Sigma_{\max}}]$, $[A_{\Sigma_{\min}}]$).

Головним результатом розв'язання прямої задачі має бути забезпечення нерівності

$$\delta(A_{\Sigma}) \leq T(A_{\Sigma}), \quad (1.25)$$

де $\delta(A_{\Sigma})$ — поле розсіювання ланки замикання.

Для забезпечення умови (1.25) допуски складових ланок можна встановити одним з трьох способів:

- спроб (пробних розрахунків);
- рівних допусків;
- однакових квалітетів (ступенів) точності.

Зазвичай застосовується спосіб спроб, суть якого полягає у тому, що для складових ланок розмірного ланцюга спочатку попередньо призначають економічно доцільні допуски з урахуванням величин номінальних розмірів складових ланок, особливостей конструкції, досвіду виготовлення та експлуатації подібних виробів.

Далі за формулою (1.21) знаходять величину поля розсіювання ланки замикання $\delta(A_{\Sigma})$ і порівнюють її із заданим допуском цієї ланки $T(A_{\Sigma})$. Якщо порівнювані величини відрізняються, то вносять прийнятні, з погляду технології виготовлення, зміни у допуски складових ланок, перевіряючи виконання умови

$$\frac{\delta(A_{\Sigma})}{T(A_{\Sigma})} = 0,8 \dots 1. \quad (1.26)$$

Якщо співвідношення (1.26) з прийнятими допусками складових ланок вдається забезпечити, то наступним кроком є встановлення верхніх і нижніх граничних відхилів складових ланок.

Якщо ж виявиться, що для забезпечення умови (1.26) необхідні технологічно недосяжні або економічно недоцільні допуски складових ланок, то можна спробувати використати метод неповної взаємозамінності або метод групової взаємозамінності, або метод припасовування, або ж метод регулювання.

Для встановлення верхніх і нижніх граничних відхилів складових ланок використовують поняття середнього відхилення (див. підрозділ 1.3).

Спочатку потрібно визначити бажаний середній відхил ланки замикання за формулою

$$[\Delta(A_{\Sigma})_c] = \frac{[ES(A_{\Sigma})] + [EI(A_{\Sigma})]}{2}, \quad (1.27)$$

де $[ES(A_{\Sigma})]$ і $[EI(A_{\Sigma})]$ — бажані верхній і нижній граничні відхилення ланки замикання.

Встановлення верхніх і нижніх граничних відхилів розмірів складових ланок виконують у такій послідовності.

1. З конструктивних міркувань встановлюють номінальні значення розмірів складових ланок (розмірів деталей).

2. З урахуванням встановлених номінальних розмірів складових ланок і бажаного номінального розміру ланки замикання перевіряють виконання основного рівняння розмірного ланцюга (1.17).

3. Призначають розташування полів допусків усіх складових ланок відносно їх номінальних розмірів. У цьому випадку рекомендовано призначати:

- розташування допусків *охоплювальних розмірів* («отворів») як для основного отвору;

- розташування допусків *охоплюваних розмірів* («валів») як для основного вала;

- інших — симетрично відносно номінального розміру.

4. Визначають середні відхили усіх складових ланок Δ_{c_i} за формулою

$$\Delta_{c_i} = \frac{ES(A_i) + EI(A_i)}{2}. \quad (1.28)$$

5. Визначають дійсний середній відхил ланки замикання за формулою

$$\Delta(A_\Sigma)_c = \sum_{i=1}^m \Delta_{c_{3\bar{i}}} - \sum_{j=1}^n \Delta_{c_{3Mj}}. \quad (1.29)$$

6. Отримане значення дійсного середнього відхилу ланки замикання порівнюють з бажаним. Якщо ці величини відрізняються, то для усунення цієї різниці одну зі складових ланок вибирають як *залежну*. Ця ланка може бути як збільшувальною, так зменшувальною.

Якщо за залежну вибрана *збільшувальна* ланка, то її потрібний середній відхил $\Delta_{c_{x_{3\bar{b}}}}$ і потрібні граничні відхили $ES_{x_{3\bar{b}}}$ та $EI_{x_{3\bar{b}}}$ визначають за формулами

$$\Delta_{c_{x_{3\bar{b}}}} = \sum_{j=1}^n \Delta_{c_{3Mj}} - \sum_{i=1}^{m-1} \Delta_{c_{3\bar{i}}} + [\Delta_{c_\Sigma}]; \quad (1.30)$$

$$ES_{x_{3\bar{b}}} = \Delta_{c_{x_{3\bar{b}}}} + \frac{1}{2}T(A_x); \quad (1.31)$$

$$EI_{x_{3\bar{b}}} = \Delta_{c_{x_{3\bar{b}}}} - \frac{1}{2}T(A_x). \quad (1.32)$$

Якщо ж за залежну вибрана *зменшувальна* ланка, то її середній відхил $\Delta_{c_{x_{3M}}}$ і потрібні граничні відхили $ES_{x_{3M}}$ та $EI_{x_{3M}}$ визначають за формулами

$$\Delta_{c_{x_{3M}}} = \sum_{i=1}^m \Delta_{c_{3\bar{i}}} - \sum_{j=1}^{n-1} \Delta_{c_{3Mj}} - [\Delta_{c_\Sigma}]; \quad (1.33)$$

$$ES_{x_{3M}} = \Delta_{c_{x_{3M}}} + \frac{1}{2}T(A_x); \quad (1.34)$$

$$EI_{x_{3M}} = \Delta_{c_{x_{3M}}} - \frac{1}{2}T(A_x). \quad (1.35)$$

Правильність розрахунку граничних відхилів розміру залежної ланки можна перевірити скориставшись формулою

$$ES_x - EI_x = T(A_x). \quad (1.36)$$

Якщо отримана величина допуску $T(A_x)$ збігається з призначеною попередньо, то розрахунки виконані правильно.

Отримані значення розмірів та їхніх граничних відхилів потрібно врахувати під час розробки креслеників відповідних деталей.

Приклад розрахунку

Розглянемо приклад розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного ланцюга. Об'єктом розрахунку є вузол редуктора, схема якого показана на рисунку 1.6. Для розрахунку використаємо метод максимуму-мінімуму.

Вважатимемо, що для забезпечення виконання вузлом свого службового призначення встановлено розмір зазору (ланка замикання) $A_\Sigma = 0,2 \pm 0,1$ мм.

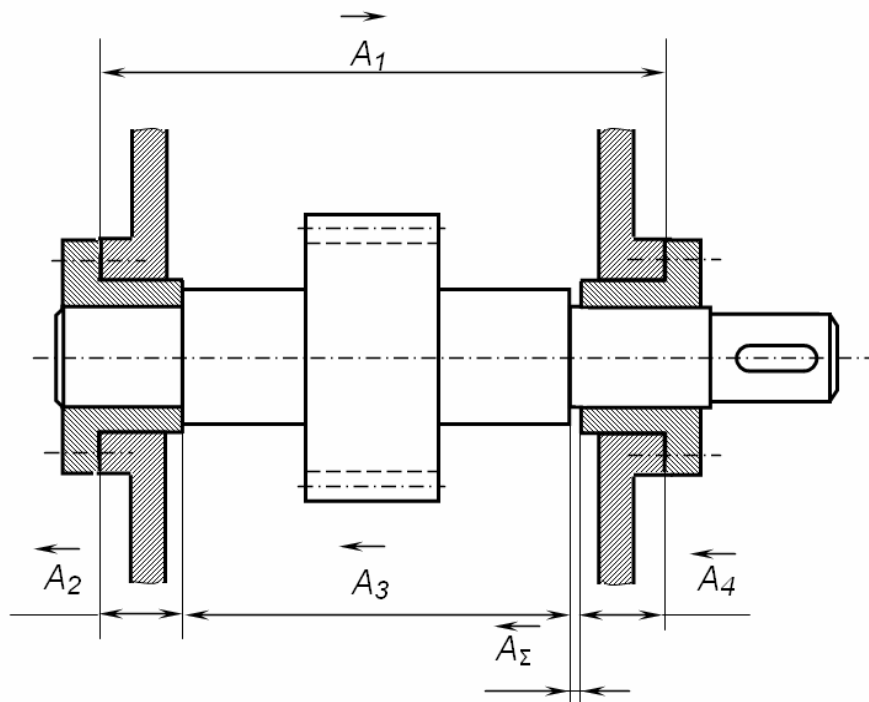


Рисунок 1.6 — Розрахункова схема вузла редуктора з розмірним ланцюгом

Вважатимемо також, що з конструктивних міркувань призначено такі значення номінальних розмірів: $A_1 = 170$ мм; $A_2 = 25$ мм; $A_3 = 120$ мм; $A_4 = 24,8$ мм.

Перевіримо правильність призначення номінальних розмірів складових ланок і ланки замикання, підставивши їх в основне рівняння розмірного ланцюга (1.17). Для прикладу, що розглядається, це рівняння матиме вигляд

$$A_\Sigma = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 = 170 - 25 - 120 - 24,8 = 0,2 \text{ мм.}$$

Оскільки дійсне значення номінального розміру ланки замикання дорівнює бажаному, то вважатимемо, що номінальні розміри складових ланок призначені правильно.

Для розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного застосуємо спосіб спроб.

Припустимо, що під час остаточної механічної обробки деталей вузла допуски лінійних розмірів (складових ланок розмірного ланцюга) можуть бути забезпечені в межах 8 квалітету точності. З урахуванням номінальних значень розмірів за таблицею А.1 (додаток А) вибираємо кількісні значення допусків ланок A_1 , A_2 , A_3 та A_4 . Для 8 квалітету вони становитимуть: $T(A_1) = 0,064$ мм; $T(A_2) = 0,034$ мм; $T(A_3) = 0,054$ мм; $T(A_4) = 0,034$ мм.

За формулою (1.22) визначимо поле розсіювання ланки замикання

$$\delta(A_{\Sigma}) = 0,064 + 0,034 + 0,054 + 0,034 = 0,185 \text{ мм.}$$

Умова (1.26) виконується, оскільки $\frac{\delta(A_{\Sigma})}{T(A_{\Sigma})} = \frac{0,185}{0,2} = 0,925$, тому вважаємо, що попередньо призначені допуски складових ланок цілком прийнятні і їх можна залишити без змін.

За формулою (1.27) визначимо бажаний середній відхил ланки замикання.

$$[\Delta(A_{\Sigma})_c] = \frac{0,1 + (-0,1)}{2} = 0.$$

Призначимо розташування полів допусків відносно номінальних розмірів складових ланок:

- $A_1 = 170_{-0,064}$ мм (охоплюваний розмір — «вал»);

- $A_2 = 25 \pm 0,017$ мм (інший розмір — «уступ»);

- $A_3 = 120_{-0,054}$ мм (охоплюваний розмір — «вал»);

- $A_4 = 24,8 \pm 0,017$ мм (інший розмір — «уступ»).

Далі за формулою (1.28) визначимо середні відхили усіх складових ланок (у мкм):

$$\Delta_{c1} = \frac{0 + (-64)}{2} = -32 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{c2} = \frac{17 + (-17)}{2} = 0;$$

$$\Delta_{c3} = \frac{0 + (-54)}{2} = -27 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{c4} = \frac{17 + (-17)}{2} = 0.$$

Відповідно до формули (1.29), дійсний середній відхил ланки замикання становитиме

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c_1} - [\Delta_{c_2} + \Delta_{c_3} + \Delta_{c_4}] = -32 - (0 - 27 + 0) = -5 \text{ мкм.}$$

Отримане значення дійсного середнього відхилю ланки замикання відрізняється від бажаного. Тому для коригування розташування поля допуску ланки замикання складову ланку A_4 вибираємо як залежну. Ланка A_4 є зменшувальною, тому остаточні значення середнього і граничних відхилів визначаємо за формулами (1.33) — (1.35).

$$(\Delta_{c4})_{\text{ост}} = \Delta_{c_1} - \Delta_{c_3} - [\Delta_{c\Sigma}] = -32 - (-27) - 0 = -5 \text{ мкм};$$

$$(ES_4)_{\text{ост}} = (\Delta_{c4})_{\text{ост}} + \frac{1}{2}T(A_4) = -5 + \frac{34}{2} = 12 \text{ мкм};$$

$$(EI_4)_{\text{ост}} = (\Delta_{c4})_{\text{ост}} - \frac{1}{2}T(A_4) = -5 - \frac{34}{2} = -22 \text{ мкм.}$$

Правильність розрахунку граничних відхилень розміру залежної ланки (A_4) перевіримо за формулою (1.36)

$$(ES_4) - (EI_4) = 12 - (-22) = 34 \text{ мкм.}$$

Отже, отриманий допуск ланки A_4 дорівнює попередньо прийнятому, що підтверджує правильність виконаних розрахунків.

Таким чином, внаслідок розв'язання прямої (проектної) задачі розрахунку розмірного ланцюга з використанням методу максимуму-мінімуму встановлено, що для забезпечення необхідної точності ланки замикання з використанням для складання вузла методу повної взаємозамінності під час виготовлення деталей мають бути забезпечені такі їхні розміри:

$$A_1 = 170_{-0,064} \text{ мм};$$

$$A_2 = 25 \pm 0,017 \text{ мм};$$

$$A_3 = 120_{-0,054} \text{ мм};$$

$$A_4 = 24,8_{-0,022}^{+0,012} \text{ мм.}$$

1.6.2 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу неповної взаємозамінності

Якщо для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини використовується метод неповної взаємозамінності, то для розрахунку розмірних ланцюгів завжди застосовують імовірнісний метод.

Початковими даними для розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного ланцюга, як і у випадку використання методу повної взаємозамінності, є:

- номінальний розмір ланки замикання (A_{Σ});
- номінальні розміри складових ланок;
- допуск ланки замикання $T(A_{\Sigma})$ і допустимі граничні значення розміру ланки замикання ($[A_{\Sigma_{\max}}]$ і $[A_{\Sigma_{\min}}]$).

Результатом розв'язання прямої задачі має бути забезпечення співвідношення (1.26).

Для виконання умови (1.26) допуски складових ланок можна визначити так, як і для випадку використання методу максимуму-мінімуму одним з трьох способів.

- спроб (пробних розрахунків);
- рівних допусків;
- однакових квалітетів (ступенів) точності.

Найчастіше застосовують спосіб спроб, суть якого розглянуто у п. 1.6.1.

Після попереднього вибору прийнятних допусків складових ланок, за формулою (1.23) знаходять величину поля розсіювання ланки замикання $\delta(A_{\Sigma})$ і порівнюють її із заданим допуском цієї ланки $T(A_{\Sigma})$. Для розрахунків за формулою (1.23) попередньо потрібно вибрати величини ризику появи браку P і коефіцієнта t . У розрахунках розмірних ланцюгів найчастіше беруть $t = 3$. За такої умови $P = 0,27\%$. Потрібно вибирати також коефіцієнти відносного розсіювання λ усіх складових ланок згідно з рекомендаціями п. 1.5.2.

Якщо співвідношення (1.26) забезпечується з прийнятими допусками складових ланок, то далі встановлюють верхні і нижні граничні відхили розмірів складових ланок.

Спочатку визначають бажаний середній відхил ланки замикання $[\Delta_{c\Sigma}]$ за формулою (1.27). Далі призначають розташування полів допусків усіх складових ланок відносно їх номінальних розмірів. У цьому разі, як і у випадку використання методу повної взаємозамінності, рекомендовано призначати:

- розташування допусків *охоплювальних розмірів* («отворів») як для основного отвору;
- розташування допусків *охоплюваних розмірів* («валів») як для основного вала;
- інших — симетрично відносно номінального розміру.

Після цього визначають середні відхили усіх складових ланок Δ_{c_i} за формулою (1.28).

Далі знаходять дійсний середній відхил ланки замикання $\Delta_{c\Sigma}$ за формулою

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m (\Delta_{c3\bar{b}_i} + \alpha_i \frac{T_{3\bar{b}_i}}{2}) - \sum_{j=1}^n (\Delta_{c3M_j} + \alpha_j \frac{T_{3M_j}}{2}). \quad (1.37)$$

Отримане значення дійсного середнього відхилю ланки замикання порівнюють з бажаним. Якщо ці величини відрізняються, то одну із складових ланок вибирають як *залежну*.

Якщо залежною є збільшувальна ланка, то її середній відхил $\Delta_{cx3\bar{b}}$ і граничні відхили $ES_{x3\bar{b}}$ та $EI_{x3\bar{b}}$ визначають за формулами

$$\Delta_{cx3\bar{b}} = \sum_{j=1}^n (\Delta_{c3M_j} + \alpha_j \frac{T_{3M_j}}{2}) - \sum_{i=1}^m (\Delta_{c3\bar{b}_i} + \alpha_i \frac{T_{3\bar{b}_i}}{2}) + [\Delta_{c\Sigma}]; \quad (1.38)$$

$$ES_{x3\bar{b}} = \Delta_{cx3\bar{b}} + \frac{1}{2}T(A_x); \quad (1.39)$$

$$EI_{x3\bar{b}} = \Delta_{cx3\bar{b}} - \frac{1}{2}T(A_x). \quad (1.40)$$

Якщо залежною є зменшувальна ланка, то її середній відхил Δ_{cx3M} і граничні відхили ES_{x3M} та EI_{x3M} визначають за формулами

$$\Delta_{cx3M} = \sum_{i=1}^m (\Delta_{c3\bar{b}_i} + \alpha_i \frac{T_{3\bar{b}_i}}{2}) - \sum_{j=1}^n (\Delta_{c3M_j} + \alpha_j \frac{T_{3M_j}}{2}) - [\Delta_{c\Sigma}]; \quad (1.41)$$

$$ES_{x3M} = \Delta_{cx3M} + \frac{1}{2}T(A_x); \quad (1.42)$$

$$EI_{x3M} = \Delta_{cx3M} - \frac{1}{2}T(A_x). \quad (1.43)$$

Правильність розрахунку граничних відхилень розміру залежної ланки можна перевірити, скориставшись формулою (1.36).

Якщо отримана величина допуску $T(A_x)$ збігається з призначеною попередньо, то розрахунки виконані правильно.

Отримані значення розмірів та їх граничних відхилів потрібно враховувати під час розробки креслеників деталей.

Якщо виявиться, що для забезпечення умови (1.26) необхідні технологічно недосяжні або економічно недоцільні допуски складових ланок, то можна спробувати використати метод групової взаємозамінності або метод припасовування, або ж метод регулювання.

Приклад розрахунку

Розв'яжемо пряму задачу розрахунку розмірного ланцюга імовірнісним методом. Як і в попередньому прикладі, об'єктом розрахунку є вузол редуктора, схему якого показано на рисунку 1.6.

Вважатимемо, що для забезпечення виконання вузлом свого службового призначення встановлено розмір зазору (ланка замикання) такої самої величини, як і в попередньому прикладі, а саме $A_{\Sigma} = 0,2 \pm 0,1$ мм. Вважатимемо також, що значення номінальних розмірів залишилися тими самими, а саме: $A_1 = 170$ мм; $A_2 = 25$ мм; $A_3 = 120$ мм; $A_4 = 24,8$ мм.

Для розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного застосуємо спосіб спроб.

Припустимо, що під час остаточної механічної обробки деталей вузла допуски лінійних розмірів (складових ланок розмірного ланцюга) можуть бути розширені, порівняно з попереднім прикладом, і відповідати 9 квалітету точності. З урахуванням номінальних значень розмірів, за таблицею А.1 вибираємо кількісні значення допусків складових ланок A_1 , A_2 , A_3 та A_4 . Для 9 квалітету точності вони становитимуть: $T(A_1) = 0,100$ мм; $T(A_2) = 0,052$ мм; $T(A_3) = 0,087$ мм; $T(A_4) = 0,052$ мм.

Поле розсіювання ланки замикання визначимо за формулою (1.23).

Вважатимемо, що коефіцієнт t , який залежить від відсотка ризику появи браку, дорівнює 3. Тоді ризик появи браку P становитиме 0,27%.

Коефіцієнти відносного розсіювання λ для усіх складових ланок беремо 0,33, тобто вважатимемо, що розподіл дійсних розмірів цих ланок підпорядкований закону нормального розподілу (закону Гаусса).

Визначене за формулою (1.23) поле розсіювання ланки замикання становитиме

$$\delta(A_{\Sigma}) = 3\sqrt{(0,33 \cdot 0,1)^2 + (0,33 \cdot 0,052)^2 + (0,33 \cdot 0,087)^2 + (0,33 \cdot 0,052)^2} = 0,15 \text{ мм.}$$

Співвідношення між поле розсіювання і допуском ланки замикання

$$\frac{\delta(A_{\Sigma})}{T(A_{\Sigma})} = \frac{0,15}{0,2} = 0,75,$$

що практично відповідає рекомендованому значенню.

Бажане середнє відхилення ланки замикання $[\Delta_{c_{\Sigma}}]$ дорівнює 0.

Призначимо розташування полів допусків відносно номінальних розмірів складових ланок:

- $A_1 = 170_{-0,1}$ мм (охоплюваний розмір, «вал»);
- $A_2 = 25 \pm 0,026$ мм (інший розмір, «уступ»);
- $A_3 = 120_{-0,087}$ мм (охоплюваний розмір, «вал»);
- $A_4 = 24,8 \pm 0,026$ мм (інший розмір, «уступ»).

Далі за формулою (1.28) визначимо середні відхили усіх складових ланок

$$\Delta_{c1} = \frac{0 + (-100)}{2} = -50 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{c2} = \frac{26 + (-26)}{2} = 0;$$

$$\Delta_{c3} = \frac{0 + (-87)}{2} = -44 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{c4} = \frac{26 + (-26)}{2} = 0.$$

Відповідно до рекомендацій, викладених вище, призначаємо такі значення коефіцієнтів відносної асиметрії складових ланок:

$$\alpha_1 = 0,3;$$

$$\alpha_2 = \alpha_4 = 0;$$

$$\alpha_3 = 0,3.$$

Визначимо дійсний середній відхил ланки замикання $\Delta_{c\Sigma}$ за формулою (1.37).

$$\begin{aligned} \Delta_{c\Sigma} &= \left(\Delta_{c1} + \alpha_1 \frac{T(A_1)}{2} \right) - \left[\left(\Delta_{c2} + \alpha_2 \frac{T(A_2)}{2} \right) + \left(\Delta_{c3} + \alpha_3 \frac{T(A_3)}{2} \right) + \left(\Delta_{c4} + \alpha_4 \frac{T(A_4)}{2} \right) \right] = \\ &= \left(50 + 0,3 \frac{100}{2} \right) - \left[\left(0 + 0 \frac{52}{2} \right) + \left(44 + 0,3 \frac{87}{2} \right) + \left(0 + 0 \frac{52}{2} \right) \right] = 8 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Отримане значення дійсного середнього відхилу ланки замикання відрізняється від бажаного ($[\Delta_{c\Sigma}] = 0$). Тому для коригування розташування поля допуску ланки замикання складову ланку A_4 вибираємо як *залежну*. Ланка A_4 є зменшувальною, тому остаточні значення середнього і граничних відхилів цієї ланки визначаємо за формулами (1.41) — (1.43).

$$\begin{aligned} \Delta_{4_{ост}} &= \left(\Delta_{c1} + \alpha_1 \frac{T(A_1)}{2} \right) - \left[\left(\Delta_{c2} + \alpha_2 \frac{T(A_2)}{2} \right) + \left(\Delta_{c3} + \alpha_3 \frac{T(A_3)}{2} \right) + \left(\Delta_{c4} + \alpha_4 \frac{T(A_4)}{2} \right) \right] - [\Delta_{c\Sigma}] = \\ &= \left(50 + 0,3 \frac{100}{2} \right) - \left[\left(0 + 0 \frac{52}{2} \right) + \left(44 + 0,3 \frac{87}{2} \right) + \left(0 + 0 \frac{52}{2} \right) \right] - 0 = 8 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

$$(ES_4)_{ост} = (\Delta_{c4})_{ост} + \frac{1}{2} T(A_4) = 8 + \frac{52}{2} = 34 \text{ мкм};$$

$$(EI_4)_{ост} = (\Delta_{c4})_{ост} - \frac{1}{2} T(A_4) = 8 - \frac{52}{2} = -18 \text{ мкм}.$$

Перевіримо правильність розрахунку граничних відхилів залежної ланки (A_4)

$$(ES_4) - (EI_4) = 34 - (-18) = 52 \text{ мкм.}$$

Отже, отриманий допуск ланки A_4 дорівнює попередньо прийнятому, що підтверджує правильність виконаних розрахунків.

