

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Ю.Є. Паливода, А.Є. Дячун, Ю.Б. Капаціла, І.Г. Ткаченко

РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

Навчально-методичний посібник

Тернопіль
2018

УДК 621.855
Р64

Укладачі:

Ю.Є. Паливода, канд. техн. наук, професор,
А.Є. Дячун, канд. техн. наук, доцент,
Ю.Б. Капаціла, канд. техн. наук, доцент,
І.Г. Ткаченко, канд. техн. наук, доцент.

Рецензенти:

П.Д. Стухляк, докт. техн. наук, професор.

Рекомендовано й затверджено на засіданні кафедри технології машинобудування
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.
Протокол № 1 від 30.08. 2018 р.

Схвалено та рекомендовано до друку на засіданні методичної комісії
факультету інженерії машин, споруд та технологій
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.
Протокол № 1 від 31.08. 2018 р.

Розмірні ланцюги : навчально-методичний посібник / Укладачі :
Р64 Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Капаціла Ю.Б, Ткаченко І.Г.. – Тернопіль :
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
2018. – 132 с.

УДК 621.855

В посібнику розглянуто основні теоретичні положення розмірного аналізу,
наведено методи і приклади розв’язування типових задач.

Посібник розроблено для вивчення студентами дисциплін “Теоретичні основи
технології виробництва деталей та складання машин”, “Технологія
машинобудування”, “Технологія обробки типових деталей та складання машин” із
спеціальностей 131 “Прикладна механіка” та 133 “Галузеве машинобудування”.

Відповідальний за випуск: канд. техн. наук, професор Паливода Ю.Є.

© Паливода Ю.Є., Дячун А.Є,
Капаціла Ю.Б., Ткаченко І.Г., 2018
© Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя, 2018

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. Розмірний аналіз.....	6
2. Основні поняття про розмірні ланцюги. Терміни та визначення.....	8
3. Ланки розмірних ланцюгів	11
4. Види розмірних ланцюгів.....	13
5. Розміри і відхилення	17
6. Розрахункові коефіцієнти.....	20
7. Методи досягнення точності замикаючої ланки.....	20
8. Завдання і способи розрахунку розмірних ланцюгів	21
9. Побудова розмірних ланцюгів	21
9.1. Послідовність побудови розмірного ланцюга.....	21
9.2. Знаходження замикаючої ланки, її допуску і координати середини поля допуску	22
9.3. Виявлення складових ланок розмірного ланцюга	27
10. Теоретичні основи розрахунку розмірних ланцюгів	30
11. Методи досягнення точності замикаючої ланки.....	35
11.1. Метод повної взаємозамінності	36
11.2. Метод неповної взаємозамінності	40
11.3. Метод групової взаємозамінності.....	45
11.4. Метод припасування	48
11.5. Метод регулювання.....	53
12. Методика розрахунку розмірних ланцюгів	60
12.1. Основні розрахункові формули	60
12.2. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів.....	63
12.2.1. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при прямій задачі	63
12.2.2. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при зворотній задачі ..	66
13. Приклади розрахунку розмірних ланцюгів	67
14. Встановлення та розрахунок складального розмірного ланцюга	74
15. Вибір методу досягнення заданої точності складання.....	81

16. Визначення придатності складених виробів	93
17. Визначення ризику за одним параметром точності.....	94
18. Визначення ризику з декількома параметрами точності	98
19. Технологічні розмірні ланцюги	103
19.1. Розрахунки технологічних розмірних ланцюгів	103
19.2. Розрахунок технологічних розмірних ланцюгів при несуміщенні вимірювальної та технологічної бази.....	112
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК	127
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	131

ВСТУП

При проектуванні технологічних процесів виготовлення деталей машин у всьому комплексі робіт значне місце займають розмірні розрахунки основних вихідних параметрів технологічного процесу (операційних розмірів, припусків, розмірів заготовок), а також оцінка точності технологічного процесу в цілому. Методи проектування технологічних процесів, які склалися в промисловості, побудовані на багатостадійному виконанні розмірних розрахунків методом проб і помилок і не охоплюють всього комплексу розмірних зв'язків. При цьому лише частину вимог, які висуваються до технологічного процесу, вдається виконати на стадії проектування, багато чого досягається лише в процесі запуску та коригування технологічного процесу за результатами дослідних і установочних партій, а дуже часто і безпосередньо в ході самого серійного чи масового виробництва. Практика промислового проектування показує, що у більшості випадків проектний технологічний процес при впровадженні вимагає значних доопрацювань, в результаті яких підприємства вимушені нести додаткові затрати на придбання обладнання, перепланування виробничих ділянок, замовлення інструментів та оснащення. Усе це веде до підвищення вартості підготовки виробництва виробів нової техніки та збільшує терміни її впровадження.

Суттєвим внеском в прискорення темпів впровадження нової техніки може стати система прогнозування характеристик технологічного процесу на стадії проектування. Цей посібник присвячений вивченню та розробленню методів розмірного аналізу, на основі якого такий прогноз може бути здійснений. Створення такої системи дозволить перенести вирішення багатьох питань із стадії освоєння технологічного процесу на стадію проектування, де пошук раціональних рішень не пов'язаний зі значними матеріальними затратами.

1. Розмірний аналіз

До факторів, що зумовлюють якість роботи і довговічність будь-якої машини, належить взаємний зв'язок і правильна взаємодія вузлів і окремих деталей, складових машини.

Для нормальної роботи машини чи іншого виробу, необхідно щоб деталі і їх поверхні займали одна відносно одної визначене, відповідне до службового призначення, положення. Щоб досягнути цієї вимоги необхідно забезпечувати в конструкціях машин і механізмів певні розмірні параметри.

При технологічному опрацюванні креслень частіше всього доводиться працювати з тією їх частиною, яка пов'язана з уточненням лінійних розмірів, допусків та їх відхилень, встановлюваних, в основному, на основі аналізу розмірних зв'язків.

Розмірні розрахунки є наукою, що охоплює широке коло питань. Ці питання поділяють на дві основні групи:

- розмірний аналіз, тобто виявлення розмірних зв'язків і їх фіксацію;
- власне розмірні розрахунки із застосуванням відповідних методів і способів розрахунку.

Кожна машина, вузол або деталь від задуму конструктора до виготовлення в металі проходить два етапи: перший етап складає робота конструкторського бюро, що створює розмірно-точнісну характеристику готової деталі; другий етап – це робота технологічного бюро, яка включає встановлення розмірів, допусків і відхилень для деталей на всіх стадіях її виготовлення.

В основі роботи з розмірної обробки будь-якої деталі, механізму чи машини на обох етапах лежить аналіз розмірних зв'язків, який називають звичайно розмірним аналізом.

Існує три види (категорії) розмірного аналізу:

- розмірний аналіз механізму;

- розмірний аналіз деталі;
- розмірний аналіз технологічного процесу.

Розглянемо простий складальний вузол підтримуючого ролика (рис. 1.1). Для вільного обертання ролика на нерухомій осі повинен бути забезпечений невеликий осьовий люфт (переміщення), який передбачений конструктором в межах від 0,7 до 1,6 мм. Розглядаючи ескіз, переконуємося, що осьове переміщення ролика залежить від розмірів та A_4 . Таким чином, існує функціональний зв'язок між цими розмірами і осьовим люфтом ролика.

Завданням конструктора на першому етапі роботи і технолога – на другому – є виявлення і вміння правильно зафіксувати розмірні зв'язки, тобто провести розмірний аналіз механізму, деталі або технологічного процесу.

Таким чином, завдання конструктора формується з наявності певного розмірного взаємозв'язку. Технолог, перед тим як приступити до розмірного аналізу, визначає на кресленні деталі розміри, які важко виконати, а також встановлює необхідність і доцільність заданої точності, визначаючи завдання, що поставлено конструктором. Робить це він з метою полегшити виготовлення деталей у виробництві. Вияснити ж правильність поставлених розмірів як конструктор, так і технолог можуть тільки на основі розмірного аналізу.

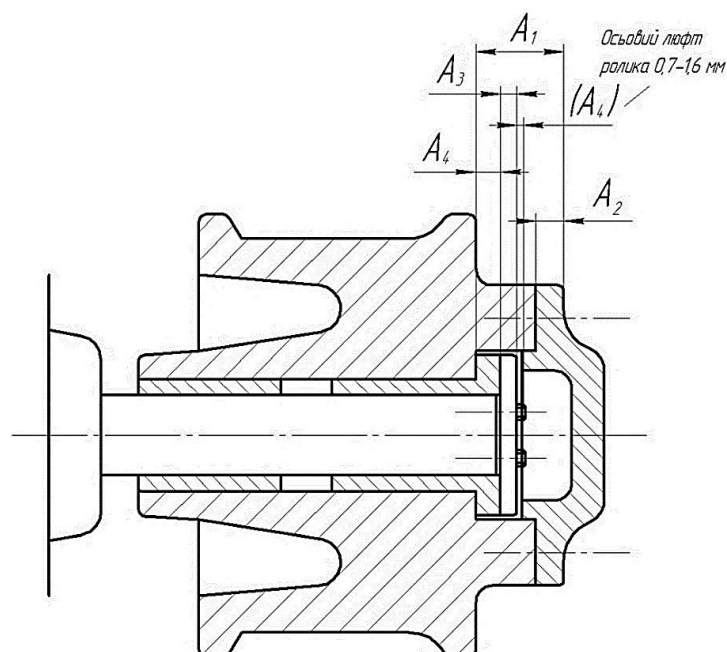


Рисунок 1.1 – Підтримуючий ролик

Розмірний аналіз дозволяє обґрунтовано задавати розмірно-точнісні характеристики елементів машини і економічно забезпечувати потрібну якість виготовлених конструкцій.

Розмірний аналіз конструкції машини при розробленні технології потрібен для того, щоб розібратися у взаємозв'язках деталей і складальних одиниць, які утворюють машину; визначити методи досягнення необхідної точності машини; проаналізувати правильність проставляння розмірів і допусків у кресленнях машини та внести, за необхідності, зміни розмірів і допусків згідно запланованих технологічних методів і засобів забезпечення необхідної точності різних параметрів машини.

Розмірний аналіз – це комплекс робіт із виявлення та побудови схем розмірних зв'язків машини або її частини, раціонального розміщення розмірів, призначення необхідних допусків, а також оцінки отриманих результатів.

Розмірним аналізом механізму називається виявлення і фіксування тих розмірних зв'язків, які мають місце між складовими частинами механізму і, шляхом здійснення яких, при складанні забезпечуються необхідні конструктивні розмірні параметри механізму.

Розмірним аналізом деталі називається виявлення і фіксування розмірних зв'язків між елементами (поверхнями) однієї і тієї ж деталі.

Розмірним аналізом технологічного процесу називається виявлення і фіксування розмірних зв'язків між операціями даного технологічного процесу.

Розмірні зв'язки виражаються і фіксуються в формі розмірних ланцюгів. Відповідно до видів розмірного аналізу розмірні ланцюги називаються: складальними, подетальними і технологічними.

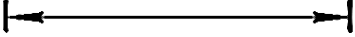
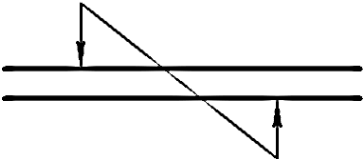
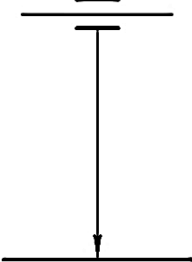
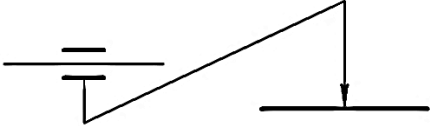
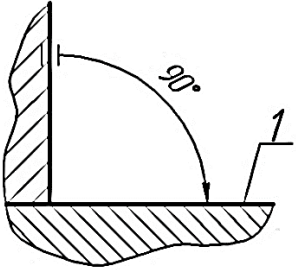
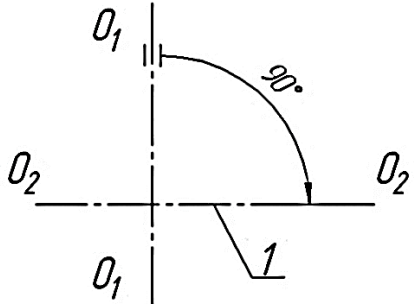
2. Основні поняття про розмірні ланцюги. Терміни та визначення

Властивості та закономірності розмірних ланцюгів визначаються системою понять і аналітичними залежностями, що дозволяють розраховувати номінальні розміри і забезпечувати найекономічнішим шляхом точність

виробів при конструюванні, виготовленні, ремонті та під час експлуатації.

Ланка розмірного ланцюга – один з розмірів, що утворюють розмірний ланцюг (позначається великою буквою українського або малою буквою грецького (крім літер α , β , ξ , λ , ω) алфавітів з індексом. На схемах розмірних ланцюгів ланки мають умовне позначення (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Позначення складових ланок (1 – база)

а) лінійні розміри – двосторонньою стрілкою	
	або 
б) паралельність – односторонньою стрілкою з напрямком вістря до бази	
	або 
в) перпендикулярність – односторонньою стрілкою з напрямком вістря до бази	
	

Приклади розмірних ланцюгів, які утворені залежно від поставлених завдань, наведені на рис. 2.1, 2.2.

Завдання 1: забезпечити співпадання осі заднього центру токарного верстата з віссю переднього центру у вертикальній площині.

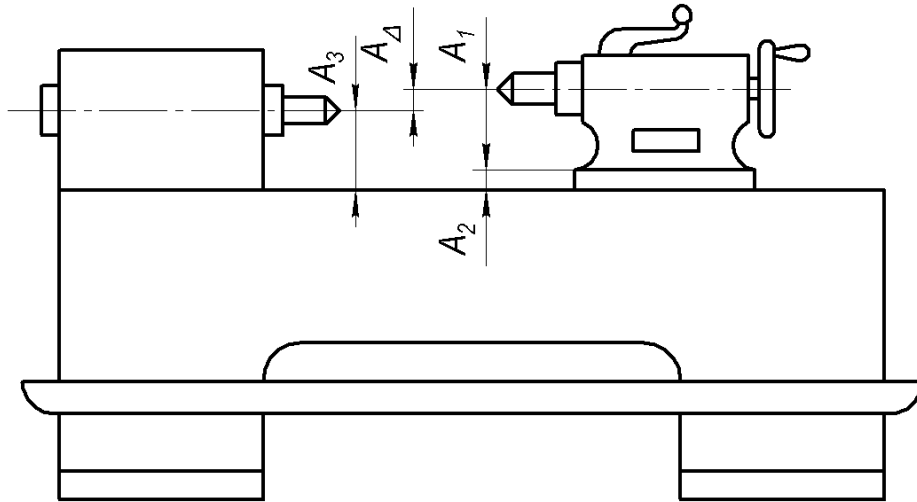


Рисунок 2.1 – Розмірний ланцюг A , що визначає відстань A_{Δ} між осями заднього і переднього центрів токарного верстата у вертикальній площині

Завдання 2: отримати в результаті оброблення необхідний розмір радіуса валика.

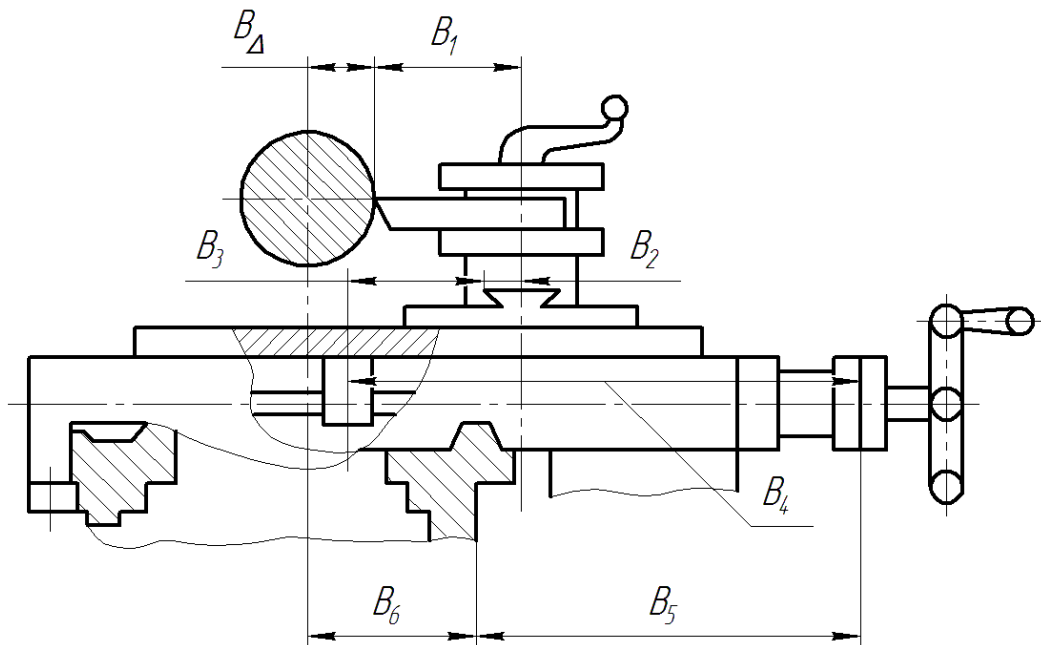


Рисунок 2.2 – Розмірний ланцюг B , що визначає розмір B_{Δ} радіуса валика, який виготовлений на токарному верстаті

3. Ланки розмірних ланцюгів

Замикаюча ланка – ланка розмірного ланцюга, яка є вихідною при формуванні задачі або та, що отримується останньою у результаті її вирішення. Позначається великою буквою українського або малою буквою грецького (крім літер α , β , ξ , λ , ω) алфавітів з індексом Δ . Розглянемо приклади (рис. 3.1, 3.2).

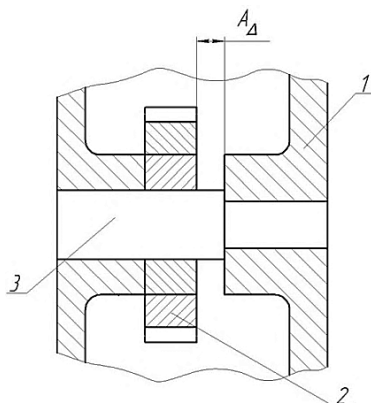


Рисунок 3.1 – Приклад конструкторського завдання:

виходячи з службового призначення механізму, встановити номінальний розмір і граничні відхилення зазору A_{Δ} , що забезпечують вільне обертання шестерні 2

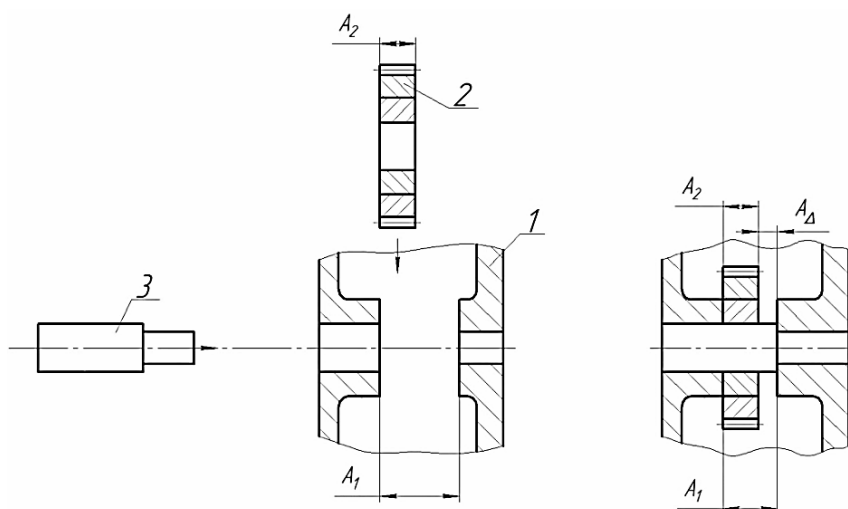


Рисунок 3.2 – Приклад технологічного завдання:

у процесі виготовлення деталей і складання забезпечити отримання заданої конструктором величини зазору A_{Δ}

Складова ланка – ланка розмірного ланцюга, яка функціонально пов’язана із замикаючою ланкою. Позначається великою буквою українського або малою буквою грецького (крім літер α , β , ξ , λ , ω) алфавітів з індексом, що відповідає порядковому номеру складової ланки.

Збільшуюча ланка – складова ланка розмірного ланцюга, зі збільшенням якої замикаюча ланка збільшується (рис. 3.3).

Зменшуюча ланка – складова ланка розмірного ланцюга, зі збільшенням якої замикаюча ланка зменшується (рис. 3.3).

Компенсуюча ланка – складова ланка розмірного ланцюга, зміною значення якої досягається необхідна точність замикаючої ланки. Позначається відповідною буквою, яку обводять прямокутником (рис. 3.4).

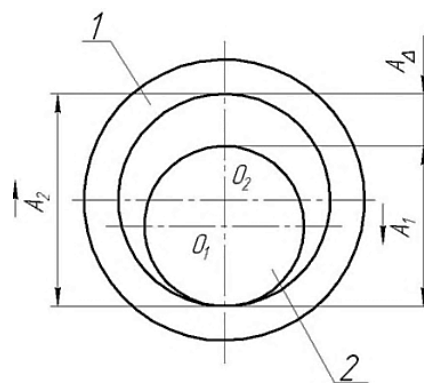


Рисунок 3.3 – Види складових ланок:

1 – втулка; 2 – вал; A_Δ – зазор; \vec{A}_1 – зменшуюча ланка; \vec{A}_2 – збільшуюча ланка

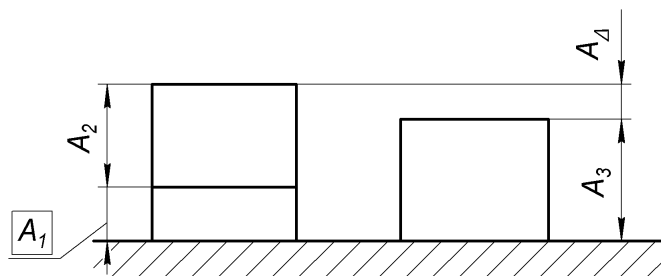


Рисунок 3.4 – Розмірний ланцюг з компенсуючою ланкою:

$\boxed{A_1}$ – компенсуюча ланка

Загальна ланка – ланка, що одночасно належить декільком розмірним

ланцюгам. Позначення формується з позначень ланок розмірних ланцюгів, в які входить дана ланка зі знаком рівності між ними (рис. 3.5).

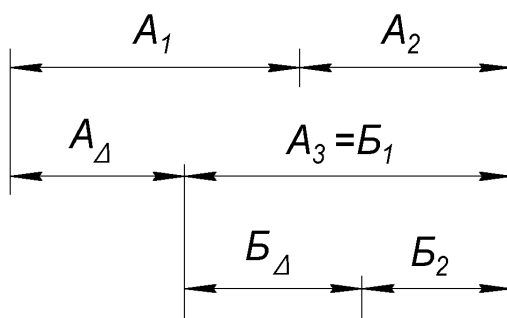


Рисунок 3.5 – Розмірний ланцюг із загальною ланкою:

$$A_3 = B_1 - \text{загальна ланка розмірних ланцюгів } A \text{ і } B$$

4. Види розмірних ланцюгів

Основний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, замикаючою ланкою якого є розмір, який забезпечується відповідно до вирішення основної задачі.

Похідний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, замикаючою ланкою якого є одна із складових ланок основного розмірного ланцюга.

Приклад. Завдання: забезпечити необхідну величину зазору (A_Δ) між роликami 1 і 2 (рис. 4.1).

Конструкторський розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, що визначає відстань або відносний поворот між поверхнями або осями поверхонь деталей у виробі.

Технологічний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, що забезпечує необхідну відстань або відносний поворот між поверхнями виробу, що виготовляється при виконанні операції або ряду операцій складання, оброблення, при налагоджуванні верстата, при розрахунку розмірів між переходами (рис. 4.2).

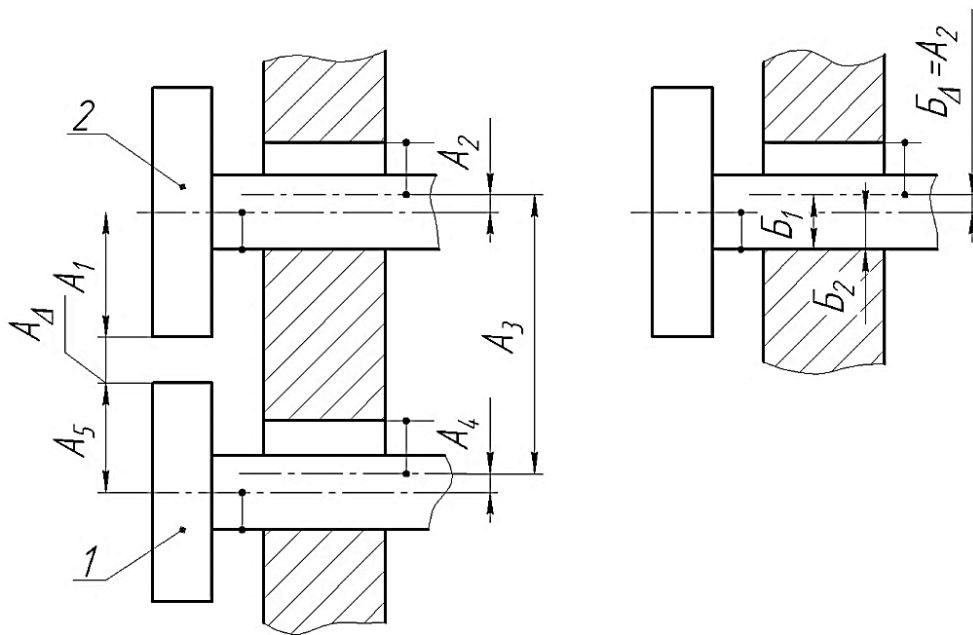


Рисунок 4.1 – Основний і виробничий розмірний ланцюги:

A – основний розмірний ланцюг; B – один з похідних розмірних ланцюгів,
 ($B_{\Delta} = A_2$, де A_2 – одна з ланок основного розмірного ланцюга)

Вимірювальний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, що виникає при визначенні відстані або відносного повороту між поверхнями, їх осями або твірними поверхонь виробу, що виготовляється, або виготовленого.

Лінійний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, ланками якого є лінійні розміри.

Кутовий розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, ланками якого є кутові розміри. Позначаються ланки кутового розмірного ланцюга малими літерами грецького алфавіту (крім літер α , β , ξ , λ , ω) з індексом, що відповідає порядковому номеру ланки.

Приклад. Завдання: забезпечити при складанні паралельність поверхні 1 відносно поверхні 2 (рис. 4.3).

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.

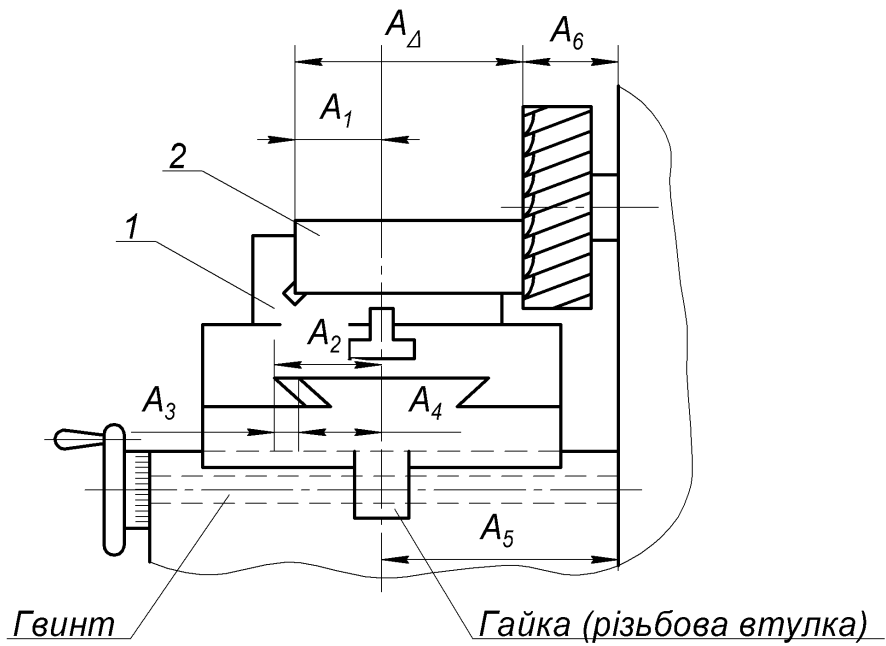


Рисунок 4.2 – Технологічний розмірний ланцюг:

1 – пристосування; 2 – заготовка, (A_{Δ} – розмір, отриманий в результаті оброблення)

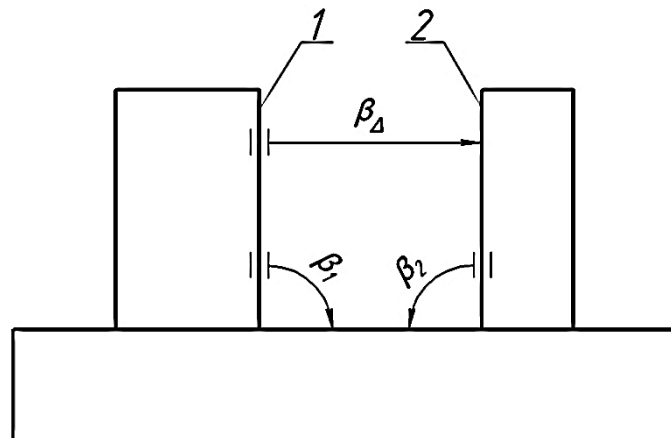


Рисунок 4.3 – Кутовий розмірний ланцюг β , що визначає паралельність поверхні 1 відносно до поверхні 2

Паралельно пов'язані розмірні ланцюги – розмірні ланцюги, що мають одну або кілька загальних ланок (рис. 4.4).

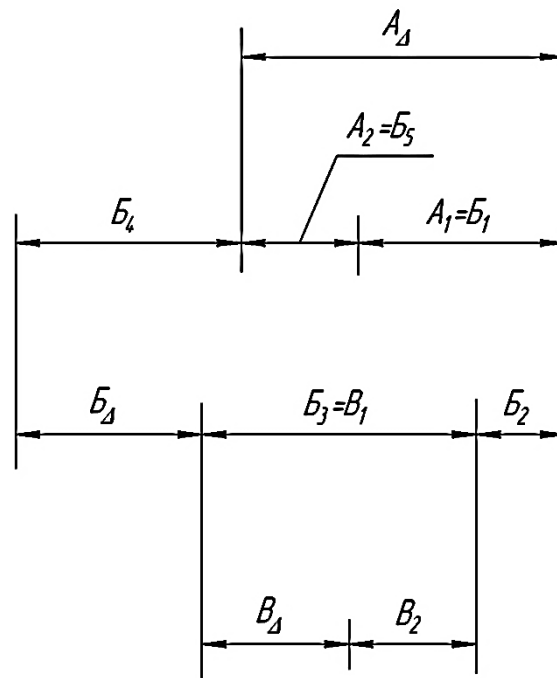


Рисунок 4.4 – Паралельно пов'язані розмірні ланцюги

Послідовно пов'язані розмірні ланцюги – розмірні ланцюги, в яких кожний наступний має одну спільну базу з попереднім (рис. 4.5).

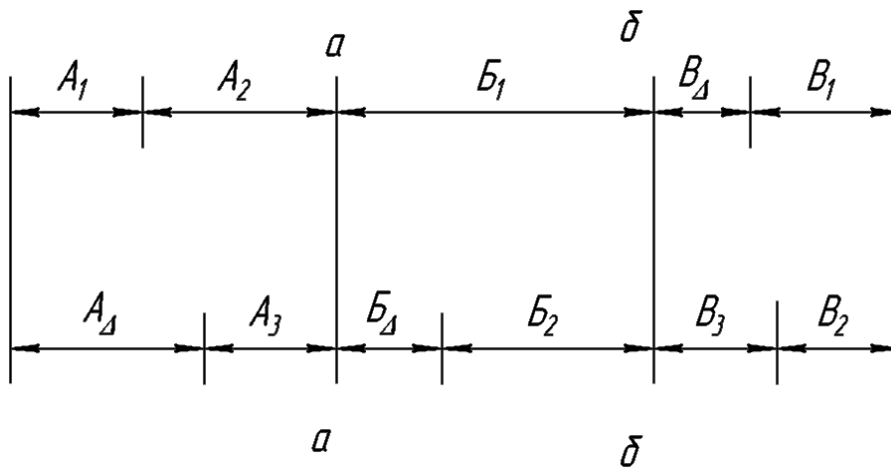


Рисунок 4.5 – Послідовно пов'язані розмірні ланцюги

Розмірні ланцюги з комбінованим зв'язком – розмірні ланцюги, між якими є паралельні і послідовні зв'язки (рис. 4.6).