Внаслідок розв'язання прямої (проектної) задачі розрахунку розмірного ланцюга з використанням імовірнісного методу встановлено, що для забезпечення необхідної точності ланки замикання з використанням методу неповної взаємозамінності під час виготовлення деталей мають бути забезпечені такі їх розміри:

$$A_1 = 170_{-0,1} \text{ мм};$$

$$A_2 = 25 \pm 0,026 \text{ мм};$$

$$A_3 = 120_{-0,087} \text{ мм};$$

$$A_4 = 24,8_{-0,018}^{+0,034} \text{ мм.}$$

1.6.3 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу групової взаємозамінності (селективного складання)

Суть методу групової взаємозамінності і область його застосування описані у п. 1.4.3. Розрахунки розмірних ланцюгів у випадку застосування цього методу виконують зазвичай з використанням методу максимуму-мінімуму.

Початковими даними для розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного ланцюга є:

- номінальний розмір ланки замикання (A_Σ);
- номінальні розміри складових ланок;
- заданий допуск ланки замикання $T(A_\Sigma)$ і допустимі граничні значення розміру ланки замикання ($[A_{\Sigma_{\max}}]$ і $[A_{\Sigma_{\min}}]$).

Внаслідок розмірних розрахунків мають бути визначені:

- кількість сортувальних груп;
- допуски, середні, верхні і нижні відхили розмірів деталей у кожній з груп;
- допуски, середні, верхні і нижні відхили розмірів деталей.

З використанням методу максимуму-мінімуму можна попередньо встановити доцільність застосування методу групової взаємозамінності, визначивши середній допуск складових ланок за формулою

$$T(A_i)_{\text{сер}} = \frac{T(A_\Sigma)}{m+n}, \quad (1.44)$$

де m і n — відповідно кількості збільшувальних і зменшувальних складових ланок;

$T(A_\Sigma)$ — заданий допуск ланки замикання.

Якщо виявиться, що допуск $T(A_i)_{\text{сер}}$ суттєво менший за економічно доцільні допуски складових ланок, то можна спробувати використати метод групової взаємозамінності.

Кількість груп ($n_{\text{гр}}$), на які деталі розсортовуються після виготовлення визначається за формулою.

$$n_{\text{гр}} = \frac{\sum_{i=1}^{m+n} T(A_i)}{T(A_\Sigma)}, \quad (1.45)$$

де $T(A_i)$ — економічно прийнятні допуски технологічних розмірів складових ланок.

Отримане значення $n_{\text{гр}}$ округлюється до цілого числа.

Отже, для того, щоб скористатися формулою (1.45) потрібно спочатку встановити економічно доцільні і технологічно досяжні допуски усіх складових ланок. Далі за формулою (1.45) встановлюють кількість груп. Зазвичай $n_{\text{гр}}$ вибирають в межах від 2 до 5 і лише в окремих випадках (виготовлення дуже точних виробів за обмежених точнісних можливостей металорізальних верстатів) $n_{\text{гр}}$ може становити 10 — 15.

Допуск складової ланки у межах кожної з груп (груповий допуск) дорівнює

$$T_{\text{гр}}(A_i) = \frac{T(A_i)}{n_{\text{гр}}}. \quad (1.46)$$

З рівнянь (1.45) і (1.46) випливає, що

$$\sum_{i=1}^{m+n} T(A_i) = T(A_\Sigma). \quad (1.47)$$

Під час призначення допусків складових ланок рекомендовано дотримуватися рівності сум допусків збільшувальних і зменшувальних складових ланок

$$\sum_{i=1}^m T(A_i)_{\text{зб}} = \sum_{j=1}^n T(A_j)_{\text{зм}}. \quad (1.48)$$

Оскільки зазвичай кількість груп для усіх складових ланок (як збільшувальних, так і зменшувальних) однакова, то можна записати, що

$$\sum_1^m T_{\text{гр}}(A_i)_{\text{зб}} = \sum_1^n T_{\text{гр}}(A_j)_{\text{зм}} . \quad (1.49)$$

З рівнянь (1.47), (1.48) і (1.49) випливає, що

$$\sum_1^m T(A_i)_{\text{зб}} = \sum_1^n T(A_j)_{\text{зм}} = \frac{n_{\text{гр}}}{2} \cdot T(A_{\Sigma}) . \quad (1.50)$$

$$\sum_1^m T_{\text{гр}}(A_i)_{\text{зб}} = \sum_1^n T_{\text{гр}}(A_j)_{\text{зм}} = \frac{1}{2} \cdot T(A_{\Sigma}) . \quad (1.51)$$

Далі визначають спочатку середні, а потім верхні й нижні граничні відхили і граничні розміри для деталей кожної з груп. Це потрібно для організації правильного сортування готових деталей за групами.

Як першу зазвичай вибирають таку групу, у якій граничні розміри є найменшими серед усіх груп.

Середній відхил допуску ланки замикання пов'язаний із середніми відхилами допусків збільшувальних і зменшувальних ланок такими співвідношеннями:

Для першої групи

$$\Delta_{\text{с}\Sigma_1} = \sum_1^m \Delta_{\text{сзб}1} - \sum_1^n \Delta_{\text{сзм}1} . \quad (1.52)$$

Для другої групи

$$\Delta_{\text{с}\Sigma_2} = \sum_1^m \Delta_{\text{сзб}2} - \sum_1^n \Delta_{\text{сзм}2} , \quad (1.53)$$

де

$$\Delta_{\text{сзб}2} = \Delta_{\text{сзб}1} + T_{\text{грзб}} , \quad \Delta_{\text{сзм}2} = \Delta_{\text{сзм}1} + T_{\text{грзм}} .$$

Приклад розрахунку

Об'єктом розрахунку є плунжерна пара паливного насоса високого тиску дизельного двигуна. Вважатимемо, що цей виріб виготовлятиметься в умовах масового типу виробництва.

Фото плунжерної пари і розрахункову схему показано на рис. 1.8.

Прийнято, що номінальні значення діаметральних розмірів робочої поверхні плунжера і отвору в гільзі (складові ланки) дорівнюють 10 мм.

Прийнято також, що згідно зі службовим призначенням плунжерної пари розмір діаметрального зазору між отвором у гільзі і поверхнею плунжера має становити $0_{+0003}^{+0,007}$ мм. Отже, допуск ланки замикання становить 0,004 мм.

За формулою (1.44) визначимо допуски складових ланок, які б забезпечували необхідну точність ланки замикання за умови застосування методу повної взаємозамінності.

$$T(D) = T(d) = \frac{T(A_{\Sigma})}{m+n} = \frac{0,004}{1+1} = 0,002 \text{ мм}$$

Для номінального розміру 10 мм такий допуск відповідає 2-му квалітету точності. Вважатимемо, що така вимога точності є технологічно недосяжною. Тому застосуємо метод групової взаємозамінності. Припустимо, що технологічні можливості підприємства-виготовлювача дозволяють виготовити отвір гільзи і робочу поверхню плунжера за 6-м квалітетом точності. Згідно з ДСТУ ISO 286-2 (табл. А.1) для номінального розміру 10 мм допуски діаметрів становлять $T(D) = T(d) = 0,009 \text{ мм}$.

За формулою (1.45) визначимо кількість сортувальних груп

$$n_{\text{гр}} = \frac{\sum_{i=1}^{m+n} T(A_i)}{T(A_{\Sigma})} = \frac{9+9}{4} = 4,5.$$

Беремо $n_{\text{гр}} = 4$.

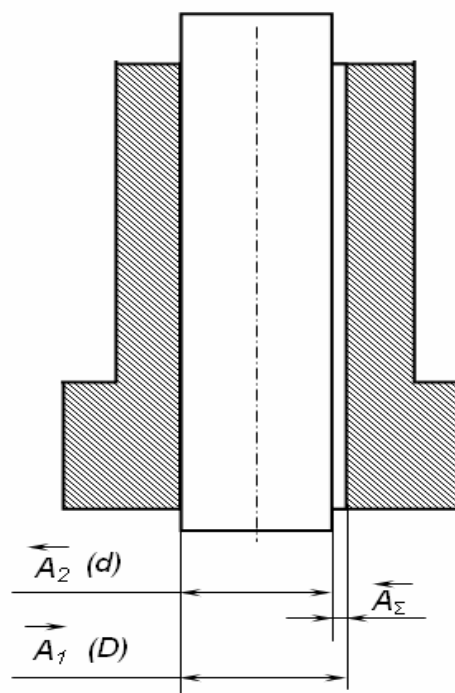


Рисунок 1.8 — Фото плунжерної пари та її схема з розмірним ланцюгом

Корегуємо допуски складових ланок (технологічних розмірів). З формули (1.45) випливає, що

$$T(D) + T(d) = T(A_{\Sigma}) \cdot n_{\text{гр}} = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мкм.}$$

Остаточно вважатимемо, що $T(D) = T(d) = 0,008 \text{ мм.}$

Визначимо групові допуски складових ланок

$$T(D)_{\text{гр}} = \frac{T(D)}{n_{\text{гр}}} = \frac{8}{4} = 2 \text{ мкм;}$$

$$T(d)_{\text{гр}} = \frac{T(d)}{n_{\text{гр}}} = \frac{8}{4} = 2 \text{ мкм;}$$

Згідно з початковими даними середній відхил ланки замикання (зазору) у всіх групах має становити $+0,005 \text{ мм.}$ Тобто

$$\Delta_{c\Sigma_1} = \Delta_{c\Sigma_2} = \Delta_{c\Sigma_3} = \Delta_{c\Sigma_4} = +0,005 \text{ мм.}$$

Вважаємо, що розташування поля допуску отвору в гільзі відповідає системі отвору, тобто найменший граничний розмір отвору збігається з номінальним його розміром (рис. 1.9).

Таким чином, технологічний розмір отвору в гільзі після останнього переходу механічної обробки має становити $\text{Ø}10^{(+0,008)} \text{ мм.}$ Цей самий розмір має бути вказаний і в кресленіку гільзи як конструкторський розмір.

За першу виберемо групу, у якій граничні розміри є найменшими серед усіх груп. Тоді з рівняння (1.52) визначимо середній відхил зменшувальної ланки (діаметра плунжера) першої групи вважаючи, що середній відхил збільшувальної ланки (діаметра отвору) першої групи становить $+0,001 \text{ мм}$ (рис. 1.9).

Отже,

$$\Delta_{cd_1} = \Delta_{cD_1} - \Delta_{c\Sigma_1} = +0,001 - (+0,005) = -0,004 \text{ мм.}$$

Отриманий результат дозволяє побудувати схему розташування полів допусків отвору гільзи і зовнішньої циліндричної поверхні плунжера (рис. 1.9).

Отже, внаслідок розрахунку визначено:

- допуски складових ланок (деталей);
- кількість сортувальних груп;
- середні, верхні і нижні відхили розмірів деталей у кожній із сортувальних груп.
- розміри деталей, їх середні, верхні і нижні відхили.

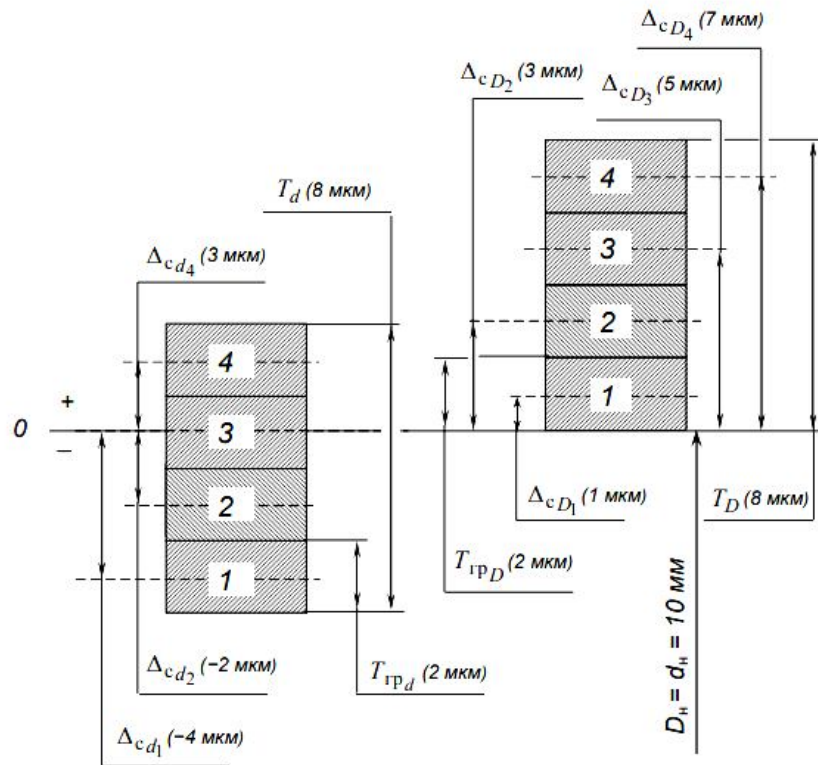


Рисунок 1.9 — Схема розташування полів допусків діаметрів отвору в гільзі (D) і робочій поверхні плунжера (d)

Групові розміри отвору в гільзі

№ сортувальної групи	1	2	3	4
Діаметральні розміри отвору, мм	$10^{(+0,002)}$	$10^{(+0,004)}_{(+0,002)}$	$10^{(+0,006)}_{(+0,004)}$	$10^{(+0,008)}_{(+0,006)}$

Групові розміри плунжера

№ сортувальної групи	1	2	3	4
Діаметральні розміри плунжера, мм	$10^{(-0,003)}_{(-0,005)}$	$10^{(+0,001)}_{(-0,003)}$	$10^{(+0,001)}_{(-0,001)}$	$10^{(+0,003)}_{(+0,001)}$

Розміри деталей після останнього переходу механічної обробки:

- отвір в гільзі — $\varnothing 10^{(+0,008)}$ мм;

- плунжер — $\varnothing 10^{(+0,003)}_{(-0,005)}$ мм.

1.6.4 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу припасовування

Суть методу припасовування і область його застосування описані у п. 1.4.4.

Розрахунки розмірних ланцюгів у випадку застосування методу припасовування зазвичай виконують з використанням методу максимуму-мінімуму.

Внаслідок розрахунку мають бути встановлені:

- номінальні розміри, допуски, середні, верхні і нижні відхилення складових ланок (деталей);
- допуски, середні, верхні і нижні відхилення заготовки ланки-компенсатора.

Зміна розміру компенсатора під час складання здійснюється одним із способів обробки різанням (найчастіше — шліфуванням). Під час вибору способу механічної обробки для припасовування потрібно враховувати, що допуск розміру, отриманого припасовуванням $T_{\text{пр}}$, не може перевищувати допуск ланки замикання $T(A_{\Sigma})$, тобто має виконуватись умова

$$T_{\text{пр}} \leq T(A_{\Sigma}). \quad (1.54)$$

На першому етапі розв'язання прямої задачі потрібно встановити:

- номінальний розмір ланки замикання (A_{Σ});
- допустимі граничні значення розміру ланки замикання ($[A_{\Sigma_{\text{max}}}]$ і $[A_{\Sigma_{\text{min}}}]$).

Далі з конструктивних міркувань встановлюють номінальні значення розмірів складових ланок (розмірів деталей), також і ланки-компенсатора.

Призначивши номінальні розміри усіх ланок, перевіряють, чи виконується основне рівняння розмірного ланцюга (1.17).

Після цього призначають економічно доцільні і технологічно досяжні допуски складових ланок і встановлюють розташування полів допусків усіх складових ланок відносно номінальних розмірів.

Рекомендовано призначати:

- розташування допусків *охоплювальних розмірів* («отворів») як для основного отвору;
- розташування допусків *охоплюваних розмірів* («валів») як для основного вала;
- інших — симетрично відносно номінального розміру.

Для визначення розміру заготовки компенсатора використовують параметр, який називають величиною компенсації $T_{\text{к}}$. Цей параметр визначають за формулою

$$T_{\text{к}} = \delta(A_{\Sigma}) - T(A_{\Sigma}), \quad (1.55)$$

де $\delta(A_\Sigma)$ — поле розсіювання ланки замикання, визначене відповідно до методу максимуму-мінімуму за формулою (1.22) з урахуванням допусків усіх складових ланок і допуску ланки-компенсатора.

Далі визначають середній розмір заготовки компенсатора за формулою

$$A_{cк} = A_k + \Delta_{cк} + [\Delta_{c\Sigma}] - \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2}T_k, \quad (1.56)$$

де A_k — номінальний розмір ланки-компенсатора;

$\Delta_{cк}$ — середній відхил розміру заготовки ланки-компенсатора;

$[\Delta_{c\Sigma}]$ — заданий (бажаний) середній відхил розміру ланки замикання;

$\Delta_{c\Sigma}$ — дійсний середній відхил розміру ланки замикання.

Величину $\Delta_{c\Sigma}$ дійсного середнього відхилю розміру ланки замикання можна визначити за формулою

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta_{cзб_i} - \sum_{j=1}^n \Delta_{cзм_j}. \quad (1.57)$$

Визначивши розмір $A_{cк}$, знаходять граничні розміри заготовки компенсатора за формулами

$$A_{кmax} = A_{cк} + \frac{1}{2}T(A_k); \quad (1.58)$$

$$A_{кmin} = A_{cк} - \frac{1}{2}T(A_k). \quad (1.59)$$

Якщо для досягнення необхідної якості складальної одиниці потрібно забезпечити точність декількох ланок замикання, то залежно від конструкції складальної одиниці, виду розмірних ланцюгів (кутові чи лінійні), величин допусків ланок замикання, для кожного з цих ланцюгів може бути використано такий метод забезпечення точності його ланки замикання, який є найраціональнішим в наявних технологічних умовах. Так, наприклад, на рис. 1.10 показано схему пристрою, до виконавчої поверхні якого (отвору $\varnothing 50H7$ мм) висувається дві вимоги відносного розташування — відстань від основної конструкторської бази (бази A) до осі отвору $\varnothing 50H7$ мм і вимога паралельності осі отвору відносно бази A . Відповідно до цих вимог побудовано два розмірних ланцюги — лінійний і кутовий.

Залежно від технологічних можливостей діляниць механічної обробки вимоги точності ланок замикання можуть забезпечуватись різними методами, наприклад для забезпечення допуску розміру $150 \pm 0,02$ мм може використаний метод припасовування, а для забезпечення вимоги паралельності — метод повної взаємозамінності.

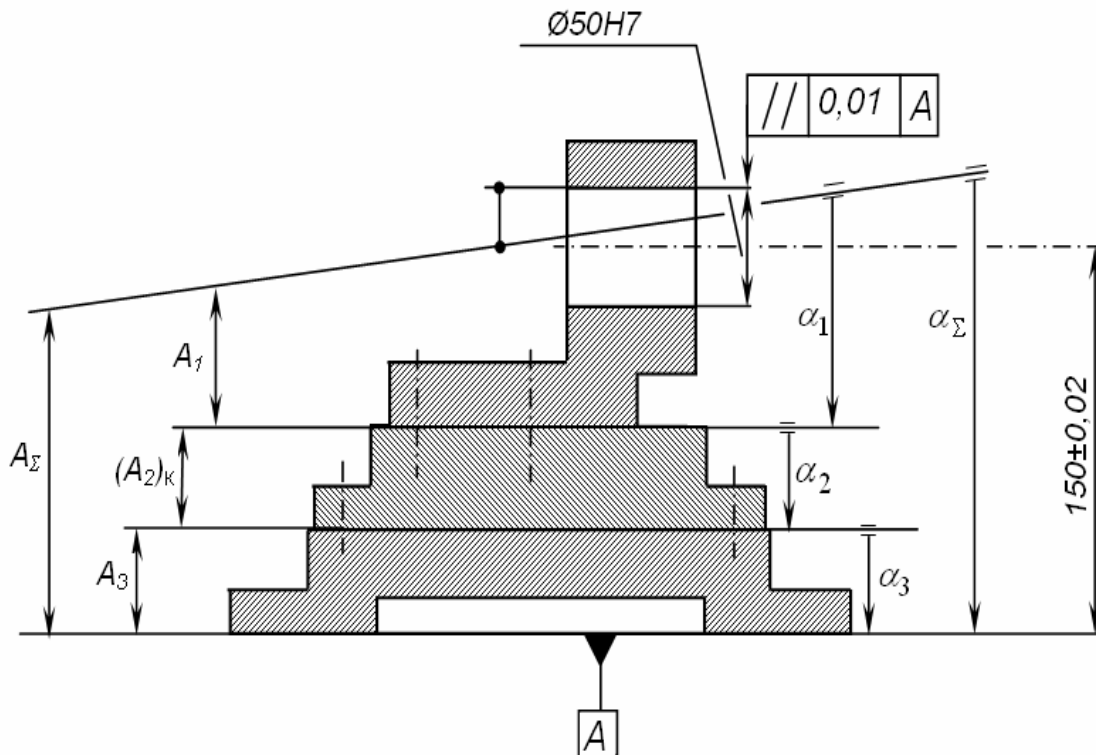


Рисунок 1.10 — Схема пристрою з лінійним і кутовим розмірними ланцюгами

Приклад розрахунку

Розв'яжемо пряму задачу розрахунку розмірного ланцюга для випадку використання під час складання машини методу припасовування. Для розрахунків використаємо метод максимуму-мінімуму. Об'єктом розрахунку є вузол редуктора, схему якого показано на рисунку 1.11.

Вважатимемо, що для забезпечення виконання вузлом свого службового призначення встановлено розмір зазору (ланка замикання) $A_{\Sigma} = 0,2 \pm 0,1$ мм.

Вважатимемо також, що з конструктивних міркувань призначено такі значення номінальних розмірів: $A_1 = 170$ мм; $A_2 = 25$ мм; $A_3 = 120$ мм; $A_4 = 26,8$ мм; $(A_5)_к = 2$ мм.

З використанням формули (1.17) перевіримо правильність призначення номінальних розмірів складових ланок

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_{3\delta_i} - \sum_{j=1}^n A_{3\mu_j} = A_1 + (A_5)_к - (A_2 + A_3 + A_4) = 170 + 2 - (25 + 120 + 26,8) = 0,2 \text{ мм.}$$

Отже, номінальні розміри призначено правильно, оскільки величини бажаного й розрахованого номінального розміру ланки замикання (зазору) однакові.

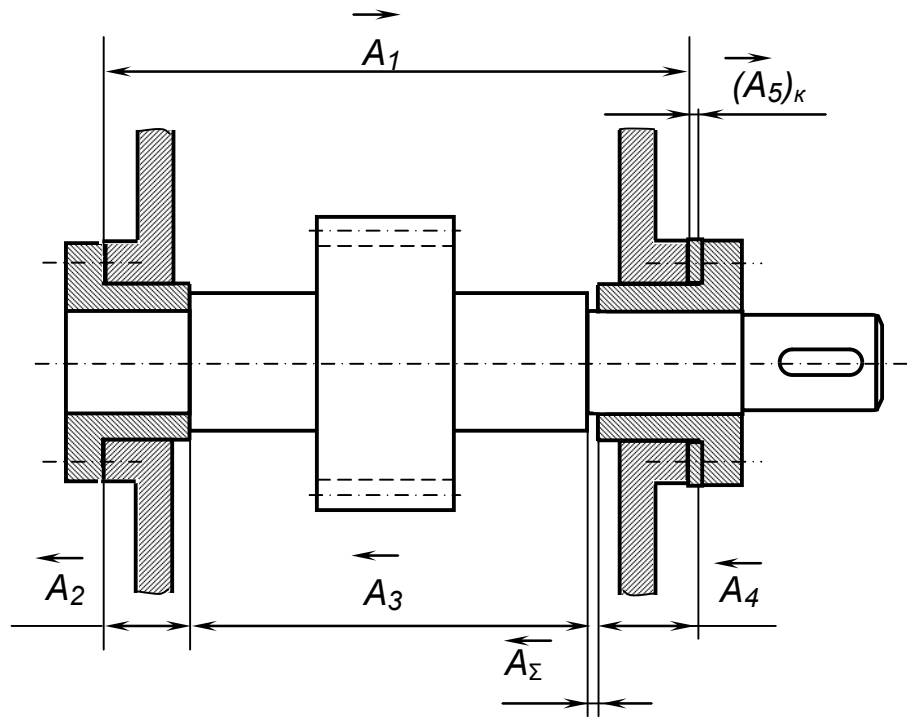


Рисунок 1.11 — Розрахункова схема з розмірним ланцюгом до прикладу розв’язання прямої задачі у випадку застосування методу припасовування

Припустимо, що під час остаточної механічної обробки деталей вузла допуски лінійних розмірів (складових ланок розмірного ланцюга) можуть бути забезпечені в межах 11 квалітету точності. З урахуванням номінальних значень розмірів, за таблицею А.1 вибираємо кількісні значення допусків ланок A_1 , A_2 , A_3 та A_4 . Для 11 квалітету: $T(A_1) = 0,25$ мм; $T(A_2) = 0,13$ мм; $T(A_3) = 0,22$ мм; $T(A_4) = 0,13$ мм; $T(A_{5к}) = 0,06$ мм.