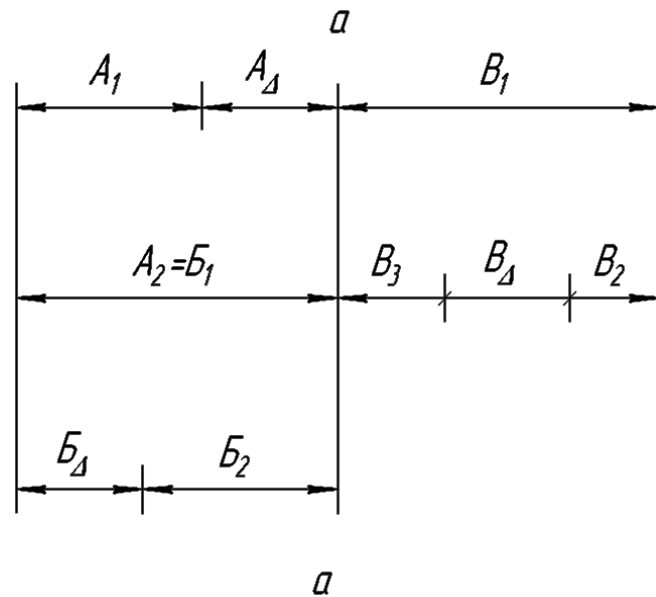


Рисунок 4.6 – Розмірні ланцюги з комбінованим зв'язком;
 $(a - a)$ – загальна база

5. Розміри і відхилення

Номинальний розмір – розмір, відносно якого визначаються граничні розміри і який служить також початком відліку відхилень.

Дійсний розмір – розмір, отриманий в результаті виконання технологічного процесу.

Вимірний розмір – розмір виробу, визначений в результаті вимірювання. Якщо похибка вимірювання для поставленої задачі така, що вимірний розмір може бути прийнятий як істинний, то цей вимірний розмір називається дійсним.

Граничні розміри – два гранично допустимих розміри, між якими повинен знаходитися або яким може бути рівний дійсний розмір.

Найбільший граничний розмір – більший з двох граничних розмірів.

Найменший граничний розмір – менший з двох граничних розмірів.

Відхилення – алгебраїчна різниця між розміром і відповідним номінальним розміром.

Верхнє відхилення – алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами.

Нижнє відхилення – алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами.

Допуск – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або абсолютна величина алгебраїчної різниці між верхнім і нижнім відхиленнями. Поле допуску – поле, обмежене верхнім і нижнім відхиленнями або найбільшим і найменшим граничними розмірами для i -ої ланки (рис. 5.1).

Координата середини поля допуску – координата, що визначає положення середини поля допуску відносно номінального розміру (рис. 5.2).

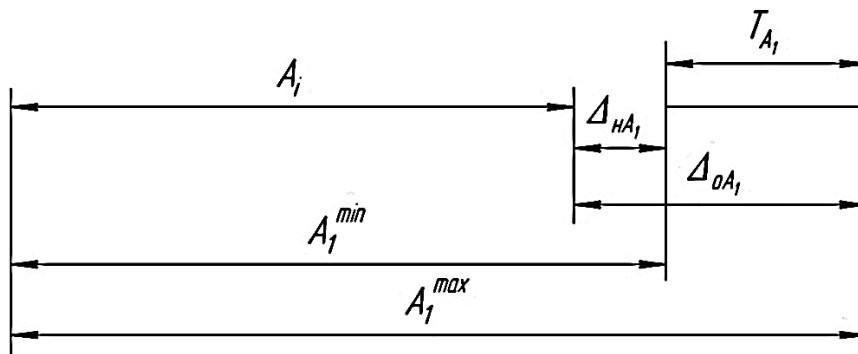


Рисунок 5.1 – Схема розташування допусків і граничних відхилень

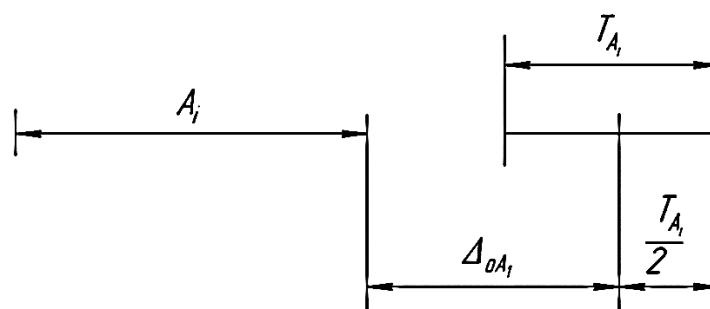


Рисунок 5.2 – Схема розташування координати середини поля допуску

Поле розсіювання – різниця між найбільшим і найменшим розмірами в партії виробів (рис. 5.3).

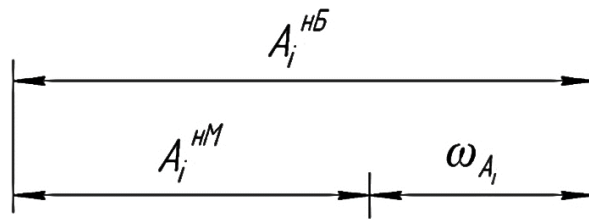


Рисунок 5.3 – Схема розташування поля розсіювання

Координата середини поля розсіювання – координата, що визначає положення середини поля розсіювання відносно номінального розміру.

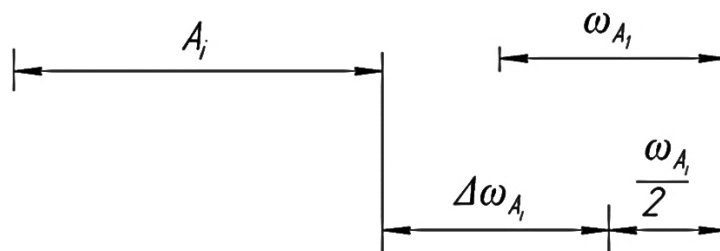


Рисунок 5.4 – Схема розташування координати середини поля розсіювання

Координата центру групування – координата, що визначає положення центру групування відносно номінального розміру (рис. 5.5).

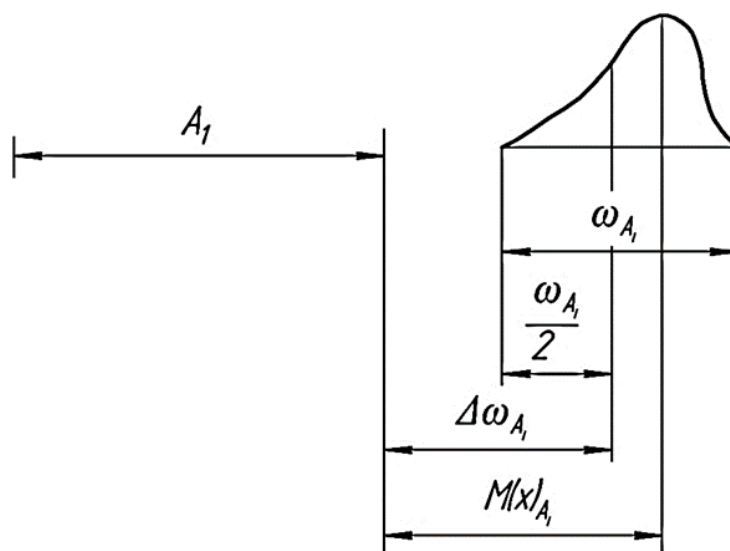


Рисунок 5.5 – Схема розташування координати центру групування

6. Розрахункові коефіцієнти

Відносне середньоквадратичне відхилення – коефіцієнт, що характеризує закон розсіювання розмірів або їх відхилень.

Коефіцієнт ризику – коефіцієнт, що характеризує ймовірність виходу відхилень замикаючої ланки за межі допуску.

Коефіцієнт відносної асиметрії – коефіцієнт, що характеризує асиметрію кривої розсіювання розмірів, тобто ступінь впливу відхилення складової ланки на відхилення замикаючої.

Величина компенсації – найбільше можливе відхилення, що виходить за межі поля допуску замикаючої ланки, яке підлягає компенсації.

7. Методи досягнення точності замикаючої ланки

Існує п'ять методів досягнення точності замикаючої ланки розмірних ланцюгів.

Метод повної взаємозамінності – метод, при якому необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається у всіх випадках її реалізації шляхом включення складових ланок без вибору, підбору або зміни їх значень.

Метод неповної взаємозамінності – метод, при якому необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається з деяким ризиком шляхом включення до неї складових ланок без вибору, підбору або зміни їх значень.

Метод групової взаємозамінності – метод, при якому необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається шляхом включення в розмірний ланцюг складових ланок, що належать до відповідних груп, на які вони попередньо розсортовані.

Метод припасування – метод, при якому необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається зміною значення компенсуючої ланки, шляхом видалення з компенсатора певного шару матеріалу.

Метод регулювання – метод, при якому необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається зміною значення компенсуючої ланки без видалення матеріалу з компенсатора.

8. Завдання і способи розрахунку розмірних ланцюгів

Пряма задача – задача, при якій задані параметри замикаючої ланки (номінальне значення, допустимі відхилення і т.д.) і потрібно визначити параметри складових ланок.

Зворотна (обернена) задача – задача, в якій відомі параметри складових ланок (допуски, поля розсіювання, координати їх центрів і т.д.) і потрібно визначити параметри замикаючої ланки.

Статична задача – задача, яка вирішується без урахування факторів, що впливають на зміну ланок розмірного ланцюга в часі.

Динамічна задача – задача, яка вирішується з урахуванням факторів, що впливають на зміну ланок розмірного ланцюга в часі.

Спосіб розрахунку на максимум-мінімум – спосіб розрахунку, що враховує тільки граничні відхилення ланок розмірного ланцюга і найнесприятливіші їх поєднання.

Імовірнісний спосіб розрахунку – спосіб розрахунку, що враховує розсіювання розмірів та ймовірність різних сполучень відхилень складових ланок розмірного ланцюга.

9. Побудова розмірних ланцюгів

9.1. Послідовність побудови розмірного ланцюга

Залежно від задачі, яку розв'язують, зображують схему виробу, технологічної системи верстат – пристосування – інструмент – деталь (ВПД),

технологічного процесу або вимірювання, на яку наносять розмірний ланцюг або розмірні ланцюги.

Допускається для кожного розмірного ланцюга зображати окрему схему.

Першою знаходять замикаючу ланку. Далі, починаючи від однієї з поверхонь (осей), що обмежують замикаючу ланку, знаходять складові ланки розмірного ланцюга, які безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленої задачі, і доходять до другої поверхні (осі), що обмежує замикаючу ланку.

9.2. Знаходження замикаючої ланки, її допуску і координати середини поля допуску

Замикаючу ланку розмірного ланцюга знаходять, виходячи із завдання, що виникає при конструюванні виробу, його виготовленні або вимірюваннях. Тому спочатку має бути поставлена і чітко сформульована задача, вирішення якої необхідне для забезпечення відповідності конструкції виробу його службовому призначенню, забезпечення необхідної точності виробу при виготовленні або оцінюванні його точності вимірюванням. При конструюванні виробу перехід від формулювання завдання до знаходження замикаючої ланки полягає у виявленні такого лінійного або кутового розміру, від значення якого повністю залежить вирішення конструкторської задачі.

При виготовленні виробу замикаючою ланкою розмірного ланцюга є розмір, точність якого повинна бути забезпечена технологічним процесом.

При вимірюванні замикаючою ланкою є вимірний розмір. Отже, в замикаючій ланці вкладений зміст задачі, яку розв'язують, тому кожен розмірний ланцюг дає рішення тільки однієї задачі і може мати одну замикаючу ланку.

Допуск замикаючої ланки встановлюється:

– в конструкторських розмірних ланцюгах, виходячи зі службового призначення виробу або його механізму;

– в технологічних розмірних ланцюгах відповідно до допуску на відстань або відносний поворот поверхонь деталі (осей) або деталей виробу, які необхідно отримати в результаті здійснення технологічного процесу виготовлення деталі або складання виробу;

– у вимірювальних розмірних ланцюгах, виходячи з необхідної точності вимірювання.

Приклад 1. Завдання: забезпечити плавне (без заїдань) пересування золотника у золотниковому механізмі (рис. 9.1).

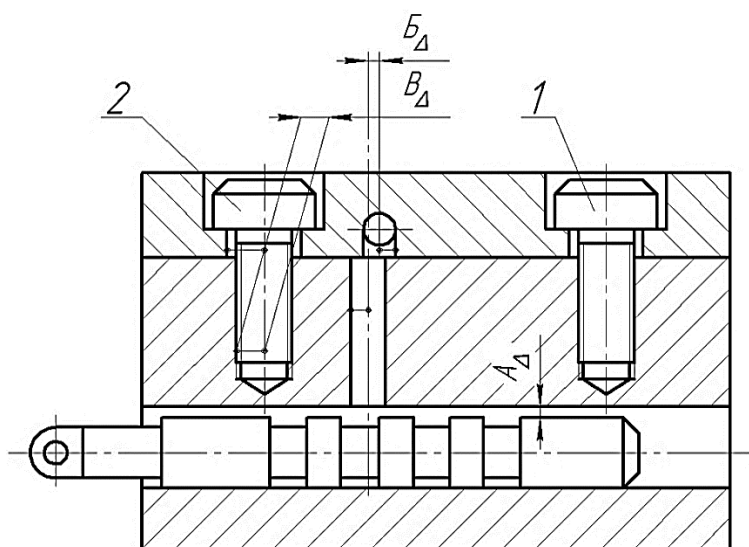


Рисунок 9.1 – Золотниковий механізмі

Легкість ходу золотника залежить від величини зазору між золотником і отвором в корпусі. Тому останньою ланкою розмірного ланцюга, за допомогою якої вирішується це завдання, є зазор A_{Δ} між золотником і корпусом.

Найменше граничне значення A_{Δ}^{min} має бути встановлено, виходячи з умови переміщення золотника в корпусі без заїдань і забезпечення мінімального шару мастила, а найбільше граничне значення зазору A_{Δ}^{max} – виходячи з норми допустимого витоку мастила в золотниковому пристрої, який встановлюється відповідно до його службового призначення.

Приклад 2. Завдання: забезпечити суміщення каналів у кришці і корпусі золотникового пристрою (рис. 9.1).

Суміщення каналів в корпусі золотника і кришки означає співпадання їх осей. Тому замикаючою ланкою розмірного ланцюга, за допомогою якої може бути вирішена ця задача, буде відносне зміщення B_{Δ} осей каналів. Допуск замикаючої ланки B_{Δ} повинен бути встановлений, виходячи з допустимого скорочення витрати мастила, що проходить через канал в одиницю часу у зв'язку із збільшенням опору в гідравлічній системі через зменшення площі перетину каналу в стику корпусу і кришки.

Приклад 3. Завдання: забезпечити приєднання кришки золотника до корпусу гвинтами 1 і 2 (рис. 9.1).

Якщо розміри гвинтів і отворів в кришці і корпусі встановлені правильно, то одним гвинтом, наприклад, гвинтом 1, кришку завжди можна приєднати до корпусу. Приєднання кришки гвинтом 2 можливо лише за тієї умови, якщо відносне зміщення осей кріпильних отворів в кришці і корпусі не буде перевищувати половини зазору між гвинтом і отвором в кришці. Тому замикаючою ланкою B_{Δ} в розмірному ланцюгу, за допомогою якої забезпечується приєднання кришки гвинтами 1 і 2, буде відносне зміщення осей кріпильних отворів в кришці і корпусі.

При встановленні допуску на замикаючу ланку слід виходити із найнесприятливішого випадку та встановити допуск, що дорівнює найменшому граничному зазору між гвинтом і отвором в кришці.

Приклад 4. Завдання: забезпечити входження вала K редуктора в муфту M , встановлену на валу електродвигуна (рис. 9.2).

Входження вала редуктора в муфту можливо, якщо не співпадання осі вала з віссю отвору в муфті не перевищуватиме зазору між ними. Так як причиною не співпадання осей є відносне зміщення і поворот вала і отвору муфти в просторі, то в кожній з двох координатних площин необхідно врахувати їх у вигляді самостійних замикаючих ланок. Наприклад, у вертикальній площині (рис. 9.2) ними будуть Γ_{Δ} і γ_{Δ} . Перш ніж встановити допуски на вихідні ланки Γ_{Δ} і γ_{Δ} , необхідно виявити межі допустимого зазору

між валом і отвором в муфті. Найбільший граничний зазор S_{\max} повинен бути призначений з врахуванням експлуатаційних вимог до муфти. Найменший граничний зазор S_{\min} лімітується не лише умовами експлуатації, а й труднощами виготовлення деталей редуктора, двигуна, муфти та їх монтажу.

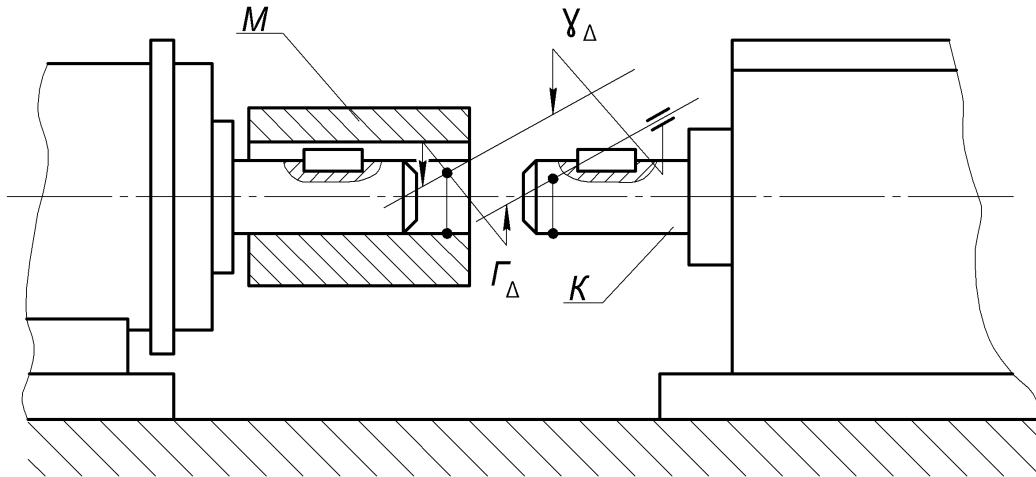


Рисунок 9.2 – Замикаючі ланки з'єднання

Вибір значення S_{\min} повинен бути зроблений з урахуванням складності виготовлення виробу в цілому.

Перехід від S_{\min} до $T_{ГΔ}$ і $T_{γΔ}$ слід провести за схемою рис. 9.3.

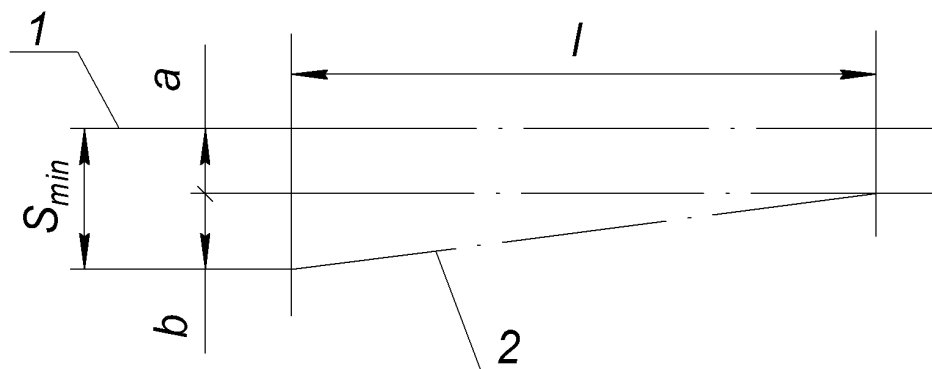


Рисунок 9.3 – Розрахункова схема розташування осей:

1 – вісь отвору в муфті; 2 – вісь валу редуктора; l – довжина ділянки поверхні валу, на якій вал сполучається з муфтою; a – зміщення осі валу редуктора 2 відносно осі отвору в муфті 1; b – зміщення кінця валу через поворот його відносно осі

Так як $T_{\Gamma\Delta}$ і $T_{\gamma\Delta}$ повинні бути встановлені, виходячи із значення S_{\min} , при якому створюються найнесприятливіші умови складання, то з точки зору умов складання виробу, було б доцільне найбільше наближення S_{\min} до S_{\max} . Але наближення S_{\min} до S_{\max} зменшує допуск на зазор, а, отже, допуски на діаметри валів і отвори в муфті і ускладнює виготовлення деталей.

Так як значенням S_{\min} необхідно обмежити зміщення і поворот вала редуктора в просторі, то для обмеження їх лише в одній координатній площині можна використовувати лише частину зазору.

Якщо вважати, що зміщення і повороти вала в кожній з координатних площин рівноймовірні, то

$$(a + b) \leq S_{\min} \cdot \cos 45^\circ.$$

Звідси

$$T_{\Gamma\Delta} = a; T_{\gamma\Delta} = b/l.$$

Приклад 5. Завдання: необхідно забезпечити при обробленні заготовки паралельність поверхні *A*, деталі поверхні *B*, якій вона встановлюється на стіл універсально-фрезерного верстата (рис. 9.4).

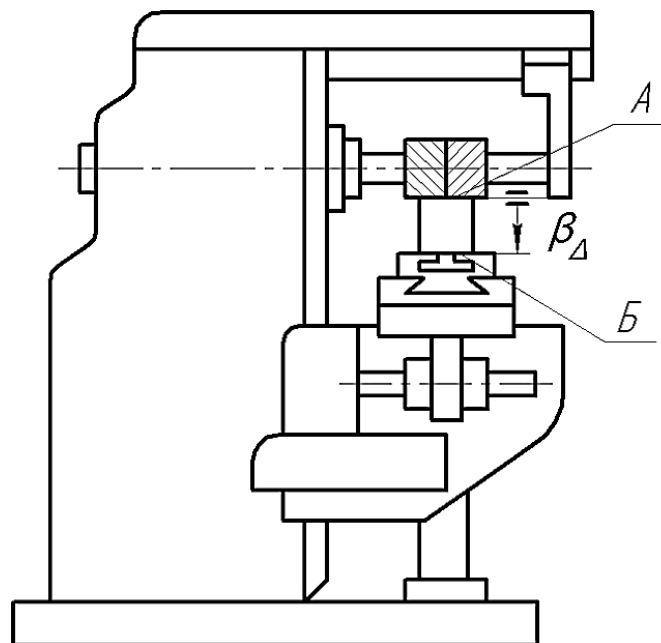


Рисунок 9.4 – Схема оброблення деталі на універсально-фрезерному верстаті

Замикаючою ланкою розмірного ланцюга, за допомогою якої вирішується це завдання, є відносний поворот β_{Δ} поверхонь оброблюваної деталі. Допуск замикаючої ланки $T_{\beta_{\Delta}}$ повинен бути заданий рівним допуску на відносний поворот поверхонь A і B деталі, що встановлений кресленням.

9.3. Виявлення складових ланок розмірного ланцюга

Виявивши замикаючу ланку, приступають до знаходження складових ланок розмірного ланцюга. Складовими ланками конструкторських розмірних ланцюгів можуть бути:

– відстані деталей (відносні повороти між поверхнями (їх осями), що утворюють замикаючу ланку, і основними базами (ГОСТ 21495-76) цих деталей;

– відстані (відносні повороти) між поверхнями допоміжних (ГОСТ 21495-76) та основних баз деталей, що безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленої задачі своїми розмірами.

Керуючись цим положенням, для знаходження розмірного ланцюга слід йти від поверхонь деталей (їх осей), що утворюють замикаючу ланку, до основних баз цих деталей, від них – до основних баз деталей, що базують перші деталі, аж до утворення замкнутого контуру. Неспівпадань (зазори, неспіввісності) основних і допоміжних баз з'єднаних деталей, якщо вони можливі, враховуються окремими ланками.

Для пояснення викладеного, на рис. 9.5 дано схематичне зображення механізму, у якому потрібно забезпечити положення поверхні B відносно поверхні A . Літерами O і B вказані відповідно основні і допоміжні бази деталей.

Відповідно до викладених рекомендацій, побудовані розмірні ланцюги D і β , що визначають положення поверхонь A і B .

На рис. 9.6 і 9.7 наведені розмірні ланцюги, за допомогою яких вирішуються завдання, розглянуті в прикладах 1–4, побудовані за тими ж правилами.

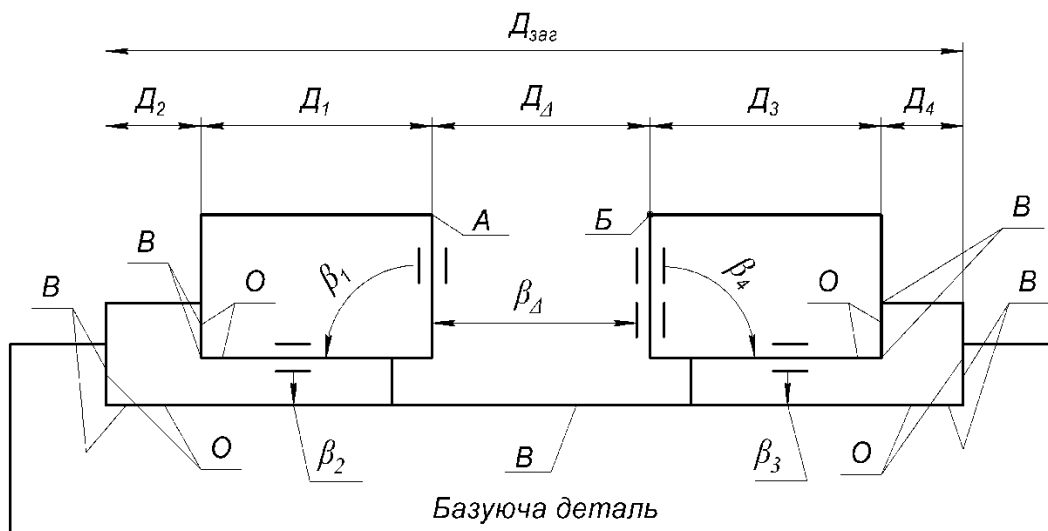


Рисунок 9.5 – Схеми розмірних ланцюгів механізму

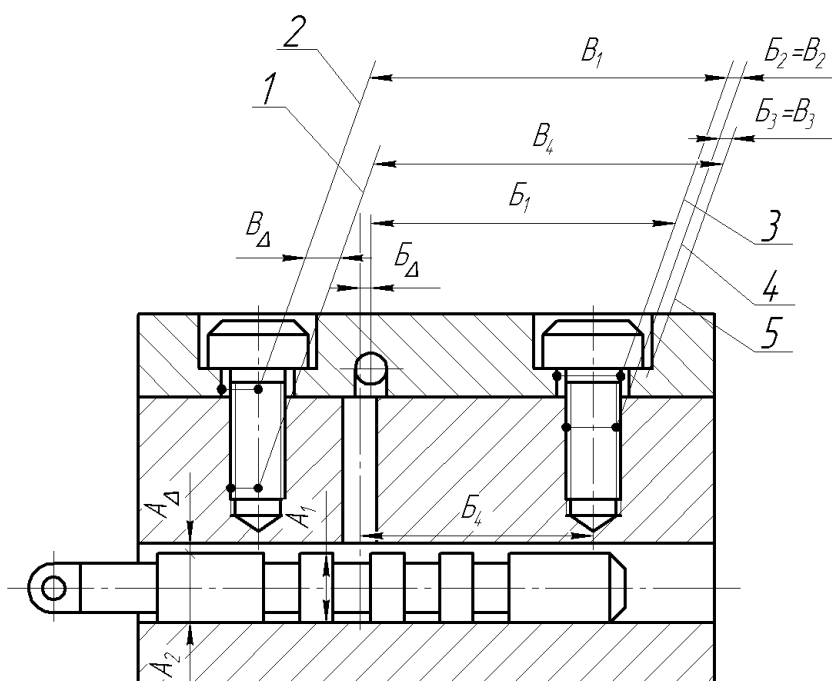


Рисунок 9.6 – Схеми розмірних ланцюгів складальної одиниці:

- 1 – вісь різьбового отвору; 2 – вісь отвору в кришці; 3 – вісь отвору в кришці;
- 4 – вісь гвинта; 5 – вісь отвору в корпусі золотника

За тими ж правилами проводиться і виявлення складових ланок технологічних розмірних ланцюгів системи ВПД і вимірювальних ланцюгів. На рис. 9.8 представлений розмірний ланцюг, що належать до прикладу 5.

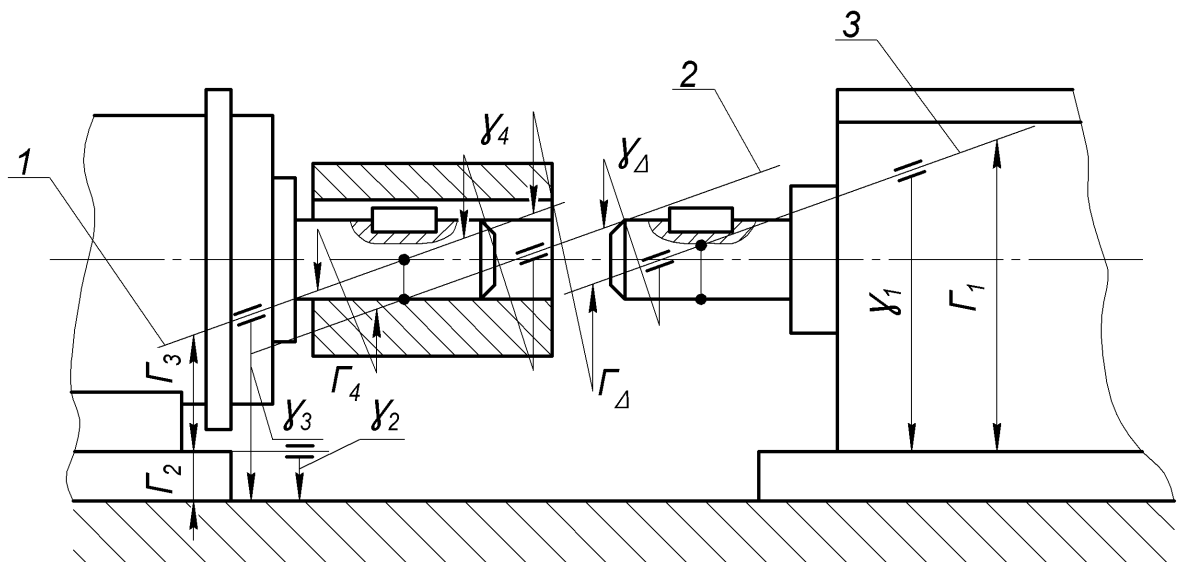


Рисунок 9.7 – Схеми розмірних ланцюгів з'єднання:

1 – вісь вала двигуна; 2 – вісь отвору муфти; 3 – вісь вала редуктора

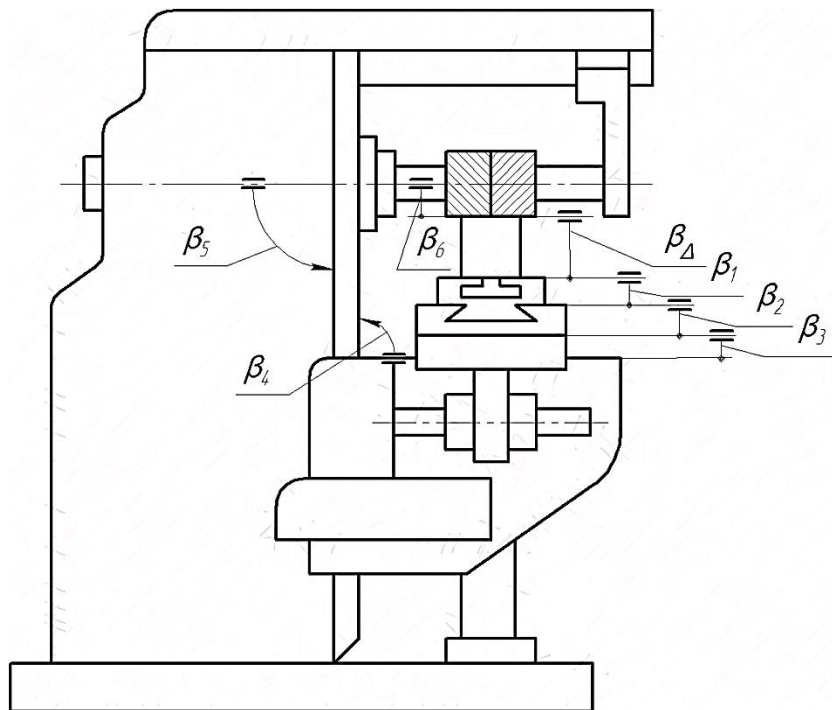


Рисунок 9.8 – Схема технологічного розмірного ланцюга фрезерного верстата

Виявлення технологічних розмірних ланцюгів, що відображають зв'язок операцій при отриманні розміру деталі, рекомендується починати з останньої операції, на якій одержується розмір, що витримується.