Вважатимемо, що під час припасовування може бути забезпечена точність розміру ланки-компенсатора за 8 квалітетом (0,018 мм).

Визначимо поле розсіювання ланки замикання як суму допусків складових ланок

$$\delta(A_{\Sigma}) = \sum_1^{m+n} T(A_i) = 0,25 + 0,13 + 0,22 + 0,13 + 0,06 = 0,79 \text{ мм.}$$

Визначимо величину компенсації за формулою (1.55)

$$T_k = \delta(A_{\Sigma}) - T(A_{\Sigma}) = 0,79 - 0,2 = 0,59 \text{ мм.}$$

Визначимо бажаний середній відхил ланки замикання $[\Delta_{c\Sigma}]$

$$[\Delta_{c\Sigma}] = \frac{ES(A_{\Sigma}) + EI(A_{\Sigma})}{2} = \frac{0,1 + (-0,1)}{2} = 0.$$

Призначимо розташування полів допусків відносно номінальних розмірів складових ланок:

- $A_1 = 170_{-0,25}$ мм (охоплюваний розмір, «вал»);

- $A_2 = 25 \pm 0,065$ мм (інший розмір, «уступ»);

- $A_3 = 120_{-0,22}$ мм (охоплюваний розмір, «вал»);

- $A_4 = 26,8 \pm 0,065$ мм (інший розмір, «уступ»).

- $(A_5)_K = 2_{-0,06}$ мм (охоплюваний розмір, «вал»).

Далі за визначимо середні відхили усіх складових ланок (у мкм).

$$\Delta_{c1} = \frac{0 + (-250)}{2} = -125 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{c2} = \frac{65 + (-65)}{2} = 0;$$

$$\Delta_{c3} = \frac{0 + (-220)}{2} = -110 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{c4} = \frac{65 + (-65)}{2} = 0;$$

$$\Delta_{c5_K} = \frac{65 + (-65)}{2} = 0;$$

Відповідно до формули (1.57), дійсний середній відхил ланки замикання становитиме

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c1} + \Delta_{c5_K} - [\Delta_{c2} + \Delta_{c3} + \Delta_{c4}] = -125 + 0 - (0 - 110 + 0) = -15 \text{ мкм}.$$

За формулою (1.56) знайдемо середній розмір заготовки компенсатора

$$A_{cK} = A_K + \Delta_{c5_K} + [\Delta_{c\Sigma}] - \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2}T_K = 2 + 0 + 0 - (-0,015) + \frac{1}{2}0,59 = 2,31 \text{ мм}.$$

Оскільки розмір $(A_5)_K$ є охоплюваним («вал»), то встановимо таке значення розміру заготовки компенсатора $2,34_{-0,06}$ мм.

Отже, внаслідок розв'язання прямої (проектної) задачі встановлено, що для забезпечення необхідної точності ланки замикання з використанням методу припасовування під час виготовлення деталей мають бути забезпечені такі їх розміри: $A_1 = 170_{-0,25}$ мм; $A_2 = 25 \pm 0,065$ мм; $A_3 = 120_{-0,22}$ мм; $A_4 = 26,8 \pm 0,065$ мм; $(A_5)_K = 2,34_{-0,06}$ мм.

1.6.5 Розв'язання прямої (проектної) задачі у випадку використання методу регулювання

Суть методу регулювання, його технологічні особливості та області використання описано у п. 1.4.5.

Для забезпечення точності ланки замикання використовують нерухомі компенсатори (приклад — рис. 1.12), або рухомі компенсатори (приклад — рис. 1.13).

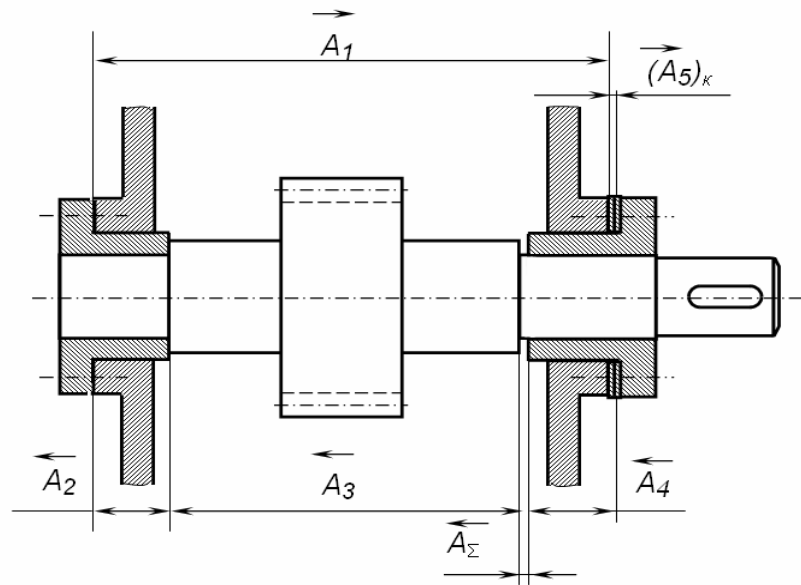


Рисунок 1.12 — Схема вузла з нерухомим компенсатором

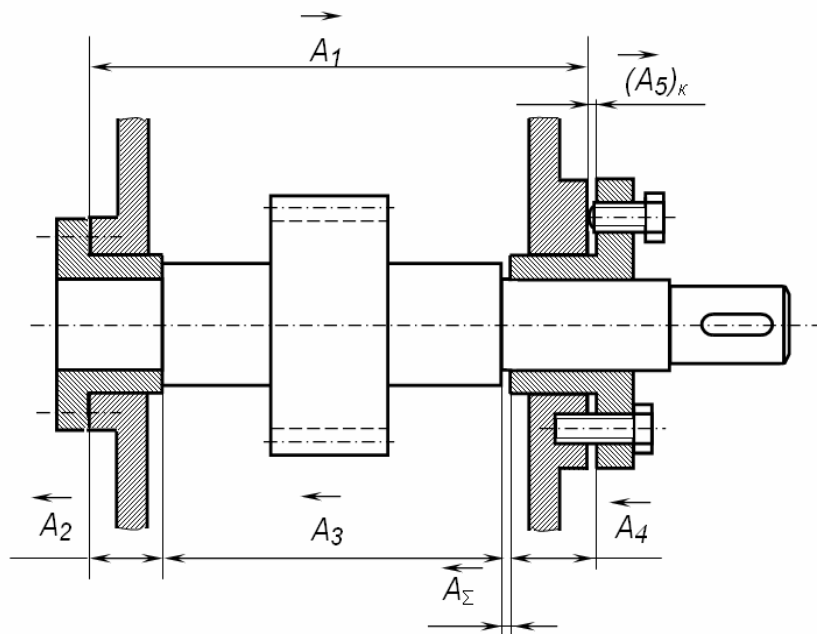


Рисунок 1.13 — Схема вузла з рухомим компенсатором

Розрахунки розмірних ланцюгів у випадку застосування методу регулювання зазвичай виконують із використанням методу максимуму-мінімуму.

Спочатку розглянемо особливості застосування методу регулювання з нерухомим компенсатором.

Як нерухомі компенсатори зазвичай використовують комплекти змінних кілець, втулок, шайб та ін., кількість або товщина яких підбирається під час складання. Деталі-компенсатори (прокладки) можуть мати як однакову, так і різну товщину.

Якщо використовують прокладки однакової товщини s , то її величина має задовольняти співвідношення

$$s \leq T(A_{\Sigma}), \quad (1.60)$$

де $T(A_{\Sigma})$ — допуск ланки замикання.

Зазвичай вважають, що

$$s = T(A_{\Sigma}). \quad (1.61)$$

У цьому випадку кількість прокладок у наборі (з деяким запасом) буде визначатись за формулою

$$z = \frac{T_k}{T(A_{\Sigma})} + 1, \quad (1.62)$$

Тобто максимальна кількість встановлених під час складання прокладок становитиме $z_{\max} = z$, а мінімальна — $z_{\min} = 0$.

Якщо ж використовують прокладки різної товщини, то різниця між товщиною прокладок сусідніх розмірів не має перевищувати $T(A_{\Sigma})$.

У випадку використання прокладок однакової товщини під час складання спочатку встановлюється увесь набір прокладок (z_{\max}), потім вимірюється дійсний розмір ланки замикання. Після цього зайві прокладки забираються, знову вимірюється дійсний розмір ланки замикання і якщо він знаходиться в межах поля допуску, то вузол остаточно складається.

Якщо використовується метод регулювання з рухомим компенсатором, то розмір ланки-регулятора має бути дещо більшим за величину компенсації T_k .

На першому етапі розв'язання прямої задачі потрібно встановити:

- номінальний розмір ланки замикання (A_{Σ});
- допустимі граничні значення розміру ланки замикання ($[A_{\Sigma_{\max}}]$ і $[A_{\Sigma_{\min}}]$).

Далі з конструктивних міркувань встановлюють номінальні значення розмірів складових ланок (розмірів деталей) також і деталі-компенсатора.

Призначивши номінальні розміри усіх ланок, перевіряють виконання умови

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_{3\delta_i} - \sum_{j=1}^n A_{3\mathcal{M}_j} \quad (1.63)$$

Після цього призначають економічно доцільні і технологічно досяжні допуски складових ланок і встановлюють розташування полів допусків відносно їх номінальних розмірів для усіх складових ланок. Рекомендовано призначати:

- розташування допусків *охоплювальних розмірів* («отворів») як для основного отвору;
- розташування допусків *охоплюваних розмірів* («валів») як для основного вала;
- інших — симетрично відносно номінального розміру.

Далі визначають величину компенсації T_k за формулою

$$T_k = \delta(A_\Sigma) - T(A_\Sigma), \quad (1.64)$$

де $\delta(A_\Sigma)$ — поле розсіювання ланки замикання, визначене за методом максимуму-мінімуму з урахуванням допусків усіх складових ланок;

$T(A_\Sigma)$ — допуск ланки замикання.

1.7 Встановлення вимог до ланки замикання під час розмірного аналізу конструкцій (на прикладі верстатного пристрою)

Важливим етапом розмірного аналізу конструкцій машин є встановлення вимог до показників точності розмірів, які є ланками замикання. Очевидно, що це завдання може бути виконане лише на основі якісного і кількісного аналізу службового призначення машини.

Розглянемо послідовність встановлення вимог точності до машинобудівного виробу на прикладі верстатного токарного пристрою. Стосовно будь-якого пристрою для встановлення заготовок на операціях механічної обробки таке завдання можна виконати на основі аналізу рівнянь, що визначають величину сумарної похибки механічної обробки та елементарних похибок. Метою такого аналізу має бути встановлення допустимого значення похибки, що спричиняється неточністю виготовлення й складання встановлювальних елементів пристрою ($[\varepsilon_{yc}]$).

Рівняння сумарної похибки обробки має вигляд [4]

$$\varepsilon_\Sigma = \frac{1}{K} \sqrt{(K_1 \varepsilon_y)^2 + (K_2 \varepsilon_H)^2 + (K_3 \varepsilon_{пд})^2 + (K_4 \varepsilon_i)^2 + (K_5 \varepsilon_B)^2 + (K_6 \varepsilon_T)^2}, \quad (1.65)$$

де $\frac{1}{K}$ — коефіцієнт, який залежить від бажаної гарантованої імовірності роботи без браку;

$K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ — коефіцієнти, значення яких залежать від характеру законів розподілу відповідних елементарних похибок (зазвичай вважають, що $K_1 = K_2 = K_3 = 1$; $K_4 = K_5 = K_6 = 1,73$).

ε_y — похибка установлення заготовки у верстатний пристрій (далі — похибка установлення);

ε_H — похибки настроєння верстата;

$\varepsilon_{пд}$ — похибка, що спричиняється пружними деформаціями технологічної системи під дією сил різання;

ε_i — похибка, зумовлена розмірним зносом різального інструмента;

ε_B — похибка, що спричиняється геометричною неточністю верстата;

ε_T — похибка, що спричиняється тепловими деформаціями технологічної системи.

Прийнявши, що

$$\varepsilon_{\Sigma} = T, \quad (1.66)$$

де T — допуск того технологічного розміру на виконуваний операції, на який впливає неточність виготовлення верстатного пристрою.

З рівняння (1.65) з урахуванням (1.66) можна знайти допустиме значення похибки установлення ($[\varepsilon_y]$).

$$[\varepsilon_y] = \frac{1}{K_1} \sqrt{(KT)^2 - \left[(K_2\varepsilon_H)^2 + (K_3\varepsilon_{пд})^2 + (K_4\varepsilon_i)^2 + (K_5\varepsilon_B)^2 + (K_6\varepsilon_T)^2 \right]}. \quad (1.67)$$

Для встановлення допустимої величини похибки установлення $[\varepsilon_y]$ потрібно з урахуванням технологічних умов операції, для якої проектується верстатний пристрій, проаналізувати вплив на точність обробки решти елементарних похибок, встановивши їх кількісне значення.

Величина $[\varepsilon_y]$ у загальному випадку визначається як

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_6^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_{п}^2}, \quad (1.68)$$

де ε_6 — похибка базування;

ε_3 — похибка закріплення;

$\varepsilon_{п}$ — похибка пристрою.

Визначивши $[\varepsilon_y]$ з рівняння (1.68), можна отримати рівняння для знаходження допустимого значення похибки пристрою ($[\varepsilon_{п}]$).

$$[\varepsilon_{п}] = \sqrt{([\varepsilon_y])^2 - (\varepsilon_6^2 + \varepsilon_3^2)}. \quad (1.69)$$

Для знаходження $[\varepsilon_{п}]$ потрібно попередньо визначити величини ε_6 і ε_3 .

Величина похибки пристрою $\varepsilon_{п}$ в загальному випадку визначається як

$$\varepsilon_{\Pi} = \sqrt{\varepsilon_{yc}^2 + \varepsilon_{3H}^2 + \varepsilon_{yB}^2}, \quad (1.70)$$

де ε_{yc} — похибка, що спричиняється неточністю виготовлення й складання встановлювальних елементів пристрою;

ε_{3H} — похибка, що зумовлена зносом встановлювальних елементів пристрою;

ε_{yB} — похибка, що спричиняється неточністю установаження пристрою на верстаті.

Отже, з урахуванням знайденої за формулою (1.69) величини $[\varepsilon_{\Pi}]$ з виразу (1.70) знайдемо формулу для визначення допустимого значення похибки, що спричиняється неточністю виготовлення й складання встановлювальних елементів пристрою $[\varepsilon_{yc}]$

$$[\varepsilon_{yc}] = \sqrt{([\varepsilon_{\Pi}])^2 - (\varepsilon_{3H}^2 + \varepsilon_{yB}^2)}. \quad (1.71)$$

Для щоб скористатися формулою (1.71), потрібно попередньо з урахуванням конкретних технологічних умов визначити величини ε_{3H} та ε_{yB} .

Знайдена величина $[\varepsilon_{yc}]$ і визначатиме вимоги точності до встановлювальних елементів верстатного пристрою.

*Приклад встановлення вимог до ланок замикання
під час розмірного аналізу верстатного пристрою*

Припустимо, що на токарній операції, виконуваний на багатоцільовому верстаті з ЧПК 1П420ПФ40 (клас точності верстата — П), необхідно виконати попередню й остаточну механічні обробки заготовки деталі типу «Фланець» згідно з операційним ескізом, показаним на рис. 1.14.

Припустимо також, що відповідно до запропонованої технологом схеми установаження розроблено складальний кресленик верстатного пристрою. Конструктивну схему пристрою показано на рис. 1.15. Потрібно призначити вимоги точності до деталей пристрою, тобто розв'язати пряму задачу розрахунку відповідних розмірних ланцюгів.

Заготовка 6 встановлюється на оправку 5 (коротку циліндричну поверхню $\varnothing 60g6 \begin{pmatrix} -0,010 \\ -0,029 \end{pmatrix}$ мм і торець). Заготовка закріплюється за допомогою затискачів (на схемі не показано). На шпindel 1 верстата пристрій встановлюється, базуючись на короткий конічний отвір (база А) і торець фланця 2 (база В).

З використання описаного вище підходу визначимо допустиме значення $[\varepsilon_{yc}]$ як вимогу точності до ланок замикання лінійного і кутового розмірних ланцюгів.

Спочатку послідовно проаналізуємо вплив на вимогу співвісності отвору $\varnothing 62H8$ відносно бази А елементарних похибок, що входять до рівняння (1.65).

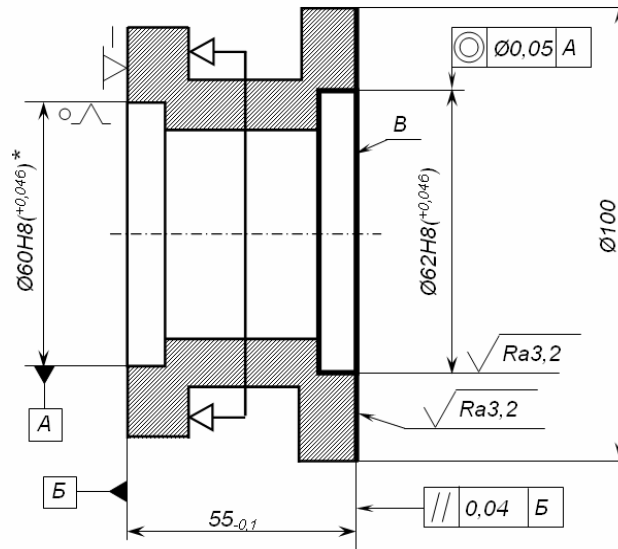


Рисунок 1.14 — Ескіз обробки

Лінійний розмірний ланцюг

Очевидно, що похибка настроєння $\varepsilon_H = 0$, оскільки верстат для забезпечення вимоги співвісності не настроюється.

Похибка, що спричиняється пружними деформаціями технологічної системи під дією сил різання ($\varepsilon_{ПД}$) може впливати на вимогу співвісності через ефект копіювання похибок, тобто у випадку, коли вісь отвору у вихідній заготовці перед розточуванням матиме помітний ексцентриситет відносно осі обертання шпинделя. Але оскільки на операції, що розглядається, виконується як попередня, так і остаточна обробка, то вплив похибки $\varepsilon_{ПД}$ буде зовсім незначним і ним можна знехтувати.

Розмірний знос різця може впливати на точність діаметрального розміру отвору $\text{Ø}62H8$, але на розташування осі цього отвору він не впливає. Тому вважатимемо, що $\varepsilon_i = 0$.

Похибка, що спричиняється геометричною неточністю верстата (ε_B), безпосередньо впливатиме на точність обробки, оскільки відповідно до норм точності для токарних верстатів класу точності «П» допустиме радіальне биття конічної поверхні шпинделя відносно осі його обертання складає 0,006 мм. Отже вважатимемо, що $\varepsilon_B = 0,006$ мм.

Верстат 1П420ПФ40 має закриту робочу зону і тому процеси обробки зазвичай супроводжуються інтенсивною подачею охолоджувальної рідини в зону різання. Тому вважатимемо, що вплив похибки, яка зумовлена тепловими деформаціями технологічної системи, на вимогу співвісності отворів незначний і ним можна знехтувати, тобто візьмемо $\varepsilon_T \approx 0$.

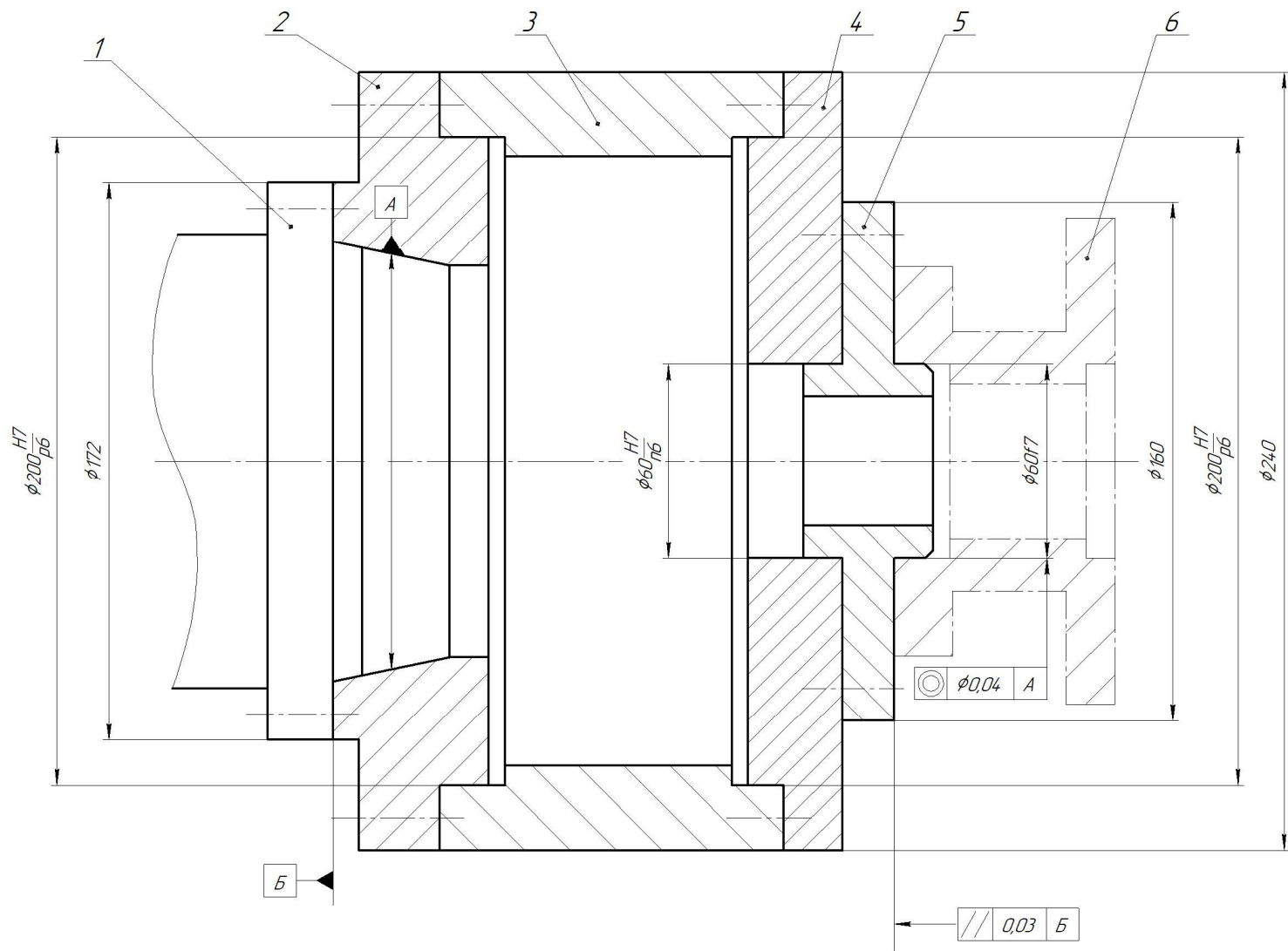


Рисунок 1.15 — Схема токарного пристрою

Скориставшись формулою (1.67) і прийнявши, що $K = K_1 = 1$, $K_1 = 1,73$, а $T = 0,05$ мм, знайдемо величину $[\varepsilon_y]$

$$[\varepsilon_y] = \sqrt{(0,05)^2 - (1,73 \cdot 0,006)^2} = 0,049 \text{ мм.}$$

Далі за формулою (1.69) потрібно знайти допустиму похибку пристрою $[\varepsilon_{\Pi}]$. Але спочатку визначимо похибку базування ε_{ζ} і похибку закріплення ε_3 .

Вважатимемо, що похибка базування дорівнює зазору між отвором $\varnothing 60H7(^{+0,030})$ мм заготовки і циліндричною поверхнею $\varnothing 60g6(^{-0,010}_{-0,029})$ мм оправки пристрою. Згідно з [2], якщо під час встановлення зазор буде вибиратися частково чи повністю у будь-якому напрямі, то номінальне значення зазору і координата середини його поля допуску дорівнюють нулю, а зміщення осі базового отвору відносно осі базувального пальця є випадковою величиною. Тому величину зазору і, відповідно, похибку базування розрахуємо імовірнісним методом.

Відповідно до [2] поле розсіювання зазору складається з двох складових — випадкової і систематичної.

Випадкова складова t_s залежить від величин допусків отвору і вала та розраховується за формулою

$$t_s = \left(\frac{1}{2\lambda_{t_s}}\right) \sqrt{(\lambda_D T_D)^2 + (\lambda_d T_d)^2},$$

а систематична складова T_s за формулою

$$T_s = 0,5[(D - d) + (\Delta_{0D} - \Delta_{0d})],$$

де T_D і T_d — допуски діаметральних розмірів отвору і вала;

D і d — номінальні значення діаметральних розмірів отвору і вала;

λ_{t_s} , λ_D , λ_d — коефіцієнти відносного розсіювання зазору і діаметральних розмірів отвору та вала.