При цьому можуть мати місце два варіанти:

а) завдання забезпечення точності розміру вирішується в межах останньої операції (у тих випадках, коли в ролі однієї з технологічних баз використовується поверхня, від якої задано розмір). У цьому випадку точність розміру, який витримується, досягається за допомогою розмірного ланцюга системи ВПД цієї операції;

б) розмір, який витримується, буде замикаючою ланкою триланкового розмірного ланцюга, в якому однією із складових ланок є відстань (поворот) між кінцевим положенням різального інструменту і технологічною базою деталі, а другою складовою ланкою - розмір, отриманий на одній з попередніх операцій.

Розглядаючи його як замикаючу ланку розмірного ланцюга, яка виникає на попередній операції, можна зустріти як перший, так і другий варіанти.

Розгляд розмірних зв'язків завершується операцією, на якій розмір, що одержується виходить як замикаюча ланка розмірного ланцюга системи ВПД.

10. Теоретичні основи розрахунку розмірних ланцюгів

Кількісний зв'язок замикаючої ланки A_{Δ} з складовими ланками A_i відображає рівняння розмірного ланцюга $A_{\Delta} = f(A_1, A_2, A_3, \dots, A_{m-1})$.

Зі схеми плоского розмірного ланцюга A з паралельними ланками (рис. 10.1) видно, що номінальне значення замикаючої ланки A_{Δ} рівне алгебраїчній сумі номінальних значень складових ланок: $A_{\Delta} = -A_1 + A_2 + A_3 - A_4$, в якій збільшуючі ланки мають знак «+», а зменшуючі – знак «-».

Це дає можливість записати рівняння розмірного ланцюга в загальному вигляді

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{Ai} A_i, \quad (1)$$

де $i = 1, 2, \dots, (m - 1)$ – порядковий номер складової ланки);

ξ_{A_i} – передавальне відношення i -ої складової ланки, (для плоских розмірних ланцюгів з паралельними ланками $\xi_i = 1$ для збільшуючих складових ланок, $\xi_i = -1$ для зменшуючих складових ланок).

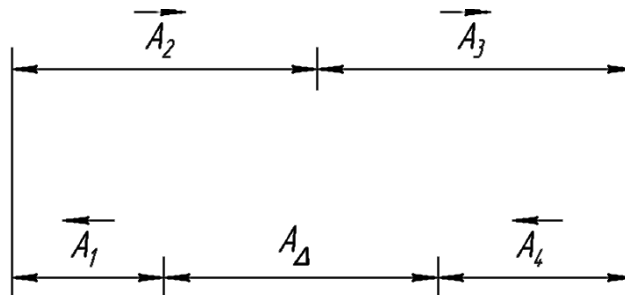


Рисунок 10.1 – Плоский розмірний ланцюг з паралельними ланками

Згідно кількісному зв'язку середніх значень функції і аргументів

$$\bar{A}_\Delta = f(\bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_3, \dots, \bar{A}_{m-1}).$$

Для розмірного ланцюга, що на рис. 10.1

$$\bar{A}_\Delta = -\bar{A}_1 + \bar{A}_2 + \bar{A}_3 - \bar{A}_4.$$

Але середнє допустиме значення будь-якої величини може бути виражене через її номінальне значення і координату середини поля допуску $\bar{A} = A + A_{O_A}$, тому $A_\Delta + \Delta_{O_{A_\Delta}} = -(A_1 + \Delta_{O_{A_1}}) + (A_2 + \Delta_{O_{A_2}}) + (A_3 + \Delta_{O_{A_3}}) + (A_4 + \Delta_{O_{A_4}})$.

Віднімаючи з цього рівняння рівняння номіналів розмірного ланцюга

$$A_\Delta = -A_1 + A_2 + A_3 - A_4,$$

одержимо рівняння координат середин полів допусків

$$\Delta_{O_{A_\Delta}} = -\Delta_{O_{A_1}} + \Delta_{O_{A_2}} + \Delta_{O_{A_3}} - \Delta_{O_{A_4}}.$$

Таким чином, за зовнішнім виглядом рівняння координат середин полів допусків збігається з рівнянням номіналів розмірного ланцюга. Однак, при розрахунках координат середин полів допусків не можна забувати про власні знаки координат, якими вони наділені. Це необхідно відобразити і в словесному

формулюванні рівняння координат середин полів допусків.

Координата середини поля допуску замикаючої ланки плоского розмірного ланцюга з паралельними ланками дорівнює алгебраїчній сумі координат середин полів допусків складових ланок з урахуванням їх власних знаків, тобто

$$\Delta_{O_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \vec{\Delta}_{O_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{O_i}, \quad (2)$$

в більш загальному вигляді

$$\Delta_{O_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{O_i}. \quad (3)$$

Усі міркування, що стосуються координат середин полів допусків, повною мірою поширюються і на координати середин полів розсіювання. Тому за аналогією будемо мати

$$\Delta_{\omega_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \vec{\Delta}_{\omega_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{\omega_i},$$

або

$$\Delta_{\omega_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{\omega_i}. \quad (4)$$

При розрахунках полів допусків або полів розсіювання можуть бути використані два методи: розрахунок на максимум-мінімум та імовірнісний розрахунок.

Метод розрахунку на максимум-мінімум враховує тільки граничні відхилення ланок розмірного ланцюга і найнесприятливіші їх поєднання. Наприклад, в розмірному ланцюзі A , що на рис. 10.2,

$$A_{\Delta} = -A_1 + A_2,$$

граничні відхилення замикаючої ланки будуть, при таких поєднаннях граничних відхилень складових ланок, дорівнювати

$$\Delta_{BA_{\Delta}} = -\Delta_{HA_1} + \Delta_{BA_2};$$

$$\Delta_{HA_{\Delta}} = -\Delta_{BA_1} + \Delta_{HA_2}.$$

Віднімаючи почленно від першої рівності другу, одержимо

$$(\Delta_{BA_\Delta} - \Delta_{HA_\Delta}) = (-\Delta_{HA_1} + \Delta_{BA_1}) + (\Delta_{BA_2} - \Delta_{HA_2}).$$

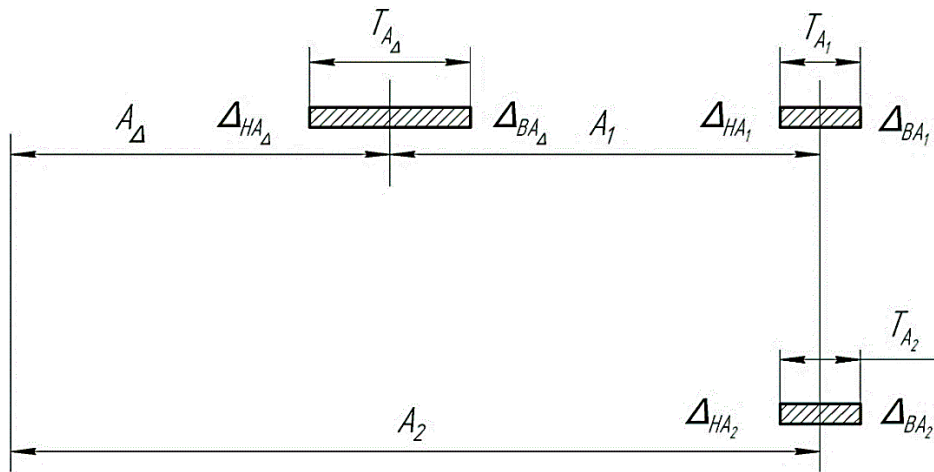


Рисунок 10.2 – Розмірний ланцюг і допуски, що обмежують відхилення його ланок

Але різниця верхнього і нижнього граничних відхилень деякої величини є поле допуску, в межах якого припустимі її відхилення, тому $T_{A_\Delta} = T_{A_1} + T_{A_2}$. Це положення дійсне і для розмірних ланцюгів з кількістю складових ланок $m - 1$, що дає право записати формулу в загальному вигляді:

$$T_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i. \quad (5)$$

При сумуванні допусків враховують абсолютні значення передавальних відношень, оскільки значення полів допусків завжди позитивні. Це означає, що для плоских розмірних ланцюгів з паралельними ланками:

$$T_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} T_i, \quad (6)$$

так як $|\xi_{A_i}| = 1$.

Таким чином, поле допуску замикаючої ланки плоского розмірного ланцюга з паралельними ланками дорівнює сумі абсолютних значень полів допусків усіх складових ланок.

Формула, що враховує зв'язок поля розсіювання значень замикаючої

ланки (її відхилень) з полями розсіювання значень складових ланок (їх відхилень), може бути отримана шляхом аналогічних міркувань. Не вдаючись до них, наведемо формулу в загальному вигляді:

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \omega_i. \quad (7)$$

Для плоских розмірних ланцюгів з паралельними ланками:

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i.$$

Ймовірнісний метод розрахунку враховує розсіювання розмірів та ймовірність різних сполучень відхилень складових ланок розмірного ланцюга.

Теоретичну основу для встановлення зв'язку між полем допуску замикаючої ланки і полями допусків складових ланок розмірного ланцюга дають положення теорії ймовірностей, що стосуються функції випадкових аргументів. Згідно з цими положеннями:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (8)$$

де t_{Δ} – коефіцієнт ризику, що характеризує відсоток виходу значень замикаючої ланки (її відхилень) за межі встановленого для неї допуску;

λ_i – коефіцієнт, що характеризує обраний теоретичний закон розсіювання значень i -ї складової ланки (її відхилень).

Можливе поле розсіювання замикаючої ланки при відомих полях розсіювання ω_i складових ланок, коефіцієнтах λ і вибраному коефіцієнті t_{Δ} можна розрахувати за формулою:

$$\omega_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2}. \quad (9)$$

У плоских розмірних ланцюгах, які мають ланки, розташовані під кутом до обраного напрямку, кожен з таких ланок можна замінити її проекцією на цей напрямок. Тим самим будь-який плоский розмірний ланцюг можна привести до розмірного ланцюга з паралельно розташованими ланками.

Як приклад на рис. 10.3, а наведено розмірний ланцюг B , в якого ланка B_2 знаходиться під кутом α_1 , а B_4 – під кутом α_2 відносно напрямку замикаючої ланки B_Δ . Замикаюча ланка цього розмірного ланцюга буде рівна

$$B_\Delta = -B_1 + B_2 \cos \alpha_1 + B_3 + B_4 \cos \alpha_2.$$

Бувають випадки (рис. 10.3 б), коли повернені складові ланки є спільними ланками паралельно пов'язаних розмірних ланцюгів, що мають різні напрямки.

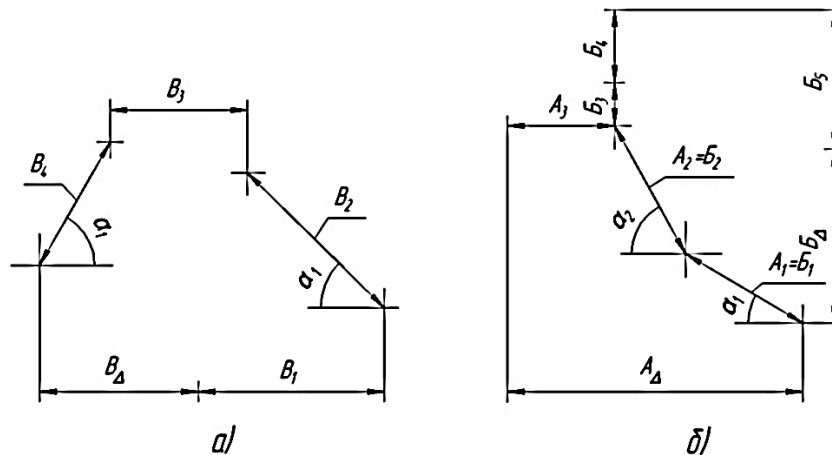


Рисунок 10.3 – Розмірні ланцюги з ланками, непаралельними обраному напрямку

При розрахунку таких розмірних ланцюгів повернені ланки проектуються на два напрями, тоді

$$A_\Delta = A_1 \cos \alpha_1 + A_2 \cos \alpha_2 + A_3;$$

$$B_\Delta = B_1 \cos \alpha_1 + B_2 \cos \alpha_2 + B_3 + B_4 - B_5.$$

11. Методи досягнення точності замикаючої ланки

Забезпечення точності механізмів, які створюються, зводиться до досягнення необхідної точності замикаючих ланок розмірних ланцюгів, закладених у їх конструкцію, і розмірних ланцюгів, що виникають у процесі

виготовлення машини. Завдання забезпечення необхідної точності замикаючої ланки залежно від висунутих до неї вимог, типу та умов виробництва, може бути вирішене економічно одним з п'яти методів: повної, неповної, групової взаємозамінності, припасування або регулювання.

11.1. Метод повної взаємозамінності

Суть методу полягає в тому, що необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається у всіх випадках її реалізації шляхом включення до неї складових ланок без вибору, підбору або зміни їх значень.

Складання виробів при використанні методу повної взаємозамінності зводиться до механічного з'єднання взаємозамінних деталей. При цьому у 100% об'єктів, що складаються, автоматично забезпечується необхідна точність замикаючих ланок розмірних ланцюгів.

При виготовленні партії деталей на верстаті, метод повної взаємозамінності забезпечує належну точність замикаючих ланок технологічних розмірних ланцюгів. Завдяки цьому точність отримуваних розмірів у деталей всієї партії буде відповідати встановленому допуску.

Можна навести багато прикладів використання методу повної взаємозамінності як у машинобудуванні, так і в побутовій техніці (взаємозамінні деталі й вузли автомобілів, телевізорів, холодильників, взаємозамінні кулькові і роликові підшипники, кріпильні деталі).

Широке використання методу повної взаємозамінності пояснюється такими його перевагами:

– відносна простота досягнення необхідної точності замикаючої ланки, так як формування розмірного ланцюга зводиться практично до простого з'єднання його складових ланок;

– можливість широкого кооперування різних цехів і заводів при виготовленні окремих деталей або складальних одиниць машин;

- можливість виконання технологічних процесів виготовлення деталей і особливо складання машин робітниками невисокої кваліфікації;
- простота нормування технологічних процесів у часі.

Поля допусків або можливі значення поля розсіювання замикаючої ланки розраховують за методом максимуму-мінімуму з використанням формул (5) і (7).

При вирішенні прямої задачі розрахунок полів допусків зводиться до розподілу поля допуску замикаючої ланки між складовими ланками. Такий розподіл багатоваріантний, що характерно для вирішення будь-якої проектної задачі. Формально всі рішення будуть правильними, якщо в кожному з них сума допусків складових ланок буде дорівнювати допуску замикаючої ланки. Однак, не всі рішення можуть бути прийнятними з точки зору економіки.

Тому розподіл значення поля допуску замикаючої ланки між складовими ланками ведуть, супроводжуючи його, хоча б уявною оцінкою економічної доцільності поля допуску, що встановлюється на ту чи іншу складову ланку. Наприклад, при розрахунку конструкторських розмірних ланцюгів зазвичай враховують наступне:

- тільки технічні можливості досягнення заданої точності;
- економічність способів оброблення, які можуть бути використані в процесі виготовлення деталей (відомості про середню економічну точність різних методів оброблення можна отримати у довідниках технолога);
- кількість виробів, що підлягають виготовленню, багато в чому впливає на оцінку економічності методу оброблення.

Таким чином, критерієм вдалого розподілу поля допуску замикаючої ланки між складовими ланками може служити лише собівартість вирішення задачі за допомогою розглядуваного розмірного ланцюга.

Розрахунок координат середин полів допусків не пов'язаний з економікою. Однак завжди бажано надавати полю допуску положення, відносно номінального значення складової ланки, зручного для виробників. Цим пояснюється те, що часто допуску задають розміщення в «матеріал» деталі

і симетричне розташування допусків.

Розраховуючи координати, зазвичай складають рівняння координат середин полів допусків i , використовуючи формули (2) і (3), встановлюють значення координат середин полів допусків складових ланок, за винятком однієї. Розв'язуючи рівняння з одним невідомим, знаходять відсутню координату середини поля допуску.

При розрахунку полів допусків і координат їх середин часто виникають випадки, коли доводиться враховувати обмеження, що встановлені стандартами та іншими нормативними матеріалами. Обов'язковість їх врахування не торкається суті розрахунків та їх методичної спрямованості.

Правильність розрахованих допусків може бути перевірена шляхом визначення за встановленими значенням полів допусків складових ланок і координат їх середин граничних відхилень замикаючої ланки і зіставлення їх з умовами задачі.

Граничні відхилення замикаючої ланки можуть бути знайдені за такими формулами:

$$\Delta_{HA_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{O_i} - \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| 0,5T_i,$$

$$\Delta_{BA_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{O_i} + \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| 0,5T_i.$$

Розглянемо приклад забезпечення необхідної точності замикаючої ланки методом повної взаємозамінності.

Завдання. Забезпечити зазор між торцями зубчастого колеса і кільця в механізмі (рис. 11.1) в межах $0 - 0,2$ мм.

Замикаючою ланкою A_{Δ} є розмір, який зв'язує торці зубчастого колеса і кільця. Розмірний ланцюг A , що визначає зазор, показаний на рис. 11.1. Його рівняння

$$A_{\Delta} = -A_1 + A_2 - A_3.$$

З умов завдання випливає, що поле допуску замикаючої ланки

$$T_{A_{\Delta}} = \Delta_{BA_{\Delta}} - \Delta_{HA_{\Delta}} = 0,2 - 0 = 0,2 \text{ мм},$$

а координата середини поля допуску замикаючої ланки

$$\Delta_{O_{A_{\Delta}}} = 0,5(\Delta_{B_{A_{\Delta}}} + \Delta_{H_{A_{\Delta}}}) = 0,5(0,2 + 0) = 0,1 \text{ мм.}$$

Маючи справу з плоским лінійним розмірним ланцюгом ($|\xi_{A_i}| = 1$) і вирішуючи завдання методом повної взаємозамінності, при призначенні полів допусків на складові ланки необхідне дотримання умови

$$\sum_{i=1}^{m-1} T_{A_i} = T_{A_{\Delta}}.$$

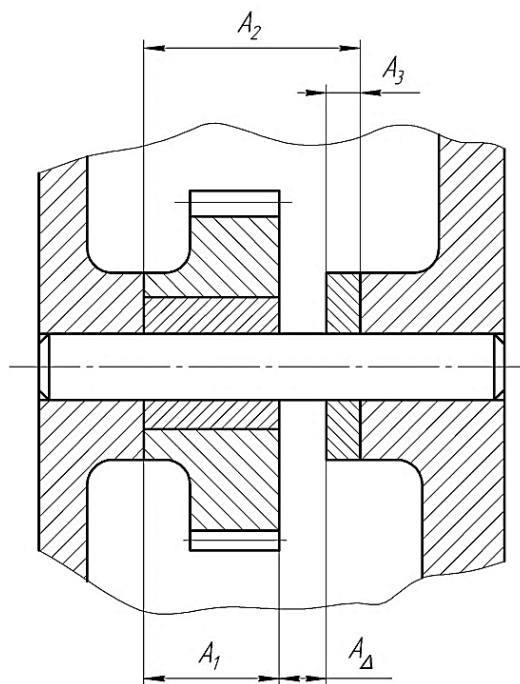


Рисунок 11.1 – Розмірний ланцюг, що забезпечує зазор A_{Δ}

Враховуючи ступінь складності досягнення необхідної точності складових ланок у процесі виготовлення деталей, підбором встановлюємо

$$T_{A_1} = 0,03 \text{ мм; } T_{A_2} = 0,15 \text{ мм; } T_{A_3} = 0,02 \text{ мм.}$$

Приймаються координати середин полів допусків

$$\Delta_{O_{A_1}} = -0,015 \text{ мм; } \Delta_{O_{A_2}} = +0,075 \text{ мм.}$$

Координату середини поля допуску третьої ланки знаходимо з рівняння

$$\Delta_{O_{A_3}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{O_{A_i}} = -\Delta_{O_{A_1}} + \Delta_{O_{A_2}} - \Delta_{O_{A_3}},$$

тобто $0,1 = 0,015 + 0,075 - \Delta_{O_{A_3}}$. Отже $\Delta_{O_{A_3}} = 0,01$ мм.

Правильність призначення допусків перевіримо, визначивши граничні відхилення замикаючої ланки:

$$\begin{aligned} \Delta_{HA_{\Delta}} &= \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_{A_i}} - \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| 0,5T_{A_i} = \\ &= (0,015 + 0,75 + 0,01) - 0,5(0,03 + 0,15 + 0,02) = 0 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{BA_{\Delta}} &= \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_{A_i}} + \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| 0,5T_{A_i} = \\ &= (0,015 + 0,75 + 0,01) + 0,5(0,03 + 0,15 + 0,02) = 0,2 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Зіставлення з умовами завдання показує, що допуски встановлені правильно.

Метод повної взаємозамінності, що враховує можливість поєднання крайніх відхилень складових ланок, часто призводить до неекономічних допусків. Вважається, що економічно виправданою областю використання методу повної взаємозамінності є розмірні ланцюги з малою кількістю ланок і розмірні ланцюги з відносно широким полем допуску замикаючої ланки.

11.2. Метод неповної взаємозамінності

Суть методу полягає в тому, що необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається з деяким, заздалегідь обумовленим ризиком, шляхом включення до нього складових ланок без вибору, підбору або зміни їх значень.

Навмисний ризик виходу значень замикаючої ланки за межі допуску, що визначається умовами задачі, зазвичай незначний. Однак цей ризик надає можливість розширити допуски складових ланок у порівнянні з їх значеннями, встановленими при досягненні точності замикаючої ланки методом повної

взаємозамінності. Ця можливість створюється малою ймовірністю виникнення крайніх відхилень складових ланок і поєднань таких відхилень при формуванні значення замикаючої ланки.

На рис. 11.2 дано роз'яснення принципової відмінності між методами повної і неповної взаємозамінності і схематично відображено перевагу другого методу перед першим.

При заданому допуску $T_{A_{\Delta}}$ замикаючої ланки триланкового розмірного ланцюга A і використанні методу повної взаємозамінності допуски складових ланок будуть рівні

$$T_{A_1} + T_{A_2} = T_{A_{\Delta}}.$$

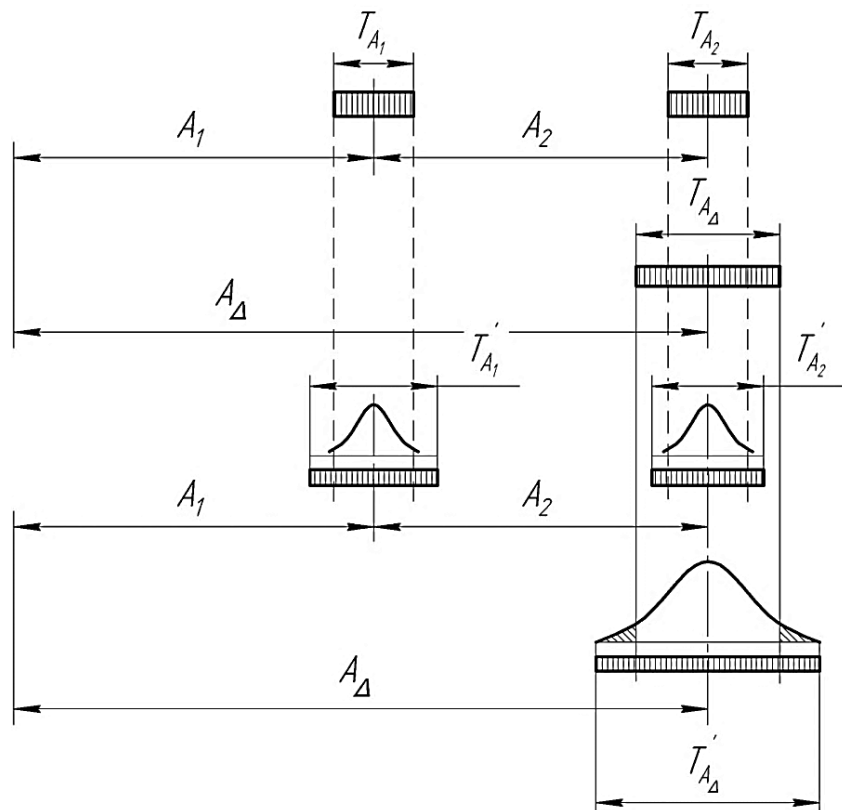


Рисунок 11.2 – Порівняльна схема досягнення точності замикаючої ланки методами повної і неповної взаємозамінності

Встановивши ширші допуски на складові ланки ($T'_{A_1} > T_{A_1}$ і $T'_{A_2} > T_{A_2}$) і

орієнтуючись на метод повної взаємозамінності, ми вправі очікувати відхилень замикаючої ланки $T'_{A_{\Delta}} = T'_{A_1} + T'_{A_2}$.

Однак в наслідок розподілу як самих відхилень складових ланок, так і їх поєднань, наприклад, за законом Гауса, ймовірність виходу відхилень замикаючої ланки за межі $T_{A_{\Delta}}$ буде невеликою. Це неважко уявити, зіставивши площі заштрихованих і не заштрихованих ділянок, що перебувають під кривою розподілу відхилень замикаючої ланки (рис. 11.2).

Таким чином, метод неповної взаємозамінності не гарантує отримання 100% виробів з відхиленнями замикаючої ланки в межах заданого допуску.

Однак додаткові затрати праці і засобів на виправлення невеликої кількості виробів, розміри яких вийшли за межі допуску, в більшості випадків малі порівняно з економією праці та коштів, одержуваних при виготовленні виробу, розміри якого мають ширші допуски. Економічний ефект, що одержаний від використання методу неповної взаємозамінності замість методу повної взаємозамінності, зростає при підвищенні вимог до точності замикаючої ланки і збільшення кількості складових ланок розмірного ланцюга.

При розрахунку полів допусків методом неповної взаємозамінності використовують формулу (8), в якій враховано імовірнісні явища, що супроводжують процес виготовлення машини.

Значення коефіцієнта ризику t_{Δ} вибирають з таблиць значень функції $\Phi(t)$ Лапласа залежно від прийнятої величини ризику P в %. При нормальному законі розподілу відхилень і рівноймовірному їх виході за обидві межі поля допуску

$$P = 100[1 - 2\Phi(t)].$$

Деякі значення коефіцієнта t_{Δ} наведено в табл.11.1.

Таблиця 11.1 – Деякі значення коефіцієнта t_{Δ}

Ризик P , %	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
Коефіцієнт t_{Δ}	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Правильність вибору значення P може бути обґрунтована лише техніко-економічним розрахунком.

Значення коефіцієнта λ_i можна призначати, а можна вибирати. Як би виробниками був би заданий метод управління законом розподілу відхилень складових ланок, що, в принципі цілком можливо, то значення λ_i не вибирали б, а призначали, як це роблять з допусками. Поки ж значення λ_i доводиться вибирати з врахуванням можливих умов, в яких будуть здійснюватися технологічні процеси.

Практика показує, що найпоширенішими законами, яким підпорядковані розсіювання відхилень, є нормальний закон (закон Гауса), де $\lambda_i = 1/9$, закон Сімпсона (закон трикутника), де $\lambda_i = 1/6$, закон рівної ймовірності, де $\lambda_i = 1/3$.

Найсприятливіші умови для розсіювання відхилень за нормальним законом складаються в масовому і крупносерійному виробництві, менш сприятливі – в дрібносерійному і одиничному.

У тих випадках, коли важко передбачити закони розподілу відхилень складових ланок розмірного ланцюга, обирають закон Сімпсона або закон рівної ймовірності. Невідповідність фактичних законів розподілу, прийнятих у розрахунку, може спричинити за собою більший відсоток виходу відхилень замикаючої ланки за межі встановленого допуску.

Координати середин полів допусків розраховують за формулами (2) і (3) так само, як і при методі повної взаємозамінності. Доречно зазначити, що ці формули є загальними для всіх п'яти методів досягнення необхідної точності замикаючої ланки.

Правильність встановлених допусків може бути перевірена зіставленням граничних відхилень замикаючої ланки із заданими його значеннями

$$\Delta_{H_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_i} - t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (0,5T_i)^2}, \quad (10)$$

$$\Delta_{B_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_i} + t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (0,5T_i)^2}. \quad (11)$$

Для ілюстрації методики розрахунку допусків при досягненні необхідної

точності замикаючої ланки методом неповної взаємозамінності візьмемо раніше розглянутий приклад (рис. 11.1), повністю зберігши умови задачі.

Отже, $T_{A_{\Delta}} = 0,2 \text{ мм}$; $\Delta_{O_{A_{\Delta}}} = +0,1 \text{ мм}$.

Задамо значення коефіцієнта ризику $t_{A_{\Delta}}$, вважаючи, що в даному випадку $P = 1\%$ економічно виправданий. Такому ризику відповідає $t_{A_{\Delta}} = 2,57$.

Вважаючи, що умови виготовлення деталей такі, що розподіл відхилень складових ланок буде близьким до закону Гауса, приймаємо $\lambda_{A_i}^2 = 1/9$.

Враховуючи труднощі досягнення необхідної точності кожної складової ланки і використовуючи формулу (8), підбираємо такі значення полів допусків складових ланок: $T_{A_1} = 0,1 \text{ мм}$; $T_{A_2} = 0,20 \text{ мм}$; $T_{A_3} = 0,06 \text{ мм}$.

Дійсно, при цих значеннях T_{A_i} , допуск замикаючої ланки буде рівний

$$T_{A_{\Delta}} = t_{A_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \lambda_{A_i}^2 T_{A_i}^2} = 2,57 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,2^2 + 0,06^2)} = 0,2 \text{ мм}.$$

Для двох складових ланок встановимо такі значення координат середин полів допусків:

$$\Delta_{O_{A_1}} = \Delta_{O_{A_2}} = 0,1 \text{ мм}.$$

Значення $\Delta_{O_{A_3}}$ знайдемо з рівняння

$$\Delta_{O_{A_{\Delta}}} = -\Delta_{O_{A_1}} + \Delta_{O_{A_2}} - \Delta_{O_{A_3}},$$

тобто $0,1 = 0 + 0,1 - \Delta_{O_{A_3}}$.

Отже $\Delta_{O_{A_3}} = 0$.

Правильність встановлених допусків може бути перевірена за формулами (10) і (11). Використовуючи їх, визначимо

$$\begin{aligned} \Delta_{H_{\Delta}} &= \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_i} - t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (0,5T_i)^2} = (0 + 0,1 - 0) - \\ &- 2,57 \sqrt{\frac{1}{9} \left(\frac{(0,1^2 + 0,2^2 + 0,06^2)}{4} \right)} = 0,1 - 0,1 = 0 \text{ мм}. \end{aligned}$$

$$\Delta_{B_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta_{O_i} + t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (0,5T_i)^2} = (0 + 0,1 - 0) +$$

$$+ 2,57 \sqrt{\frac{1}{9} \left(\frac{(0,1^2 + 0,2^2 + 0,06^2)}{4} \right)} = 0,1 + 0,1 = 0,2 \text{ мм.}$$

Зіставляючи ці значення з умовами задачі, переконуємося в правильному її вирішенні.