Прийнявши, що $\lambda_{t_s} = \lambda_D = \lambda_d = 0,33$ (розподіли відповідних розмірів підпорядковуються закону Гаусса), знайдемо величини t_s і T_s .

Отже,

$$t_s = \left(\frac{1}{2 \cdot 0,33}\right) \sqrt{(0,33 \cdot 30)^2 + (0,33 \cdot 19)^2} = 18 \text{ мкм};$$

$$T_s = 0,5[(60 \cdot 10^3 - 60 \cdot 10^3) + (15 - (-20))] = 18 \text{ мкм.}$$

Згідно з [9], імовірний зазор визначається за формулою

$$\Delta_s = T_s + 0,5t_s$$

Таким чином, отримаємо

$$\Delta_s = 0,018 + 0,5 \cdot 0,018 = 0,027 \text{ мм.}$$

Отже, вважатимемо, що $\varepsilon_{\bar{c}} = \Delta_s = 0,027 \text{ мм.}$

Оскільки згідно з операційним ескізом сили затискання спрямовані перпендикулярно до напрямку можливого зміщення осі поверхні $\text{Ø}60H8$ відносно вимірювальної бази (бази A , див. рис. 1.14), то вважатимемо, що похибка закріплення не впливатиме на точність обробки.

З урахуванням встановлених значень $\varepsilon_{\bar{c}}$ та ε_3 , отримаємо

$$[\varepsilon_{\Pi}] = \sqrt{0,049^2 - (0,027^2 + 0^2)} = 0,041 \text{ мм.}$$

Допустиме значення похибки, що спричиняється неточністю виготовлення й складання встановлювальних елементів пристрою ($[\varepsilon_{yc}]$) знайдемо за формулою (1.71). Очевидно, що за прийнятих технологічних умов похибка ε_{3H} не впливатиме на точність обробки, оскільки поверхня пальця термічно оброблена до потрібної твердості, а базова поверхня заготовки чисто оброблена. Похибка ε_{yB} також не впливатиме на точність обробки, оскільки зазор між базовою поверхнею пристрою (конічним отвором) і відповідною поверхнею шпindelю відсутній. Тому приймемо, що $[\varepsilon_{yc}] = [\varepsilon_{\Pi}] = 0,04 \text{ мм.}$

Отже, внаслідок розрахунку точності токарної операції встановлено, що допуск співвісності циліндричної поверхні $\text{Ø}60g6$ оправки 5 відносно конічного отвору фланця 2 (база A) має становити 0,04 мм.

Кутовий розмірний ланцюг

Визначимо допустиме значення $[\varepsilon_{yc}]$ як вимогу точності до ланки замикання кутового розмірного ланцюга.

Ланкою замикання кутового розмірного ланцюга є кут повороту торця оправки (допоміжна конструкторська база пристрою, а також його виконавча поверхня) відносно торця (база B) фланця 2 (основна конструкторська база як пристрою загалом, так і фланця 2).

Послідовно проаналізуємо вплив елементарних похибок, що входять до рівняння (1.65), на вимогу паралельності площини B відносно бази B .

Усі розрахунки будемо виконувати в кутовій мірі (в градусах).

Очевидно, що похибка настроєння $\varepsilon_H = 0$, оскільки верстат не настроюється для забезпечення вимоги паралельності.

Похибка, що спричиняється пружними деформаціями технологічної системи під дією сил різання ($\varepsilon_{\text{пд}}$) може впливати на вимогу паралельності через ефект копіювання похибок, тобто у випадку, коли торець заготовки перед точінням матиме значне відхилення від паралельності відносно технологічної бази (площини Γ). Але оскільки на операції, що розглядається, виконується як попередня, так і остаточна обробка, то вплив похибки $\varepsilon_{\text{пд}}$ буде незначним і ним можна знехтувати.

Розмірний знос різця може впливати на точність лінійного розміру $55_{-0,1}$ мм, але на розташування площини B відносно площини Γ він не впливає. Тому вважатимемо, що $\varepsilon_i = 0$.

Похибка, що спричиняється геометричною неточністю верстата (ε_B), безпосередньо впливатиме на точність обробки. Відповідно до норм точності для токарних верстатів класу точності «П» допустиме осьове биття базувального торця шпинделя відносно осі його обертання для верстата класу точності «П» становить 0,008 мм. Вважаємо, що це биття зумовлене лише відхиленням від перпендикулярності базувального торця шпинделя відносно осі його обертання. Отже, в лінійній мірі $(\varepsilon_B)_{\text{л}} = 0,008$ мм.

Визначимо величину ε_B у кутовій мірі з урахуванням того, що діаметр фланця шпинделя верстата 1П420ПФ40 становить 172 мм.

Отже, відхиленням від перпендикулярності торця шпинделя відносно осі його обертання в кутовій мірі становитиме

$$(\varepsilon_B)_k = \arctg(\varepsilon_B)_{\text{л}} / D_{\text{шп}} = \arctg \frac{0,008}{172} = 3,02 \cdot 10^{-3} \dots^\circ.$$

Вважатимемо, що вплив похибки, зумовленої тепловими деформаціями технологічної системи, на паралельність площин завдяки інтенсивній подачі охолоджувальної рідини в зону різання незначний і ним можна знехтувати, тобто вважатимемо, що $\varepsilon_T \approx 0$.

Допуск паралельності торця B відносно бази B в кутовій мірі становитиме

$$(T_{\text{п}})_k = \arctg(T_{\text{п}})_{\text{л}} / D_B = \arctg \frac{0,04}{160} = 14,3 \cdot 10^{-3} \dots^\circ$$

Скориставшись формулою (1.67) і прийнявши, що $K = K_1 = 1$, $K_1 = 1,73$, а $(T_{\text{п}})_k = 14,3 \cdot 10^{-3}$, знайдемо величину $[\varepsilon_y]$ у кутовій мірі

$$[\varepsilon_y] = \sqrt{(14,3 \cdot 10^{-3})^2 - (3,02 \cdot 10^{-3})^2} = 12,5 \cdot 10^{-3} \dots^\circ.$$

Оскільки за прийнятої схеми установаження заготовки у верстатний пристрій виконується принцип суміщення баз, то похибка базування $\varepsilon_6 = 0$. Вважатимемо також, що похибка закріплення також не впливатиме на

паралельність площин, оскільки у пристрої, що розглядається, використовуються два плаваючі затискачі і сила закріплення між ними розподілюється рівномірно. Тому вважаємо, що $\varepsilon_3 = 0$.

Оскільки верстатний пристрій притискається до торця шпинделя без зазору, то вважатимемо, що похибка, зумовлена неточністю установлення пристрою на верстат, $\varepsilon_{yв} = 0$. Вважатимемо також, що базувальний торець оправки 5 буде зношуватись незначно і рівномірно, тому візьмемо $\varepsilon_{3н} = 0$.

Тому приймемо, що $[\varepsilon_{yc}] = [\varepsilon_{п}] = [\varepsilon_y] = 12,5 \cdot 10^{-3} \dots^\circ$.

Допустима похибка $[\varepsilon_{yc}]$ у лінійній мірі становитиме

$$[\varepsilon_{yc}]_{л} = D_{опр} \cdot \text{tg}[\varepsilon_{yc}]_к = 160 \times 12,5 \cdot 10^{-3} = 0,035 \text{ мм.}$$

Остаточо беремо $[\varepsilon_{yc}] = 0,03 \text{ мм.}$

Таким чином, внаслідок розрахунку точності токарної операції встановлено, що допуск паралельності торця оправки 5 відносно торця фланця 2 (база B) має становити 0,03 мм.

1.8 Особливості розрахунку конструкторських лінійних і кутових розмірних ланцюгів

Розмірний аналіз складальних одиниць полягає у розв'язанням прямої (проектної) задачі розрахунку одного або декількох розмірних ланцюгів, які визначають відносне положення найвідповідальніших поверхонь (виконавчих поверхонь, конструкторських основних чи допоміжних баз тощо).

Виконуючи розмірний аналіз необхідно враховувати, що:

- лінійний розмірний ланцюг складається й розраховується у випадках, якщо потрібно забезпечити необхідні допуски лінійного розміру між поверхнями чи їхніми осями або співвісності циліндричних поверхонь;
- кутовий розмірний ланцюг складається й розраховується у тому випадку, якщо необхідно забезпечити певне кутове положення поверхонь або їхніх осей, наприклад, допуск паралельності або перпендикулярності.

Розв'язання прямої задачі розрахунку розмірного ланцюга передбачає визначення номінальних розмірів, допусків та граничних відхилів складових ланок за заданим номінальним розміром, допусками та граничними відхилами вихідної ланки (ланки замикання).

Розмірний аналіз виробу передбачає також вибір методу забезпечення точності ланки замикання (вихідної ланки) під час складання.

Для розмірного аналізу конструкцій можуть використовуватись декілька способів розв'язання прямої задачі, проте зазвичай використовується спосіб спроб (пробних розрахунків). З використанням цього способу розмірний аналіз виробу виконується у такому порядку.

1. З урахуванням результатів аналізу службового призначення виробу призначають номінальні значення та граничні відхилення ланок замикання (вихідних ланок) усіх лінійних та кутових розмірних ланцюгів. Виконання цього етапу розглянуто у підрозділі 1.7 на прикладі верстатного пристрою.

2. Далі креслять з дотриманням масштабних співвідношень конструктивну схему виробу. На цій схемі показують лише ті деталі, розміри яких є складовими ланками аналізованих розмірних ланцюгів. Потім, з використанням наведених у підрозділі 1.2 умовних позначень, показують на схемі ланку замикання і складові ланки цих розмірних ланцюгів, тобто, аналізуючи конструкцію виробу, послідовно будують усі розмірні ланцюги.

Під час побудови *кутових розмірних ланцюгів* потрібно враховувати те, що поверхні деталей, які є опорними або подвійними опорними базами, не можуть впливати на кутове розташування поверхонь, поєднаних ланками замикання, і відповідно ці поверхні не можуть поєднуватись і складовими ланками таких ланцюгів. Іншими словами можна сказати, що як ланки замикання, так і складові ланки кутових розмірних ланцюгів можуть поєднувати лише поверхні, які є установними, подвійними напрямними або напрямними базами.

3. Для складових ланок, які є розмірами між конструкторськими базами деталей, призначають (з урахуванням особливостей конструкції деталі та умов її виготовлення) економічно доцільні допуски. Призначаючи допуски деталей виробу, потрібно враховувати, що в цехах машинобудівних підприємств доцільно виготовляти деталі з точністю не точніше шостого квалітету та відхиленнями від співвісності, паралельності та перпендикулярності не точніше четвертого ступеня точності.

Кількісні значення допусків лінійних розмірів, співвісності, паралельності, перпендикулярності наведено у таблицях А.1, А.2 і А.3.

Якщо між поверхнями деталей, що з'єднуються між собою, передбачено гарантований зазор, то цей зазор входить до розмірного ланцюга як окрема складова ланка. Якщо це ланка лінійного розмірного ланцюга, то допуск цієї ланки визначають за формулою

$$T(A_i) = \Delta_{\max}. \quad (1.72)$$

Для ланки кутового розмірного ланцюга

$$T(\alpha_i) = \operatorname{arctg} \Delta_{\max} / L_3. \quad (1.73)$$

У формулах (1.72) і (1.73) $\Delta_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$ — максимальний зазор у з'єднанні, мм;

L_3 — довжина з'єднання, мм;

D_{\max} і d_{\min} — відповідно найбільший діаметр отвору й найменший діаметр вала, мм.

4. Далі проводять розрахунок розмірних ланцюгів, який потрібно

починати з визначення можливості використання методу повної взаємозамінності. Для цього, з використанням прийнятих у п. 3 допусків складових ланок розмірного ланцюга, необхідно знайти поле розсіювання вихідної ланки за формулою (1.22).

Визначаючи поле розсіювання ланки замикання кутового розмірного ланцюга, необхідно спочатку перерахувати допуски всіх його ланок у кутову міру за формулою

$$T(\alpha_i)_к = \arctg (T(\alpha_i)_л / L_{н_i}), \quad (1.74)$$

де $T(\alpha_i)_к$ — допуск i -ї ланки в кутовій мірі (градусах чи радіанах);

$T(\alpha_i)_л$ — допуск i -ї ланки в лінійній мірі, мм;

$L_{н_i}$ — довжина унормовуваної поверхні, мм.

Розглянемо приклад такого перерахунку. Припустимо, що необхідно перерахувати допуск ланки α_1 (рис. 1.16) з лінійної міри в кутову.

За формулою (1.74) знаходимо

$$T(\alpha_1)_к = \arctg (T(\alpha_1)_л / L_{н_1}) = \arctg (0,02/120) = 9,55 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ.$$

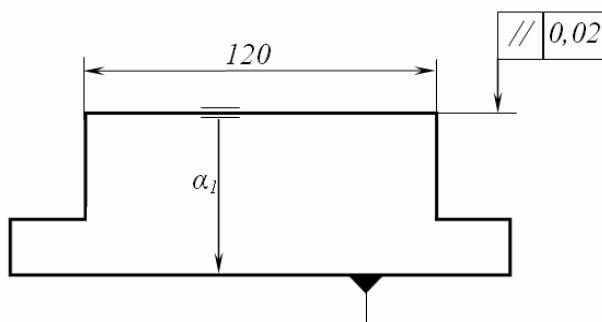


Рисунок 1.16 — До прикладу перерахунку допуску ланки кутового розмірного ланцюга з лінійної міри у кутову

Якщо ланкою розмірного ланцюга є кут повороту (через зазор) осі однієї деталі відносно осі іншої деталі, то допуск такої ланки у кутовій мірі визначається за формулою (1.73).

Величину $\delta(A_\Sigma)$, отриману як результат розрахунку за формулою (1.22), потрібно порівняти із заданим допуском ланки замикання $T(A_\Sigma)$. Якщо порівнювані величини відрізняються, то вносять прийнятні, з погляду технології виготовлення, зміни в допуски складових ланок (T_i), перевіряючи виконання умови (1.22).

Якщо співвідношення (1.22) забезпечується з прийнятними допусками складових ланок, то далі потрібно встановити граничні відхилення цих ланок.

Якщо ж виявиться, що для забезпечення умови (1.22) потрібні технологічно недосяжні або економічно недоцільні допуски складових ланок, то варто спробувати використати метод неповної взаємозамінності.

Приклад виконання розмірного аналізу

Розглянемо послідовність виконання на прикладі токарного пристрою (див. рис. 1.15). Визначення вимог точності до виконавчих поверхонь цього пристрою розглянуто у підрозділі 1.7. З використанням кількісного аналізу точності операції механічної обробки встановлено, що допуск співвісності циліндричної поверхні $\varnothing 60g6$ оправки 5 відносно конічного отвору фланця 2 (база *A*) має становити 0,04 мм, а допуск паралельності торця оправки 5 відносно торця фланця 2 (база *B*) має становити 0,03 мм.

На схемі пристрою (див. рис. 1.16) показано розмірні ланцюги — лінійний і кутовий.

Спочатку розглянемо розв'язання прямої задачі розрахунку *лінійного розмірного ланцюга*.

Отже, ланкою замикання (вихідною ланкою) A_{Σ} лінійного розмірного ланцюга є відстань між осями конічного отвору (основна конструкторська база пристрою загалом і фланця 2) та циліндричної поверхні $\varnothing 60d7$ оправки 5 (допоміжна конструкторська база пристрою і його виконавча поверхня).

Складовими ланками лінійного розмірного ланцюга є відстані між осями відповідних конструкторських баз деталей пристрою:

A_1 — відстань між осями конічного отвору (основна конструкторська база фланця 2) та короткої циліндричної поверхні $\varnothing 200p6$ (допоміжна конструкторська база фланця 2);

A_2 — відстань між осями отвору $\varnothing 200H7$ зі сторони фланця 2 в корпусі 3 (основна конструкторська база корпусу 3) та отвору $\varnothing 200H7$ зі сторони фланця 4 в цьому ж корпусі (допоміжна конструкторська база корпусу 3);

A_3 — відстань між осями короткої циліндричної поверхні $\varnothing 200p6$ фланця 4 (основна конструкторська база) та отвору $\varnothing 60H7$ (допоміжна конструкторська база);

A_4 — відстань між осями отвору $\varnothing 60H7$ фланця 4 та короткої циліндричної поверхні $\varnothing 60n6$ пальця 5;

A_5 — відстань між осями короткої циліндричної поверхні $\varnothing 60n6$ (основна конструкторська база) та короткої циліндричної поверхні $\varnothing 60d7$ (допоміжна конструкторська база пальця 5 — виконавча поверхня пристрою).

Виконаємо аналіз лінійного розмірного ланцюга, використовуючи метод спроб.

Припустимо, що під час остаточної механічної обробки деталей патрона допуски співвісності можуть бути забезпечені в межах п'ятого ступеня точності. З урахуванням номінальних значень діаметрів поверхонь, які унормовуються допусками співвісності, за таблицею А.2 вибираємо кількісні значення допусків ланок A_1 , A_2 , A_3 та A_5 . З урахуванням номінальних розмірів унормованих поверхонь величини допусків складових ланок становитимуть: $T(A_1) = 0,02$ мм; $T(A_2) = 0,02$ мм; $T(A_3) = 0,016$ мм; $T(A_5) = 0,016$ мм.

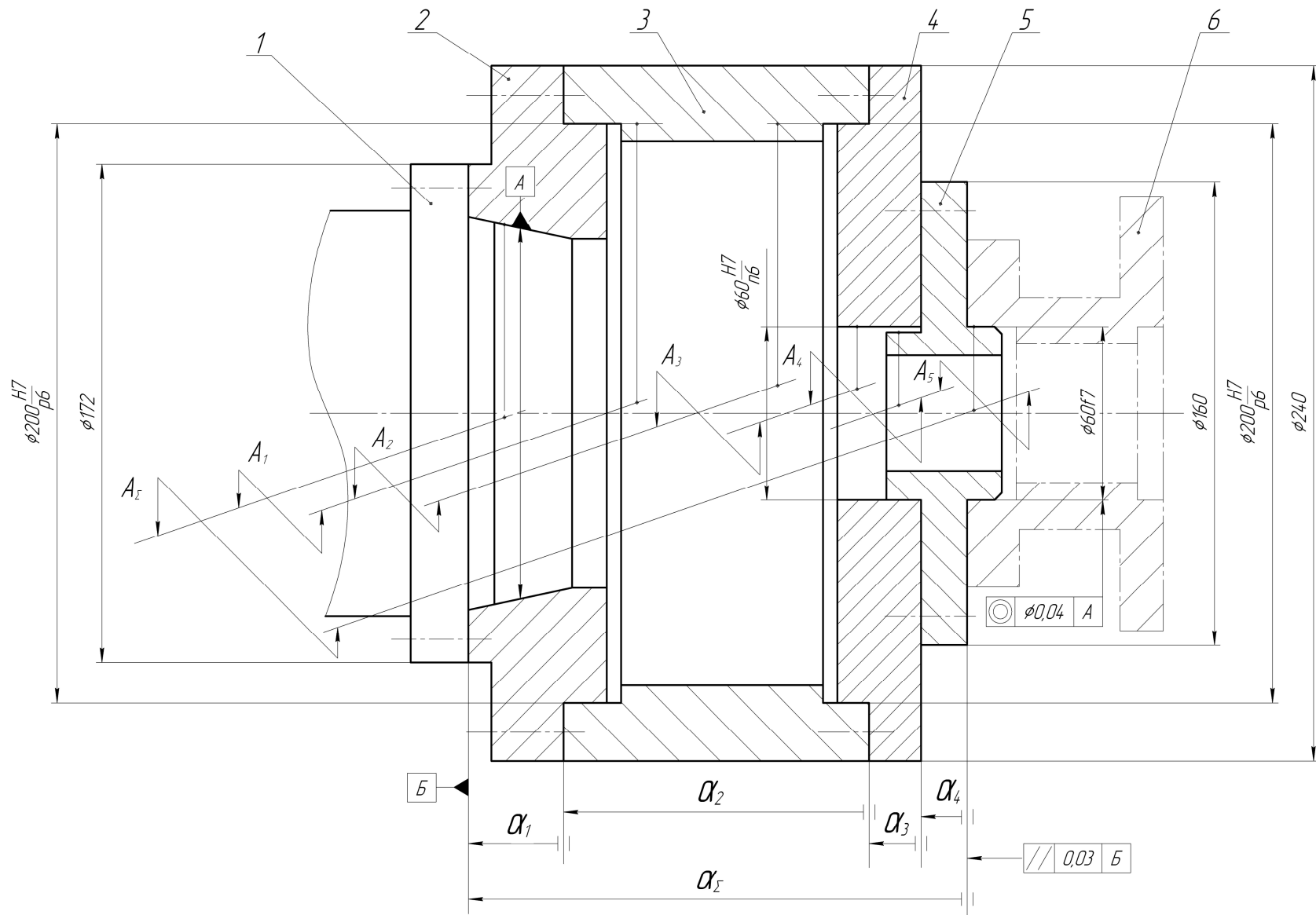


Рисунок 1.17 — Схема токарного пристрою з кутовим і лінійним розмірними ланцюгами

Допуск розміру ланки A_4 знайдемо згідно з формулою (1.72) як максимальний зазор у з'єднанні $\text{Ø}60\text{H}7/\text{n}6$. У цьому випадку для вибраної посадки

$$T(A_4) = 60,03 - 60,02 = 0,01 \text{ мм.}$$

Після підстановки кількісних значень $T(A_1)$, $T(A_2)$, $T(A_3)$, $T(A_4)$, $T(A_5)$ у формулу (1.22) визначимо поле розсіювання ланки замикавання за умови використання методу повної взаємозамінності

$$\delta(A_\Sigma) = 0,02 + 0,02 + 0,016 + 0,01 + 0,016 = 0,082 \text{ мм.}$$

Оскільки $\delta(A_\Sigma) > T(A_\Sigma)$, то очевидно, що для забезпечення умови (1.26) потрібно значне зменшення допусків деталей пристрою, що економічно недоцільно.

Розглянемо можливість використання методу неповної взаємозамінності.

Вважатимемо, що $P = 0,27 \%$ і відповідно $t = 3$ (згідно з таблицею 1.3).

Вважатимемо також, що розподіл дійсних значень відхилень від співвісності в усіх деталях підпорядковується закону Релея ($\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_5 = 0,38$), а розподіл дійсного значення зміщення осей поверхонь через зазор у з'єднанні $60\text{H}7/\text{n}6$ підпорядковується закону нормального розподілу ($\lambda_4 = 0,33$).

За формулою (1.23) визначаємо поле розсіювання ланки замикавання

$$\delta(A_\Sigma) = 3\sqrt{(0,38 \cdot 0,02)^2 + (0,38 \cdot 0,02)^2 + (0,38 \cdot 0,016)^2 + (0,38 \cdot 0,016)^2 + (0,33 \cdot 0,01)^2 + (0,38 \cdot 0,016)^2} = 0,042 \text{ мм.}$$

Оскільки $\delta(A_\Sigma)$ ненабагато перевищує $T(A_\Sigma)$, то для забезпечення умови (1.26) зменшимо допуск співвісності поверхонь пальця 5 до четвертого ступеня точності. За даними таблиці А.2 визначимо, що $T(A_5) = 0,01$ мм. Після підстановки значень $T(A_1)$, $T(A_2)$, $T(A_3)$, $T(A_4)$ і $T(A_5)$ у формулу (1.23) одержимо $\delta(A_\Sigma) = 0,039$ мм.

Таким чином, умова (6) виконується, оскільки

$$\delta(A_\Sigma)/T(A_\Sigma) = 0,039/0,040 = 0,98.$$

Розглянемо розв'язання прямої задачі розрахунку *кутового розмірного ланцюга*.

У підрозділі 1.7 внаслідок розрахунку точності токарної операції встановлено, що допуск паралельності торця оправки 5 відносно торця фланця 2 (база B) має становити 0,03 мм.

Отже вихідною ланкою кутового розмірного ланцюга є кут повороту торця оправки (допоміжна конструкторська база пристрою, а також його виконавча поверхня) відносно торця (база B) фланця 2 (основна конструкторська база як пристрою загалом, так і фланця 2).

Складовими ланками кутового розмірного ланцюга є кути поворотів конструкторських допоміжних баз деталей пристрою відносно їх конструкторських основних баз:

α_1 — кут повороту правого торця фланця 2 відносно лівого торця (база Б) цього самого фланця;

α_2 — кут повороту лівого торця корпусу 3 відносно правого торця цієї самої деталі;

α_3 — кут повороту лівого торця кришки 4 відносно правого торця цієї самої деталі;

α_4 — кут повороту лівого торця оправки 5 відносно правого торця цієї самої деталі.