Порівняння полів допусків, встановлених при вирішенні задачі методами повної і неповної взаємозамінності приведені в табл. 11.2.

Таблиця 11.2 – Зіставлення полів допусків при розрахунку двома методами

Ланка	T_{A_i} при розрахунку за методами взаємозамінності		Збільшення T_{A_i} , рази
	повної	неповної	
A_1	0,03	0,10	3,33
A_2	0,15	0,20	1,33
A_3	0,02	0,06	3,00

11.3. Метод групової взаємозамінності

Суть методу полягає в тому, що необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається шляхом включення в розмірний ланцюг складових ланок, що належать до однієї з груп, на які вони попередньо розсортовані.

Для наступних інтервалів полів допусків T'_{A_1} і T'_{A_2} координата середини поля допуску замикаючої ланки A_{Δ} залишатиметься незмінною:

$$\Delta_{O_{A_{\Delta}}}^I = \Delta_{O_{A_{\Delta}}}^{II} = \dots \Delta_{O_{A_{\Delta}}}^n = \Delta_{O_{A_{\Delta}}}.$$

Іншими словами, при з'єднанні деталей, взятих з відповідних груп, відхилення замикаючої ланки A_{Δ} будуть знаходитися в межах допуску, що визначається заданими значеннями $T_{A_{\Delta}}$ і $\Delta_{O_{A_{\Delta}}}$.

Цього не відбудеться, якщо встановити $\vec{T}'_{A_1} \neq \vec{T}'_{A_2}$, але при цьому дотримати рівність: $T'_{A_1} + T'_{A_2} = T'_{A_\Delta}$.

У цьому разі відхилення замикаючої ланки A_Δ , як і колись, будуть знаходитися в межах T_{A_Δ} , так як

$$T_{A_1}^I + T_{A_2}^I = T_{A_1}^{II} + T_{A_2}^{II} = \dots = T_{A_1}^n + T_{A_2}^n = T_{A_\Delta}.$$

Розглянемо використання методу групової взаємозамінності при вирішенні завдання (рис. 11.1), що полягає у забезпеченні зазору A_Δ між торцями зубчастого колеса і кільця в редукторі.

Умови завдання:

$$A_\Delta = -\vec{A}_1 + \vec{A}_2 - \vec{A}_3; T_{A_\Delta} = 0,2 \text{ мм}; \Delta_{O_{A_\Delta}} = +0,1 \text{ мм}.$$

Перш за все, необхідно встановити виробничий допуск замикаючої ланки і кількість груп, на які повинні бути розсортовані деталі після виготовлення.

Припустимо, що розширення допуску T_{A_Δ} в 3 рази в даному випадку є економічно обґрунтованим, у зв'язку з чим число груп $n = 3$.

Таким чином $T'_{A_\Delta} = 3T_{A_\Delta} = 3 \cdot 0,2 = 0,6 \text{ мм}$.

При розрахунку полів допусків має бути дотримано умову:

$$\sum_{i=1}^k |\xi_{A_i}| \vec{T}'_{A_i} = \sum_{i=1}^k |\xi_{A_i}| \vec{T}'_{A_i}.$$

Згідно цієї умови $T'_{A_2} = T'_{A_1} + T'_{A_3} = 0,5T'_{A_\Delta}$.

Звідси $T'_{A_2} = 0,5T'_{A_\Delta} = 0,3 \text{ мм}$ і $T'_{A_1} + T'_{A_3} = 0,5T'_{A_\Delta} = 0,3 \text{ мм}$.

Оцінюючи ступінь складності виготовлення деталей, задаємо, що $T'_{A_1} = 0,24 \text{ мм}$ і $T'_{A_3} = 0,06 \text{ мм}$.

Встановимо значення полів допусків і координат їх середин для деталей кожної групи (табл. 11.3). При розрахунку координат середин полів допусків першої групи було використане рівняння:

$$\Delta_{O_{A_\Delta}} = -\Delta_{O_{A_1}} + \Delta_{O_{A_2}} - \Delta_{O_{A_3}}.$$

Таблиця 11.3 – Поля допусків і координати їх середин

Група	T_{A_1}	$\Delta_{O_{A_1}}$	T_{A_2}	$\Delta_{O_{A_2}}$	T_{A_3}	$\Delta_{O_{A_3}}$	T_{A_Δ}	$\Delta_{O_{A_\Delta}}$
I	0,08	- 0,04	0,1	+ 0,25	0,02	- 0,01	0,2	+ 0,1
II	0,08	+ 0,04	0,1	+ 0,15	0,02	+ 0,01	0,2	+ 0,1
III	0,08	+ 0,12	0,1	+ 0,05	0,02	+ 0,03	0,2	+ 0,1

Координати середин полів допусків кожної наступної групи отримані шляхом збільшення координат попередньої групи на відповідні поля допусків.

Дві останні колонки таблиці показують, що при з'єднанні деталей відповідних груп точність замикаючої ланки відповідатиме умовам завдання.

Граничні відхилення складових ланок наведено в табл. 11.4.

Таблиця 11.4 – Граничні відхилення складових ланок

Група	A_1	A_2	A_3
I	0	+ 0,1	0
	- 0,08	0	- 0,02
II	+ 0,08	+ 0,2	+ 0,02
	0	+ 0,1	0
III	+ 0,16	+ 0,3	+ 0,04
	+ 0,08	+ 0,2	+ 0,02

Економічно вигідно використовувати метод групової взаємозамінності для розмірних ланцюгів з малою кількістю ланок, до точності замикаючих ланок яких висуваються високі вимоги.

Можливість значного розширення полів допусків складових ланок і доведення їх до економічно досяжних значень робить цей метод в ряді випадків єдино прийнятним для виробництва високоточних виробів (окремих видів підшипників, з'єднань пальців і поршнів двигунів тощо).

При визначенні економічної ефективності даного методу необхідно враховувати додаткові витрати, необхідні для точного вимірювання і сортування деталей на групи, чіткої організації зберігання і доставки розсортованих деталей в зону складання, виключення плутанини деталей при складанні. Організаційні труднощі та витрати зростають із збільшенням

кількості ланок у розмірних ланцюгах і груп деталей, що підлягають сортуванню. Цим і пояснюється обмеження області застосування методу для розмірних ланцюгів з малою кількістю ланок і прагнення мати число n якомога меншим.

При досягненні точності замикаючої ланки методом групової взаємозамінності необхідно дотримуватися ще деяких умов.

Першими з них є вимоги до точності форми і відносного повороту поверхонь деталей, що відповідають не виробничим (розширеним) допускам на розміри, а груповим допускам. Пояснюється це тим, що точність замикаючої ланки при методі груповий взаємозамінності характеризується полем допуску T_{Δ} , а не $T'_{\Delta} = nT_{\Delta}$. Йому і повинно відповідати обмеження допусками відхилень форми і відносного повороту поверхонь деталей, що утворюють складові ланки розмірного ланцюга.

Другою вимогою, що визначає економічність методу групової взаємозамінності, є ідентичність форми і розташування кривих розсіювання відхилень відносно полів допусків. Тільки при дотриманні цієї умови буде забезпечуватися комплектність виробів (рис. 11.3, а) і не буде надлишку одних та нестачі інших деталей в групах, тобто у випадку, показаного на рис. 11.3, б.

11.4. Метод припасування

Суть методу припасування полягає в тому, що необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається зміною розміру компенсуючої ланки шляхом видалення з неї певного шару матеріалу. При досягненні точності замикаючої ланки методом припасування на всі складові ланки розмірного ланцюга встановлюють доцільно досяжні в даних виробничих умовах допуски:

$$T'_1, T'_2, \dots, T'_{m-1}; \Delta'_{O_1}, \Delta'_{O_2}, \dots, \Delta'_{O_{m-1}}.$$

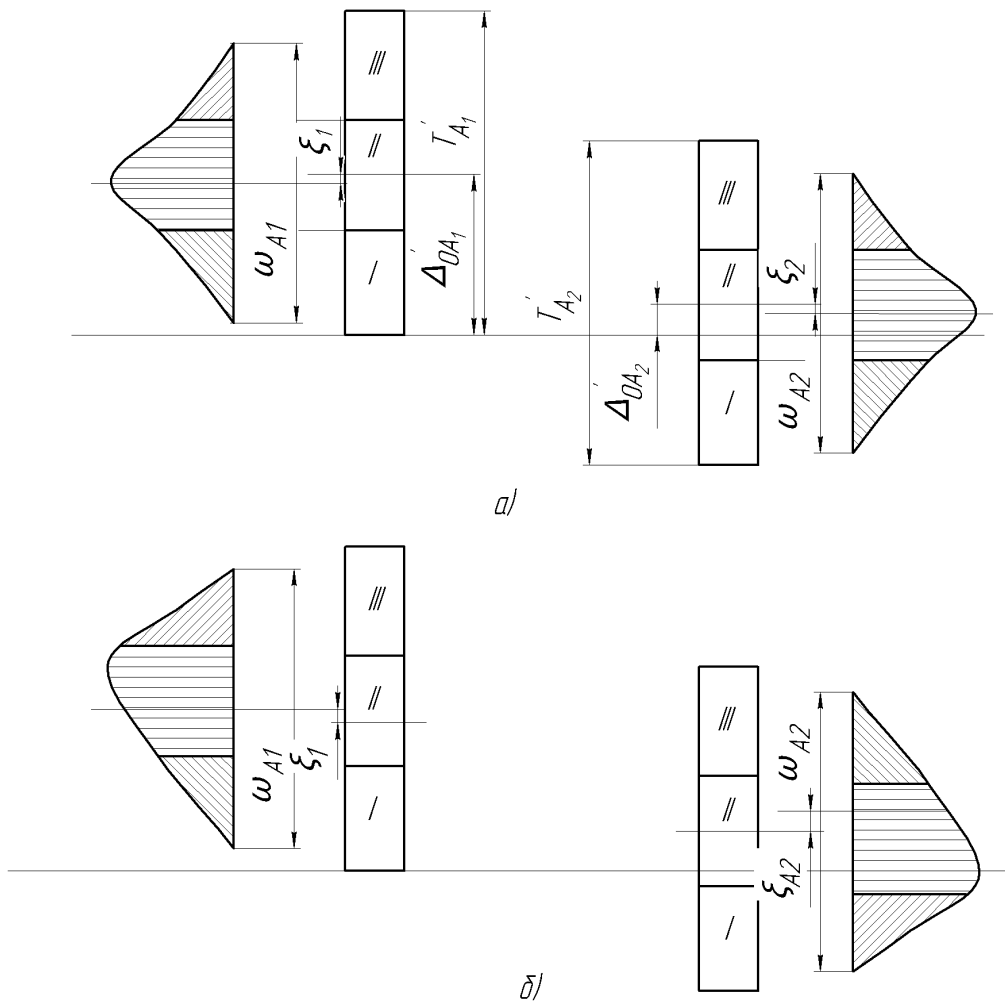


Рисунок 11.3 – Вплив форми і розміщення кривих розсіювання на можливість складання виробів

Значення полів допусків, встановлені за межами зв'язку із заданим значенням T_{Δ} поля допуску замикаючої ланки, можуть привести до того, що відхилення замикаючої ланки будуть виходити за його межі, тобто

$$\sum_{i=1}^{m-1} \left| \xi_{S_{A_i}} \right| T'_i = T'_{\Delta} > T_{\Delta}.$$

Надлишок похибки на замикаючій ланці, найбільше значення якого називають найбільшою розрахунковою компенсацією $\delta_k = T'_{\Delta} - T_{\Delta}$, повинен бути видалений з розмірного ланцюга шляхом зміни значення попередньо вибраної компенсуючої ланки. При виборі в розмірному ланцюгу компенсатора керуються такими міркуваннями.

1. В якості компенсатора вибирають деталь (що є однією зі складових ланок), зміна розміру якої при додатковому обробленні вимагає найменших витрат.

2. Неприпустимо в якості компенсатора вибирати деталь, розмір якої є загальною складовою ланкою паралельно пов'язаних розмірних ланцюгів. Порушення цієї умови призводить до виникнення похибки, яка переміщується з одного розмірного ланцюга в інший. Наприклад, якщо обрати компенсуючою ланкою ланку $A_2 = B_2$ в паралельно пов'язаному розмірному ланцюгу (рис. 11.4), то, досягнувши необхідної точності A_Δ за рахунок зміни значення A_2 , вже не можна змінювати значення B_2 , не порушуючи точності A_Δ .

Довільне призначення координат середин полів допусків складових ланок може призвести до того, що у компенсатора не опиниться потрібного запасу матеріалу для припасування. Для того, щоб забезпечити на компенсаторі мінімально необхідний шар матеріалу (припуск) для припасування, і в той же час достатній для усунення максимального відхилення замикаючої ланки, в координату середини поля допуску компенсуючої ланки необхідно ввести поправку Δ_k .

Нехай у розмірного ланцюга A із трьох ланок (рис. 11.5) необхідна точність замикаючої ланки характеризується величинами T_{A_Δ} і $\Delta_{o_{A_\Delta}}$; T'_{A_1} і T'_{A_2} , економічно доцільними для даних виробничих умов та координатами середин полів допусків $\Delta'_{O_{A_1}}$ і $\Delta'_{O_{A_2}}$.

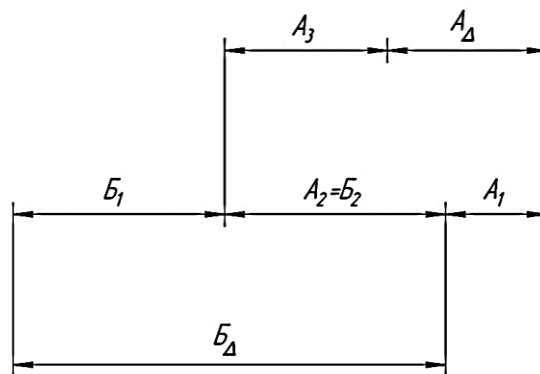


Рисунок 11.4 – Паралельно пов'язані розмірні ланцюги

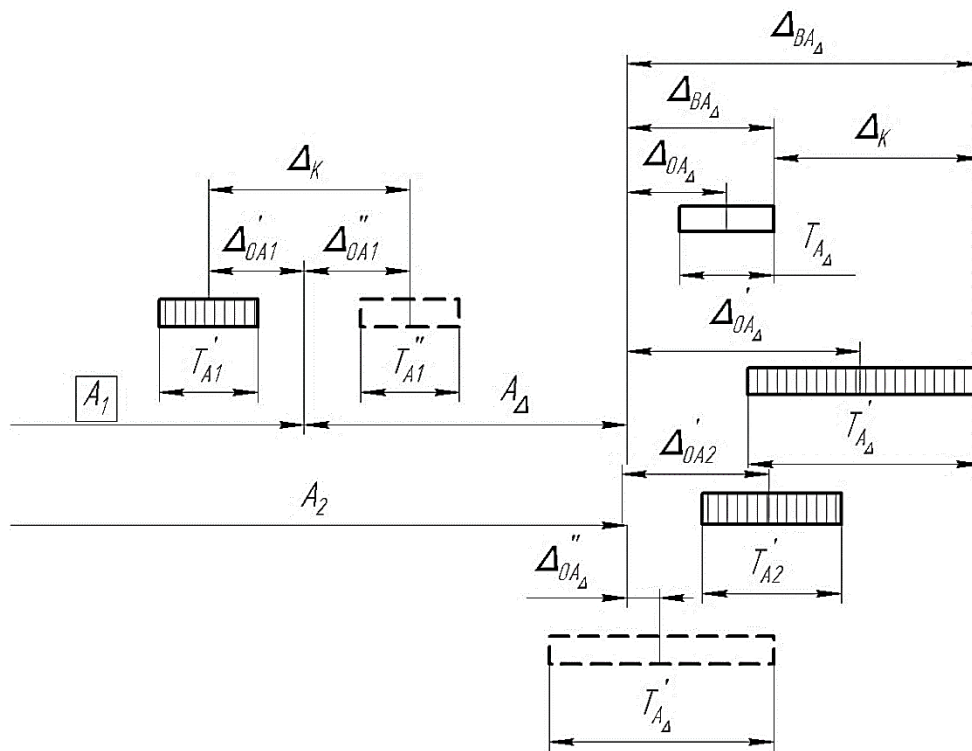


Рисунок 11.5 – Схема визначення поправки

При таких допусках відхилення замикаючої ланки $\Delta_{A\Delta}$ можливі в межах $T'_{A\Delta}$ при координаті середини поля допуску $\Delta'_{O_{A\Delta}}$. Найбільше можливе відхилення $\Delta_{A\Delta}$ відстає від верхньої межі $T_{A\Delta}$ на величину Δ_{κ} , значення якої може бути визначено таким чином:

$$\Delta'_{BA_{\Delta}} = \Delta_{BA_{\Delta}} + \Delta_{\kappa};$$

$$\Delta'_{O_{A\Delta}} + 0,5T'_{A\Delta} = \Delta_{O_{A\Delta}} + 0,5T_{A\Delta} + \Delta_{\kappa};$$

$$\Delta_{\kappa} = 0,5(T'_{A\Delta} - T_{A\Delta}) + \Delta'_{O_{A\Delta}} - \Delta_{O_{A\Delta}}.$$

Звідси $\Delta_{\kappa} = 0,5\delta_k + \Delta'_{O_{A\Delta}} - \Delta_{O_{A\Delta}}$.

Проведемо вирішення задачі, наведеної на рис. 11.1, застосувавши для досягнення необхідної точності замикаючої ланки метод припасування. Виберемо в якості компенсуючої складову ланку A_3 – кільце, товщину якого найпростіше змінити. На складові ланки встановимо економічно доцільні поля допусків і задамо координати середин полів допусків (табл. 11.5).

Таблиця 11.5 – Встановлені економічно доцільні поля допусків і координати
середин полів допусків (в мм)

Ланка	T'_{A_i}	$\Delta'_{O_{A_i}}$
A_1	0,3	-0,15
A_2	0,4	+0,20
A_3	0,1	+0,25

При цих значеннях T'_{A_i} відхилення замикаючої ланки

$$T'_{A_i} = \sum_{i=1}^{m-1} T'_{A_i} = 0,3 + 0,4 + 0,1 = 0,8 \text{ мм}.$$

Найбільша можлива компенсація

$$\delta_k = T'_{A_\Delta} - T_{A_\Delta} = 0,8 - 0,2 = 0,6 \text{ мм}.$$

Для того щоб компенсатор мав необхідну для припасування товщину, в координату середини поля допуску ланки A_3 слід ввести поправку

$$\Delta_k = 0,5\delta_k + \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \Delta'_{O_{A_i}} - \Delta_{O_{A_i}} = 0,5 \cdot 0,6 + (0,15 + 0,2 - 0,25) - 0,1 = 0,3 \text{ мм}.$$

Оскільки компенсуючою є зменшуюча складова ланка, то поправка Δ_k повинна бути введена в координату середини його поля допуску зі своїм знаком. Тому слід встановити $\Delta'_{O_{A_3}} = 0,25 + 0,3 = 0,55 \text{ мм}$.

Основною перевагою методу припасування є можливість виготовлення деталей з економічними для даних виробничих умов допусками. При цьому точність замикаючої ланки встановлюється незалежною від точності деталей. Вона визначається точністю виконання робіт припасування і засобів контролю, що використовуються. Методом припасування може бути забезпечена висока точність замикаючої ланки. Однак роботи припасування в основному виконують вручну і вимагають висококваліфікованої праці. Складність таких робіт полягає в тому, що при їх виконанні необхідно в комплексі забезпечити точність форми, відносного повороту поверхонь деталей, які додатково обробляють і відстані між ними. Спрощення одного з показників точності зазвичай призводить до втрати якості виробу.

Істотним недоліком методу припасування є значні коливання витрат часу при його виконанні через різні припуски. Це ускладнює нормування робіт припасування і виконання складання з встановленим тактом. З цієї причини припасування не рекомендується застосовувати при виготовленні виробів поточковими методами. Економічною областю використання методу припасування вважається дрібносерійне і одиничне виробництво. Хоча часті випадки, коли метод припасування через свої високі можливості досягнення точності виявляється єдиною придатним для забезпечення необхідної точності виробів, що виготовлені в значних кількостях.

11.5. Метод регулювання

Суть методу полягає в тому, що необхідна точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається зміною розміру компенсуючої ланки без видалення матеріалу з компенсатора.

Принципово в своїй суті метод регулювання аналогічний методу припасування. Різниця між ними полягає у способі зміни розміру компенсуючої ланки. При методі регулювання ця зміна може здійснюватися двома шляхами: зміною положення однієї з деталей виробу на величину зайвого відхилення замикаючої ланки або введенням в виріб спеціальної деталі, що має необхідний лінійний або кутовий розмір.

У першому випадку компенсатор називають рухомим, у другому – нерухомим. Прикладом рухомого компенсатора, може бути втулка в редукторі (рис. 11.6), переміщаючи яку в осьовому напрямку, можна регулювати зазор A_{Δ} між її торцем і торцем шестерні, що запресована на валу. При досягненні необхідної точності зазору положення втулки фіксують стопорним гвинтом.

Роль рухомих компенсаторів в машинах можуть виконувати спеціальні пристрої, які часто діють автоматично. До них належать різні коригуючі механізми, пристрої адаптивного управління та ін.

В якості нерухомих компенсаторів використовують кільця, прокладки та інші деталі простої конструкції. Якщо для досягнення необхідної точності замикаючої ланки A_{Δ} (рис. 11.1) застосувати метод регулювання, роль нерухомого компенсатора могло б виконати кільце (ланка A_3). Групи компенсаторів різних розмірів в певному діапазоні повинні бути виготовлені попередньо. Забезпечення необхідної точності зазору A_{Δ} в цьому випадку звелось б до вимірювання відстані між торцями шестерні і бобишки корпусу в попередньо зібраному редукторі, вибору компенсатора належного розміру та встановлення його в редуктор при остаточному складанні.

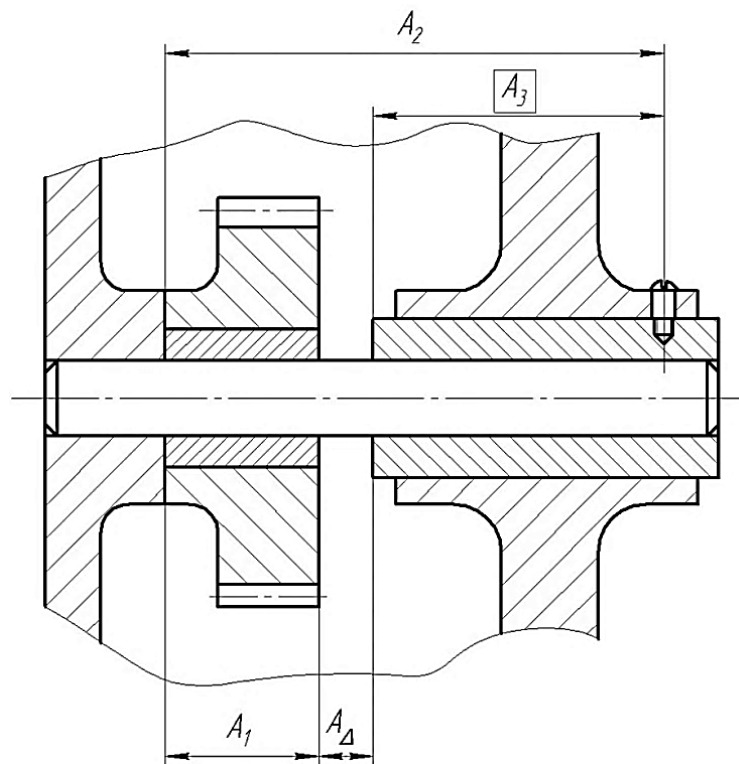


Рисунок 11.6 – Досягнення точності зазору A_{Δ} з застосуванням рухомого компенсатора

Допуски при методі регулювання призначають так само, як при методі припасування: встановлюють економічно прийнятні для даних виробничих умов поля допусків $T'_1, T'_2, \dots, T'_{m-1}$ і координати $\Delta'_{0_1}, \Delta'_{0_1}, \dots, \Delta'_{0_{m-1}}$ їх середин.

При застосуванні рухомого компенсатора визначають найбільш можливу

компенсацію δ_k , яку враховують при розробленні конструкції рухомого компенсатора і визначенні його роздільної здатності.

При застосуванні нерухомого компенсатора доводиться враховувати те, що нерухомий компенсатор не в змозі компенсувати власне відхилення. Тому в проведених розрахунках допуск, що обмежує відхилення компенсуючої ланки, враховувати не можна

$$T''_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-2} |\xi_{A_i}| T'_i,$$

$$\Delta''_{0_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-2} \xi_{A_i} \Delta'_{0_i},$$

де $m - 2$ означає, що при підсумовуванні значення T'_k та Δ_{oA_k} компенсатора не враховані.

Отже, $\delta_k = T''_{\Delta} - T_{\Delta}$.

Далі необхідно визначити кількість ступенів компенсаторів і їх розміри.

Кількість ступенів компенсаторів

$$N = T'' / (T_{\Delta} - T'_k),$$

де T'_k – поле допуску, що обмежує відхилення розміру компенсатора.

Для пояснення підходу до визначення розмірів компенсаторів кожної ступені скористаємося завданням, зображеним на рис. 11.1.

На рис. 11.7 представлений розмірний ланцюг A , в якому A_{Δ} – зазор між торцями кільця і бобишки корпуса редуктора, A_3 – компенсуюча ланка, $T_{A_{\Delta}}$ і $\Delta_{0_{A_{\Delta}}}$ – відповідно поле допуску і координата середини поля допуску замикаючої ланки, що задані умовами завдання.

Довільний вибір координат середин Δ'_{oA_i} полів допусків $m - 2$ складових ланок може призвести до розташування допуску $T''_{A_{\Delta}}$ відносно допуску $T_{A_{\Delta}}$ в незручному положенні для визначення розмірів компенсаторів, наприклад до положення, показаному на рисунку штриховими лініями. Значно простіше визначати розміри компенсаторів, маючи суміщені верхні або нижні межі

допусків T''_{A_Δ} і T_{A_Δ} .

Для суміщення однойменних меж полів допусків (при встановлених значеннях Δ'_{oA_i}) необхідно або ввести в координату середини поля допуску однієї із складових ланок, але не компенсуючої ланки, поправку Δ'_k , або не встановлювати попередньо значення Δ'_{oA_i} , а розрахувати їх, виходячи, наприклад, з умови $\Delta''_{HA_\Delta} = \Delta_{HA_\Delta}$.

Для першого шляху, бажаючи поєднати нижні межі полів допусків, у координату середини поля допуску однієї з складових ланок необхідно ввести поправку:

$$\Delta'_k = 0,5\delta_k - \sum_{i=1}^{m-2} \xi_{A_i} \Delta'_{oA_i} + \Delta_{oA_\Delta}.$$

Для другого шляху, дотримуючись умови, що $\Delta''_{HA_\Delta} = \Delta_{HA_\Delta}$, будемо мати

$$\Delta''_{oA_\Delta} - 0,5T''_{A_\Delta} = \Delta_{HA_\Delta}.$$

Тут величина $\Delta''_{oA_\Delta} = 0,5T''_{A_\Delta} + \Delta_{HA_\Delta}$ є відомою, оскільки значення Δ_{HA_Δ} задано умовами завдання, а значення T''_{A_Δ} було визначено раніше.

Далі звичайним шляхом, склавши рівняння координат полів допусків на основі залежності

$$\Delta_{oA_\Delta} = \sum_{i=1}^k \vec{\Delta}_i - \sum_{k+1}^{m-2} \vec{\Delta}_i,$$

слід встановити координати середин полів допусків $m - 2$ складових ланок.

Координату середини поля допуску компенсуючої ланки встановлюють незалежно від координат інших складових ланок. Для спрощення розрахунку розмірів компенсаторів рекомендується задавати координату середини поля допуску компенсуючої ланки, що дорівнює половині її поля допуску зі знаком мінус, тобто направляти допуск в «тіло» компенсатора.

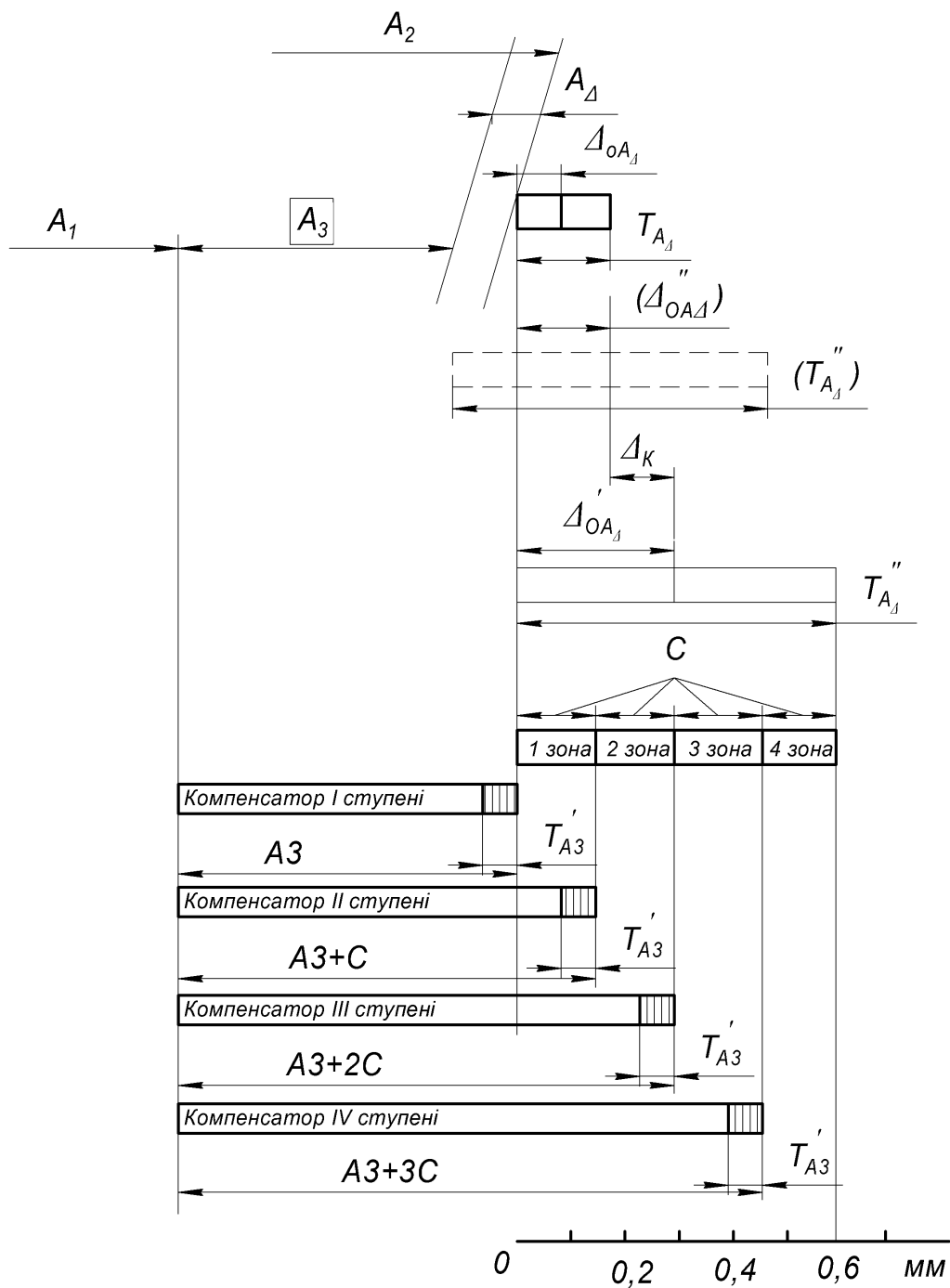


Рисунок 11.7 – Визначення розмірів нерухомих компенсаторів

Упорядкувавши або розрахувавши значення координат середин полів допусків і надавши $T''_{A\Delta}$ зручного розташування, можна встановити розміри компенсаторів.