Припустимо, що економічно доцільні допуски паралельності конструкторських баз деталей пристрою відповідають п'ятому ступеню точності.

З таблиці А.3 визначимо допуски складових ланок. З урахуванням номінальних розмірів поверхонь (вказано у знаменнику), отримуємо:

$$T_{\text{п}}(\alpha_1) = 0,016/240 \text{ мм};$$

$$T_{\text{п}}(\alpha_3) = 0,016/240 \text{ мм};$$

$$T_{\text{п}}(\alpha_2) = 0,016/240 \text{ мм};$$

$$T_{\text{п}}(\alpha_4) = 0,01/160 \text{ мм}.$$

За формулою (1.74) перерахуємо допуски складових ланок у кутову міру

$$T_{\text{к}}(\alpha_1) = T_{\text{к}}(\alpha_2) = T_{\text{к}}(\alpha_3) = \text{arctg}(0,016/240) = 3,82 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ ;$$

$$T_{\text{к}}(\alpha_4) = \text{arctg}(0,01/160) = 3,58 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ.$$

Допуск ланки замикання у кутовій мірі становитиме

$$T_{\text{к}}(\alpha_{\Sigma}) = \text{arctg}(0,03/160) = 10,7 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ.$$

Поле розсіювання вихідної ланки за умови використання методу повної взаємозамінності згідно з формулою (1.23) становитиме

$$\delta_{\text{к}}(\alpha_{\Sigma}) = 3,82 \cdot 10^{-3} + 3,82 \cdot 10^{-3} + 3,82 \cdot 10^{-3} + 3,58 \cdot 10^{-3} = 14,98 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ.$$

Оскільки $\delta(\alpha_{\Sigma}) > T(\alpha_{\Sigma})$, то розглянемо можливість використання методу неповної взаємозамінності. Вважатимемо, що $P = 0,27\%$ і відповідно $t = 3$. Припускаючи, що розподіл дійсних значень відхилень від паралельності підпорядковується закону Релея, беремо для всіх складових ланок $\lambda_i = 0,38$.

Поле розсіювання ланки замикання становить

$$\delta_{\text{к}}(\alpha_{\Sigma}) = 3 \sqrt{\left(0,38 \cdot 3,82 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(0,38 \cdot 3,82 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(0,38 \cdot 3,82 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(0,38 \cdot 3,82 \cdot 10^{-3}\right)^2} = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ.$$

Вимога (1.26) виконується, оскільки

$$\delta_k(\alpha_\Sigma) / T_k(\alpha_\Sigma) = 8,5 \cdot 10^{-3} / 10,7 \cdot 10^{-3} = 0,8.$$

У прикладі, що розглядається, верхні й нижні граничні відхили усіх ланок лінійного і кутового розмірних ланцюгів розташовуються симетрично відносно номінального розміру. Номінальні ж розміри усіх ланок дорівнюють нулю.

На рис. 1.18 показано ескіз оправки (позиція 5 на рис. 1.17), розроблений з урахуванням вимог точності, отриманих внаслідок розмірного аналізу.

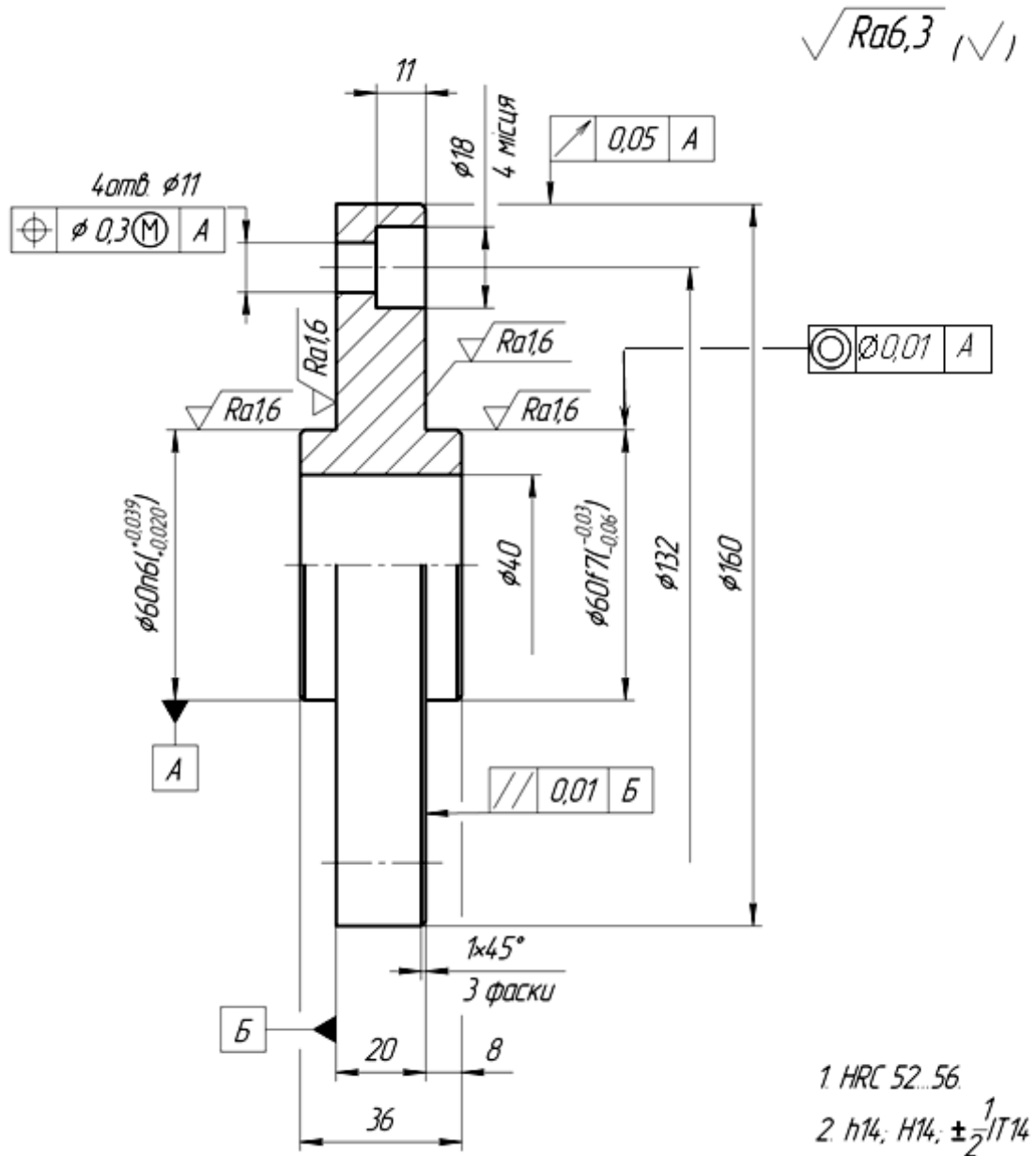


Рисунок 1.18 — Ескіз оправки
 Матеріал деталі — сталь 20Х. Хіміко-термічна обробка — цементация з подальшим гартуванням і низьким відпуском

1.9 Питання для самопідготовки студентів

1. Поняття розмірного ланцюга. Поняття ланки замикання і складової ланки розмірного ланцюга. Скільки ланок замикання і скільки складових ланок може містити розмірний ланцюг?

2. Мета розрахунку розмірних ланцюгів. Суть прямої і оберненої задачі розрахунку розмірних ланцюгів. Яка з цих задач є проектною, а яка перевіркою?

3. Поняття конструкторського розмірного ланцюга. Розміри між якими поверхнями можуть бути ланками такого ланцюга?

4. Поняття лінійного розмірного ланцюга і кутового розмірного ланцюга.

5. Поняття збільшувальної і зменшувальної ланок розмірного ланцюга.

6. Поняття розмірів: дійсного; номінального; граничних (найбільшого і найменшого).

7. Поняття: відхилу; верхнього відхилу; нижнього відхилу.

8. Поняття: допуску; поля допуску; поля розсіювання; величини компенсації.

9. Правила побудови конструкторських розмірних ланцюгів. Виявлення ланки замикання і складових ланок конструкторського розмірного ланцюга. Чи можуть ланки розмірного ланцюга з'єднувати між собою осі отворів або осі зовнішніх циліндричних поверхонь?

10. В чому полягає суть основного рівняння розмірного ланцюга? Запишіть його формулу.

11. Методи розрахунку розмірних ланцюгів: максимуму-мінімуму; імовірнісний.

12. Суть, переваги, недоліки і сфери використання методів забезпечення точності ланки замикання під час складання машини:

- повної взаємозамінності;
- неповної взаємозамінності;
- групової взаємозамінності;
- припасовування;
- регулювання.

13. Початкові дані, мета і послідовність виконання розмірного аналізу конструкції машини.

14. Особливості і послідовність розв'язання прямої задачі у випадку використання методу повної взаємозамінності для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

15. Особливості і послідовність розв'язання прямої задачі у випадку використання методу неповної взаємозамінності для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

16. Особливості і послідовність розв'язання прямої задачі у випадку використання методу групової взаємозамінності для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

17. Особливості і послідовність розв'язання прямої задачі у випадку використання методу припасовування для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

18. Особливості і послідовність розв'язання прямої задачі у випадку використання методу регулювання для забезпечення точності ланки замикання під час складання машини.

19. Як встановлюють вимоги точності до ланки замикання під час виконання розмірного аналізу конструкції верстатного пристрою?

20. Особливості розрахунку конструкторських кутових розмірних ланцюгів.

РОЗДІЛ 2 РОЗМІРНО-ТОЧНІСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

2.1 Мета і задачі розмірного аналізу технологічних процесів механічної обробки. Початкові дані та послідовність виконання

Під час проектування технологічних процесів механічної обробки (ТПМО) заготовок деталей на настроєних верстатах в умовах серійного і масового виробництва для технологічних операцій зазвичай розробляють операційні карти та, за необхідності, карти ескізів і карти налагоджень. У цих документах технолог має вказати значення усіх розмірів з граничними відхилами, які мають забезпечуватися внаслідок виконання операції. Ці розміри називають технологічними на відміну від конструкторських, які вказуються конструктором під час проектування деталі. Технологічні розміри можуть бути як проміжними, так і остаточними. Остаточні технологічні розміри можуть збігатися або не збігатися з конструкторськими, оскільки конструктор під час призначення величини і розташування розмірів на кресленку деталі не завжди має можливість враховувати технологію її виготовлення. Через це під час розробки ТПМО заготовок деталей машин технологу часто доводиться замість конструкторських розмірів встановлювати технологічні розміри, але так, щоб внаслідок їх виконання забезпечувались би розміри, встановлені конструктором.

На лінійні розміри деталей, які входять у конструкторські розмірні ланцюги як складові ланки, конструктор встановлює допуски й граничні відхили на основі розрахунку цих ланцюгів. Тому довільне розширення допусків на ці розміри з будь-яких технологічних міркувань є неприпустимим. На розміри, що не входять у конструкторські розмірні ланцюги як складові ланки, допуски зазвичай призначають за 14-м квалітетом точності.

Визначення технологічних розмірів і допусків на них має виконуватись на основі виявлення й розрахунку технологічних розмірних ланцюгів. Ці ланцюги мають відображати зв'язок розмірів оброблюваної заготовки деталі під час виконання ТПМО, починаючи від розмірів вихідної заготовки і аж до останньої операції.

Отже, метою розмірно-точнісного моделювання ТПМО є забезпечення необхідної точності конструкторських розмірів.

Задачами розмірно-точнісного моделювання (далі — розмірного аналізу) ТПМО є:

- визначення технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки, які з'єднують між собою плоскі поверхні, плоскі поверхні з осями отворів і осі отворів між собою;
- перевірка правильності побудови маршруту механічної обробки і правильності призначення допусків технологічних розмірів;
- визначення максимальних припусків на обробку плоских поверхонь.

Під час проєктування ТПМО розмірний аналіз виконується після розробки альтернативних варіантів маршруту обробки і вибору найраціональнішого з них. Окрім того, до початку виконання розмірного аналізу мають бути вибрані за нормативами або розраховані мінімальні проміжні припуски на обробку плоских поверхонь.

Для деталей, які мають форму тіла обертання (вали, фланці, осі тощо), розмірний аналіз зазвичай виконується тільки у напрямі осі обертання. Для технологічних процесів виготовлення деталей складнішої просторової форми, наприклад корпусних, може знадобитися виконання розмірного аналізу у напрямі двох або трьох осей.

Початковими даними для виконання розмірного аналізу ТПМО є: креслення деталі; ескіз вихідної заготовки; кількісні значення мінімальних проміжних припусків на обробку плоских поверхонь; маршрут механічної обробки.

Послідовність виконання розмірного аналізу ТПМО зазвичай така.

1. Вибір розташування лінійних технологічних розмірів.
2. Попереднє призначення допусків технологічних розмірів.
3. Побудова розмірної схеми технологічного процесу.
4. Знаходження рівнянь технологічних розмірних ланцюгів за допомогою побудови графів-дерев (похідного, вихідного) і суміщеного графа.
5. Визначення проміжних мінімальних припусків на механічну обробку плоских поверхонь розрахунково-аналітичним методом чи за нормативами.
6. Розрахунок технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки, максимальних припусків, корекція допусків технологічних розмірів (за необхідності).

2.2 Вимоги до розташування конструкторських і технологічних розмірів. Побудова розмірної схеми технологічного процесу

Цей етап розмірного аналізу ТПМО передбачає вибір розташування технологічних розмірів, які поєднують між собою плоскі поверхні або плоскі поверхні з осями отворів, а також відповідних розмірів вихідної заготовки.

Розташування технологічних розмірів для всіх переходів можна показувати на операційних ескізах маршруту обробки. Технологічні розміри можна позначати будь-якою літерою (наприклад, *B*) з індексами, які відповідають послідовності виконання переходів.

Розташування технологічних розмірів на ескізах вибирається таким чином, щоб забезпечувалась відсутність або мінімальність похибки базування — тобто, щоб виконувався принцип суміщення баз або ж здійснювалась обробка з одного установа тих поверхонь, які координуються відповідним технологічним розміром. Тому на операційних ескізах мають бути обов'язково показані або схеми базування або схеми установів.

Якщо під час вибору чорнових технологічних баз розв'язується задача забезпечення розмірного зв'язку між обробленими й необробленими поверхнями, то на першій операції відповідні розміри мають бути використані як технологічні розміри.

Кількість технологічних розмірів та їх розташування мають забезпечувати можливість виконання усіх переходів і, відповідно, операцій механічної обробки.

Що стосується вихідної заготовки, то за допомогою розмірного аналізу ТПМО визначаються тільки ті її розміри, які відповідають розмірам деталі, що поєднують між собою оброблені поверхні або оброблені поверхні з необробленими. Отже, розміри між поверхнями заготовки, які механічно не обробляються, у розмірному аналізі не розглядаються.

Під час проектування маршруту механічної обробки бажано так розташовувати технологічні розміри, щоб на завершальних переходах вони збігалися з конструкторськими розмірами. Якщо ж цього не вдається зробити, то бажано передбачати якомога меншу кількість технологічних розмірів, які не збігаються з конструкторськими розмірами, але впливають на їх точність. У цьому випадку після визначення технологічних розмірів потрібно перевірити, чи не перевищує поле розсіювання конструкторського розміру його допуску. Якщо ця умова не виконується, то потрібно скоректувати прийняті раніше значення допусків відповідних технологічних розмірів.

Зміст і послідовність виконання подальших етапів розмірного аналізу на прикладі обробки деталі типу «Фланець» (рис. 2.1, а).

Маршрут механічної обробки заготовки показано у таблиці 2.1. У змісті переходів операцій маршруту умовно не розглядається обробка циліндричних поверхонь, оскільки їх розміри не впливають на результати розмірного аналізу.

Приклад виконання розмірного аналізу ТПМО

Початкові дані

1. Тип виробництва — середньосерійний.
2. Вихідна заготовка — вилівок в оболонкову форму із сірого чавуну (рис. 2.1, б). Клас розмірної заготовки — 9-й.

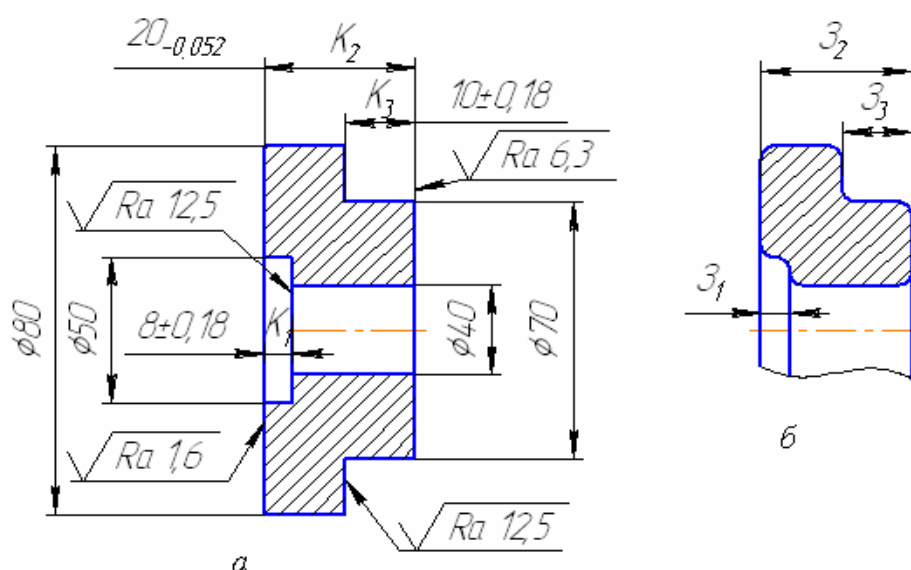
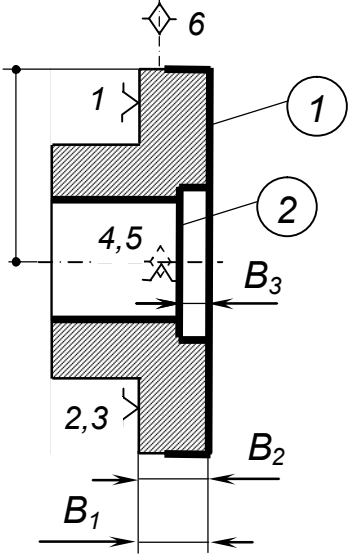
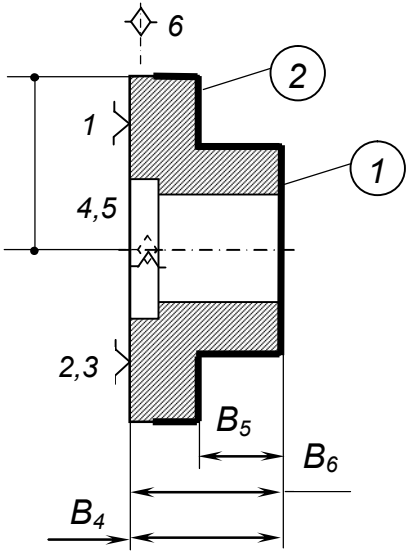
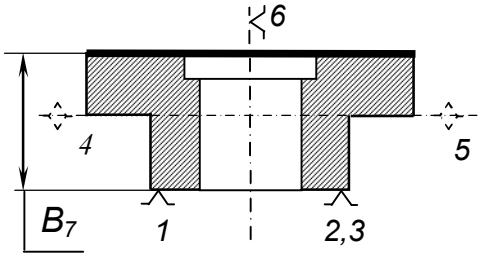


Рисунок 2.1 — Ескізи деталі (а) і заготовки (б)

Таблиця 2.1 — Маршрут механічної обробки (до прикладу виконання розмірного аналізу)

Номер, назва та зміст операції	Схема базування і обробки	Обладнання
<p>005 Токарно-револьверна з ЧПК</p> <p>1. Точити поверхню 1 попередньо в розмір B_1.</p> <p>2. Точити поверхню 1 остаточно в розмір B_2.</p> <p>3. Точити поверхню 2 однократно в розмір B_3.</p>		<p>Токарно-револьверний з ЧПК 1В340Ф30</p>
<p>010 Токарно-револьверна з ЧПК</p> <p>1. Точити поверхню 1 попередньо в розмір B_4, поверхню 2 однократно в розмір B_5.</p> <p>2. Точити поверхню 1 остаточно в розмір B_6.</p>		<p>Токарно-револьверний з ЧПК 1В340Ф30</p>
<p>015 Плоскошліфувальна</p> <p>1. Шліфувати площину в розмір B_7.</p>		<p>Плоскошліфувальний 3701</p>

Визначившись з розташування технологічних розмірів, будують розмірну схему технологічного процесу. Розмірна схема технологічного процесу (рис. 2.2) будується так. У верхній частині схеми показують контур деталі таким чином, щоб вісь, у напрямі якої здійснюється розмірний аналіз, розташовувалась горизонтально. Біля контуру деталі у напрямі вибраної для аналізу осі показують розташування тих конструкторських розмірів, які визначають відстані між плоскими поверхнями, плоскими поверхнями і осями отворів і між осями отворів.

Конструкторські розміри позначають як K_i , де i — порядковий номер розміру. Порядок нумерації конструкторських розмірів — довільний. На ескізі деталі умовно показують також припуски як z_j , де j — номер поверхні, яка з'являється після знімання відповідного припуску. Всі поверхні нумерують зліва направо.

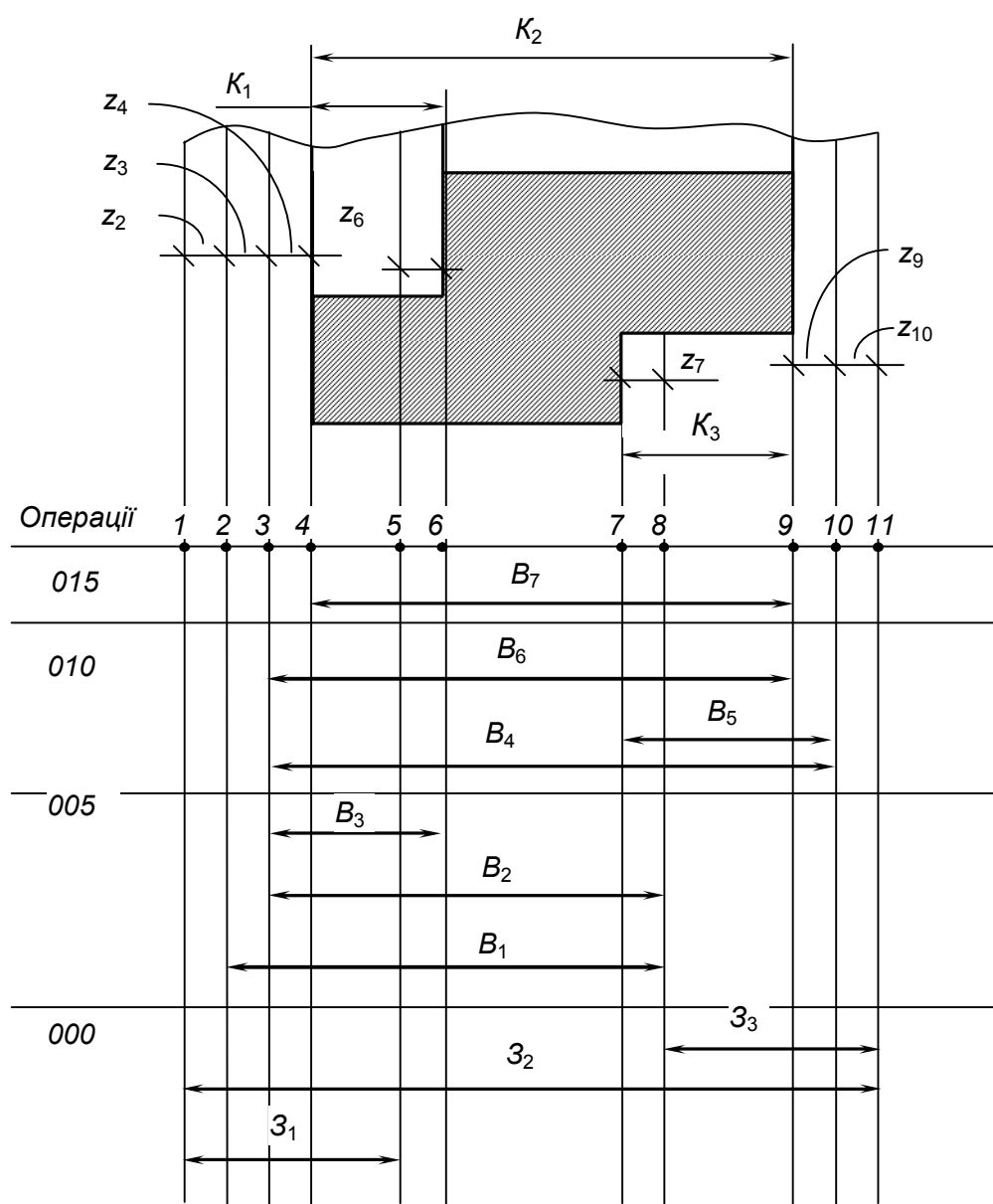


Рисунок 2.2 — Розмірна схема технологічного процесу

2.3 Використання теорії графів у розмірно-точнісному моделюванні ТПМО. Побудова вихідного графа-дерева, похідного-дерева і суміщеного графа

Для знаходження кількісних значень технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки потрібно виявити і розв'язати пряму задачу розрахунку відповідних технологічних розмірних ланцюгів. Ланкою замикання (вихідною ланкою) кожного з цих розмірних ланцюгів є попередньо встановлені розміри — припуски, конструкторські або інші розміри, які є відомими на початку розмірного аналізу. Складовими ланками є технологічні розміри, розміри вихідної заготовки або інші розміри, які потрібно визначити, виконавши розмірний аналіз.

Так, як і конструкторські розмірні ланцюги, кожний з технологічних розмірних ланцюгів може мати лише одну ланку замикання і одну або декілька складових ланок.

Для розмірного аналізу будь-якого технологічного процесу потрібно виявити і записати рівняння такої кількості розмірних ланцюгів, яка дорівнювала б сумі кількостей технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки та інших невідомих розмірів. Виявлення такої кількості технологічних розмірних ланцюгів з використанням лише розмірної схеми технологічного процесу можливе, але є дуже ненаочним і трудомістким. Розв'язання цієї задачі можна значно спростити, якщо використати елементи *теорії графів*. Згідно з цією теорією кожний граф є геометричною фігурою, яка складається з вершин і ребер.

Вершинами графів, використовуваних у розмірному аналізі технологічних процесів механічної обробки, є геометричні елементи — плоскі поверхні, а також осі отворів, які розташовані паралельно до цих поверхонь.

Ребрами графів можуть бути будь-які розміри: між плоскими поверхнями, між плоскими поверхнями і осями отворів, між осями отворів. Припуски на механічну обробку також можуть бути ребрами графів. Припуски є досить специфічними розмірами, оскільки вони з'єднують площини, які існували до виконання певного технологічного переходу, з площинами, які утворились після завершення цього переходу.

Спочатку, виходячи з розмірної схеми технологічного процесу (див. рис. 2.2), будують *похідний граф-дерево* і *вихідний граф-дерево*. Черговість побудови цих графів є довільною.

Вершинами як похідного графа-дерева, так і вихідного графа-дерева є геометричні елементи (площини або осі циліндричних поверхонь) вихідної заготовки, геометричні елементи, які з'являються після виконання кожного з переходів механічної обробки і геометричні елементи готової деталі.

Ребрами похідного графа-дерева є технологічні розміри і розміри вихідної заготовки, тобто ті розміри, значення яких визначаються внаслідок виконання розмірного аналізу. Ребра похідного графа-дерева показують дво-сторонніми стрілками. Для прикладу, що розглядається, похідний граф-дерево показано на рис. 2.3.

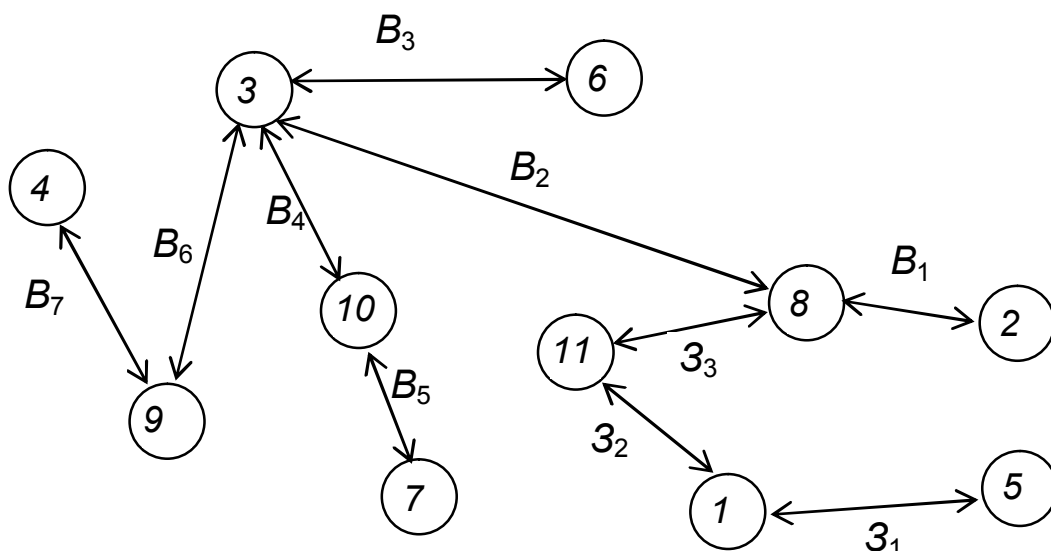


Рисунок 2.3 — Похідний граф-дерево

Вершинами вихідного графа-дерева є ті самі геометричні елементи, що й у похідного графа-дерева. Ребрами вихідного графа-дерева у прикладі, що розглядається, є конструкторські розміри і припуски, тобто відомі розміри.

Конструкторські розміри показують дугами (без стрілок), а розміри припусків — хвилястими лініями. Під час геометричної побудови обох графів-дерев потрібно розміщувати їх вершини в одних і тих самих місцях.

Вихідний граф-дерево для прикладу, що розглядається, показано на рис. 2.4.

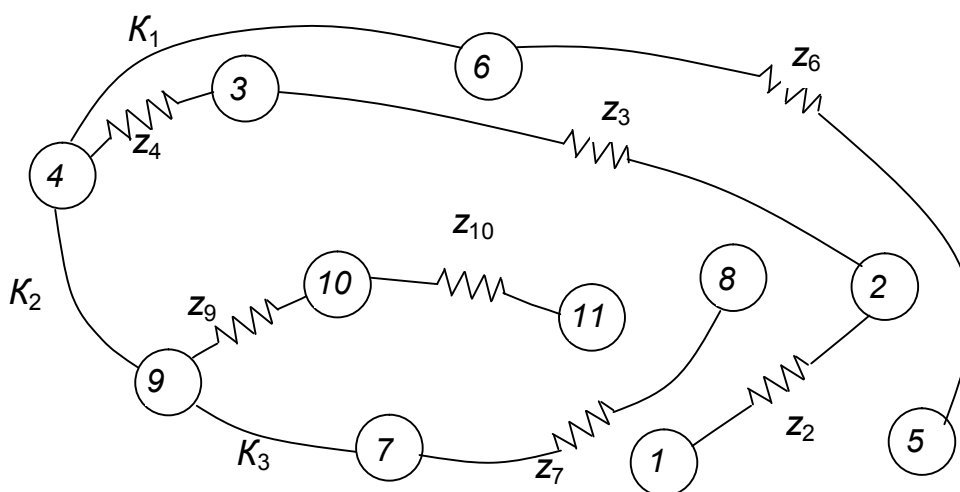


Рисунок 2.4 — Вихідний граф-дерево

Після побудови обох графів-дерев перевіряють їх правильність за такими ознаками.

1. Кількість ребер і кількість вершин у похідного і вихідного графів-дерев має бути однаковими і дорівнювати кількості вершин, зменшеній на одиницю.

2. Необхідно, щоб похідний граф-дерево не мав замкнених контурів (циклів). Якщо такі контури є, то це означає, що в технологічному процесі або в ескізі заготовки використано зайві розміри.

3. Також потрібно, щоб вихідний граф-дерево не мав замкнутих контурів. Наявність таких контурів є свідченням того, що в конструкції деталі присутні зайві розміри.

4. Кожна з вершин похідного і вихідного графів-дерев має бути пов'язана хоча б одним ребром (розміром) з іншою вершиною. Невиконання цієї вимоги означає, що не вистачає технологічних розмірів чи розмірів заготовки (похідний граф-дерево) або ж конструкторських розмірів (вихідний граф-дерево).

Якщо обидва графи-дерева сумістити так, щоб вершини з однаковими порядковими номерами збігалися, то отримаємо суміщений граф або граф технологічних розмірних ланцюгів (рис. 2.5). Вважається, що граф технологічних розмірних ланцюгів є моделлю ТПМО.

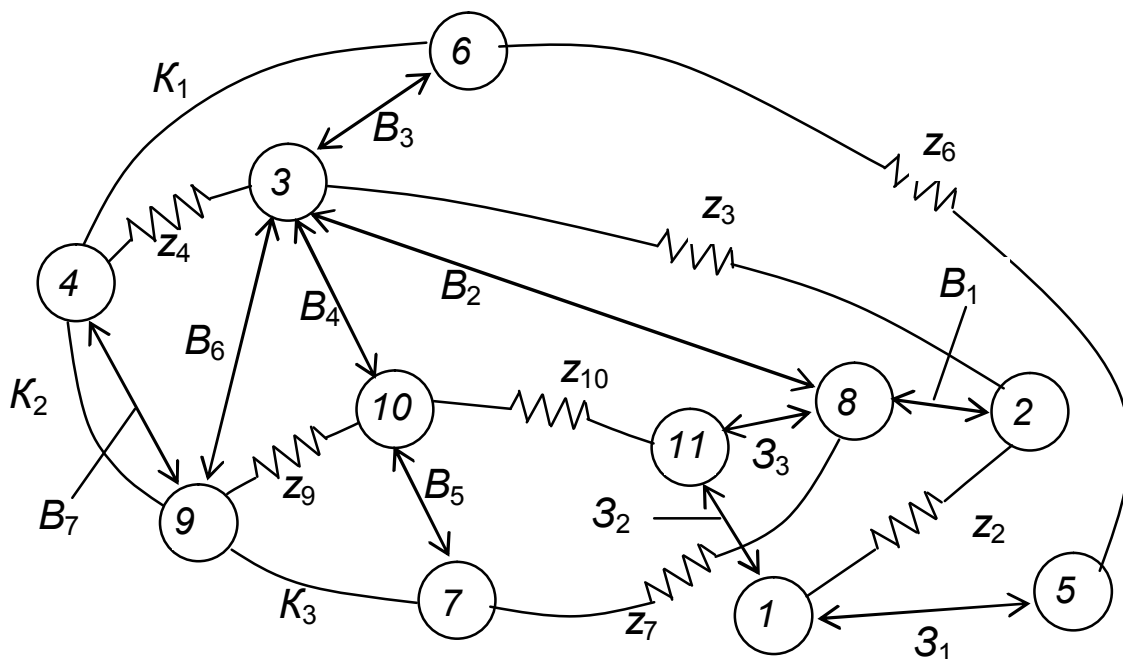


Рисунок 2.5 — Суміщений граф (граф технологічних розмірних ланцюгів)

Отже, похідний і вихідний графи-дерева потрібні для побудови суміщеного графа, а на основі аналізу суміщеного графа знаходять рівняння потрібних технологічних розмірних ланцюгів.

2.4 Знаходження рівнянь технологічних розмірних ланцюгів

Знаходження рівнянь технологічних розмірних ланцюгів здійснюється з використання суміщеного графа (див. рис. 2.5).

Будь-який замкнений контур суміщеного графа створює розмірний ланцюг. Але під час виконання розмірного аналізу вибирають тільки такі ланцюги, які містять тільки одне ребро вихідного графа-дерева (ланка замикання), а решта ланок є ребрами похідного графа-дерева (складові ланки).

Рівняння технологічного розмірного ланцюга може бути розв'язаним, якщо в ньому є лише одна невідома ланка, а саме – одно з ребер похідного графа-дерева. Наявність таких ланцюгів забезпечується у випадках, коли один або декілька технологічних розмірів збігаються з конструкторськими розмірами. Тому спочатку записують і розв'язують рівняння дволанкових розмірних ланцюгів. Для прикладу, що розглядається, таким ланцюгом є контур, що складається з ланок K_2 і B_7 .

Далі складається відповідне рівняння і знаходиться технологічний розмір B_7 . Після цього потрібно знову знайти ланцюг, який містить лише одну невідому складову ланку. Такий ланцюг утворюється контуром, що складається з ланки замикання z_4 і складових ланок B_7 і B_6 . Розв'язком рівняння цього ланцюга є технологічний розмір B_6 . З використанням такої методики далі послідовно знаходимо всі технологічні розміри (B_5 — B_1) і розміри вихідної заготовки (Z_1 — Z_3).

Отже, складаючи рівняння технологічних розмірних ланцюгів, потрібно враховувати те, що у кожному з цих рівнянь має бути лише *одна* ланка замикання. Такими ланками можуть бути конструкторські розміри, припуски або інші розміри, кількісні значення яких є відомими ще перед початком розв'язання рівнянь технологічних розмірних ланцюгів. Першими мають бути записані рівняння дволанкових розмірних ланцюгів. Такі рівняння відповідають переходам, на яких технологічний розмір збігається з конструкторським.

Далі за допомогою суміщеного графа складають рівняння технологічних розмірних ланцюгів у такій послідовності, щоб у кожному з ланцюгів була лише одна невідома за величиною складова ланка, а величини інших складових ланок були б визначені розв'язанням попередніх рівнянь. Кількість рівнянь має дорівнювати кількості розмірів, які мають бути визначені внаслідок розмірного аналізу.

Для правильного запису рівнянь потрібно за суміщеним графом визначити знаки складових ланок за таким правилом. Ланці замикання завжди присвоюють знак «-». Починаючи з цієї ланки, обходять замкнений контур. Оскільки ребро ланки замикання пов'язує дві вершини, одна з яких має менший порядковий номер, а інша — більший, то обхід ланцюга починають з вершини з меншим номером. Якщо в напрямі обходу наступне ребро ланцюга буде з'єднувати вершину меншого порядкового номера з вершиною більшого порядкового номера, то ребру присвоюють знак «+»; якщо ж реб-

ро ланцюга буде з'єднувати вершину більшого порядкового номера з вершиною меншого порядкового номера, то ребру присвоюють знак «-». Одночасно з визначенням знаків ланок розмірного ланцюга складають розрахункові рівняння, виходячи з умови, що алгебрична сума всіх складових ланок і ланки замикання розмірного ланцюга дорівнює нулю. Потім ці рівняння перетворюють у вихідні, тобто складені відносно ланки замикання. У правій частині вихідного рівняння, ланки, що мають знак «+», є збільшувальними, а ті, що мають знак «-» — зменшувальними.

Для прикладу, що розглядається, рівняння технологічних розмірних ланцюгів, складені за описаною вище методикою, записано у таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 — Рівняння технологічних розмірних ланцюгів

№ рівняння	Розрахункове рівняння	Вихідне рівняння	Розмір, що визначається
1	$-K_2 + B_7 = 0$	$K_2 = B_7$	B_7
2	$-z_4 + B_6 - B_7 = 0$	$z_4 = B_6 - B_7$	B_6
3	$-z_9 - B_6 + B_4 = 0$	$z_9 = B_4 - B_6$	B_4
4	$-K_3 + B_5 - B_4 + B_6 = 0$	$K_3 = B_5 - B_4 + B_6$	B_5
5	$-K_1 + B_7 - B_6 + B_3 = 0$	$K_1 = B_7 - B_6 + B_3$	B_3
6	$-z_7 + B_5 - B_4 + B_2 = 0$	$z_7 = B_5 - B_4 + B_2$	B_2
7	$-z_{10} - B_4 + B_2 + Z_3 = 0$	$z_{10} = Z_3 - B_4 + B_2$	Z_3
8	$-z_3 + B_1 - B_2 = 0$	$z_3 = B_1 - B_2$	B_1
9	$-z_2 + Z_2 - Z_3 - B_1 = 0$	$z_2 = Z_2 - Z_3 - B_1$	Z_2
10	$-z_6 - Z_1 + Z_2 - Z_3 - B_2 + B_3 = 0$	$z_6 = B_3 - Z_1 + Z_2 - Z_3 - B_2$	Z_1

2.5 Визначення допусків вихідної заготовки, допусків технологічних розмірів і припусків для механічної обробки плоских поверхонь

Перед розв'язанням рівнянь технологічних розмірних ланцюгів мають бути визначені допуски тих розмірів вихідної заготовки і технологічних розмірів, які показано на розмірній схемі технологічного процесу.

Допуски розмірів вихідної заготовки визначають за відповідними стандартами на заготовки під час її проектування, наприклад, на вилівки — за [21].

Допуски технологічних розмірів призначають, виходячи з очікуваної точності обробки на відповідних операціях і переходах попередньо розробленого маршруту механічної обробки.

Якщо похибка базування відсутня або мінімальна і нею можна знехтувати, то допуски технологічних розмірів можна визначати за наближеною формулою

$$T(B_i) = \varepsilon_{\Sigma}(B_i) = \omega(B_i), \quad (2.1)$$

де $\varepsilon_{\Sigma}(B_i)$ – сумарна похибка механічної обробки на технологічний розмір B_i ; $\omega(B_i)$ – середньостатистична точність способу механічної обробки.

Наближені значення $\omega(B_i)$ для поширених способів обробки площин і торцевих поверхонь деталей типу «тіло обертання» можна визначити за таблицею Б.2.

Прийняті допуски розмірів вихідної заготовки і допуски технологічних розмірів для прикладу, що розглядається, наведено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 — Допуски розмірів вихідної заготовки і допуски технологічних розмірів (для прикладу, що розглядається)

Вихідна заготовка			
Розмір	Спосіб виготовлення	Клас розмірної точності	Допуск, мм
Z_1	Лиття в оболонковій формі	9	1,2
Z_2			1,8
Z_3			1,2
Механічна обробка			
Технологічний розмір	Спосіб обробки	Квалітет точності	Допуск, мм
B_1	Попереднє точіння	12	0,15
B_2	Чистове точіння	11	0,09
B_3	Однократне точіння	11	0,09
B_4	Попереднє точіння	12	0,21
B_5	Однократне точіння	11	0,09
B_6	Чистове точіння	10	0,084
B_7	Плоске шліфування	9	0,052

Допуски технологічних розмірів, що забезпечуються на останніх переходах механічної обробки, зазвичай вибираються такими, що дорівнюють допускам відповідних конструкторських розмірів.

Для розв'язання рівнянь розмірних ланцюгів необхідно знати величини мінімальних проміжних припусків на механічну обробку плоских поверхонь. Під час виконання розмірного аналізу технологічного процесу припуски можуть визначатися як розрахунково-аналітичним методом або за допомогою нормативних таблиць В.1 — В.3. Прийняті для прикладу, що розглядається, мінімальні припуски наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 — Мінімальні проміжні припуски на обробку плоских поверхонь

Позначення припуску	Спосіб обробки, під час виконання якої знімається припуск	Кількісне значення мінімального припуску, мм
z_2	Попереднє точіння	1,1
z_3	Чистове точіння	0,6
z_6	Однократне точіння	1,1
z_{10}	Попереднє точіння	1,1
z_7	Однократне точіння	1,1
z_9	Чистове точіння	0,6
z_4	Плоске шліфування	0,2

2.6 Розв'язання рівнянь технологічних розмірних ланцюгів для визначення технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки, максимальних припусків, корекція допусків технологічних розмірів

Рівняння технологічних розмірних ланцюгів (див. табл. 2.2) розв'язуються зазвичай з використанням методу максимуму-мінімуму. За цих умов розв'язується пряма задача розрахунку розмірних ланцюгів. Тобто виходячи з відомих розмірів (припусків і конструкторських розмірів), визначають технологічні розміри і розміри вихідної заготовки.

Для розв'язання рівнянь технологічних розмірних ланцюгів можна скористатися відомими співвідношеннями, які відповідають методу максимуму-мінімуму:

$$A_{\Sigma \min} = \sum_{i=1}^m A_{зб \min i} - \sum_{j=1}^n A_{зм \max j} ; \quad (2.2)$$

$$A_{\Sigma \max} = \sum_{i=1}^m A_{зб \max i} - \sum_{j=1}^n A_{зм \min j} . \quad (2.3)$$

Рівняння 1

$$B_7 = K_2 = 20_{-0,052} \text{ мм.}$$

Рівняння 2

Мінімальне значення ланки замикання можна знайти з вихідного рівняння розмірного ланцюга, підставивши у це рівняння мінімальні значення збільшувальних ланок і максимальні значення зменшувальних ланок. З урахуванням цього, запишемо рівняння 2 (див. таблицю 2.2) у вигляді

$$z_{4_{\min}} = B_{6_{\min}} - B_{7_{\max}}.$$

Оскільки невідомою у цьому рівнянні є ланка B_6 , то запишемо його відносно цієї ланки

$$B_{6_{\min}} = z_{4_{\min}} + B_{7_{\max}}.$$

Підставивши кількісні значення відомих ланок, отримаємо

$$B_{6_{\min}} = 0,2 + 20 = 20,2 \text{ мм.}$$

Очевидно, що

$$B_{6_{\max}} = B_{6_{\min}} + T(B_6) = 20,2 + 0,084 = 20,284 \text{ мм.}$$

Призначаючи номінальні значення технологічних розмірів, потрібно дотримуватись такого правила: якщо поверхня є охоплювальною (наприклад, канавкою чи пазом), то зазвичай за номінальний береться найменший допустимий розмір; якщо поверхня є охоплюваною (наприклад, буртиком), то зазвичай за номінальний береться найбільший допустимий розмір; в інших випадках (уступи, розмір між віссю отвору і площиною, розмір між осями отворів та ін.) за номінальний вибирається середній розмір.

Кількісні значення номінальних розмірів вихідної заготовки призначаються за рекомендаціями відповідних стандартів, наприклад для виливків — це ДСТУ 8981:2020 [21].

Оскільки розмір B_6 є розміром охоплюваної поверхні, то за номінальний візьмемо розмір $B_{6_{\max}}$. Отже, в технологічному документі має бути вказано розмір $B_{6_{\max}} - T(B_6)$, тобто $20,284_{-0,084}$ мм.

Рівняння 3

$$z_{9_{\min}} = B_{4_{\min}} - B_{6_{\max}}.$$

$$B_{4_{\min}} = z_{9_{\min}} + B_{6_{\max}} = 0,6 + 20,284 = 20,884 \text{ мм.}$$

$$B_{4_{\max}} = B_{4_{\min}} + T(B_4) = 20,884 + 0,21 = 21,094 \text{ мм.}$$

Розмір B_4 є розміром охопленої поверхні, тому за номінальний візьмемо розмір $B_{4_{\max}}$. У технологічному документі має бути вказано розмір $B_{4_{\max}} - T(B_4)$, тобто $21,094_{-0,186}$ мм.

Рівняння 4

$$K_{3_{\min}} = B_{5_{\min}} - B_{4_{\max}} + B_{6_{\min}}.$$

$$B_{5_{\min}} = K_{3_{\min}} + B_{4_{\max}} - B_{6_{\min}}.$$

$$B_{5_{\min}} = 9,82 + 21,094 - 20,2 = 10,714 \text{ мм.}$$

$$B_{5_{\max}} = B_{5_{\min}} + T(B_5) = 10,714 + 0,09 = 10,804 \text{ мм.}$$

Розмір B_5 є розміром уступу, тому за номінальний візьмемо середній розмір, тобто вважатимемо, що $B_{5_{\text{ном}}} = B_{5_{\text{сер}}} = \frac{B_{5_{\max}} + B_{5_{\min}}}{2} = \frac{10,814 + 10,714}{2} = 10,759$ мм. В технологічному документі потрібно вказати розмір $B_{5_{\text{сер}}} \pm \frac{1}{2}T(B_5)$, тобто $10,759 \pm 0,045$ мм.

Оскільки конструкторський розмір K_3 отримується не безпосередньо як технологічний розмір, а є результатом виконання технологічних розмірів B_4 , B_5 і B_6 , то для перевірки можливості забезпечення необхідної точності розміру K_3 визначимо його фактичне максимальне значення

$$(K_{3_{\max}})_{\text{факт}} = B_{5_{\max}} - B_{4_{\min}} + B_{6_{\max}} = 10,804 - 20,884 + 20,284 = 10,204 \text{ мм.}$$

Поле розсіювання розміру K_3 становитиме

$$\delta(K_3) = (K_{3_{\max}})_{\text{факт}} - K_{3_{\min}} = 10,204 - 9,820 = 0,384 \text{ мм.}$$

Оскільки $\delta(K_3) > T(K_3) = 0,36$ мм, то можна зробити висновок, що точність розміру K_3 не забезпечуватиметься.

Спробуємо зменшити допуск розміру B_4 , тобто знайдемо $T(B_4)$, значення якого задовольнить вимоги точності до розміру K_3 .