Розмір компенсаторів першої ступені дорівнює номінальному розміру компенсатора. Розмір компенсаторів кожної наступної ступені буде

відрізнятися від розміру компенсатора попередньої ступені на величину C ступені компенсації:

$$C = T_{A_{\Delta}} - T'_k.$$

Допуск, що обмежує відхилення компенсуючої ланки, залишається одним і тим же для компенсаторів всіх ступенів.

На схемі, що на рис. 11.7, видно, як здійснюється компенсація відхилень, що знаходяться в чотирьох зонах $T''_{A_{\Delta}}$ компенсаторами чотирьох ступенів.

Приклад (рис. 11.1). Задамо поля допусків, що вважаються економічними в даних умовах: $T'_{A_1} = 0,2$ мм, $T'_{A_2} = 0,4$ мм, $T'_{A_3} = 0,5$ мм.

Оскільки в розмірного ланцюга A компенсуючою є ланка A_3 , то компенсації підлягають відхилення ланок A_1 і A_2 .

Відповідно до цього

$$T''_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_{A_i}| T'_{A_i} = 0,2 + 0,4 = 0,6 \text{ мм},$$

$$\delta_k = T''_{A_{\Delta}} - T_{A_{\Delta}} = 0,6 - 0,2 = 0,4 \text{ мм}.$$

Кількість ступенів компенсаторів

$$N = T''_{A_{\Delta}} / (T_{A_{\Delta}} - T'_k) = 0,6 / (0,2 - 0,05) = 4.$$

Розрахуємо координати середин полів допусків, дотримуючись умови, що $\Delta''_{HA_{\Delta}} = \Delta_{HA_{\Delta}}$,

$$\Delta_{HA_{\Delta}} = \Delta''_{HA_{\Delta}} - 0,5 T''_{A_{\Delta}}.$$

Звідки $\Delta''_{HA_{\Delta}} = \Delta_{HA_{\Delta}} + 0,5 T''_{A_{\Delta}} = 0 + 0,5 \cdot 0,6 = 0,3$ мм.

Таким чином $\Delta''_{HA_{\Delta}} = -\Delta'_{0A_1} + \Delta'_{0A_2} = 0,3$ мм.

Встановимо $\Delta'_{0A_1} = -0,1$ мм і $\Delta'_{0A_2} = 0,2$ мм.

Незалежно від Δ'_{0A_1} та Δ'_{0A_2} координата середини поля допуску компенсуючої ланки

$$\Delta'_{0A_3} = -0,5 T'_{A_3} = -0,5 \cdot 0,05 = -0,025 \text{ мм}.$$

При ступені компенсації $C = T_{A_{\Delta}} - T'_{A_3} = 0,2 - 0,05 = 0,15$ мм поле $T''_{A_{\Delta}}$ виробничого допуску виявиться розділеним на чотири зони. Відхилення, що виникають у межах тієї чи іншої зони, повинні компенсуватися шляхом встановлення кільця відповідної ступені.

Розмір компенсаторів першої ступені дорівнює номінальному розміру A_3 . Розміри компенсаторів кожної наступної ступені будуть відрізнятися від попередньої на величину C .

З урахуванням допуску на виготовлення розміри компенсаторів будуть такими:

ступінь I – $A_{3-0,05}$ мм;

ступінь II – $(A_3 + 0,15)_{-0,05}$ мм;

ступінь III – $(A_3 + 0,30)_{-0,05}$ мм;

ступінь IV – $(A_3 + 0,45)_{-0,05}$ мм.

Різницю в номіналах доцільно врахувати в граничних відхиленнях і встановити такі розміри компенсаторів:

ступінь I – $A_{3-0,05}$;

ступінь II – $A_{3+0,10}^{+0,15}$;

ступінь III – $A_{3+0,25}^{+0,30}$;

ступінь IV – $A_{3+0,40}^{+0,45}$.

Для методу регулювання характерні такі переваги:

– можливе досягнення будь-якого ступеня точності замикаючої ланки при доцільних допусках на всі складові ланки;

– не потрібно великих витрат часу на виконання регулювальних робіт, які можуть бути виконані робітниками низької кваліфікації;

– не створюються складнощі при нормуванні та організації складальних робіт;

– забезпечується можливість у машинах та механізмах періодично або

безперервно і автоматично зберігати необхідну точність замикаючої ланки, втраченої внаслідок зношування, теплового і пружного деформування деталей та інших причин.

Переваги методу регулювання особливо відчутні в багатоланкових розмірних ланцюгах. Введення в конструкцію машин і механізмів компенсаторів полегшує забезпечення точності замикаючих ланок не тільки в процесі виготовлення, але і в процесі експлуатації машин, що позитивно відбивається на їх якості та економічності.

Завершуючи розгляд методів досягнення необхідної точності замикаючої ланки, відзначимо, що теоретико-імовірнісні розрахунки, властиві методу неповної взаємозамінності, можуть бути з успіхом застосовані в методах групової взаємозамінності, припасування і регулювання.

12. Методика розрахунку розмірних ланцюгів

12.1. Основні розрахункові формули

Номінальний розмір замикаючої ланки розмірного ланцюга A визначають за формулою

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} A_i, \quad (12)$$

де $i = 1, 2, \dots, m$ – порядковий номер ланки;

ξ_{A_i} – передавальне відношення i – ї ланки розмірного ланцюга.

Залежно від виду розмірного ланцюга передавальне відношення може мати різний зміст і значення. Наприклад, для лінійних ланцюгів з паралельними ланками передавальні відношення рівні: $\xi_i = 1$ – для збільшуючих складових ланок; $\xi_i = -1$ – для зменшуючих складових ланок.

Для ланок, повернених щодо координатних осей, роль передавальних відношень виконують тригонометричні функції, що використовуються при

проектуванні складових ланок на відповідні координатні осі.

Таким чином, зміст передавального відношення і його величину слід визначати відповідно до характеру задачі, що розв'язується і особливостей розмірного ланцюга та його складових ланок.

Координату середини поля допуску $\Delta_{0\Delta}$ замикаючої ланки визначають за формулою

$$\Delta_{0\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0i}, \quad (13)$$

де $\Delta_{0\Delta} = \frac{\Delta_{B\Delta} + \Delta_{H\Delta}}{2}$; $\Delta_{0i} = \frac{\Delta_{Bi} + \Delta_{Hi}}{2}$.

Допуск замикаючої ланки T_{Δ} визначають за формулами:

- при розрахунку за способом максимуму-мінімуму:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i, \quad (14)$$

де $T_{\Delta} = \Delta_{B\Delta} - \Delta_{H\Delta}$; $T_i = \Delta_{Bi} - \Delta_{Hi}$.

При розрахунку за імовірнісним способом:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}. \quad (15)$$

Коефіцієнт ризику t_{Δ} вибирається з таблиць значень функції Лапласа $\Phi(t)$ залежно від прийнятого відсотка ризику P .

При нормальному законі розподілу відхилень і рівно ймовірнісним їх виходом за обидві межі поля допуску значення P пов'язано зі значенням $\Phi(t)$ формулою: $P = 100[1 - 2\Phi(t)]\%$.

Ряд значень коефіцієнта t_{Δ} наведено в табл. 12.1.

Величина коефіцієнта λ_i^2 залежить від закону розподілу відхилень. Так, при нормальному законі розподілу відхилень (законі Гауса) коефіцієнт λ_i^2 дорівнює $1/9$. При розподілі відхилень за законом трикутника (закону Сімпсона) $\lambda_i^2 = 1/6$, при розподілі відхилень за законом рівної ймовірності $\lambda_i^2 = 1/3$.

Таблиця 12.1 – Значення коефіцієнта t_{Δ} залежно від величини ризику

Ризик $P, \%$	32	23	16	9	4,6	2,1	0,94	0,51	0,27	0,1
Коефіцієнт: t_{Δ}	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	2,8	3	3,3

Середнє значення T_{cp} допуску складових ланок обчислюють за такими формулами:

- при розрахунку за способом максимуму-мінімуму

$$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i|}; \quad (16)$$

- при ймовірнісному способі розрахунку

$$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sqrt[t_{\Delta}]{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2}}. \quad (17)$$

Граничні відхилення i -ї ланки Δ_{Bi} і Δ_{Hi} обчислюють за формулами:

$$\Delta_{Bi} = \Delta_{Oi} + \frac{T_i}{2}, \quad (18)$$

$$\Delta_{Hi} = \Delta_{Oi} - \frac{T_i}{2}. \quad (19)$$

Координату середини поля розсіювання замикаючої ланки обчислюють за формулою:

$$\Delta_{\omega i} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{\omega i}. \quad (20)$$

Координату центру групування відхилень замикаючої ланки $M(x)_{\Delta}$ обчислюють за формулою:

$$M(x)_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{\omega i} + \alpha_i \frac{|\xi_i| \omega_i}{2}. \quad (21)$$

Коефіцієнт відносної асиметрії i -ї ланки α_i обчислюють за формулою:

$$\alpha_i = \frac{M(x_i) - \Delta_{\omega_i}}{\omega_i / 2}. \quad (22)$$

Поле розсіювання замикаючої ланки обчислюють за такими формулами:
при розрахунку за способом максимуму-мінімуму:

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \omega_i, \quad (23)$$

при ймовірнісному способі розрахунку

$$\omega_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \omega_i^2}. \quad (24)$$

Відносне середньоквадратичне відхилення

$$\lambda_i = 2\sigma_i / \omega_i, \quad (25)$$

де σ_i – середньоквадратичне відхилення.

Найбільшу можливу компенсацію δ_K розраховують за формулою

$$\delta_K = T'_{\Delta} - T_{\Delta}. \quad (26)$$

Величина поправки Δ_K визначається за формулою

$$\Delta_K = \frac{\delta_K}{2} + \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta'_{0_{\Delta}} - \Delta_{0_{\Delta}}. \quad (27)$$

Кількість ступенів нерухомих компенсаторів N розраховують за формулою:

$$N = \frac{T'_{\Delta}}{T_{\Delta} - T_{\text{комп}}}, \quad (28)$$

де $T_{\text{комп}}$ – допуск на виготовлення нерухомого компенсатора.

12.2. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів

12.2.1. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при прямій задачі

1. Формується завдання і встановлюється замикаюча ланка.
2. Виходячи з поставленого завдання, встановлюють номінальний розмір, координату середини поля допуску $\Delta_{0_{\Delta}}$, допуск Δ_{Δ} або граничні відхилення замикаючої ланки.

3. Встановлюють складові ланки і будують схему розмірного ланцюга, складають його рівняння і визначають передавальні відношення.

4. Розраховують номінальні розміри всіх складових ланок (формула (12)).

5. Вибирають метод досягнення необхідної точності замикаючої ланки, економічний в даних виробничих умовах, з урахуванням середньої величини допуску (формули (16) і (17)).

6. Розраховують і встановлюють допуски, координати середин полів допусків і граничні відхилення:

а) при методі повної взаємозамінності:

- на основі техніко-економічного обґрунтування встановлюють допуск на розмір кожної із складових ланок;

- перевіряють правильність встановлених допусків;

- встановлюють координати середин полів допусків складових ланок, за винятком однієї, для якої координата середини поля допуску розраховується на основі розв'язку рівняння з одним невідомим;

- розраховують верхнє і нижнє граничні відхилення (формули (18, 19));

б) при методі неповної взаємозамінності:

- з економічних міркувань приймають допустимий відсоток ризику;

- вибирають передбачувані закони розподілу кожної з ланок, виходячи з особливостей технологічного процесу виготовлення деталей, і відповідні їм відносні середні квадратичні відхилення;

- на основі техніко-економічного обґрунтування встановлюють допуск на розмір кожної складової ланки;

- перевіряють правильність встановлених допусків;

- встановлюють координати середин полів допусків для $(m - 2)$ складових ланок, відсутню координату визначають розрахунком;

- розраховують граничні відхилення, формули (15); (13); (18) і (19);

в) при методі групової взаємозамінності:

- на основі техніко-економічного обґрунтування встановлюють

виробничий допуск T'_Δ замикаючої ланки за формулою

$$T'_\Delta = nT_\Delta,$$

де n – кількість груп, на які будуть розсортовані складові ланки;

- розраховують виробничі допуски T'_i на розмір кожної складової ланки з дотриманням умови

$$\sum_{i=1}^k \vec{T}_i = \sum_{i=k+1}^{m-1} \vec{T}_i;$$

- розраховують координати середин полів допусків складових ланок у кожній з груп;

- на повороти і відхилення форми поверхонь деталей допуски встановлюють як при методі повної взаємозамінності, формули (14), (13);

г) при методі припасування:

- вибирають компенсуючу ланку;
- встановлюють економічні в даних виробничих умовах допуски на розміри всіх складових ланок і координати середин полів допусків;

- визначають виробничий допуск T'_Δ ;
- розраховують найбільшу можливу компенсацію δ_k ;
- розраховують величину поправки Δ_k ;
- вносять поправку в координату середини поля допуску компенсуючої ланки, формули (14), (26), (27);

д) при методі регулювання:

- вибирають компенсуючу ланку, яка конструктивно може бути оформлена у вигляді нерухомого чи рухомого компенсатора;

- при використанні нерухомого компенсатора встановлюють:
- допуски на розміри всіх складових ланок, економічно прийнятні в даних виробничих умовах і визначають виробничий допуск T' замикаючої ланки;

- розраховують найбільшу можливу компенсацію δ_k ;
- розраховують кількість ступенів нерухомих компенсаторів;

- розраховують координати середин полів допусків;
- розраховують розміри нерухомих компенсаторів;
- розраховують кількість нерухомих компенсаторів кожної ступені, формули (26), (28).

12.2.2. Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при зворотній задачі

1. Ставиться і чітко формулюється завдання.

2. Розраховують номінальне значення розміру замикаючої ланки, формула (12).

а) при теоретичних розрахунках встановлюють:

- координату середини поля допуску замикаючої ланки;
- величину поля допуску замикаючої ланки і її граничні відхилення
- при розрахунках на основі теорії ймовірностей розраховують можливий ризик виходу розміру замикаючої ланки за межі заданого допуску,
- формули (13), (14), (15), (18), (19);

б) при розрахунках, виходячи з фактичних даних, визначають:

- поля розсіювання, координати їх центрів (центрів групування) і, якщо необхідно, будують криві розсіювання всіх складових ланок;
- визначають відносні середні квадратичні відхилення і коефіцієнти асиметрії кривої розсіювання кожної із складових ланок;
- розраховують поле розсіювання замикаючої ланки;
- розраховують можливе значення координати середини поля розсіювання замикаючої ланки;
- у разі необхідності розраховують координату центру групування розмірів замикаючої ланки;
- при необхідності розраховують можливий вихід відхилень замикаючої ланки за межі її поля допуску, формули; (20), (21), (22), (23), (24), (25).

13. Приклади розрахунку розмірних ланцюгів

Приклад 1. Завдання: встановити допуски на операційні (лінійні) розміри (рис. 13.1, *a*), що забезпечують отримання розмірів $50 \pm 0,1$ і $60_{-0,3}$ деталі. Деталь виготовляється за таким маршрутом.

Операція 1. Підрізання торців і центрування заготовки валика на фрезерно-центрувальному верстаті (рис. 13.1, *б*).

Операція 2. Токарна обробка валика з одного кінця з установкою валика в центрах (передній центр – плаваючий, (рис. 13.1, *в*).

Операція 3. Токарна обробка валика з іншого кінця при аналогічній схемі базування (рис. 13.1, *г*).

У спроектованому технологічному процесі розмір 50 мм остаточно виходить на третій операції і є останньою ланкою розмірного ланцюга A : $A_{\Delta} = A_1 - A_2$, в якому ланка A_2 – розмір, отриманий на другій операції. Розглядаючи його як замикаючу ланку розмірного ланцюга B , маємо

$$A_2 = B_{\Delta} = -B_1 + B_2,$$

де B_2 – розмір, отриманий на першій операції, де він є останньою ланкою розмірного ланцюга у системі ВПД ($B_2 = B_{\Delta}$).

Розмір 60 мм також виходить на третій операції. На рис.13.1, *г* видно, що він є останньою ланкою розмірного ланцюга Γ : $\Gamma_{\Delta} = \Gamma_1 - \Gamma_2$, і утворюється одночасно з розміром A_1 .

Так як $\Gamma_1 = B_{\Delta}$ а $\Gamma_2 = A_1$, то $\Gamma_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1$.

Таким чином, для забезпечення необхідної точності розмірів 50 і 60 мм необхідно розглянути систему паралельно пов'язаних розмірних ланцюгів

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2,$$

$$A_2 = B_{\Delta} = -B_1 + B_2,$$

$$\Gamma_{\Delta} = B_{\Delta} - A_1.$$

Враховуючи, що жорсткіші вимоги висуваються до точності розміру 50 мм, встановимо допуски на ланки розмірних ланцюгів A і B , застосувавши метод неповної взаємозамінності і, прийнявши

$$\lambda_i^2 = 1/9; P = 0,27\%; (t_\Delta = 3).$$

Виходячи із значення $T_{A_\Delta} = 0,2$ мм, задамо $T_{A_1} = 0,1$ мм і $T_{A_2} = 0,17$ мм.

Перевірка:

$$T_{A_\Delta} = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2 T_{A_i}^2} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,17^2)} = 0,2 \text{ мм}.$$

Оскільки $T_{B_\Delta} = T_{A_2} = 0,17$ мм, встановимо $T_{B_1} = 0,1$ мм і $T_{B_2} = 0,14$ мм.

Перевірка:

$$T_{B_\Delta} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,1^2 + 0,14^2)} \approx 0,17 \text{ мм}.$$

Взявши до уваги, що $A_2 = -B_1 + B_2$, а $B_2 = B_\Delta$, отримаємо $A_\Delta = A_1 + B_1 - B_1$, а отже, для призначення координат середин полів допусків операційних розмірів необхідно спільне рішення рівнянь координат

$$\begin{cases} \Delta_{oA_\Delta} = \Delta_{oA_1} + \Delta_{oB_1} - \Delta_{oB_\Delta}, \\ \Delta_{o\Gamma_\Delta} = \Delta_{oB_\Delta} - \Delta_{oA_1}. \end{cases}$$

Креслення деталі вимагає, щоб $\Delta_{oA_\Delta} = 0$; $\Delta_{o\Gamma_\Delta} = -0,15$ мм і $\Delta_{oB_\Delta} = -0,25$ мм.

Враховуючи цю вимогу, необхідно встановити

$$\Delta_{oA_1} = \Delta_{oB_\Delta} - \Delta_{o\Gamma_\Delta} = -0,25 + 0,15 = -0,1 \text{ мм},$$

$$\Delta_{oB_1} = \Delta_{oA_\Delta} - \Delta_{oB_\Delta} - \Delta_{oA_1} = 0 - 0,25 - (-0,10) = -0,15 \text{ мм}.$$

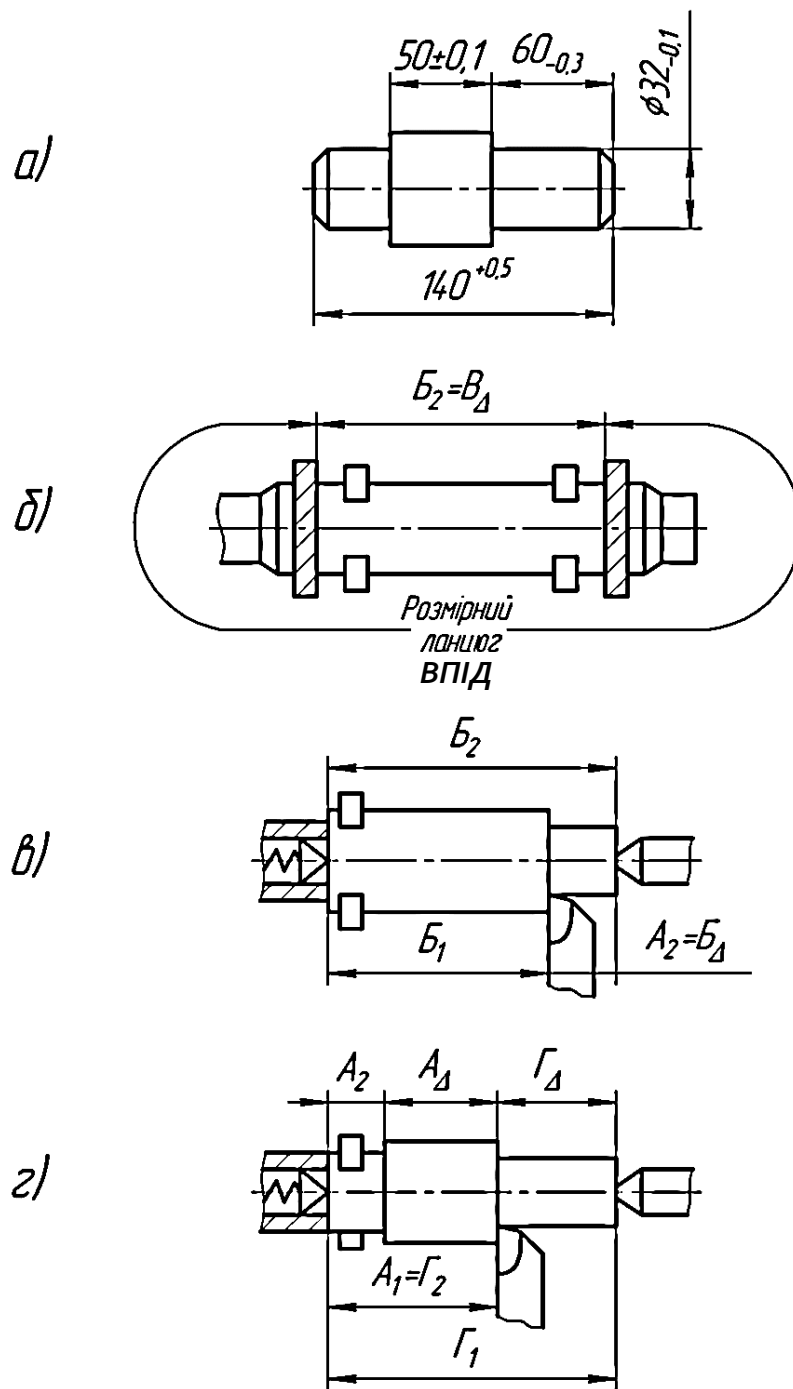


Рисунок 13.1 – Послідовність обробки валика і утворення розмірних зв'язків

Приклад 2. Задача: розрахувати і встановити допуски на відносні повороти поверхонь деталей універсально-фрезерного верстата з метою забезпечення необхідної паралельності робочої площини стола осі обертання шпинделя.

Виходячи з призначення верстата, на замикаючу ланку встановлений

допуск $T_{\beta_{\Delta}} = 0,03/300$ мм. При цьому зазначено, що повороти робочої площини стола й осі обертання шпинделя можуть бути спрямовані тільки у бік осі обертання шпинделя. Приймаючи позитивним напрямком повороту проти годинникової стрілки, відповідно до службового призначенням верстата слід встановити $\Delta_{\beta_{\Delta}} = +0,015/300$ мм. Встановлюємо розмірний ланцюг, за допомогою якого вирішується поставлене завдання (рис. 13.2).

При розрахунках допусків на поворот поверхонь зручно використовувати наступний прийом. Оскільки допуски на поворот поверхонь задають у вигляді лінійної величини, віднесеної до відповідної довжини, їх слід спочатку привести до спільного знаменника. Це дозволить під час розрахунку не враховувати його і використовувати методику та формули, які служать для розрахунку лінійних допусків. Після розрахунку допусків відкинутий знаменник слід відновити.

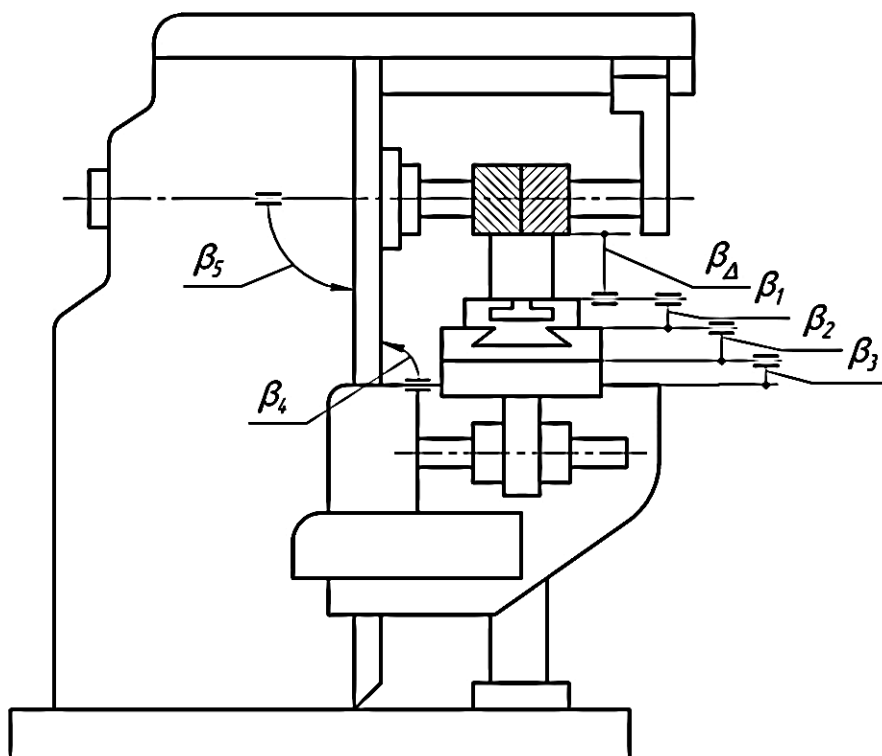


Рисунок 13.2 – Схема технологічного розмірного ланцюга фрезерного верстата

Розрахуємо середню величину допуску T_{cp} :

$$T_{cp} = \frac{T_{\beta\Delta}}{m-1} = 0,006 / 300 \text{ мм}.$$

Отримана величина говорить про те, що деталі універсально-фрезерного верстата виготовити в межах цього допуску не є економічно можливим. Тому відмовляємося від використання досягнення необхідної точності методом повної взаємозамінності. Розглянемо можливість використання методу неповної взаємозамінності.

Попередньо прийнемо такі вихідні дані. Будемо вважати, що при виготовленні верстатів відхилення, що одержуються на деталях, матимуть характер розсіювання, близький до закону Сімпсона (трикутника), для якого величина коефіцієнта відносного середнього квадратичного відхилення $\lambda_i^2 = 1/6$. Задамо можливий ризик $P=10\%$, чому відповідає $t_{\Delta}=1,65$.

Підставляючи перераховані дані у формулу, отримуємо

$$T_{cp} = \frac{T_{\beta\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2}} = \frac{0,03}{1,65 \sqrt{\frac{1}{6} \cdot 5}} = 0,0199 / 300 \text{ мм},$$

або, округляючи, будемо мати $T_{cp} \approx 0,02 / 300$ мм. Вважаючи отримане значення T_{cp} прийнятним і враховуючи труднощі виготовлення і монтажу окремих деталей, встановимо такі значення допусків:

$T_{\beta_5} = 0,03 / 300$ мм – на поворот осі обертання шпинделя відносно напрямних станини (відхилення від перпендикулярності);

$T_{\beta_4} = 0,02 / 300$ мм – на відхилення від перпендикулярності напрямних консолей, по яких переміщається каретка, відносно напрямних, якими консоль ковзає по станині;

$T_{\beta_3} = 0,01 / 300$ мм – на відхилення від паралельності верхньої поверхні каретки відносно її напрямних;

$$T_{\beta_2} = 0,02 / 300 \text{ мм і } T_{\beta_1} = 0,02 / 300 \text{ мм}.$$

Перевіримо правильність встановлених допусків за формулою:

$$T_{\beta_{\Delta}} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2 T_{\beta_i}^2}$$

$$T_{\beta_{\Delta}} = 1,65 \sqrt{\frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,01^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,03^2} =$$

$$= 1,65 \sqrt{0,0003647} = 0,0315/300 \text{ мм.}$$

Як видно, можливі відхилення замикаючої ланки дещо більші встановленого допуску (0,03/300 мм).

Отже, відсоток ризику також буде перевершувати раніше обраний ($P = 10\%$).

Обчислимо його.

$$t_{\Delta} = \frac{T_{\beta_{\Delta}}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2 T_{\beta_i}^2}}$$

$$t_{\Delta} = \frac{0,03}{\sqrt{\frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,01^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,02^2 + \frac{1}{6} \cdot 0,03^2}} = 1,58.$$

Цьому значенню t_{Δ} відповідає можливий ризик 10,5 %. Вважаємо, що на такий ризик можна піти, і відповідно з цим приймаємо встановлені допуски.

Оскільки поворот поверхні столу повинен бути спрямований до осі обертання шпинделя, необхідно встановити для кожної ланки координату середини поля допуску та її знак.

Значення координат середин полів допусків встановлюються за допомогою рівняння $\Delta_{\sigma\beta_{\Delta}} = \Delta_{\sigma\beta_1} + \Delta_{\sigma\beta_2} + \Delta_{\sigma\beta_3} + \Delta_{\sigma\beta_4} + \Delta_{\sigma\beta_5}$.

Якщо прийняти, що осі повороту поверхонь деталей розташовані зліва (рис. 13.3), то координати середин полів допусків ланок $\beta_1; \beta_2; \beta_3; \beta_4$ матимуть знак « + », а ланки β_5 – знак « - ».

Приймаємо значення координат середин полів допусків рівними

$$\Delta_{\sigma\beta_1} = 0,01/300; \Delta_{\sigma\beta_2} = 0,01/300; \Delta_{\sigma\beta_3} = 0,05/300; \Delta_{\sigma\beta_4} = 0,01/300.$$

Координату середини поля допуску п'ятої ланки знаходимо з рівняння

$$\Delta_{o\beta_\Delta} = \Delta_{o\beta_1} + \Delta_{o\beta_2} + \Delta_{o\beta_3} + \Delta_{o\beta_4} + \Delta_{o\beta_5};$$

$$\Delta_{o\beta_5} = -0,02 / 300.$$

Для того, щоб переконатися в правильності встановлених величин допусків і координат середині їх полів, перевіряємо верхнє і нижнє граничні відхилення замикаючої ланки розмірного ланцюга за формулами:

$$\Delta_{B\beta_\Delta} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{\Delta}'_{o\beta_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{o\beta_i} \right) + t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{\beta_i}^2 \lambda_{\beta_i}^2 \left(\frac{T_{\beta_i}}{2} \right)^2},$$

$$\Delta_{H\beta_\Delta} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{\Delta}'_{o\beta_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \bar{\Delta}_{o\beta_i} \right) - t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{\beta_i}^2 \lambda_{\beta_i}^2 \left(\frac{T_{\beta_i}}{2} \right)^2}.$$

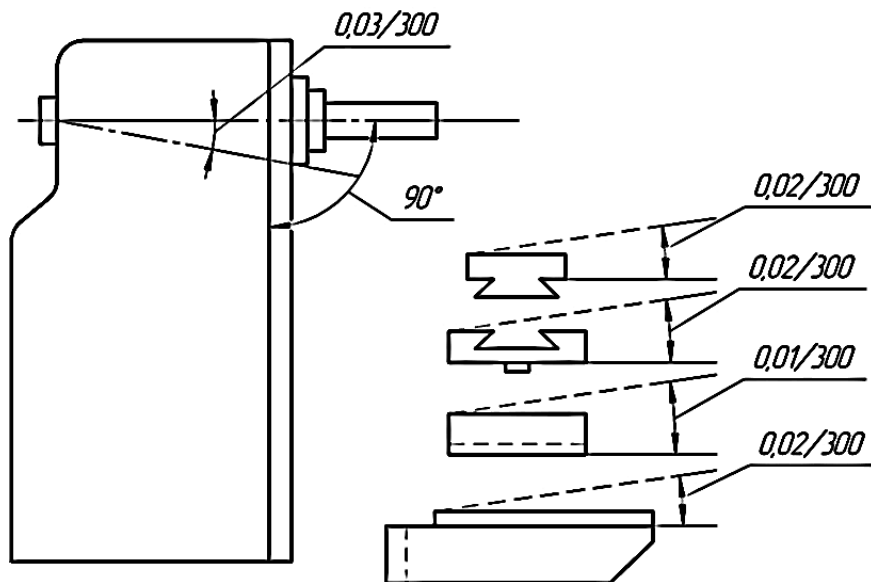


Рисунок 13.3 – Схема до призначення допустимих відхилень від паралельності

Підставляючи у формули значення встановлених полів допусків координат їх середин і прийняте значення $t_\Delta = 1,58$, отримаємо:

$$\Delta_{B\beta_\Delta} = 0,01 + 0,01 + 0,05 + 0,01 + (-0,02) + 1,58 \times \sqrt{\frac{1}{6} \cdot (0,01)^2 + \frac{1}{6} \cdot (0,01)^2 + \frac{1}{6} \cdot (0,05)^2 + \frac{1}{6} \cdot (0,01)^2 + \frac{1}{6} \cdot (0,015)^2} = 0,03 / 300,$$

$$\Delta_{H\beta_\Delta} = 0,015 - 0,015 = 0.$$

Визначаємо допуск замикаючої ланки і координату її середини:

$$T_{\beta_{\Delta}} = \Delta_{B\beta_{\Delta}} - \Delta_{H\beta_{\Delta}} = 0,03 - 0 = 0,03 / 300 \text{ мм},$$
$$\Delta_{o\beta_{\Delta}} = \frac{\Delta_{B\beta_{\Delta}} + \Delta_{H\beta_{\Delta}}}{2} = \frac{0,03 + 0}{2} = +0,015 / 300 \text{ мм}.$$

Перевіряючи одержані дані з умовами завдання, бачимо, що допуски і координати середин полів допусків встановлені вірно.