З рівняння (15.1) випливає, що

$$K_{3_{\max}} = B_{5_{\max}} - B_{4_{\min}} + B_{6_{\max}}. \quad (2.4)$$

Запишемо рівняння (2.4) відносно $B_{4\min}$ у вигляді

$$B_{4\min} = B_{5\max} - [K_{3\max}] + B_{6\max}. \quad (2.5)$$

де $[K_{3\max}] = 10,180$ мм — бажане значення розміру K_3 , яке визначається за креслеником деталі.

Підставивши значення відомих розмірів у рівняння (2.5), отримаємо

$$B_{4\min} = 10,804 - 10,180 + 20,284 = 20,908 \text{ мм.}$$

Таким чином, уточнене значення допуску на розмір B_4 становитиме

$$T(B_4) = B_{4\max} - B_{4\min} = 21,094 - 20,908 = 0,186 \text{ мм.}$$

Рівняння 5

$$K_{1\min} = B_{7\min} - B_{6\max} + B_{3\min}.$$

$$B_{3\min} = K_{1\min} + B_{6\max} - B_{7\min}.$$

$$B_{3\min} = 7,82 + 20,282 - 19,948 = 8,154 \text{ мм.}$$

$$B_{3\max} = B_{3\min} + T(B_3) = 8,154 + 0,09 = 8,244 \text{ мм.}$$

Перевіримо можливість забезпечення необхідної точності розміру K_1 .

$$(K_{1\max})_{\text{факт}} = B_{7\max} - B_{6\min} + B_{3\max} = 20 - 20,2 + 8,244 = 8,044 \text{ мм.}$$

Поле розсіювання розміру K_1 становить

$$\delta(K_1) = (K_{1\max})_{\text{факт}} - K_{1\min} = 8,044 - 7,820 = 0,224 \text{ мм.}$$

Оскільки $\delta(K_1) < T(K_1) = 0,36$ мм, то точність розміру K_1 забезпечується.

Розмір B_3 є розміром уступу, тому за номінальний візьмемо середній розмір, тобто вважатимемо, що $B_{3\text{ном}} = B_{3\text{сер}} = \frac{B_{3\max} + B_{3\min}}{2} = \frac{8,244 + 8,154}{2} = 8,199$ мм. У технологічному документі потрібно вказати

розмір $B_{3\text{сер}} \pm \frac{1}{2}T(B_3)$, тобто $8,199 \pm 0,045$ мм.

Рівняння 6

$$z_{7\min} = B_{5\min} - B_{4\max} + B_{2\min} \cdot$$

$$B_{2\min} = z_{7\min} - B_{5\min} + B_{4\max} = 1,1 - 10,714 + 21,884 = 12,270 \text{ мм.}$$

$$B_{2\max} = B_{2\min} + T(B_2) = 12,270 + 0,090 = 12,360 \text{ мм.}$$

Розмір B_2 є розміром охоплюваної поверхні, тому за номінальний візьmemo розмір $B_{2\max}$. В технологічному документі має бути вказано розмір $B_{2\max} - T(B_2)$, тобто $12,36_{-0,09}$ мм.

Рівняння 7

$$z_{10\min} = z_{3\min} - B_{4\max} + B_{2\min} \cdot$$

$$z_{3\min} = z_{10\min} + B_{4\max} - B_{2\min} = 1,1 + 21,094 - 12,270 = 9,924 \text{ мм.}$$

$$z_{3\max} = z_{3\min} + T(z_3) = 9,924 + 1,2 = 11,124 \text{ мм.}$$

Відповідно до [21], за номінальне значення розміру z_3 беремо середнє його значення

$$z_{3\text{ном}} = z_{3\text{сеп}} = \frac{z_{3\max} + z_{3\min}}{2} = \frac{11,124 + 9,924}{2} = 10,524 \text{ мм.}$$

Отримане значення z_3 округлимо в сторону збільшення до кількості значущих цифр після коми, яке відповідає значенню $T(z_3)$. Вибираємо $z_{3\text{сеп}} = 10,6$ мм. На кресленіку заготовки має бути вказано розмір

$$z_3 = z_{3\text{сеп}} \pm \frac{T(z_3)}{2} = 10,6 \pm 0,6 \text{ мм.}$$

Рівняння 8

$$z_{3\min} = B_{1\min} - B_{2\max} \cdot$$

$$B_{1\min} = B_{2\max} + z_{3\min} = 12,36 + 0,6 = 13,5 \text{ мм.}$$

$$B_{1\max} = B_{1\min} + T(B_1) = 12,96 + 0,15 = 13,05 \text{ мм.}$$

Розмір B_1 є розміром охопленої поверхні, тому за номінальний візьмемо розмір $B_{1\max}$. Отже, у технологічному документі має бути вказано розмір $B_{1\max} - T(B_1)$, тобто $13,05_{-0,15}$ мм.

Рівняння 9

$$z_{2\min} = z_{2\min} - z_{3\max} - B_{1\max}.$$

$$z_{2\min} = z_{2\min} + z_{3\max} + B_{1\max} = 1,1 + 11,124 + 13,05 = 25,274 \text{ мм.}$$

$$z_{2\max} = z_{2\min} + T(z_2).$$

$$z_{2\text{ном}} = z_{2\text{сеп}} = \frac{z_{2\max} + z_{2\min}}{2} = \frac{27,074 + 25,274}{2} = 26,176 \text{ мм.}$$

Округлене значення номінального розміру z_2 становитиме 26,2 мм і відповідно на кресленіку заготовки має бути вказано розмір $26,2 \pm 0,9$ мм.

Рівняння 10

$$z_{6\min} = B_{3\min} - z_{1\max} + z_{2\min} - z_{3\max} - B_{2\max}.$$

$$z_{1\max} = B_{3\min} + z_{2\min} - z_{6\min} - z_{3\max} - B_{2\max} = 8,154 + 25,274 - 11,124 - 12,36 = 8,844 \text{ мм.}$$

$$z_{1\min} = z_{1\max} - T(z_1) = 8,844 - 1,2 = 7,644 \text{ мм.}$$

$$z_{1\text{ном}} = z_{1\text{сеп}} = \frac{z_{1\max} + z_{1\min}}{2} = \frac{8,844 + 7,644}{2} = 8,244 \text{ мм.}$$

Округлене значення номінального розміру z_1 становитиме 8,3 мм і відповідно на кресленіку заготовки має бути вказано розмір $8,3 \pm 0,6$ мм.

Остаточні значення технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки та допуски цих розмірів показано у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 — Значення технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки та допуски цих розмірів, мм

Позначення розміру	Граничні значення розмірів		Допуск	Номинальний розмір	Значення розміру у технологічному документі	Значення розміру на кресленіку вихідної заготовки
	мінімальний розмір	максимальний розмір				
B_1	12,960	13,050	0,15	13,050	$13,05_{-0,15}$	—
B_2	12,270	12,360	0,09	12,360	$12,36_{-0,09}$	—
B_3	8,154	8,244	0,09	8,199	$8,199 \pm 0,045$	—
B_4	20,908	21,094	0,186	21,094	$21,094_{-0,186}$	—
B_5	10,714	10,804	0,09	10,759	$10,759 \pm 0,045$	—
B_6	20,200	20,284	0,084	20,284	$20,284_{-0,084}$	—
B_7	19,948	20,000	0,052	20,000	$20_{-0,052}$	—
3_1	7,944	8,844	1,2	8,3	—	$8,3 \pm 0,6$
3_2	24,974	26,174	1,8	26,2	—	$26,2 \pm 0,9$
3_3	9,924	10,824	1,2	10,6	—	$10,6 \pm 0,6$

З використанням отриманих вище граничних значень технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки, виходячи з рівнянь 2, 3, 6, 7, 8, 9 і 10 (див. табл. 2.5), визначимо максимальні припуски.

$$z_{4\max} = B_{6\max} - B_{7\min} = 20,284 - 19,948 = 0,336 \text{ мм.}$$

$$z_{9\max} = B_{4\max} - B_{6\min} = 21,094 - 20,2 = 0,894 \text{ мм.}$$

$$z_{7\max} = B_{5\max} - B_{4\min} + B_{2\max} = 10,804 - 20,908 + 12,360 = 2,256 \text{ мм.}$$

$$z_{10\max} = z_{3\max} - B_{4\min} + B_{2\max} = 10,824 - 20,908 + 12,360 = 2,276 \text{ мм}$$

$$z_{3\max} = B_{1\max} - B_{2\min} = 13,050 - 12,270 = 0,78 \text{ мм.}$$

$$z_{2\max} = z_{2\max} - z_{3\min} - B_{1\min} = 26,174 - 9,924 - 12,960 = 3,29 \text{ мм.}$$

$$z_{6\max} = B_{3\max} - z_{1\min} + z_{2\max} - z_{3\min} - B_{2\min} = 8,244 - 7,944 + \\ + 26,174 - 9,944 - 12,240 = 6,586 \text{ мм.}$$

Отримані значення максимальних припусків зведемо у таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 — Максимальні припуски, мм

$z_{2\max}$	$z_{3\max}$	$z_{4\max}$	$z_{6\max}$	$z_{7\max}$	$z_{9\max}$	$z_{10\max}$
3,29	0,780	0,336	6,586	2,256	0,894	2,276

2.7 Особливості виконання розмірно-точнісного моделювання технологічних процесів механічної обробки заготовок корпусних деталей

Особливості виконання розмірно-точнісного моделювання ТПМО заготовки корпусної деталі розглянемо на прикладі технологічного процесу механічної обробки заготовки деталі типу «Корпус підшипника». Ескіз деталі показано на рис. 2.6.

Початкові дані

1. Заготовка із сірого чавуну виготовлена литтям в у піщано-глинисті форми (рис. 2.7).
2. Тип виробництва — середньосерійний.
3. Напрямок розташування технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки — вісь z .

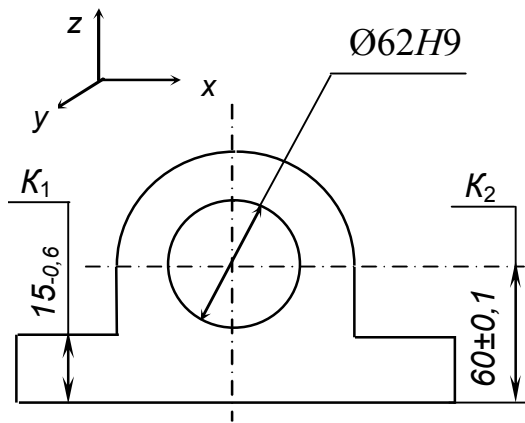


Рисунок 2.6 — Ескіз деталі

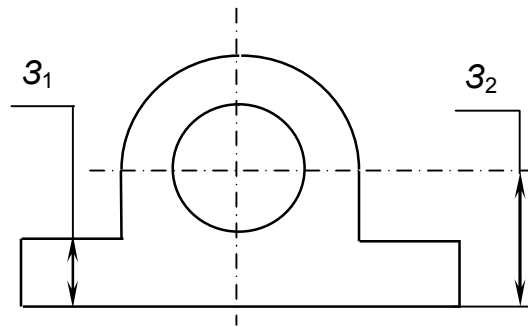


Рисунок 2.7 — Ескіз заготовки

Маршрут механічної обробки показано у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 — Маршрут механічної обробки

№ опер.	Назва і зміст операції	Схема базування і обробки	Обладнання
005	Вертикально-фрезерна з ЧПК 1. Фрезерувати площину попередньо в розмір B_1 . 2. Фрезерувати площину остаточно в розмір B_2 .		Вертикально-фрезерний з ЧПК ЛТ260МФ3
010	Комбінована 1. Розточити отвір попередньо в розмір B_3 . 2. Розточити отвір остаточно в розмір B_4 .		Вертикально-фрезерний з ЧПК ЛТ260МФ3 з поворотним столом

Будуємо розмірну схему технологічного процесу (рис. 2.8). Якщо деталь має головний отвір, який для досягнення необхідної точності обробляється на декількох переходах, то в розмірну схему потрібно внести вісь отвору як у вихідній заготовці, так і осі отворів, що утворюються внаслідок виконання кожного з переходів його механічної обробки. У прикладі, що розглядається, це осі:

- отвору у вихідній заготовці (точка 5);
- отвору, утвореного внаслідок попереднього (чорнового) розточування (точка 6);
- отвору, утвореного внаслідок остаточного (чистового) розточування, тобто отвору в деталі (точка 7).

Позначатимемо розміри між цими осями як Δ_r , де r – номер осі (на розмірній схемі), що з'являється після виконання відповідного технологічного переходу. На розмірній схемі технологічного процесу — це розміри Δ_6 і Δ_7 .

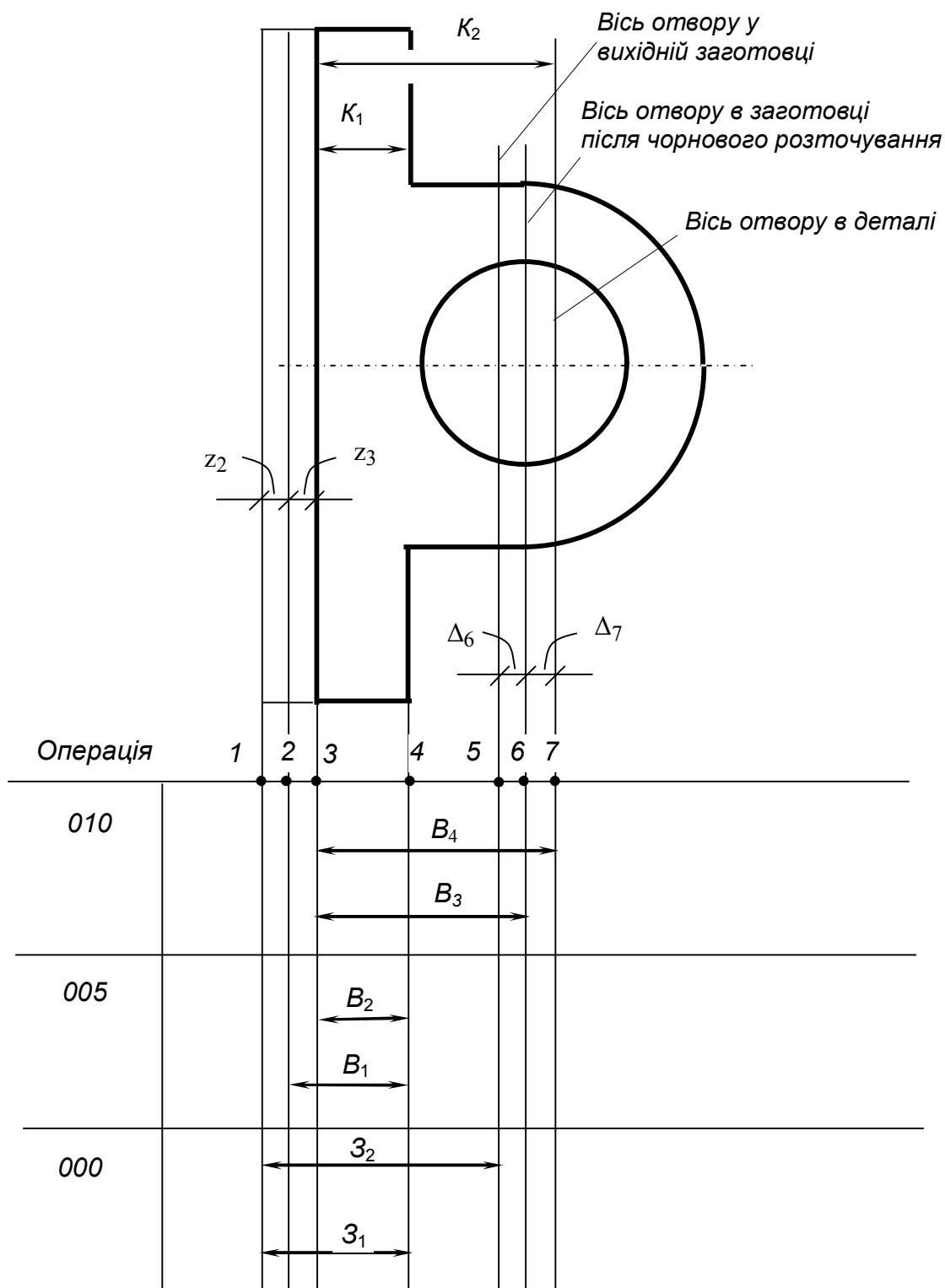


Рисунок 2.8 — Розмірна схема технологічного процесу

На основі розмірної схеми технологічного процесу будуємо похідний граф-дерево, вихідний граф-дерево і суміщений граф (рисунки 2.9 — 2.11).

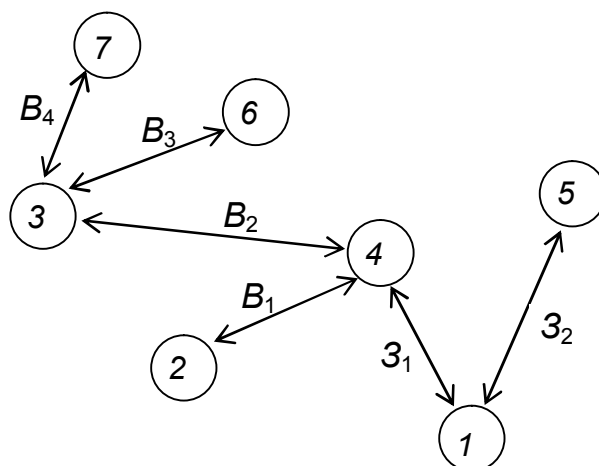


Рисунок 2.9 — Похідний граф-дерево

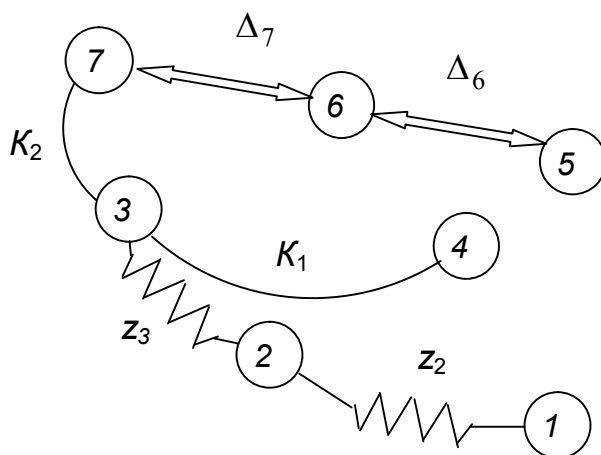


Рисунок 2.10 — Вихідний граф-дерево

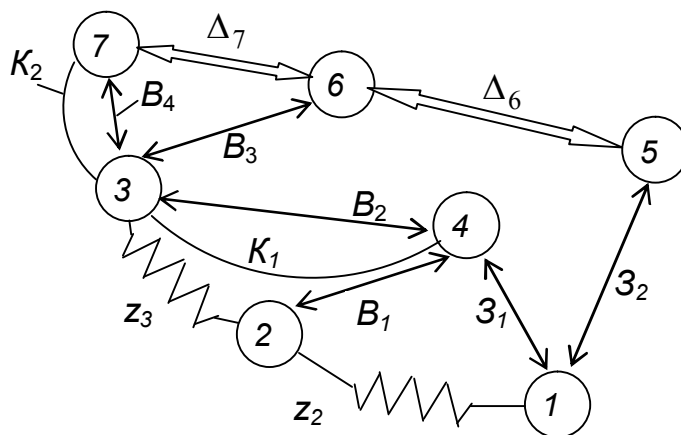


Рисунок 2.11 — Суміщений граф

З використанням суміщеного графа складаємо рівняння технологічних розмірних ланцюгів (таблиця 2.8). Правила складання й розв'язання рівнянь 1 — 4 такі самі, як і у підрозділі 2.6. В рівняннях 5 і 6 ланками замикання (вихідними ланками) є розміри відповідно Δ_7 і Δ_6 , оскільки відомими є номінальні значення цих розмірів ($\Delta_{7\text{ном}} = \Delta_{6\text{ном}} = 0$).

Таблиця 2.8 — Рівняння технологічних розмірних ланцюгів

№ рівн.	Розрахункове	Вихідне рівняння	Розмір, що визначається
1	$-K_1 + B_2 = 0$	$K_1 = B_2$	B_2
2	$-K_2 + B_4 = 0$	$K_2 = B_4$	B_4
3	$-z_3 + B_1 - B_2 = 0$	$z_3 = B_1 - B_2$	B_1
4	$-z_2 + z_1 - B_1 = 0$	$z_2 = z_1 - B_1$	z_1
5	$-\Delta_7 - B_3 + B_4 = 0$	$\Delta_7 = B_4 - B_3$	B_3
6	$-\Delta_6 - z_2 + z_1 - B_2 + B_3 = 0$	$\Delta_6 = z_1 - z_2 - B_2 + B_3$	z_2

За допомогою таблиці В.1 визначимо значення мінімальних проміжних припусків на обробку площини лап. Вибрані припуски наведено у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 — Мінімальні проміжні припуски на обробку плоских поверхонь, мм

Позначення припуску	Перехід, під час виконання якого знімається припуск	Кількісне значення мінімального припуску, мм
z_2	Чорнове фрезерування	1,2
z_3	Чистове фрезерування	0,25

Розв'яжемо рівняння технологічних розмірних ланцюгів.

Рівняння 1

$$K_1 = B_2.$$

Звідки знаходимо $B_2 = K_1 = 15_{-0,6}$ мм.

Рівняння 2

$$K_2 = B_4.$$

Звідки знаходимо $B_4 = K_2 = 60 \pm 0,1$ мм.

Рівняння 3

$$z_{3 \min} = B_{1 \min} - B_{2 \max} .$$

$$B_{1 \min} = B_{2 \max} + z_{3 \min} = 15 + 0,25 = 15,25 \text{ мм} .$$

$$B_{1 \max} = B_{1 \min} + T(B_1) = 15,25 + 1,1 = 16,35 \text{ мм} .$$

Розмір B_1 є розміром охоплюваної поверхні, тому за номінальний візьмемо розмір $B_{1 \max}$. У технологічному документі має бути вказано розмір $B_{1 \max} - T(B_1)$, тобто $16,35_{-1,1}$ мм.

Рівняння 4

$$z_{2 \min} = Z_{1 \min} - B_{1 \max} .$$

$$Z_{1 \min} = B_{1 \max} + z_{2 \min} = 16,35 + 1,2 = 17,55 \text{ мм} .$$

$$Z_{1 \max} = Z_{1 \min} + T(Z_1) = 17,55 + 1,8 = 19,35 \text{ мм} .$$

Згідно з [21] за номінальне значення розміру Z_3 беремо середнє його значення. На кресленіку заготовки має бути вказано розмір

$$Z_1 = Z_{1 \text{сер}} \pm \frac{1}{2} T(Z_1) = \frac{Z_{1 \max} + Z_{1 \min}}{2} + \frac{1}{2} T(Z_1) = \frac{19,35 + 17,55}{2} \pm 0,9 = 18,5 \pm 0,9 \text{ мм} .$$

Рівняння 5

$$\Delta_7 = B_4 - B_3 ;$$

Ланкою замикання цього рівняння є розмір Δ_7 . Вважатимемо, що

$$(\Delta_7)_{\text{ном}} = (\Delta_7)_{\text{сер}} = 0 ,$$

де $(\Delta_7)_{\text{сер}}$ – середнє значення розміру Δ_7 .

Таким чином,

$$B_{4 \text{ном}} = B_{4 \text{сер}} = B_{3 \text{ном}} = B_{3 \text{сер}} = 60 \text{ мм} .$$

З урахуванням того, що поле допуску розміру B_3 має бути розташоване симетрично відносно $B_{3 \text{сер}}$, в технологічному документі потрібно вказати

розмір $B_{3 \text{сер}} \pm \frac{1}{2} T(B_3)$, тобто $60 \pm 0,23$ мм.