14. Встановлення та розрахунок складального розмірного ланцюга

Виявлення та розрахунок складальних розмірних ланцюгів проводять в такій послідовності.

1. Чітко формулюють задачу, яку передбачається вирішити за допомогою розмірного ланцюга. Від чіткості формулювання задачі багато в чому залежить правильність виявлення розмірного ланцюга та його відповідність поставленому завданню. Потрібно пам'ятати, що кожний розмірний ланцюг дає вирішення лише одного завдання.

2. Залежно від поставленого завдання виявляють замикаючу ланку, її номінальний розмір і допустимі відхилення. Встановлення замикаючої ланки – найвідповідальніший етап розрахунків.

Насамперед визначаються технічні вимоги до складальної одиниці. Ними можуть бути точність відстаней між поверхнями, лініями або точками, паралельність або перпендикулярність осей чи площин, а також поєднання цих вимог. Виявлені на кресленні складальної одиниці технічні вимоги є замикаючими ланками відповідних розмірних ланцюгів.

Приклад. Для забезпечення нормальної роботи конічно-циліндричного редуктора (рис. 14.1) необхідно при виготовленні та складанні виконати такі вимоги точності відносного розміщення деталей:

а) зміщення A_{Δ} , B_{Δ} , вершин ділільних конусів шестерні й колеса відносно осей їх обертання повинні бути в заданих межах;

б) кут μ_{Δ} між осями обертання конічних коліс повинен бути витриманий в певних межах;

в) відстань B_{Δ} між осями циліндричних зубчастих коліс, які обертаються, повинна бути в заданих межах;

г) осі обертання циліндричних зубчастих коліс повинні бути паралельні в площині креслення (допуск паралельності осей $T_{\beta\Delta}$) і в площині, перпендикулярній до площини креслення (допуск на перекіс осей $T_{\gamma\Delta}$);

д) для нормальної роботи підшипників між кришками і торцями зовнішніх тілець підшипників, при складанні необхідно забезпечити зазори (K_{Δ} , M_{Δ}), достатні для компенсації теплового розширення валу і не перевищувати допустиме осьове зміщення валів.

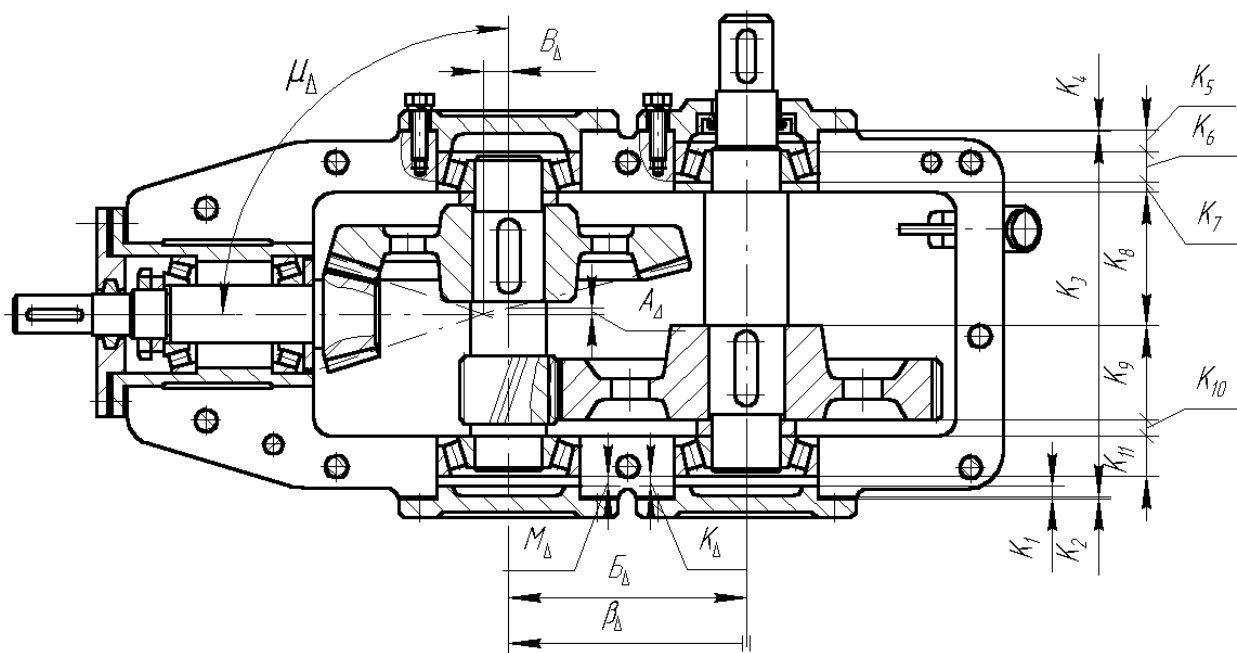


Рисунок 14.1 – Параметри точності редуктора

Номінальні розміри і допустимі відхилення параметрів точності встановлюють, виходячи із службового (функціонального) призначення виробу за стандартами, на основі експлуатації аналогічних виробів, шляхом теоретичних розрахунків, а іноді й спеціально поставлених експериментів.

Сукупність вимог щодо точності замикаючих ланок з кількісними значеннями і допустимими відхиленнями представляють норми точності і технічні вимоги на виріб.

3. Складають конструктивну схему виробу.

На конструктивній схемі (КС) зображується тільки та частина виробу, для якої проводяться розрахунки. КС повинна чітко ілюструвати взаємодію деталей даного ланцюга і, разом з тим, не мати надлишкових конструктивних особливостей. Масштаб конструктивної схеми вибирається довільно, але щоб досить ясно зображати об'єкт і проставити всі необхідні розміри при необхідності показати зазор або інше взаємне розміщення деталей ланцюга. Окремі частини КС можуть зображуватися у збільшеному масштабі.

4. Виявляють складові ланки і складають схему розмірного ланцюга.

На складальному кресленні або на КС механізму наноситься зображення замикаючої ланки розмірного ланцюга.

Для знаходження складових ланок потрібно йти від поверхонь (осей) деталей, які створюють замикаючу ланку, до основних баз (осей) цих деталей, від них – до основних баз деталей, які базують перші деталі, і т. д. аж до замкнутого контуру. Таким чином можна виявити, послідовно пов'язуючи спряжені розміри деталей, всі складові ланки ланцюга, які безпосередньо впливають на замикаючу ланку. Усі виявлені замикаючі та складові ланки повинні утворювати замкнутий контур.

Наприклад, в розмірному ланцюзі величина зазору K_{Δ} (рис. 14.1) залежить від відносного розміщення зовнішнього кільця першого підшипника і упорного торця кришки. У свою чергу, розміщення торця кришки відносно корпусу редуктора визначається відстанню між торцевими поверхнями кришки і товщиною прокладки. Отже, першою ланкою K_1 , яка безпосередньо впливає на замикаючу ланку, є розмір між торцевими поверхнями кришки, а другою ланкою K_2 – товщина прокладки між кришкою і корпусом. Третя ланка ланцюга K_3 – це відстань між стінками корпусу. Товщина прокладки K_4 визначає розміщення другої кришки відносно корпусу. Відстань K_5 , між торцевими

поверхнями другої кришки визначає розміщення торця, у який впирається зовнішнє кільце правого підшипника. Розміщення упорного торця внутрішнього кільця другого підшипника залежить від відхилень монтажної висоти K_6 підшипника. Переходячи послідовно від однієї поверхні до іншої, отримаємо: K_7 – товщина кільця, K_8 – товщина буртика валу, K_9 – довжина маточини зубчастого колеса, K_{10} – товщина кільця, K_{11} – монтажна висота першого підшипника. Таким чином, прийшли до другої поверхні, яка утворює замикаючу ланку. Схема ланцюга K показана на рис. 14.1.

У перелік складових ланок необхідно включати тільки розміри деталей, які безпосередньо впливають на замикаючу ланку. Цей принцип буде виконаний, коли кожна деталь буде приймати участь в одному розмірному ланцюзі тільки одним своїм розміром. У той же час один і той самий розмір може входити як ланка у декілька розмірних ланцюгів.

Готові вироби (підшипники кочення, муфти, електродвигуни тощо) беруть участь в розмірному ланцюзі кінцевим своїм розміром, який охоплює кілька деталей комплекту. Наприклад, конічний роликпідшипник бере участь у розмірних ланцюгах монтажною висотою (рис. 14.1, ланки K_1 , K_6).

Неспівпадання (зазори, неспіввісності) поверхонь деталей, що з'єднуються, якщо вони можливі, також враховуються окремими ланками.

5. Наступні етапи залежать від методів розрахунків і досягнення потрібної точності: розраховують передавальні відношення ланок розмірного ланцюга; визначають метод досягнення точності останньої ланки; складають рівняння розмірного ланцюга; задають номінальні розміри і допустимі відхилення складових ланок; погоджують і уточнюють номінальні розміри замикаючих і складових ланок розмірного ланцюга.

Послідовність виконання етапів та їх зміст приведені нижче.

Завдання 1

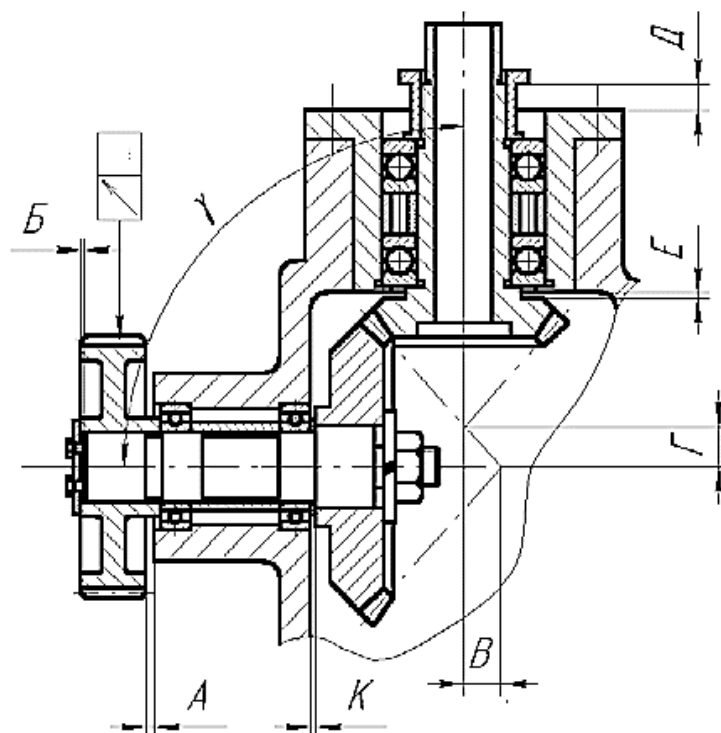
Задача 1

Виявити складальний розмірний ланцюг, який забезпечує точність заданого параметра якості складальної одиниці або виробу. Вихідні дані

наведені в таблиці 1 та на рис. 14.2.

Таблиця 14.1 – Вихідні дані до завдання 1.

Варіант	Параметр	Рисунок	Варіант	Параметр	Рисунок
1	А	14.2, а)	17	А	14.2, в)
2	Б		18	Б	
3	В		19	В	
4	Г		20	Г	
5	Д		21	Д	
6	Е		22	Е	
7	γ		23	β	
8			24	А	
9	А	14.2, б)	25	Б	14.2, з)
10	Б		26	В	
11	В		27	Г	
12	Д		28	 Г	
13	μ	14.2, д)	29	Б	14.2, д)
14	β		30	В	
15	γ		31	Г	
16	Е		32	К	



а)

Рисунок 14.2, а – Завдання до задачі 1

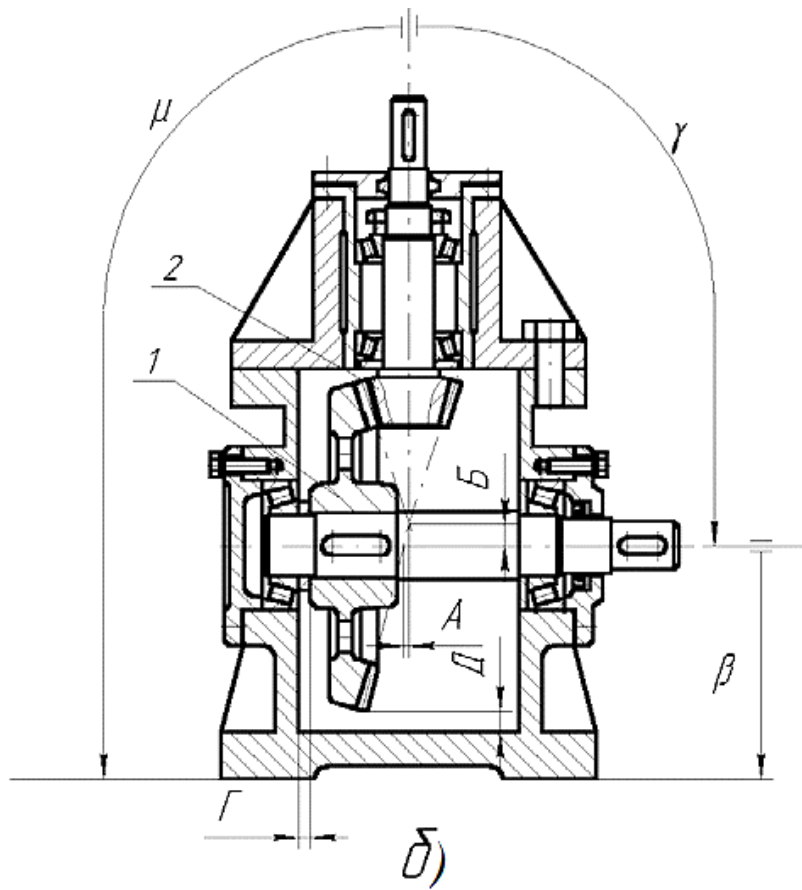


Рисунок 14.2, б – Завдання до задачі 1

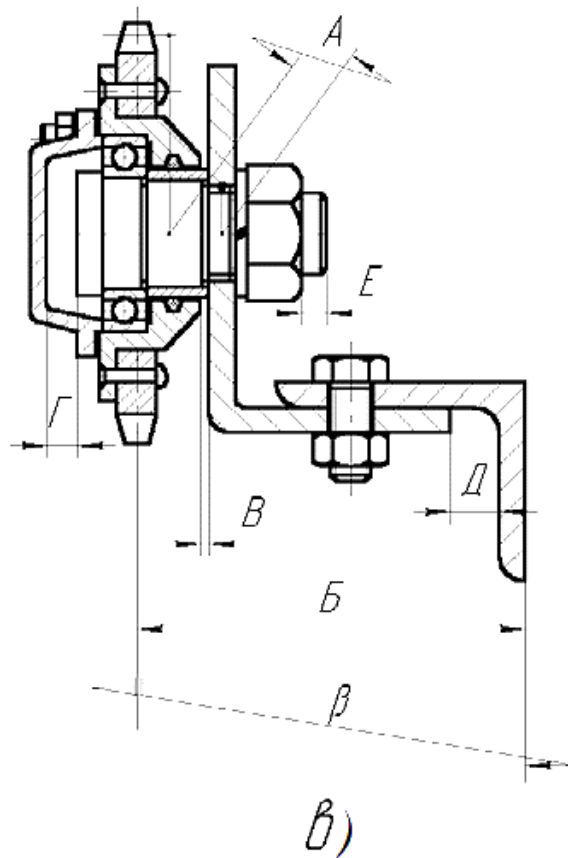
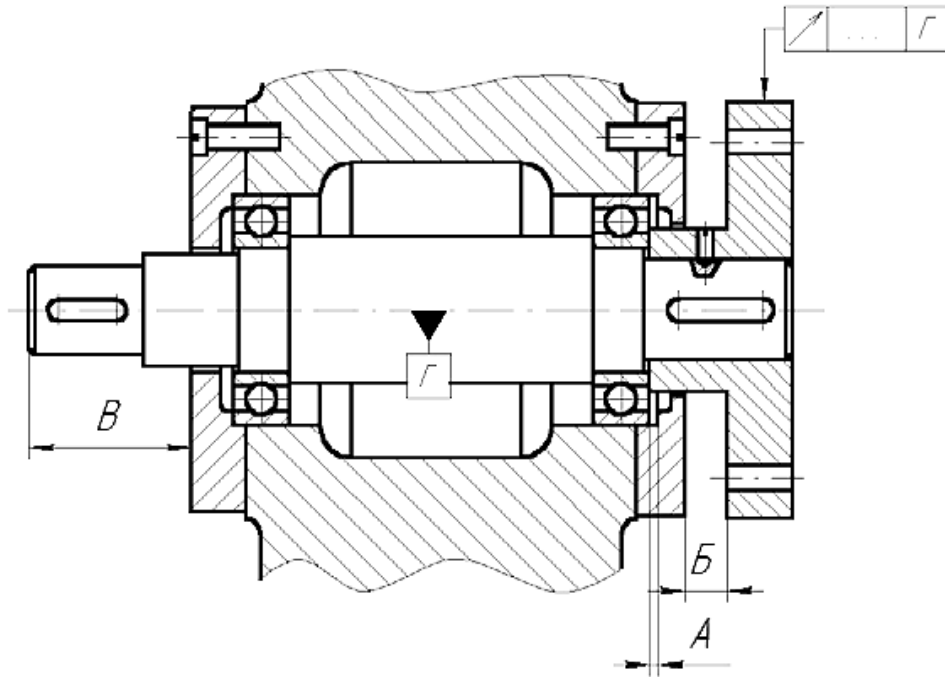
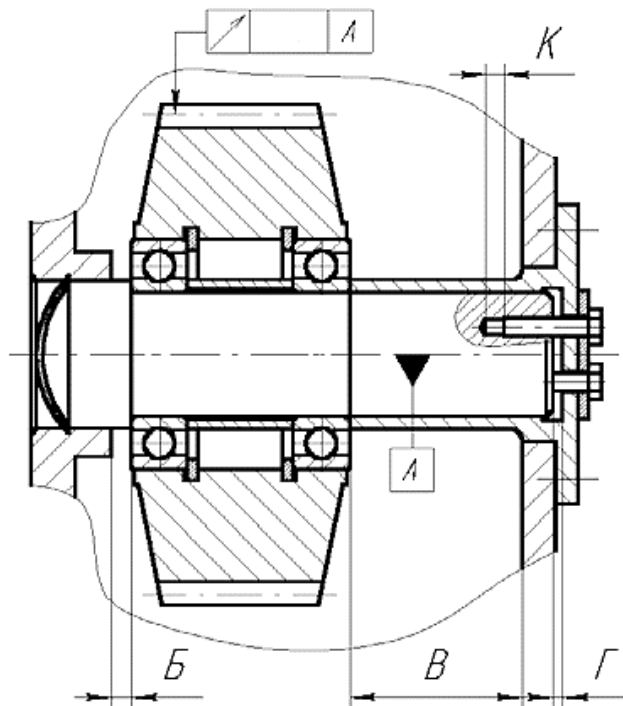


Рисунок 14.2, в – Завдання до задачі 1



z)

Рисунок 14.2, z – Завдання до задачі 1



d)

Рисунок 14.2, d – Завдання до задачі 1

15. Вибір методу досягнення заданої точності складання

Від якості складання залежить надійність роботи машини.

Існує тісний зв'язок між методами складання і методами розрахунків розмірних ланцюгів – кожному методу складання відповідає певний метод розрахунків розмірних ланцюгів. Досягти необхідної точності складання – означає отримати розмір замикаючої ланки розмірного ланцюга, який не виходить за межі допустимих відхилень.

Для досягнення потрібної точності замикаючої ланки розмірного ланцюга залежно від об'єкта виробництва, характеру продукції, а також точності обробки деталей застосовують п'ять методів:

- метод повної взаємозамінності,
- метод неповної (часткової) взаємозамінності,
- метод групової взаємозамінності,
- метод припасування;
- метод регулювання.

Згідно з прийнятим методам досягнення точності замикаючої ланки розрізняють п'ять методів складання, які носять аналогічні назви. Правильне використання різних методів досягнення необхідної точності замикаючих ланок складальних ланцюгів служить основою економічного вирішення технологічних завдань. При проектуванні і виготовленні машин навіть в одній і тій же самій машині часто використовують поєднання цих методів.

Задану точність замикаючої ланки потрібно забезпечувати застосовуючи найбільш економічні методи виготовлення деталей в заданих виробничих умовах. У першу чергу використовують метод повної і неповної взаємозамінності. Якщо ж застосування зазначених методів економічно недоцільне або технологічно неможливе, використовують інші методи.

Попередній вибір методу забезпечення заданої точності замикаючої ланки можна здійснити за середнім значенням допуску складових ланок.

У цьому випадку послідовність дій така.

1. За номінальними розмірами складових ланок розмірного ланцюга визначається їх середнє значення:

$$A_{cp} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |A_i|, \quad (15.1)$$

де m – кількість ланок розмірного ланцюга;

A_i – розмір i -ї ланки розмірного ланцюга.

2. Вибирається метод розрахунків розмірного ланцюга.

3. Залежно від прийнятого методу розрахунку заданого допуску замикаючої ланки і кількості складових ланок ланцюга визначається середнє значення допуску T_{cp} для кожної ланки:

а) при розрахунку на максимум – мінімум

$$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{(m-1)}. \quad (15.2)$$

б) при розрахунку ймовірнісним методом

$$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{1,2\sqrt{(m-1)}}. \quad (15.3)$$

4. Виходячи з отриманих значень A_{cp} і T_{cp} визначають найближчий квалітет точності замикаючої ланки.

Отриманий середній допуск або середня точність (квалітет) складових ланок оцінюється з точки зору досягнення його у виробництві. При цьому враховується складність і габаритні розміри деталей, проектний технологічний процесом виготовлення і т. д.

Приклад. $T_{\Delta}=1,2$ мм; $m=7$; $A_{cp}=90$ мм. За формулою (15.3) для ймовірнісного методу розрахунків $T_{cp} = 1,2/1,2\sqrt{6} = 0,4$ мм. Для розміру 90 мм допуск за 12-им квалітетом точності дорівнює 0,35 мм, а за 13-им – 0,54 мм. Отже, в даному випадку потрібно прийняти метод неповної взаємозамінності.

Якщо $T_{\Delta}=0,12$ мм; $m=7$; $A_{cp}=90$ мм, то $T_{cp} = 0,12/1,2\sqrt{6} = 0,04$ мм. Цей допуск для розміру 90 мм лежить між 7 і 8-им квалітетами точності. Тоді в даному випадку потрібно вибрати метод припасування або метод регулювання.

Метод максимуму-мінімуму економічно доцільний тільки для розмірних ланцюгів малої точності або для точних ланцюгів з невеликою кількістю складових ланок. В інших випадках необхідна точність виготовлення деталей може вийти не тільки за межі економічної точності, а й за межі досяжної точності.

Метод максимуму-мінімуму слід застосовувати для вирішення задач аналізу і синтезу точності розмірних ланцюгів і розрахунків допусків в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва, для попередніх розрахунків допоміжного характеру.

Ймовірнісний метод розрахунків застосовують для вирішення завдань аналізу і синтезу точності розмірних ланцюгів і розрахунків допусків в умовах серійного і масового виробництв. У випадках, коли неприпустима навіть мала ймовірність виходу значень замикаючої ланки за допустимі межі на малу величину, застосовують метод максимуму-мінімуму.

Б. Завдання 2

Задача 1

Визначити метод забезпечення точності замикаючої ланки розмірного ланцюга A вузла приводу стрічкового конвеєра (рис. 15.1) при заданих розмірах складових ланок (таблиця 15.1).

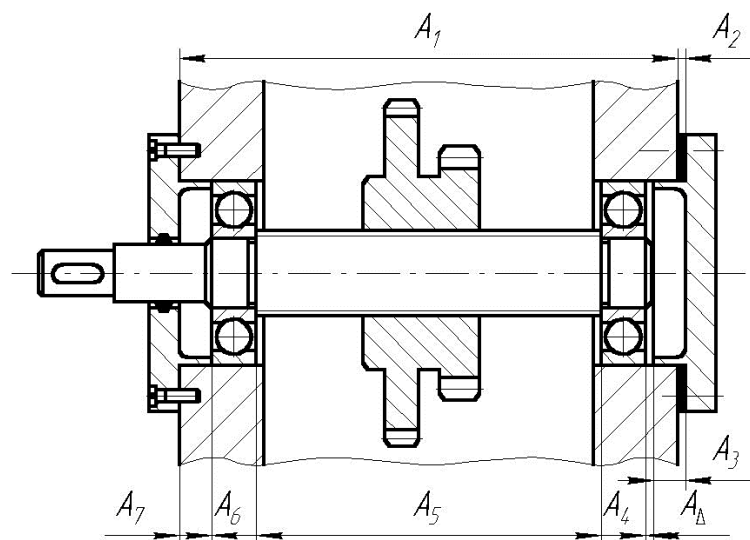


Рисунок 15.1 – Вузол приводу стрічкового конвеєра

Таблиця 15.1 – Вихідні дані до задачі 1

Варіант	Розміри ланок, мм							Граничні розміри, мм	
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	$A_{\Delta max}$	$A_{\Delta min}$
1	210	2	18	21	134	21	14	0,5	0,2
2	250	3	20	21	170	21	15	0,8	0,3
3	300	4	24	21	212	21	18	1,0	0,4
4	240	2	18	23	160	23	14	0,9	0,5
5	280	3	20	23	195	23	16	0,8	0,6
6	350	4	24	25	258	23	18	1,6	0,7
7	320	2	18	25	235	25	15	2,8	0,8
8	380	3	20	25	290	25	16	2,0	1,0
9	450	4	24	25	354	25	18	2,0	1,6
10	340	2	18	30	246	30	14	1,9	1,7
11	380	3	20	30	280	30	17	1,8	1,2
12	400	4	24	30	294	30	18	2,0	1,8
13	370	3	18	35	170	35	15	2,2	1,4
14	420	2	20	35	240	35	18	2,4	1,3
15	440	4	24	35	380	35	14	1,7	1,5
16	290	3	20	40	180	40	16	1,5	1,9
17	320	4	24	40	346	40	17	1,2	2,0
18	360	2	18	40	276	40	15	0,7	2,2
19	290	3	20	45	269	45	18	2,6	2,1
20	390	4	24	45	285	45	16	2,7	2,4

Задача 2

Встановити метод складання механізму (рис. 15.2), якщо осьовий зазор, обумовлений службовим призначенням, $B_{\Delta}=0^{+0,3}$ мм. Номінальні значення і допуски складових ланок з робочих креслень приведені в табл. 15.2.

Всі деталі обробляють на налагоджених верстатах і розподіл розмірів підлягає закону Гауса.

Таблиця 15.2 – Номінальні значення і допуски складових ланок з робочих креслень, мм:

$B_1=200^{+0,72}$	$B_2=60_{-0,46}$	$B_3=58_{-0,46}$	$B_4=58_{-0,46}$	$B_5=2\pm 0,05$
$B_6=180^{+0,72}$	$B_7=62_{-0,46}$	$B_8=220^{+0,72}$	$B_9=2/0,02$	$B_{10}=160^{+0,63}$
$B_{11}=150^{+0,63}$	$B_{12}=50_{-0,46}$	$B_{13}=78_{-0,54}$	$B_{14}=200^{+0,72}$	$B_{15}=90_{-0,54}$
$B_{16}=230^{+0,72}$	$B_{17}=58_{-0,46}$	$B_{18}=40_{-0,39}$	$B_{19}=90^{+0,54}$	$B_{20}=75_{-0,46}$

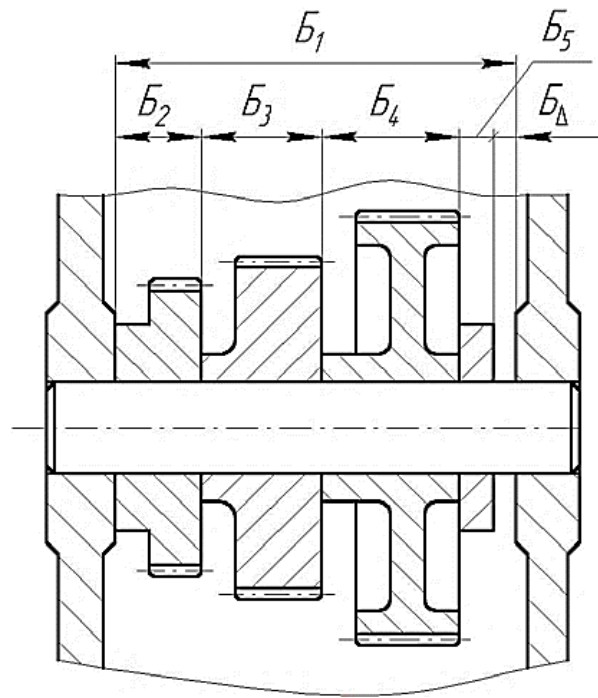


Рисунок 15.2 – Ступінь зубчатої передачі (до задачі 2)

Задача 3

Виявити складальні розмірні ланцюги болтового з'єднання (рис. 15.3, *a*) і визначити:

- а) можливість забезпечення при складанні потрібної величини виступу B болта з гайки;
- б) можливість шплінтування A гайки при складанні.

Задача 4

Визначити:

- а) можливість забезпечення при складанні методом повної взаємозамінності точності співпадання $A_Δ$ вершин конусів зубчатої передачі;
- б) при якому ступені ризику P можна забезпечити точність параметра $A_Δ$.

Вихідні дані приймати за таблицею 15.3. Розміри деталей (рисунок 15.3, *б – д*) наведені в таблиці 15.4.