Рівняння 6

$$\Delta_6 = Z_1 - Z_2 - B_2 + B_3.$$

Вважатимемо, що в номіналі вісь отвору у вихідній заготовці і вісь отвору після попереднього розточування також збігаються. З урахуванням цього запишемо

$$\Delta_{6 \text{ ном}} = \Delta_{6 \text{ сер}} = 0.$$

Отже,

$$Z_{1 \text{ сер}} - Z_{2 \text{ сер}} - B_{2 \text{ сер}} + B_{3 \text{ сер}} = 0,$$

і

$$Z_{2 \text{ сер}} = Z_{1 \text{ сер}} - B_{2 \text{ сер}} + B_{3 \text{ сер}}, \quad (2.6)$$

$$B_{2 \text{ сер}} = \frac{B_{2 \text{ max}} + B_{2 \text{ min}}}{2} = \frac{15 + 14,4}{2} = 14,7 \text{ мм}.$$

Підставивши знайдені вище кількісні значення $B_{3 \text{ сер}}$, $Z_{1 \text{ сер}}$ і $B_{2 \text{ сер}}$ у (2.6), отримаємо

$$Z_{2 \text{ сер}} = 18,45 - 14,7 + 60 = 63,75 \text{ мм}.$$

Отримане значення Z_2 округлимо в сторону збільшення до кількості значущих цифр після коми, яке відповідає значенню $T(Z_2)$. Вибираємо $Z_{2 \text{ сер}} = 63,8$ мм. На кресленику заготовки потрібно вказати розмір

$$Z_2 = Z_{2 \text{ сер}} \pm \frac{T(32)}{2} = 63,8 \pm 1,2 \text{ мм}.$$

З використанням отриманих вище граничних значень технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки, виходячи з рівнянь 3 і 4 таблиці 16.3, визначимо максимальні припуски.

$$z_{3 \text{ max}} = B_{1 \text{ max}} - B_{2 \text{ min}} = 16,35 - 14,4 = 1,95 \text{ мм}.$$

$$z_{2 \text{ max}} = Z_{1 \text{ max}} - B_{1 \text{ min}} = 19,35 - 15,25 = 4,1 \text{ мм}.$$

Отримані значення максимальних припусків зведемо в таблицю 2.10.

Визначені внаслідок виконання розмірного аналізу величини технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки та їх допуски показано у таблиці 2.11.

Таблиця 2.10 — Максимальні припуски, мм

$z_{2\max}$	$z_{3\max}$
4,1	1,95

Таблиця 2.11 — Значення технологічних розмірів, розмірів вихідної заготовки та допуски цих розмірів, мм

Позначення розміру	Граничні значення розмірів		Допуск	Номінальний розмір	Значення розміру у технологічному документі	Значення розміру на кресленіку вихідної заготовки
	мінімальний розмір	максимальний розмір				
B_1	15,25	16,35	1,1	16,35	$16,35_{-1,1}$	—
B_2	14,4	15,0	0,6	15,0	$15_{-0,6}$	—
B_3	59,77	62,30	0,46	60,0	$60 \pm 0,23$	—
B_4	59,90	60,10	0,20	60,0	$60 \pm 0,1$	—
z_1	17,55	19,35	1,8	18,5	—	$18,5 \pm 0,9$
z_2	62,6	65	2,4	63,8	—	$63,8 \pm 1,2$

2.8 Використання розмірного аналізу технологічних процесів для визначення складових мінімального припуску

Визначення оптимальних значень мінімальних припусків є важливою частиною проектування операцій механічної обробки. Особливого значення ця задача набуває в серійному і масовому виробництві, коли завищені припуски можуть невиправдано збільшити собівартість продукції.

Відомо [5], що із застосуванням розрахунково-аналітичного методу мінімальний проміжний припуск на механічну обробку циліндричних поверхонь визначається за формулою

$$2z_{\min i} = 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{y_i}^2} \right), \quad (2.7)$$

де i – порядковий виконуваного технологічного переходу;

Rz_{i-1} , h_{i-1} , ρ_{i-1} – відповідно висота мікронерівностей, глибина дефектного шару та просторові відхилення поверхні (відносно технологічних баз), які утворились на технологічному переході, що передує виконуваному;

ε_{y_i} – похибка установлення заготовки у верстатний пристрій, яка виникає на виконуваному технологічному переході.

Величини Rz і h визначаються за таблицями.

Величину похибки установлення ε_{y_i} можна знайти за відомими методами з урахуванням того, що ця похибка визначається як поле розсіювання розміру між вершиною настроєного інструмента та поверхнею заготовки або віссю отвору, з якої (або з якого) зрізається припуск.

Величину ρ для випадку обробки отворів в корпусних деталях можна знайти за формулою.

$$\rho = \sqrt{\rho_{\text{жол}}^2 + \rho_{\text{зм}}^2}, \quad (2.8)$$

де $\rho_{\text{жол}}$, $\rho_{\text{зм}}$ – просторові відхилення, спричинені відповідно жолобленням і зміщенням отвору.

Величина $\rho_{\text{жол}}$ досить просто знаходиться за формулою

$$\rho_{\text{жол}} = \sqrt{\rho_{\text{жол}D}^2 + \rho_{\text{жол}L}^2}, \dots\dots\dots(2.9)$$

Що ж стосується величини $\rho_{\text{зм}}$, то під час її розрахунку мають бути враховані неточності виготовлення вихідної заготовки, схема базування на першій операції, а також ті похибки механічної обробки, які впливають на вели-

чину ρ_{3M} . Ця задача може бути досить просто розв'язана на основі застосування розмірного аналізу технологічних процесів. Розглянемо розв'язання цієї задачі на прикладі технологічного процесу механічної обробки заготовки деталі типу «Корпус підшипника», який розглянуто у підрозділі 2.7. Маршрут механічної обробки зі схемами базування і розташування технологічних розмірів (B) показано у таблиці 2.7.

Очевидно, що вісь отвору у вихідній заготовці може бути зміщеною відносно технологічних баз у напрямі осей як X , так і Z (рис. 2.12) і тому її повне зміщення $\rho_{3M_{B3}}$ складе

$$\rho_{3M_{B3}} = \sqrt{\rho_{3M_{B3x}}^2 + \rho_{3M_{B3z}}^2} \quad (2.10)$$

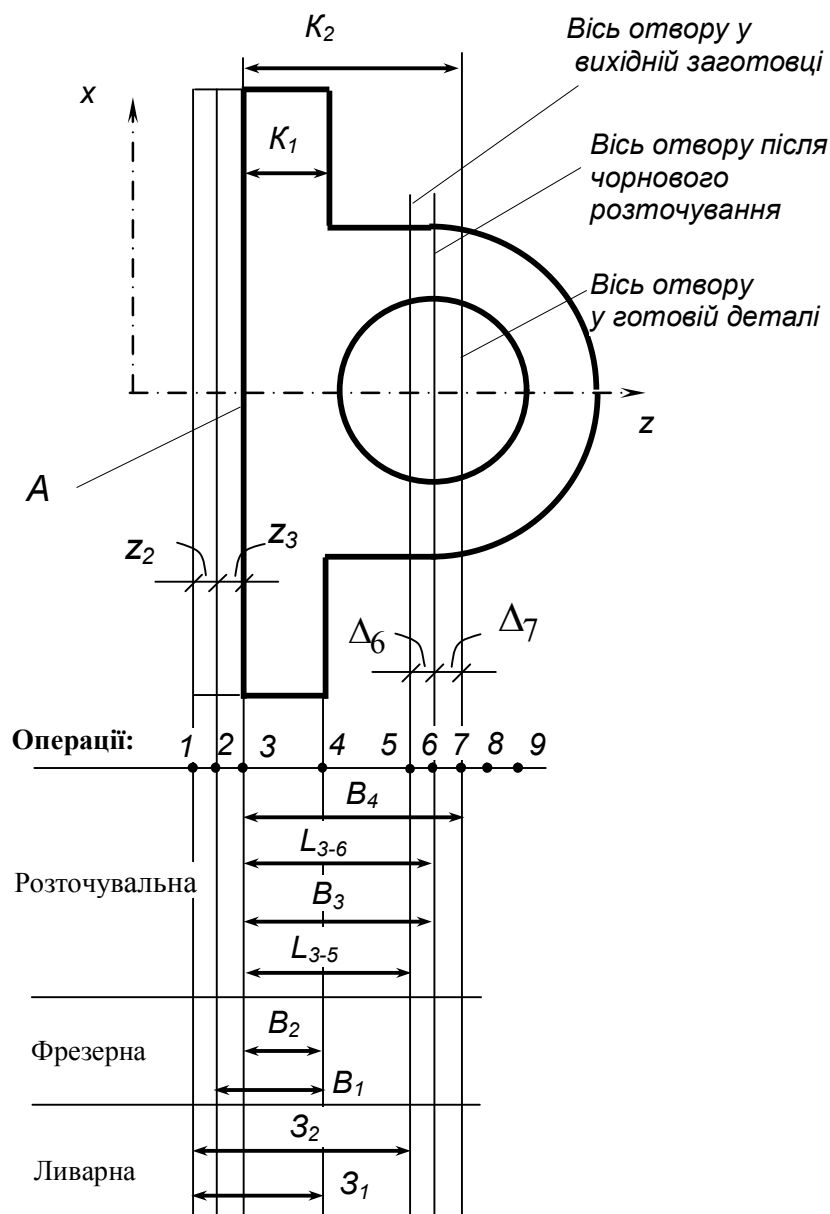


Рисунок 2.12 — Розмірна схема технологічного процесу (у напрямі осі Z)

Очевидно також, що $\rho_{3M_{B_3 Z}}$ можна розглядати як поле розсіювання розміру L_{3-5} між чистою технологічною базою (площиною A) і віссю отвору у вихідній заготовці (див. рис. 2.12). Розмір L_{3-5} можна досить просто знайти, побудувавши відповідно до розмірної схеми технологічного процесу граф технологічних розмірних ланцюгів (рис. 2.13).

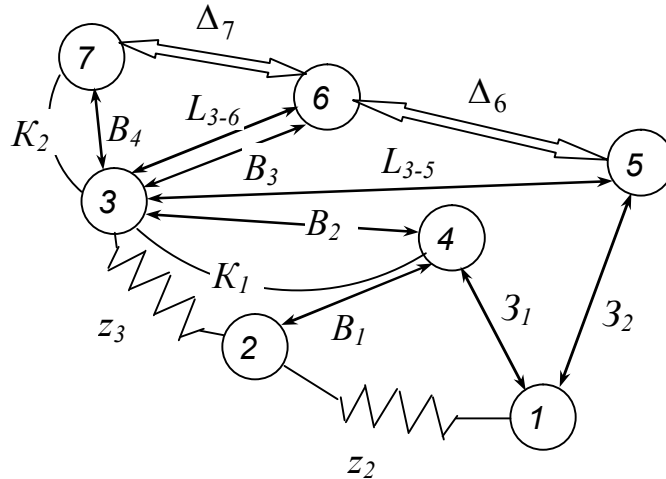


Рисунок 2.13. — Граф технологічних розмірних ланцюгів (у напрямі осі Z)

З графа технологічних розмірних ланцюгів випливає, що

$$-L_{3-5} + B_2 - 3_1 + 3_2 = 0.$$

Вважаючи розмір L_{3-5} ланкою замикання, запишемо це рівняння у вигляді

$$L_{3-5} = B_2 - 3_1 + 3_2.$$

Оскільки розмірний ланцюг, що розглядається, має три складових ланки, то для визначення поля розсіювання ланки замикання $\delta(L_{3-5})$ скористаємось імовірнісним методом. У цьому випадку можна записати

$$\rho_{3M_{B_3 Z}} = \delta(L_{3-5}) = t \sqrt{[\lambda(B_2)T(B_2)]^2 + [\lambda(3_1)T(3_1)]^2 + [\lambda(3_2)T(3_2)]^2},$$

де t – коефіцієнт, який залежить від бажаної імовірності роботи без браку;
 $\lambda(B_2), \lambda(3_1), \lambda(3_2)$ – коефіцієнти відносно розсіювання, які залежать від виду законів розподілу дійсних значень відповідних розмірів;
 $T(B_2), T(3_1), T(3_2)$ – допуски технологічного розміру B_2 і розмірів вихідної заготовки 3_1 і 3_2 .

На основі розмірного аналізу можна легко знайти і зміщення ($\rho_{z_{M1}}$) осі отвору, що утворився після першого технологічного переходу його механічної обробки (попереднього розточування). З графа технологічних розмірних ланцюгів випливає, що

$$\rho_{z_{M1}} = \delta(L_{3-6}) = T(B_3).$$

Для визначення величин $\rho_{z_{M_{B3}x}}$ і $\rho_{z_{M1x}}$ потрібно виконати розмірний аналіз у напрямі осі X . Після цього за формулою (2.10) потрібно визначити сумарне зміщення $\rho_{z_{M_{B3}}}$.

Розглянутий приклад показує, що застосування розмірного аналізу дозволяє суттєво спростити й формалізувати знаходження величини можливого зміщення осі отвору вихідної заготовки відносно технологічної бази з урахуванням як неточностей виготовлення заготовки, так і похибок попередньої механічної обробки.

2.9 Питання для самопідготовки студентів

1. Мета і задачі розмірного аналізу технологічних процесів механічної обробки.
2. Початкові дані та послідовність виконання розмірного аналізу технологічного процесу механічної обробки.
3. Рекомендації щодо розташування технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки.
4. Побудова розмірної схеми технологічного процесу.
5. Використання теорії графів в розмірно-точнісному моделюванні технологічних процесів механічної обробки.
6. Побудова похідного графа-дерева. Які геометричні елементи є його вершинами? Які поверхні є його ребрами?
7. Побудова вихідного графа-дерева. Які геометричні елементи є його вершинами? Які поверхні є його ребрами?
8. Правила перевірки правильності побудови похідного і вихідного графів-дерев.
9. Побудова суміщеного графа (графа технологічних розмірних ланцюгів).
10. Знаходження технологічних розмірних ланцюгів з використанням суміщеного графа. Які розміри можуть бути ланками замикання технологічних розмірних ланцюгів?
11. Визначення допусків вихідної заготовки і допусків технологічних розмірів.

12. Визначення проміжних мінімальних припусків на механічну обробку плоских поверхонь.

13. Розв'язання рівнянь технологічних розмірних ланцюгів для визначення технологічних розмірів і розмірів вихідної заготовки. У яких випадках може з'явитись необхідність корекції допусків технологічних розмірів?

14. Визначення максимальних припусків.

15. Особливості виконання розмірно-точнісного моделювання технологічних процесів механічної обробки заготовок корпусних деталей.

16. Яка складова мінімального припуску визначається за допомогою розмірного аналізу технологічного процесу?

ЛІТЕРАТУРА

1. Базієвський С. Д. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підручник / С. Д. Базієвський, В. В. Дмитришин. – К. : Либідь, 2004. – 504 с.
2. Бондаренко С. Г. Розмірні розрахунки механоскладального виробництва : навч. посібник. — К. : ІСДО, 1993. — 544 с.
3. Дерібо О. В. Технологія машинобудування. Курсове проектування / Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П., Пурдик В. П. — Вінниця, 2013. — 123 с.
4. Дерібо О. В. Основи технології машинобудування. Частина 1 : навчальний посібник / Дерібо О. В. — Вінниця : ВНТУ, 2013. — 125 с.
5. Дерібо О. В. Основи технології машинобудування. Частина 2 : навчальний посібник / Дерібо О. В. — Вінниця : ВНТУ, 2015. — 116 с.
6. Дерібо О. В. Основи технології машинобудування. Частина 1 : практикум / Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П., Репінський С. В. — Вінниця : ВНТУ, 2017. — 106 с.
7. Дерібо О. В. Основи технології машинобудування. Частина 2 : практикум / Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П., Сухоруков С. І. — Вінниця : ВНТУ, 2015. — 116 с.
8. Технології для верстатів з числовим програмним керуванням: електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання / Дерібо О. В., Лозінський Д. О., Сердюк О. В. — Вінниця : ВНТУ, 2023. — 116 с. Електронний ресурс:
https://iq.vntu.edu.ua/method/getfile.php?fname=5927.pdf&card_id=1949&id=5927
9. Приходько В. П. Розмірне моделювання та аналіз технологічних процесів: навчальний посібник для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» / В. П. Приходько; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: pdf - 15.2 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 249 с. [Електронний ресурс] :
<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/38826>.
10. Руденко П. О. Проектування технологічних процесів у машинобудуванні / Руденко П. О. — К. : Вища школа, 1993. — 414 с.
11. Рудь В. Д. Розмірно-точнісний аналіз конструкцій та технологій / Рудь В. Д., Герасимчук О. О., Маркова Т. П. — Луцьк : ЛДТУ, 2008. — 344 с.
12. Рудь В. Д. Курсове проектування з технології машинобудування. / Рудь В. Д. — К. : ІСДО, 1996. — 300 с.
13. Дерібо О. В. Застосування розмірного аналізу у визначенні мінімального проміжного припуску на механічну обробку отворів у корпусних деталях / Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П., Горук Т. М. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2009. — № 4. — С.77—80.
14. Дерібо О. В. Порівняльний аналіз результатів визначення припусків за нормативами та розрахунково-аналітичного методом з використанням розмірного аналізу технологічних процесів / Дерібо О. В.,

Репінський С. В., Коваленко К. С. // Вісник вінницького політехнічного інституту. – 2022. – № 6. – С. 69 – 74.

15. Вибір розташування технологічних розмірів за допомогою розмірного аналізу технологічних процесів / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк // XLVII науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (14 – 23 березня 2018 р.).

16. Дерібо О. В. Вплив технологічних факторів на максимальні припуски для механічної обробки плоских поверхонь заготовок деталей типу «Фланець» // Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2019. – № 3. – С. 96–102.

17. Дерібо О. В. Особливості визначення похибки установаження як складової припуску для механічної обробки // Дерібо О. В., Дусанюк Ж. П. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2020. – № 2. – С. 67 – 72.

18. Дерібо О. В. Вплив схеми базування на похибку базування, як складову мінімального проміжного припуску для механічної обробки / Дерібо О. В. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2021. – № 2. – С. 107–113.

19. ДСТУ ISO 286-1-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків відхилів та посадок. — 30 с.

20. ДСТУ ISO 286-2. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилів отворів і валів (ISO 286-2: 1988, IDT). — 43 с.

21. ДСТУ 8981:2020. Виливки з металів та сплавів. Допуски розмірів, маси та припуски на механічне оброблення. Чинний від 01.05. 2021 р. — 77 с.

ДОДАТКИ

Додаток А. Нормативні дані щодо показників точності деталей

Таблиця А.1 — Система отвору. Граничні відхили основних отворів діаметром до 500 мм (за ДСТУ ISO 286-2)

Номінальний розмір, мм	Поля допусків основних отворів										
	<i>H4</i>	<i>H5</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>	<i>H13</i>	<i>H14</i>
	Граничні відхили $\frac{ES}{EI}$, мкм										
До 1	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	+140 0	—
Більше 1 до 3	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	+140 0	+250 0
Більше 3 до 6	+4 0	+5 0	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0	+180 0	+300 0
Більше 6 до 10	+4 0	+6 0	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0	+220 0	+360 0
Більше 10 до 18	+5 0	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0	+270 0	+430 0
Більше 18 до 30	+6 0	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0	+330 0	+520 0
Більше 30 до 50	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0	+390 0	+620 0
Більше 50 до 80	+8 0	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0	+460 0	+740 0
Більше 80 до 120	+10 0	+15 0	+27 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0	+540 0	+870 0
Більше 120 до 180	+12 0	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0	+630 0	+1000 0
Більше 180 до 250	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0	+720 0	+1150 0
Більше 250 до 315	+16 0	+23 0	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+520 0	+810 0	+1300 0
Більше 315 до 400	+18 0	+25 0	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0	+890 0	+1400 0
Більше 400 до 500	+20 0	+27 0	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0	+970 0	+1550 0

Таблиця А.2 — Допуски співвісності, симетричності, перетину осей і радіального биття

Номінальний розмір, мм	Ступінь точності (ГОСТ 10356—63)								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
	Допуски (граничні відхили), мкм								
До 6	-	-	3	5	8	12	20	30	50
Більше 6 до 18	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Більше 18 до 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Більше 50 до 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Більше 120 до 260	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Більше 260 до 500	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Більше 500 до 800	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Більше 800 до 1200	6	10	16	25	40	60	100	160	250

Таблиця А.3 — Допуски паралельності, перпендикулярності і торцевого биття

Номінальний розмір, мм	Ступінь точності (ГОСТ 10356—63)								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
	Допуски (граничні відхили), мкм								
До 10	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16
Більше 10 до 25	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25
Більше 25 до 60	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Більше 60 до 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Більше 160 до 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Більше 400 до 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160

Додаток Б. Економічно досяжні показники точності і шорсткості, що забезпечуються поширеними способами механічної обробки

Таблиця Б.1 — Середньостатистична точність механічної обробки і параметри шорсткості циліндричних поверхонь

Спосіб обробки	Квалітет точності діаметральних розмірів	Шорсткість (Ra), мкм
Точіння і розточування: попереднє чистове тонке на верстатах класів В	12 і грубіше 10 і грубіше 6 і 7	12,5 3,2...1,6 0,8...0,4
Свердління і розсвердлювання	11 — 12	12,5 — 6,3
Зенкерування	10 і грубіше	6,3 — 3,2
Розвірчування: попереднє і одноразове чистове	8 і грубіше 7	6...0,8 0,8...0,4
Шліфування зовнішніх циліндричних поверхонь і отворів чистове тонке на верстатах класу В	7 5 і 6	0,8...0,4 0,2...0,1

Таблиця Б.2 — Середньостатистична точність механічної обробки і параметри шорсткості плоских поверхонь

Спосіб обробки	Квалітет точності розмірів між поверхнями	Параметр шорсткості Ra , мкм
Точіння торців і фрезерування площин: чорнове напівчистове і одноразове чистове тонке	14 — 11 12 — 11 10 8 — 6	12,5 — 6,3 3,3 — 1,6 1,6 — 0,8 1,6 — 0,32
Шліфування: одноразове попереднє чистове тонке	8 — 7 9 — 8 7 6	1,6 — 0,4 0,8 — 0,4 0,4 — 0,1 0,2 — 0,01

Додаток В. Мінімальні проміжні припуски

Таблиця В.1 — Мінімальні проміжні припуски на обробку площин

Спосіб обробки поверхні	Припуск на сторону, мм, за найбільшого розміру оброблюваної площини (більше — до)						
	до 50	50 — 120	120 — 260	260 — 500	500 — 800	800 — 1250	1250 — 2000
Чорнова і одноразова обробка лезовим інструментом поверхні вилівка: у піщано-глинисту форму (машинне формування з використанням металевих моделей) у піщано-глинисту форму (ручне формування з використанням дерев'яних моделей) у кокіль в оболонкову форму за виплавленими моделями	0,9	1,1	1,5	2,2	3,1	4,5	7,0
	1,0	1,2	1,6	2,3	3,2	4,6	7,1
	0,7	0,8	1,0	1,6	2,2	3,1	4,6
	0,5	0,6	0,8	1,4	2,0	2,9	-
	0,3	0,4	0,5	0,8	-	-	-
Напівчистова обробка лезовим інструментом після чорнової	0,25		0,3		0,35	0,40	0,50
Чистова обробка лезовим інструментом після напівчистої	0,16						0,20
Тонке фрезерування інструментом із надтвердих матеріалів	0,1						-
Попереднє і однократне шліфування після чистої обробки лезовим інструментом	0,05						0,08
Чистове шліфування після попереднього	0,03						0,05

Таблиця В.2 — Припуски (на сторону) на чорнове точіння торців, мм

Найбільший діаметр оброблюваної поверхні, мм	Припуск, мм	Найбільший діаметр оброблюваної поверхні, мм	Припуск, мм
До 20	1,0	Більше 75 до 125	2,0
Більше 20 до 30	1,5	Більше 125 до 150	
Більше 30 до 45		Більше 150	2,5
Більше 45 до 75			

Таблиця В.3 — Припуски (на сторону) на чистову обробку торців, мм

Діаметр оброблюваної заготовки (більше — до), мм	Припуск за довжини деталі (більше — до), мм					
	до 30	30 — 50	50 — 120	120 — 260	260 — 500	Більше 500
<i>Чистове підрізання</i>						
6 — 18	0,6	0,6	0,8	0,9	-	-
18 — 30		0,7	0,9	1,0	1,2	1,5
30 — 50	0,7	0,8		1,1	1,3	1,6
50 — 80	0,8		1,0	1,2	1,4	
80 — 120		0,9	0,9	1,1	1,3	1,5
120 — 180	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
180 — 200	1,0	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
<i>Шліфування</i>						
6 — 18	0,3	0,3	0,3	0,4	-	-
18 — 30			0,4		0,5	0,6
30 — 50		0,4		0,5	0,6	
50 — 80						0,4
80 — 120		0,4	0,5	0,6	0,7	
120 — 180	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7
180 — 200	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8

*Навчальне електронне видання
комбінованого використання.
Можна використовувати в локальному та мережному режимах*

**Олександр Володимирович Дерібо
Сергій Володимирович Репінський**

РОЗМІРНО-ТОЧНІСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Навчальний посібник

Рукопис оформив *О. Дерібо*

Редактор *Т. Старічек*

Оригінал-макет підготувала *Т. Старічек*

Підписано до видання 23.04.2024 р.
Гарнітура Times New Roman.
Зам. № P2024-088.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
Редакційно-видавничий відділ.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.
press.vntu.edu.ua;
E-mail: irvc.ed.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.