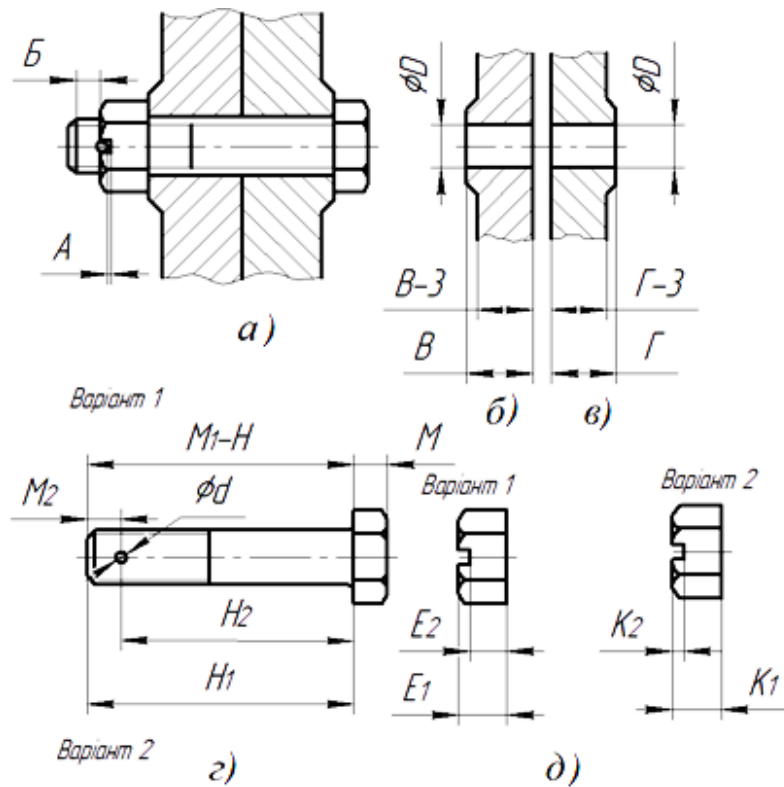


Рисунок 15.3 – Болтове з'єднання (а) і розміри його деталей (б – д)
(до задачі 3).

Таблиця 15.3 – Вихідні дані до задачі 3

Варіант 1

Варіант типу виробництва	1		2		3	
Тип виробництва	Дрібносерійне		Середньо-серійне		Крупно-серійне	
Варіант відповідності обладнання	1			2		
Відповідність обладнання заданій точності	Відповідає			Не відповідає		
Варіант методу складання	1			2		
Метод складання	Повна взаємозамінність			Неповна взаємозамінність		
Варіант числового значення ступеня ризику	1	2	3	4	5	6
Ступінь ризику P , %	0,05	0,27	1,00	5,00	10,00	30,00

Варіант 2

Варіант типу виробництва	1		2		3	
Тип виробництва	Дрібносерійне		Середньо-серійне		Крупносерійне	
Варіант відповідності обладнання	1			2		
Відповідність обладнання заданій точності	Відповідає			Не відповідає		
Варіант методу складання	1			2		
Метод складання	Повна взаємозамінність			Неповна взаємозамінність		
Варіант числового значення ступеня ризику	7	8	9	10	11	12
Ступінь ризику P , %	32,00	35,00	40,00	43,00	48,00	52,00

Варіант 3

Варіант типу виробництва	1		2		3	
Тип виробництва	Дрібносерійне		Середньо-серійне		Крупно-серійне	
Варіант відповідності обладнання	1			2		
Відповідність обладнання заданій точності	Відповідає			Не відповідає		
Варіант методу складання	1			2		
Метод складання	Повна взаємозамінність			Неповна взаємозамінність		
Варіант числового значення ступеня ризику	13	14	15	16	17	18
Ступінь ризику P , %	58,00	60,00	65,00	68,00	70,00	80,00

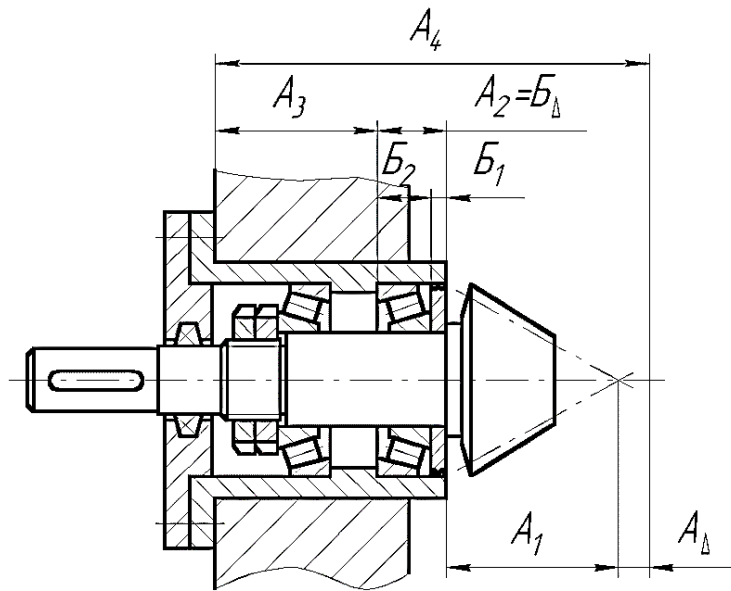


Рисунок 15.3 – Фрагмент конічної передачі (до задачі 4)

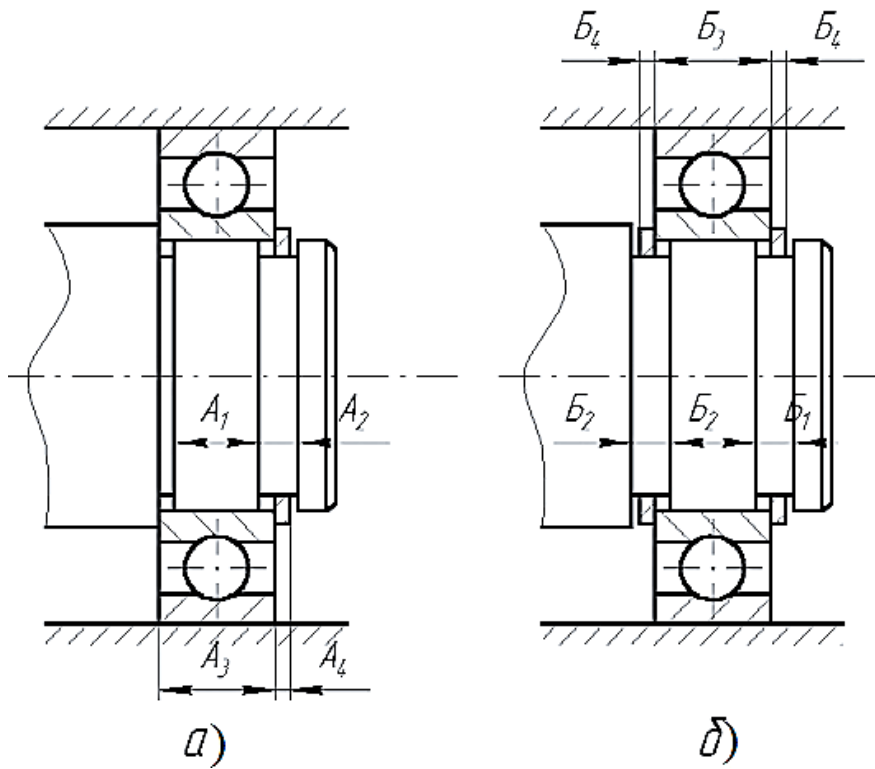


Рисунок 15.4 – Схеми фіксації підшипників одним (а) і двома (б) стопорними кільцями (до задачі 5)

Таблиця 15.4 – Розміри деталей болтового з'єднання (до задачі 3)

Розміри, мм	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A	0 ^{+0,1}	0 ^{+0,2}	0 ^{+0,3}	0 ^{+0,4}	0 ^{+0,5}	1 ^{+0,1}	1 ^{+0,2}	1 ^{+0,3}	1 ^{+0,4}	1 ^{+0,5}
Б	3±0,5	3,5±0,4	4±0,3	5±0,5	6±0,4	8±0,5	10±1	10±1	12±1	12±1
В	15 _{-0,5}	15 _{-0,4}	28 _{-1,0}	25 _{-0,5}	30 _{-0,4}	40 _{-0,5}	40 _{-0,5}	50 _{-0,2}	45 _{-0,1}	45 _{-0,4}
Г	15 _{-0,5}	16 _{-0,8}	10 _{-0,3}	15 _{-0,5}	45 _{-0,3}	40 _{-0,6}	55 _{-0,3}	30 _{-0,4}	65 _{-0,2}	40 _{-0,6}
E ₁ =K ₁	9,5 _{-0,15}	12 _{-0,18}	15 _{-0,18}	19 _{-0,21}	22 _{-0,21}	27 _{-0,21}	33 _{-0,25}	38 _{-0,25}	46 _{-0,25}	50 _{-0,25}
E ₂	4 _{-0,12}	5 _{-0,12}	6 _{-0,15}	7 _{-0,15}	8 _{-0,15}	9 _{-0,15}	11 _{-0,5}	13 _{-0,18}	14 _{-0,18}	16 _{-0,18}
K ₂	5,5 _{-0,12}	7 _{-0,15}	9 _{-0,15}	12 _{-0,18}	14 _{-0,18}	18 _{-0,18}	22 _{-0,21}	20 _{-0,21}	22 _{-0,25}	14 _{-0,25}
M ₁ =H ₁	43±0,3	46±0,2	58±0,3	65±0,3	103±0,37	115±0,37	138±0,47	128±0,4	168±0,4	142±0,5
M ₂	8,5±0,2	10,5±0,2	13±0,3	17±0,3	20±0,37	25±0,3	31±0,4	29±0,3	33±0,3	35±0,3
M ₃	6±0,24	7±0,29	8±0,29	9±0,29	12±0,35	13±0,35	15±0,35	17±0,35	20±0,42	23±0,42
d шпінта	2,2 _{-0,1}	2,2 _{-0,1}	2,2 _{-0,1}	2,7 _{-0,1}	3,6 _{-0,2}	3,6 _{-0,2}	3,6 _{-0,3}	3,6 _{-0,3}	4,6 _{-0,32}	4,6 _{-0,32}

Продовження таблиці 15.4

Розміри, мм	Варіанти									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
А	0,5 ^{+0,3}	0,5 ^{+0,4}	0,5 ^{+0,5}	1,5 ^{+0,1}	1,5 ^{+0,2}	1,5 ^{+0,3}	1,5 ^{+0,4}	1,5 ^{+0,5}	2 ^{+0,3}	2 ^{+0,4}
Б	3±0,1	5±0,8	7±0,4	3,6±0,4	7±0,5	3±0,8	2±0,1	11±1	5,5±0,5	6±0,3
В	50 _{-0,3}	3,6 _{-0,1}	50 _{-0,2}	22 _{-0,5}	35 _{-0,4}	4,5 _{-0,1}	45 _{-0,5}	20 _{-0,4}	18 _{-0,3}	16 _{-0,3}
Г	40 _{-0,8}	42 _{-0,2}	46 _{-0,6}	60 _{-0,3}	62 _{-0,2}	48 _{-0,3}	38 _{-0,8}	14 _{-0,5}	12 _{-0,3}	20 _{-0,5}
Е ₁ =К ₁	12 _{-0,18}	15 _{-0,18}	19 _{-0,21}	22 _{-0,21}	27 _{-0,21}	33 _{-0,25}	38 _{-0,25}	46 _{-0,25}	50 _{-0,25}	54 _{-0,25}
Е ₂	5 _{-0,12}	6 _{-0,12}	7 _{-0,15}	8 _{-0,15}	9 _{-0,15}	11 _{-0,5}	13 _{-0,18}	14 _{-0,18}	16 _{-0,18}	18 _{-0,18}
К ₂	7 _{-0,12}	9 _{-0,15}	12 _{-0,18}	14 _{-0,18}	18 _{-0,18}	22 _{-0,21}	20 _{-0,21}	22 _{-0,25}	14 _{-0,25}	16 _{-0,25}
М ₁ =Н ₁	105±0, 3	98±0,25	132±0, 4	170±0, 4	102±0,2 5	148±0, 5	110±0,3 7	140±0, 5	136±0, 4	142±0, 5
М ₂	9,5±0,3	13,5±0,2 5	17±0,3	20±0,3 7	10,5±0,2	25±0,3	31±0,4	29±0,3	33±0,3	36±0,3
М ₃	6±0,24	7±0,28	8±0,29	9±0,29	12±0,35	13±0,3 5	15±0,35	17±0,3 5	20±0,4 2	24±0,4 2
<i>d</i> шпінта	2,2 _{-0,1}	2,2 _{-0,1}	2,2 _{-0,1}	2,7 _{-0,1}	3,6 _{-0,2}	3,6 _{-0,2}	3,6 _{-0,3}	3,6 _{-0,3}	4,6 _{-0,32}	4,6 _{-0,32}

Таблиця 15.5 – Вихідні дані до задачі 4

Варіант	Розміри, мм				
	A_{Δ}	A_1	A_2	A_3	A_4
1	0±0,05	80±0,15	42,5±0,05	80±0,10	250±0,06
2	0±0,08	100±0,10		72±0,15	248±0,05
3	0±0,04	120±0,11		90±0,09	230±0,08
4	0±0,06	75±0,20		84±0,12	200±0,04
5	0±0,10	140±0,25		75±0,08	210±0,06
6	0±0,09	110±0,18		68±0,15	180±0,05
7	0±0,07	120±0,15		85±0,10	230±0,04
8	0±0,05	90±0,08		82±0,12	240±0,09
9	0±0,04	115±0,16		74±0,09	200±0,05
10	0±0,10	130±0,25		70±0,10	248±0,09
11	0±0,06	100±0,10		95±0,15	236±0,05
12	0±0,04	85±0,09		60±0,05	200±0,08
13	0±0,08	95±0,07		78±0,10	220±0,05
14	0±0,09	80±0,15		65±0,08	240±0,09
15	0±0,07	75±0,20		85±0,10	256±0,06
16	0±0,06	110±0,18		72±0,12	215±0,05
17	0±0,05	120±0,11		82±0,12	185±0,05
18	0±0,08	110±0,18		68±0,15	250±0,06
19	0±0,1	90±0,08		74±0,09	234±0,04
20	0±0,07	130±0,25		85±0,12	238±0,05

Задача 5

Виявити складальні розмірні ланцюги, визначити можливість фіксації підшипників при складанні вузлів (рис. 15.4):

а) методом повної взаємозамінності;

б) методом неповної взаємозамінності, якщо ступінь ризику $P = 0,27\%$, а тип виробництва – крупносерійний.

Вихідні дані до задачі наведені у таблиці 15.6.

Таблиця 15.6 – Вихідні дані до задачі 5

Розмір, мм	Варіант						
	1	2	3	4	5	6	7
$A_1 = B_1$	45 $\pm 0,09$	11,8 $\pm 0,135$	14 $\pm 0,135$	20,8 $\pm 0,165$	24,5 $\pm 0,165$	28,6 $\pm 0,165$	32,4 $\pm 0,195$
$A_2 = B_2$	$0,9^{+0,07}$	$1,2^{+0,25}$	$1,2^{+0,25}$	$1,9^{+0,25}$	$1,9^{+0,25}$	$2,2^{+0,25}$	$2,8^{+0,25}$
$A_3 = B_3$	$5_{-0,012}$	$12_{-0,018}$	$12_{-0,018}$	$21_{-0,021}$	$25_{-0,021}$	$29_{-0,021}$	$33_{-0,025}$
$A_4 = B_4$	$0,8_{-0,12}$	$1,0_{-0,12}$	$1,2_{-0,12}$	$1,7_{-0,12}$	$1,7_{-0,12}$	$2,0_{-0,12}$	$2,5_{-0,12}$
$A_1 = B_1$	36,5 $\pm 0,195$	38,6 $\pm 0,195$	40,6 $\pm 0,195$	42,7 $\pm 0,19$	46,5 $\pm 0,195$	47, $\pm 0,195$	49,5 $\pm 0,195$
$A_2 = B_2$	$2,8^{+0,25}$	$2,8^{+0,25}$	$2,8^{+0,25}$	$3,4^{+0,30}$	$3,4^{+0,30}$	$3,4^{+0,30}$	$3,4^{+0,30}$
$A_3 = B_3$	$37_{-0,025}$	$39_{-0,025}$	$41_{-0,025}$	$43_{-0,025}$	$47_{-0,025}$	$50_{-0,025}$	$53_{-0,032}$
$A_4 = B_4$	$2,5_{-0,12}$	$2,5_{-0,12}$	$2,5_{-0,12}$	$3,0_{-0,12}$	$3,0_{-0,12}$	$3,0_{-0,12}$	$3,0_{-0,12}$
$A_1 = B_1$	52,4 $\pm 0,225$	56,5 $\pm 0,225$	58,6 $\pm 0,225$	60,6 $\pm 0,225$	62,7 $\pm 0,225$	66,5 $\pm 0,025$	66,6 $\pm 0,025$
$A_2 = B_2$	$3,8^{+0,35}$	$3,8^{+0,35}$	$3,8^{+0,35}$	$4,4^{+0,40}$	$4,4^{+0,40}$	$4,4^{+0,40}$	$4,4^{+0,40}$
$A_3 = B_3$	$57_{-0,032}$	$59_{-0,032}$	$61_{-0,032}$	$62_{-0,032}$	$64_{-0,032}$	$66_{-0,032}$	$68_{-0,032}$
$A_4 = B_4$	$3,5_{-0,12}$	$3,5_{-0,12}$	$3,5_{-0,12}$	$4,0_{-0,12}$	$4,0_{-0,12}$	$4,0_{-0,12}$	$4,0_{-0,12}$

Задача 6

Визначити, яким має бути допустиме відхилення від паралельності поверхні K силового столу головки агрегатного верстата (рис. 15.5) відносно напрямних M на довжині 300 мм, щоб після складання допустиме відхилення від паралельності осі шпинделя β_{Δ} відносно поверхні M становило $\pm 0,04/300 \text{ мм/мм}$, якщо ланка $\beta_2 = -0,05/500 \text{ мм/мм}$.

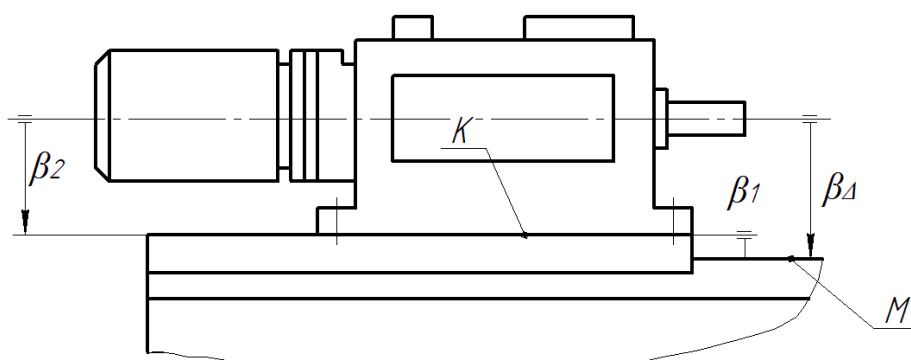


Рисунок 15.5 – Силова головка агрегатного верстата

Складання виконується:

- методом повної взаємозамінності;
- методом неповної взаємозамінності.

16. Визначення придатності складених виробів

Якщо розсіювання відхилень замикаючої ланки вважається нормальним або відповідає закону, близькому до нормального (поле розсіювання $\omega_{\Delta} = \pm 3\sigma$), то ймовірність отримання дефектних складових складає всього 0,27%, тобто є практично 100% придатність складених виробів. У цьому випадку ризик P можна визначити за табл. 16.1, виходячи зі співвідношення між заданим допуском T_{Δ} і розміром практично граничного поля розсіювання цієї ланки $\omega_{\Delta} = T_{\Delta P}$.

Якщо в результаті розрахунків при прийнятих допусках ланки ланцюга розсіювання розрахованого розміру замикаючої ланки ω_{Δ} ($T_{\Delta P}$) являється більше заданого T_{Δ} ($\omega_{\Delta} > T_{\Delta}$), то в цьому випадку процент зібраних виробів, параметри яких вийдуть за рамки заданого допуску можна визначити за таблицею 16.1.

Таблиця 16.1 – Залежність ризику від відношення $T_{\Delta}/\omega_{\Delta}$

$T_{\Delta}/\omega_{\Delta}$	$P, \%$	$T_{\Delta}/\omega_{\Delta}$	$P, \%$	$T_{\Delta}/\omega_{\Delta}$	$P, \%$	$T_{\Delta}/\omega_{\Delta}$	$P, \%$
1,00	0,27	0,83	1,24	0,67	4,56	0,50	13,34
0,97	0,38	0,80	1,64	0,63	5,74	0,47	16,16
0,93	0,52	0,77	2,14	0,60	7,18	0,43	19,36
0,90	0,70	0,73	2,78	0,57	8,92	0,40	23,02
0,87	0,94	0,70	3,58	0,53	11,90	0,37	27,14

Приклад. Визначити ризик виходу відхилень замикаючої ланки при розрахунку ланцюга різними методами, якщо задані технічними умовами значення $T_{\Delta} = 0,8$ мм, а $T_{\Delta P_1} = 2,0$ мм при розрахунку методом максимуму-мінімуму і $T_{\Delta P_2} = 1,03$ мм при розрахунку ймовірнісним методом.

Розв'язок.

Знайдемо відношення: $\frac{T_{\Delta}}{T_{\Delta P_1}} = \frac{0,8}{2} = 0,4$; $\frac{T_{\Delta}}{T_{\Delta P_2}} = \frac{0,8}{1,03} = 0,776$.

Виходячи із величини відношення допусків із таблиці 16.1, знаходимо, що при складанні методом повної взаємозамінності ризик виходу відхилення замикаючої ланки за границю допуску $P_1 = 23,02\%$. Такий високий ризик, безперечно, потребує зменшення допусків складових ланок.

При складанні методом неповної взаємозамінності інтерполяванням даних таблиці 8 знаходимо $P_1 = 2,14\%$. Таким чином, прийнятий і найбільш ймовірний ризик виходу T_Δ буде при складанні методом неповної взаємозамінності.

17. Визначення ризику за одним параметром точності

При складанні може виявитися, що поле фактичного розсіювання ω_Δ замикаючої ланки виявиться більшим його допуску T_Δ . В цьому випадку задану точність можна досягнути двома шляхами: збільшивши T_Δ або зменшивши допуски складових ланок T_i . Якщо збільшити допуск T_Δ неможливо без значущого зменшення функціональної точності, а зменшуючи допуски складових ланок технічно важко виконати і, як наслідок, економічно не вигідно, то необхідно визначити ймовірну кількість виробів, в якій замикаюча ланка виходить за межі заданого допуску.

При цьому частина виробів за величиною замикаючої ланки буде задовольняти умови креслення і технічні умови, а деяка частина вузлів і механізмів потребує в заміні певних деталей шляхом індивідуального підбору. Такий шлях може бути допустимий у випадку, коли процеси доопрацювання частини виробів, підбору або підготовки деяких деталей і наступного повного складання потребують менших затрат, ніж підвищення точності обробки всіх частин виробу. Доцільність даного підходу повинна визначатися економічним порівнянням варіантів технологічних процесів.

Допустима кількість виробів, яка підлягає перебиранню, залежить від його трудомісткості і орієнтовно може досягати 5%. Розрахунки ймовірності

виходу розмірних параметрів за межі заданої точності виконуються, виходячи із співвідношення між допуском T_Δ і полем фактичного розсіювання замикаючої ланки ω_Δ .

В більшості випадків відхилення замикаючої ланки підпадає нормальному закону або близькому до нього. Поле розсіювання ω_Δ може розміщуватися симетрично або асиметрично відносно поля допуску T_Δ .

Ймовірність отримання виробів, значення замикаючої ланки яких не виходить за межі T (не заштриховані частини кривої на рис. 17.1), визначається нормованою функцією Лапласа $\Phi(z)$.

$$\Phi(z) = F(z_1) + F(z_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{z_1}^{z_2} e^{-\frac{z^2}{2}} dz, \quad (17.1)$$

де z_1, z_2 – коефіцієнти ризику;

$F(z_1), F(z_2)$ – значення функцій які визначають ймовірність отримання значення замикаючої ланки відповідно в межах від $-x_1$ до \bar{x} і від \bar{x} до x_2 .

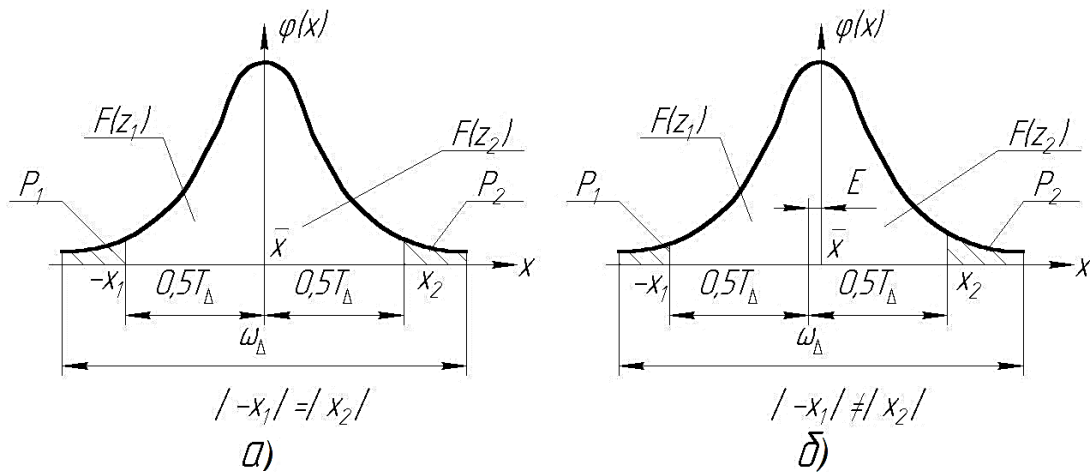


Рисунок 17.1 – До визначення ймовірності бракованих деталей при симетричному (а) і асиметричному (б) розміщенні поля розсіювання відносно поля допуску

Коефіцієнти ризику розраховують за формулами:

$$z_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} = \frac{E - 0,5}{\sigma}; \quad z_2 = \frac{x_2 - \bar{x}}{\sigma} = \frac{E + 0,5T}{\sigma}. \quad (17.2)$$

Враховуючи те, що ймовірність P попадання значення замикаючої ланки і межі поля розсіювання з достовірністю ($P=1$), можна визначити ризик P отримання виробів, в яких в складальному ланцюзі замикаюча ланка вийде за допустимі межі.

Тоді при симетричному розміщенні полів ω_{Δ} і T_{Δ} ризик може бути визначений за формулою:

$$P = 100 \cdot [1 - \Phi(z)] . \quad (17.3)$$

При асиметричному розміщенні полів ω_{Δ} і T_{Δ} формула визначення ризику буде мати вигляд:

$$P = 100 \cdot [1 - F(z_1) - F(z_2)] = 100 \left[1 - \frac{\Phi(z_1)}{2} - \frac{\Phi(z_2)}{2} \right] . \quad (17.4)$$

Значення нормованої функції $\Phi(z)$ можна знайти із таблиці 17.1.

Найменшу кількість дефективних виробів потрібно очікувати при симетричному розміщенні полів ω_{Δ} і T_{Δ} ($E=0$). Найбільша кількість дефектних виробів будемо отримувати при максимальному зміщенні полів ω_{Δ} відносно поля T_{Δ} ($E \neq 0$).

Тому, для збільшення вихідної точності машин, вузлів або механізмів при однакових затратах, складальний розмірний ланцюг підлягає розрахунку таким чином, щоб забезпечити симетричне розміщення полів ω_{Δ} і T_{Δ} . Це досягається розрахунками або підбором граничних відхилень координат середин полів допусків складових ланок.

Приклад 1. Визначити ймовірність виходу замикаючої ланки складального розмірного ланцюга за межі ± 70 мкм, якщо $\sigma_{\Delta} = 25$ мкм. Значення замикаючої ланки підлягає нормальному закону. Координати середини поля розсіювання $\Delta_{0\omega}$ і поля допуску Δ_0 однакові.

Рішення. Оскільки $\Delta_{0\omega} = \Delta_0$, то $E = 0$.

Визначаємо коефіцієнта ризику: $z_1 = \frac{-70}{25} = -2,4$; $z_2 = \frac{70}{25} = 2,4$.

Із таблиці 17.1 знаходимо $\Phi(2,4)=0,9836$ За формулою (17.4) визначаємо

ризик виходу замикаючої ланки за межі $\pm 0,07$ мм: $P = 100[1 - 0,9836] = 1,64$.

Перший стовпчик містить перші дві цифри значення z , верхня стрічка – третю цифру (друге місце після коми), в інших стрічках дані значення $\Phi(z)$.

Таблиця 17.1 – Значення функції Лапласа $\Phi(z)$ *

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0000	0080	0160	0240	0320	0398	0478	0558	0638	0718
0,1	0786	0786	0956	1034	1114	1192	1278	1350	1428	1506
0,2	1586	1664	1742	1818	1896	1974	2052	2328	2206	2282
0,3	2358	2434	2510	2580	2662	2763	2812	2836	2960	3034
0,4	3108	3182	3286	3328	3400	3472	3544	3616	3688	3758
0,5	3830	3900	3970	4038	4108	4176	4264	4314	4380	4448
0,6	4514	4582	4648	4714	4778	4844	4908	4972	5034	5098
0,7	5160	5222	5284	5346	5408	5468	5528	5588	5646	5704
0,8	5762	5820	5878	5984	5910	6046	6102	6156	6212	6266
1,0	6826	6876	6922	6970	7016	7062	7108	7154	7198	7242
1,1	7286	7330	7372	7416	7458	7498	7540	7580	7620	7660
1,2	7698	7738	7776	7814	7850	7888	7924	7960	7994	8030
1,3	8004	8098	8132	8164	8198	8330	8262	8294	8324	8364
1,4	8384	8414	8444	8472	8502	8530	8558	8584	8612	8638
1,5	8664	8690	8714	8740	8764	8788	8812	8936	8856	8882
1,6	8904	8926	8948	8968	8990	9010	9030	9050	9070	9090
1,7	9108	9128	9146	9164	9182	9198	9216	9232	9250	9266
1,8	9282	9298	9312	9328	9342	9356	9372	9386	9398	9412
1,9	9126	9438	9452	9464	9476	9488	9500	9512	9522	9534
2,0	9544	9556	9566	9576	9586	9596	9606	9616	9624	9634
2,1	9642	9652	9660	9668	9676	9684	9692	9700	9708	9714
2,2	9722	9728	9736	9742	9750	9556	9762	9768	9774	9780
2,3	9786	9792	9796	9802	9808	9812	9818	9822	9826	9832
2,4	9836	9840	9844	9850	9854	9858	9862	9864	9868	9872
2,5	9876	9880	9882	9886	9890	9892	9896	9898	9902	9904
2,6	9906	9910	9912	9914	9918	9920	9922	9924	9926	9928
2,7	9930	9932	9934	9936	9938	9940	9942	9944	9946	9948
2,8	9949	9950	9952	9954	9955	9956	9957	9958	9960	9962
2,9	9963	9964	9965	9966	9967	9968	9969	9970	9971	9972
3,0	9973	9974	9975	9976	9977	9978	9978	9979	9980	9980
3,1	9981	9982	9982	9983	9983	9984	9984	9984	9985	9985
3,2	9986	9986	9987	9987	9988	9988	9989	9989	9990	9990
3,3	9990	9991	9991	9991	9992	9992	9992	9993	9993	9993
3,4	9993	9994	9994	9994	9994	9994	9995	9995	9995	9995

*Перші чотири знаки після коми.

Приклад 2. Визначити ймовірність виходу замикаючої ланки за межі ± 70 мкм, $\sigma_{\Delta} = 25$ мкм. Значення замикаючої ланки підлягає нормальному закону.

Поле розсіяння ω_{Δ} зміщене відносно поля допуску T_{Δ} на величину $E = -30$ мкм.

Розв'язок. Визначаємо за формулою (17.2) значення коефіцієнта ризику

$$z_1 = \frac{-70 - 30}{25} = -4,0; \quad z_2 = \frac{70 - 30}{25} = +1,6;$$

Із таблиці 17.1 визначаємо значення нормованих функцій:

$$F(z_1) = 0,5\Phi(z_1) = F(-4,0) = 0,49996.$$

$$F(z_2) = 0,5\Phi(z_2) = F(+1,6) = 0,44520.$$

за формулою 17.4 знаходимо ризик $P = 100[1 - (0,4999 + 0,44520)] = 5,48\%$.

Порівнюючи отримані в прикладах 1 і 2 значення P , бачимо, що при асиметричному розміщенні ω_{Δ} і T_{Δ} вихід значення замикаючої ланки за межі заданої точності значно вище.

18. Визначення ризику з декількома параметрами точності

При складанні методом неповної взаємозамінності потрібно враховувати, що відсоток ризику P_j , прийнятий для j -го розмірного ланцюга (якщо у виробі декілька розмірних ланцюгів $j = 1, 2, 3 \dots f$), може значно відрізнятись від загального ризику всього виробу P_{Σ} . Якщо розмірні ланцюги виробу не мають загальних ланок і замикаючі ланки цих ланцюгів можна рахувати незалежними величинами, ризик отримання виробів, у яких значення замикаючих ланок хоча б однієї з існуючих у виробі f розмірних ланцюгів вийшли за встановлені межі, визначають за формулою:

$$P_{\Sigma} = 100 \left[1 - \prod_{j=1}^{i=f} \left(1 - \frac{P_j}{100} \right) \right], \quad (18.1)$$

де P_j – ризик j -го розмірного ланцюга.

Якщо ризик всіх розмірних ланцюгів однаковий:

$$P_1 = P_2 = \dots = P_j = P,$$

$$P_{\Sigma} = 100 \left[1 - \left(1 - \frac{P}{100} \right)^f \right]. \quad (18.2)$$

В таблиці 18.1 наведені значення P_{Σ} виробів, які мають декілька розмірних ланцюгів, для кожного з яких $P_j = 0,27\%$.

Таблиця 18.1 – Значення ризику P_{Σ} залежно від кількості розмірних ланцюгів

Кількість f розмірних ланцюгів у виробі	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{\Sigma}, \%$	0,27	0,54	0,81	1,08	1,34	1,61	1,87	2,14
Кількість f розмірних ланцюгів у виробі	9	10	11	12	13	14	15	16
$P_{\Sigma}, \%$	2,40	2,67	2,93	3,19	3,45	3,71	3,97	4,24
Кількість f розмірних ланцюгів у виробі	17	18	19	20				
$P_{\Sigma}, \%$	4,51	4,78	5,05	5,32				

Приклад. У виробі є 10 розмірних ланцюгів, ризик яких $P_1=0,3\%$; $P_2=0,5\%$; $P_3=0,1\%$; $P_4=\dots=P_9=0,27\%$; $P_{10}=0,6\%$.

За формулою (18.2) загальний ризик буде рівний:

$$P = 100 \cdot \left[1 - (1 - 0,003) \cdot (1 - 0,005) \cdot (1 - 0,001) \cdot (1 - 0,0027)^6 \cdot (1 - 0,006) \right] \approx 3,08\% .$$

В тому випадку, коли отриманий ризик неможливо допустити, його наближують до допустимого значення зміною окремих ризиків за рахунок зменшення допусків складових ланок або всіх розмірних ланцюгів виробу.

Інколи потрібно визначити для всіх f розмірних ланцюгів такі значення ризику виходу замикаючої ланки за межі допуску, щоб вироби були придатні з заданою ймовірністю $0,01P_{\Sigma}$. Ризик P_j , для кожного розмірного ланцюга визначається за формулою:

$$P_j = 100 \cdot \left(1 - \sqrt[f]{1 - 0,01P_\Sigma}\right) . \quad (18.3)$$

Якщо ймовірність браку для всіх f розмірних ланцюгів прийняти однаковою, а брак виробу в сукупності по замикаючих ланках f розмірних ланцюгів не перевищує $P_\Sigma = 0,27\%$, то ризик P_j для кожного із розмірних ланцюгів можна визначити за формулою:

$$P_j = 100 \cdot \left(1 - \sqrt[f]{0,9973}\right), \quad (18.4)$$

або із таблиці 18.1 при кількості розмірних ланцюгів f від 1 до 15.

Таблиця 18.1 – Залежність ризику P_j від кількості розмірних ланцюгів f

	$P, \%$	f	$P, \%$	f	$P, \%$	f	$P, \%$	f	$P, \%$	f	$P, \%$	f
1	0,27	4	0,07	7	0,038	10	0,026	13	0,021	16	0,016	
2	0,14	5	0,06	8	0,034	11	0,024	14	0,019	17	0,014	
3	0,09	6	0,045	9	0,03	12	0,022	15	0,018	18	0,01	

Приклад. Механізм включає п'ять складальних ланцюгів, які підлягають приймальному контролю. Визначити допустимий ризик для кожного ланцюга, щоб зібраний механізм був придатний з ймовірністю 99,73%.

Розв'язок.

Із таблиці 18.1 знаходимо, що при цій умові вихід кожного з 5 параметрів (замикаючих ланок) виробу за допустимі межі не повинен перевищувати 0,06%. Виходячи з цього ризику необхідно розрахувати всі 5 складальних ланок механізму.

Завдання 3

Задача 1

Визначити ймовірність виходу замикаючої ланки складального розмірного ланцюга при заданих умовах (табл. 18.2), якщо значення розміру замикаючої ланки розподіляється за нормальним законом.

Таблиця 18.2 – Вхідні дані до задачі 1

Величина, мкм	Варіант					
	1	2	3	4	5	6
T_Δ	± 70	± 80	± 90	± 100	± 50	± 60

σ_{Δ}	25	30	40	45	20	20
E	-20	+20	0	-30	+30	0
Величина, мкм	Варіант					
	7	8	9	10	11	12
T_{Δ}	± 70	± 80	± 90	± 100	± 120	± 150
σ_{Δ}	25	30	40	45	50	60
E	-20	+20	0	-30	+20	+30
Величина, мкм	Варіант					
	13	14	15	16	17	18
T_{Δ}	± 70	± 80	± 90	± 100	± 150	± 180
σ_{Δ}	25	30	40	45	20	50
E	+20	-20	0	30	+30	+20

Задача 2

Складальні одиниці мають f складальних ланцюгів, які забезпечують точність відповідних параметрів якості. Визначити допустимий ризик для кожного ланцюга, щоб даний механізм був придатний з ймовірністю P , %.

Вихідні дані до задачі наведені в таблиці 18.3.

Таблиця 18.3 – Вихідні дані до задачі 2

Величина	Варіант						
	1	2	3	4	5	6	7
f , шт	5	8	10	12	15	6	9
P , %	99,8	99,8	99,73	99,9	99,8	99,8	99,75
Величина	Варіант						
	8	9	10	11	12	13	14
f , шт	11	13	2	3	4	7	14
P , %	99,85	99,73	99,82	99,76	99,84	99,83	99,72
Величина	Варіант						
	15	16	17	18	19	20	21
f , шт	16	17	19	18	20	21	22
P , %	99,74	99,77	99,79	99,89	99,86	99,87	99,88

Задача 3

Вироби мають f складальних розмірних ланцюгів, які забезпечують точність відповідних параметрів якості, ризик яких P_j (табл. 18.4). Визначити ризик P_{Σ} появи виробів, в яких замикаюча ланка хоча б одного із розмірних ланцюгів вийшла за встановлені межі.

Таблиця 18.4 – Вхідні дані до задачі 3

Ризик $P_j, \%$	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1	0,3	0,2	0,1	0,4	0,1	0,2	0,1	0,3	0,1	0,2
P_2	0,3	0,3	0,1	0,5	0,2	0,3	0,2	0,4	0,1	0,3
P_3	0,3	0,4	0,2	0,1	0,3	0,2	0,4	0,2	0,2	0,4
P_4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,1	0,1	0,3	0,3	0,3	0,5
P_5	0,3	0,6	0,3	0,2	0,2	0,1	0,2	0,4	0,3	0,2
P_6	0,3	0,1	0,3	0,4	0,3	0,4	0,1	0,2	0,4	0,3
P_7	0,3	0,2	0,4	0,1	0,1	0,5	0,3	—	0,5	0,1
P_8	0,3	0,3	0,4	0,1	0,2	0,3	—	—	0,5	0,1
P_9	—	0,4	0,5	0,4	0,3	—	—	—	0,6	—
P_{10}	—	0,5	0,5	—	0,4	—	—	—	—	—
P_{11}	—	—	0,6	—	0,4	—	—	—	—	—
P_{12}	—	—	0,6	—	0,3	—	—	—	—	—
Ризик $P_j, \%$	Варіант									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P_1	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,2	0,3	0,6	0,4	0,5
P_2	0,4	0,2	0,1	0,2	0,5	0,5	0,2	0,5	0,3	0,3
P_3	0,3	0,2	0,4	0,1	0,2	0,4	0,2	0,4	0,1	0,1
P_4	0,2	0,3	0,3	0,5	0,1	0,3	0,5	0,1	0,2	0,3
P_5	0,1	0,4	0,5	0,4	0,3	0,2	0,4	0,3	0,5	0,4
P_6	0,5	0,6	0,4	0,2	0,2	0,1	0,6	0,2	0,6	0,6
P_7	0,4	0,5	0,2	0,3	0,5	0,6	0,1	—	0,3	0,4
P_8	0,3	0,4	0,1	0,5	0,6	0,4	—	—	0,2	0,2
P_9	0,2	0,1	0,6	0,1	0,4	—	—	—	0,4	—
P_{10}	0,1	0,3	0,4	—	0,3	—	—	—	—	—
P_{11}	0,6	—	0,5	—	0,1	—	—	—	—	—
P_{12}	0,5	—	0,4	—	0,2	—	—	—	—	—

19. Технологічні розмірні ланцюги

Технологічний розмірний ланцюг – розмірний ланцюг, який забезпечує потрібну відстань або відносний поворот між поверхнями виробу при виконанні операції або ряду операцій складання, оброблення, при налагодженні верстата або при розрахунках міжопераційних розмірів.

19.1. Розрахунки технологічних розмірних ланцюгів

Розрахунки технологічних розмірних ланцюгів – це складний творчий процес, який базується на глибокому аналізі розмірної схеми технологічного процесу (операції). У технологічних розмірних ланцюгах кількість складових ланок рідко буває більше чотирьох. Тому їх можна розраховувати за методом максимуму-мінімуму. У тих випадках, коли кількість ланок більше п'яти – слід застосовувати імовірнісний метод. Методика розрахунків технологічних розмірних ланцюгів залежить від того, чи останньою ланкою ланцюга є розмір припуску чи конструкторський розмір.

Якщо останньою ланкою розмірного ланцюга є конструкторський розмір, то розрахунки такого ланцюга зводяться до визначення номінального розміру, допуску та граничних відхилень розміру, що знаходять і який становить ланка за відомим значенням номінальних розмірів допусків і граничних відхилень замикаючої і складових ланок розмірного ланцюга. Завдання такого типу виникають при визначенні технологічних розмірів з метою забезпечення розміру на кресленні, який безпосередньо не виконується при обробленні.

Розрахунки необхідно проводити в строгій послідовності, порушення якої неминуче призведе до грубих помилок. Алгоритм розрахунків такий.

1. Для розробленого технологічного процесу знаходять технологічний розмірний ланцюг. При цьому треба пам'ятати, що при роботі на налагодженому верстаті безпосередньо витримуються на кожній координаті розміри від технологічних баз до оброблюваної поверхні з точністю похибки

методу обробки.

2. Складають схему технологічного розмірного ланцюга, знаходять відомі ланки (отримані на попередніх операціях).

3. Здійснюється постановка і чітко формується задача, для вирішення якої використовується розмірний ланцюг. Важливо врахувати, що кожний розмірний ланцюг дає вирішення лише одного завдання.

4. Виходячи з поставленої задачі, знаходять замикаючу ланку технологічного розмірного ланцюга.

Зазвичай останньою ланкою технологічного розмірного ланцюга є розмір на кресленні або поворот з регламентованим допуском, які безпосередньо не витримуються при обробленні, виходячи з мінімального значення якого потрібно встановити операційні розміри для всіх етапів обробки даних взаємопов'язаних поверхонь.

5. Складають рівняння розмірного ланцюга

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} C_i A_i, \quad (19.1)$$

де C_i – передаточне відношення i -ї ланки лінійного розмірного ланцюга (+ 1) для збільшувачих і (-1) – для зменшувачих ланок).

6. Виходячи з рівняння (19.1), визначають номінальне значення A_T технологічного розміру, який знаходять. Якщо ланка, яку розраховують є збільшувачою, то

$$\vec{A}_T = \sum_{n+1}^{m-1} \vec{A}_i - \sum_{i=1}^{n-1} \vec{A}_i + A_{\Delta}. \quad (19.2)$$

Якщо шукана ланка є зменшувача, то

$$\vec{A}_T = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^{m-2} \vec{A}_i - A_{\Delta}. \quad (19.3)$$

7. Визначають допуск, з яким повинен бути витриманий технологічний розмір, який розраховують за умови забезпечення замикаючого в технологічному розмірному ланцюзі розміру на кресленні:

$$T_{A_T} = T_{A_\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} T_{A_i} . \quad (19.4)$$

Якщо допуск на певну складову ланку невідомий, його задають таким, щоб він відповідав методу обробки, за допомогою якої його одержують. Поле допуску направляють в «+» для охоплюючих, в «-» – для охоплених поверхонь, симетрично – для інших розмірів.

8. Перевіряють можливість виконання технологічного розміру із знайденим допуском. Повинна виконуватися умова:

$$T_{A_T} \geq \omega_M . \quad (19.5)$$

Якщо умова (19.5) виконується – рішення задачі доводять до кінця. Якщо $T_{A_T} < \omega_M$, можливі такі шляхи дій.

8.1. Зменшити допуски на інші складові ланки, застосувавши точніші методи обробки. Допуски зменшують з урахуванням розмірних інтервалів і економічної точності прийнятих методів обробки на операціях, де отримують складові ланки.

8.2. Перебудувати технологічний процес із скороченням кількості ланок ланцюга аж до безпосереднього виконання розміру на кресленні.

8.3. Одночасно обробляти поверхні, наприклад, набором фрез тощо.

8.4. У дрібносерійному виробництві відмовитися від роботи на налагодженому верстаті і працювати за методом індивідуального отримання розмірів.

9. Визначають верхнє $\Delta_{B_{AT}}$ і нижнє $\Delta_{H_{AT}}$ відхилення технологічного розміру, що розраховують, на основі рівнянь:

$$\Delta_{O_{A_i}} = \sum_{i=1}^n \Delta_{O_{A_i}} - \sum_{i=n+1}^{m-1} \Delta_{O_{A_i}} , \quad (19.6)$$

де $\Delta_{O_{A_\Delta}}$, $\Delta_{A_{Ai}}$, $\Delta_{O_{Ai}}$ – координати середини поля допуску відповідно замикаючого, збільшуючої і зменшуючої ланок розмірного ланцюга.

$$\Delta_{B_{AT}} = \Delta_{O_{AT}} + 0,5T_{AT} , \quad (19.7)$$

$$\Delta_{H_{A_T}} = \Delta_{O_{A_T}} - 0,5T_{A_T} . \quad (19.8)$$

10. Перевіряють правильність розв'язку. Повинні бути виконані дві умови:

$$\Delta_{B_{A_T}} > \Delta_{H_{A_T}} , \quad (19.9)$$

$$T_{A_{\square}} = \sum_{i=1}^{m-1} T_{A_i} . \quad (19.10)$$

Розрахунки розмірних ланцюгів відносних поворотів виконуються за формулами для розрахунків лінійних розмірних ланцюгів. Допуски кутових розмірів у більшості випадків симетричні, тому немає необхідності в розрахунках верхніх і нижніх граничних відхилень.

Якщо ланки задані в лінійних відносних одиницях, то перед розрахунками необхідно допустимі відхилення для всіх ланок привести до однієї базової довжини. За таку зазвичай приймається базова довжина ланки, яку розраховують.

Потім відкидається знаменник і розрахунки ведуть тільки за відхиленнями, зазначеним в чисельнику, які розглядаються як граничні відхилення лінійних розмірів.

Знайдені значення граничних відхилень в лінійних одиницях переводять у відносні, вказуючи в чисельнику отримане граничне відхилення, а в знаменнику – базову довжину.

Приклад. За службовим призначенням валика (рисунок 19.1, а) важливим є розмір $200_{-0,5}$ мм. Технологічний процес обробки побудований таким чином, що вказаний розмір при обробці безпосередньо не витримується (рисунок 19.1, б, в). Визначити, яким потрібно витримати розмір A_2 , щоб забезпечити точність розміру A_{Δ} .

Формулюємо завдання: визначити, які розміри і з якою точністю необхідно витримати при обробці, щоб забезпечити точність розміру 200 мм.

Встановлюємо замикаючу ланку

$$A_{\Delta} = 200_{-0,5} \text{ мм}, T_{A_{\Delta}} = 0,5 \text{ мм}, \Delta_{O_{A_{\Delta}}} = -0,25 \text{ мм}.$$

Користуючись ескізом деталі і технологічною схемою обробки, знаходимо і будуємо схему розмірного ланцюга (рис. 19.1, з).

Знаходимо характер ланок і записуємо рівняння розмірного ланцюга:

$$A_{\Delta} = -A_1 - A_2 + A_3.$$

Знаходимо номінальне значення невідомого розміру A_2 :

$$A_2 = A_3 - A_1 - A_{\Delta} = 350 - 60 - 200 = 90 \text{ мм.}$$

Вибираємо метод розрахунку розмірного ланцюга. Оскільки кількість складових ланок дорівнює трьом, приймаємо рішення використовувати метод максимуму-мінімуму.

Визначаємо допуск розміру A_2 : $T_{A_2} = 0,5 - 0,1 - 0,2 = 0,2 \text{ мм.}$

Перевіряємо можливість досягнення знайденого допуску T_{A_2} . Із таблиці 19.7 знаходимо для чистового точіння і розміру 90 мм $\omega_m = 0,16 \text{ мм.}$ Умова (19.5) виконується ($0,2 \text{ мм} > 0,16 \text{ мм}$).

Визначаємо відхилення розміру A_2 . З рівняння (19.6) визначаємо

$$\Delta_{O_{A_2}} - 0,25 = -0,1 - 0 - \Delta_{O_{A_2}}, \Delta_{O_{A_2}} = +0,25 - 0,1 = 0,15 \text{ мм.}$$

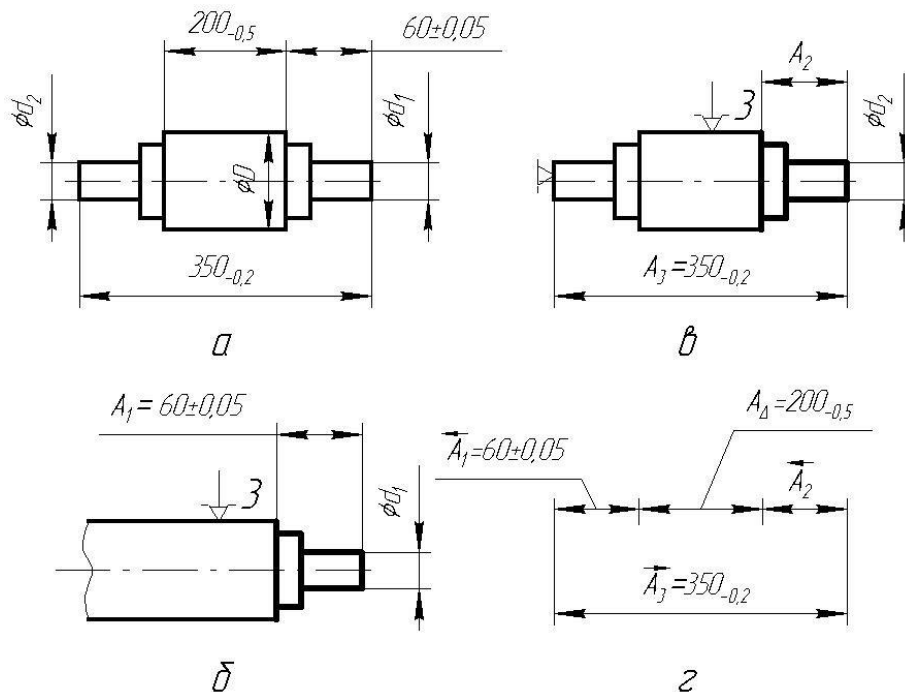


Рисунок 19.1 – Валик (а), схеми отримання його поздовжніх розмірів (б, в) і технологічного розмірного ланцюга (з)

З рівняння (19.7) $\Delta_{B_{AT}} = +0,15 + 0,1 = +0,25 \text{ мм.}$

З рівняння (19.8) $\Delta_{H_{AT}} = +0,15 - 0,1 = +0,05$ мм.

Перевіряємо правильність розв'язку:

$$+0,25 \text{ мм} > +0,05 \text{ мм},$$

$$0,5 \text{ мм} = 0,1 + 0,2 + 0,2 = 0,5 \text{ мм}.$$

Умови (19.9), (19.10) виконуються.

Таким чином, при обробці потрібно витримувати $A_2 = 90^{+0,25}_{+0,05}$ мм.

Задачі типу 1

Задача 1. Виявити і розрахувати технологічний розмірний ланцюг B при обробці втулки (рисунок 19.2). Похибку методу обробки прийняти за 9-им квалітетом.

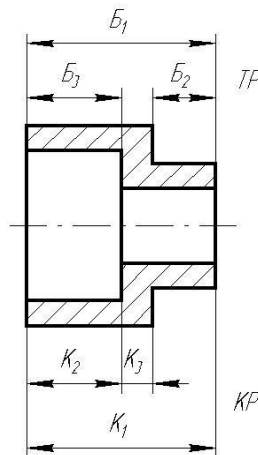


Рисунок 19.2 –Конструкторські (KP) і технологічні (TP) розміри втулки

Таблиця 19.1 – Вихідні дані до задачі

Варіант	Розміри, мм			
	K_1	K_2	K_3	B_3
1	100 _{-0,09}	40±0,05	24 _{-0,3}	36±0,06
2	120 _{-0,10}	50±0,04	18 _{-0,4}	52±0,08
3	90 _{-0,18}	32±0,05	20 _{-0,4}	38±0,10
4	70 _{-0,40}	30±0,12	15 _{-0,8}	25±0,10
5	80 _{-0,32}	46±0,14	10 _{-0,6}	24±0,08
6	110 _{-0,24}	60±0,18	20 _{-0,8}	30±0,12
7	50 _{-0,12}	20±0,04	6 _{-0,4}	24±0,08
8	65 _{-0,25}	30±0,10	12 _{-0,5}	23±0,06
9	74 _{-0,18}	24±0,05	20 _{-0,42}	30±0,10
10	118 _{-0,42}	58±0,16	40 _{-0,54}	20±0,09
11	60 _{-0,38}	18±0,12	8 _{-0,8}	34±0,12
12	85 _{-0,40}	43±0,21	17 _{-0,95}	25±0,14

Задача 2. При обробці пластини витримані розміри A_1 , A_2 , A_3 (рисунок 19.3, таблиця 19.2). Визначити, яким буде розмір від поверхні M до осі отвору.

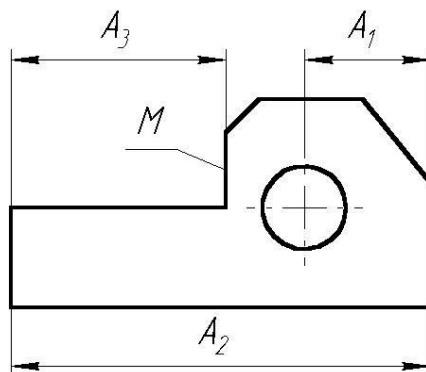


Рисунок 19.3 – Пластина

Таблиця 19.2 – Вихідні дані до задачі 2

Варіант	Розмір, мм		
	A_1	A_2	A_3
1	$24 \pm 0,10$	$40_{-0,20}$	$8_{-0,09}$
2	$15 \pm 0,08$	$64_{-0,32}$	$20_{-0,18}$
3	$30 \pm 0,15$	$50_{-0,12}$	$10_{-0,20}$
4	$20 \pm 0,12$	$82_{-0,14}$	$18_{-0,18}$
5	$32 \pm 0,10$	$42_{-0,10}$	$5_{-0,09}$
6	$10 \pm 0,14$	$36_{-0,09}$	$10_{-0,20}$
7	$40 \pm 0,3$	$90_{-0,40}$	$25_{-0,18}$
8	$20 \pm 0,10$	$76_{-0,24}$	$16_{-0,10}$
9	$15 \pm 0,12$	$54_{-0,36}$	$15_{-0,10}$
10	$25 \pm 0,20$	$85_{-0,52}$	$30_{-0,14}$
11	$18 \pm 0,10$	$60_{-0,41}$	$24_{-0,16}$
12	$30 \pm 0,15$	$78_{-0,30}$	$18_{-0,12}$

Задача 3. Виявити і розрахувати технологічний розмірний ланцюг B при обробці втулки (рисунок 19.4). Похибка методу обробки $\omega_M = 0,10$ мм.

Задача 4. Визначити допуск і відхилення товщини стінки втулки із заданими на кресленні розмірами d і D (рисунок 19.5), якщо при обробці отриманий ексцентриситет внутрішньої поверхні щодо зовнішньої (таблиця 19.4). Визначити максимально можливу різностінність.

Таблиця 19.3 – Вихідні дані до задачі 3

Варіант	Розмір, мм			
	K_1	K_2	K_3	B_3
1	$10 \pm 0,018$	$20 \pm 0,02$	$38_{-0,05}$	$28 \pm 0,02$
2	$12 \pm 0,018$	$22 \pm 0,02$	$35_{-0,05}$	$25 \pm 0,02$
3	$25 \pm 0,024$	$35 \pm 0,02$	$64_{-0,06}$	$44 \pm 0,018$
4	$30 \pm 0,025$	$40 \pm 0,025$	$75_{-0,07}$	$65 \pm 0,05$
5	$54 \pm 0,037$	$64 \pm 0,04$	$120_{-0,10}$	$110 \pm 0,05$
6	$82 \pm 0,04$	$92 \pm 0,04$	$180_{-0,10}$	$170 \pm 0,06$
7	$40 \pm 0,03$	$50 \pm 0,03$	$100_{-0,08}$	$90 \pm 0,02$
8	$32 \pm 0,03$	$42 \pm 0,03$	$80_{-0,06}$	$70 \pm 0,03$
9	$90 \pm 0,04$	$100 \pm 0,12$	$205_{-0,12}$	$195 \pm 0,08$
10	$120 \pm 0,04$	$130 \pm 0,04$	$250_{-0,14}$	$240 \pm 0,06$
11	$150 \pm 0,05$	$160 \pm 0,06$	$310_{-0,32}$	$300 \pm 0,08$
12	$50 \pm 0,10$	$60 \pm 0,03$	$120_{-0,10}$	$110 \pm 0,09$

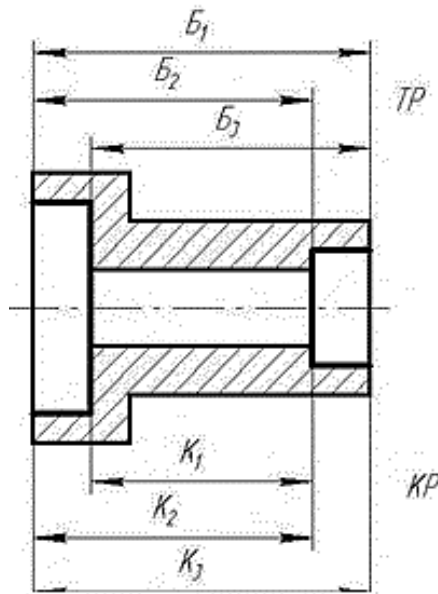


Рисунок 19.4 – До задачі 3

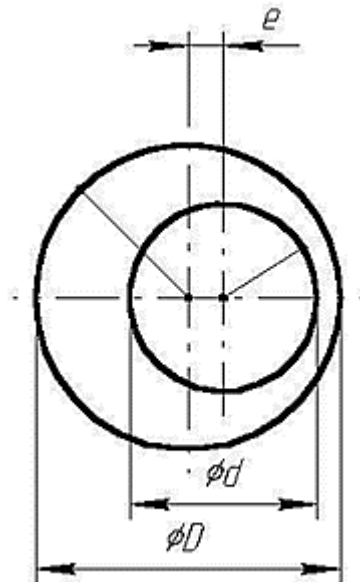


Рисунок 19.5 – До задачі 4

Таблиця 19.4 – Вихідні дані до задачі 4

Варіант	Розмір, мм		
	D	d	e
1	$10_{-0,07}$	$5^{+0,07}$	$0 \pm 0,05$
2	$15_{-0,10}$	$6^{+0,08}$	$0,1 \pm 0,05$
3	$20_{-0,10}$	$12^{+0,09}$	$0 \pm 0,09$
4	$32_{-0,20}$	$10^{+0,09}$	$0,2 \pm 0,10$
5	$48_{-0,10}$	$30^{+0,10}$	$0 \pm 0,08$
6	$50_{-0,18}$	$35^{+0,09}$	$0 \pm 0,10$
7	$64_{-0,10}$	$40^{+0,15}$	$0,15 \pm 0,02$
8	$75_{-0,10}$	$50^{+0,09}$	$0 \pm 0,05$
9	$82_{-0,24}$	$56^{+0,09}$	$0,2 \pm 0,09$
10	$90_{-0,10}$	$70^{+0,20}$	$0 \pm 0,15$
11	$100_{-0,30}$	$75^{+0,18}$	$0,4 \pm 0,20$
12	$120_{-0,10}$	$80^{+0,36}$	$0,05 \pm 0,04$

Задача 5. Виявити і розрахувати технологічні розмірні ланцюги A і B при чистовому точінні валу на багаторізцевому токарному напівавтоматі (рисунок 19.6), якщо конструкторські розміри складають, мм: $K_1=280_{1,0}$; $K_2=130 \pm 0,6$; $K_3=80^{+0,6}_{-0,2}$; $K_4=54 \pm 0,35$; $K_5=30_{-0,20}$.

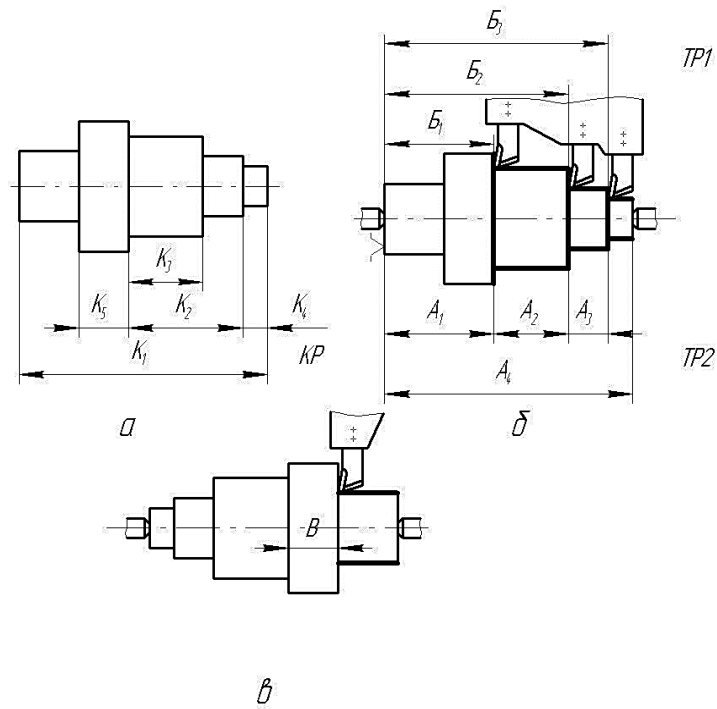


Рисунок 19.6 – Конструкторські (а) і технологічні (б, в) розміри при обробці вала (до задачі 5)

19.2. Розрахунок технологічних розмірних ланцюгів при несуміщенні вимірювальної та технологічної бази

Приклад. Потрібно обробити отвір $\varnothing 6^{+1}$ втулки (рисунок 19.7, а).

Виходячи з конструкторського розмірного ланцюга, за опорну технологічну базу потрібно приймати поверхню 1. Але при цьому кондукторна плита пристрою буде розташована досить далеко від втулки і відведення свердла буде не допустимим (рисунок 19.7, б).

Не вирішує питання і використання подовженої кондукторної втулки, оскільки її необхідно буде постійно знімати при зміні оброблюваної заготовки.

Виходячи з цього, в якості бази потрібно використовувати поверхню 2 (рисунок 19.7, в).

Але при цьому конструкторський розмір K_2 буде останньою ланкою технологічного розмірного ланцюга B . Потрібно визначити параметри точності операційного технологічного розміру від технологічної бази до поверхні, що

обробляється так, щоб при дотриманні їх і заданих параметрів розміру $B_1 = K_1$ розмір $K_2 = B_\Delta$ витримувався в межах заданої кресленням точності.

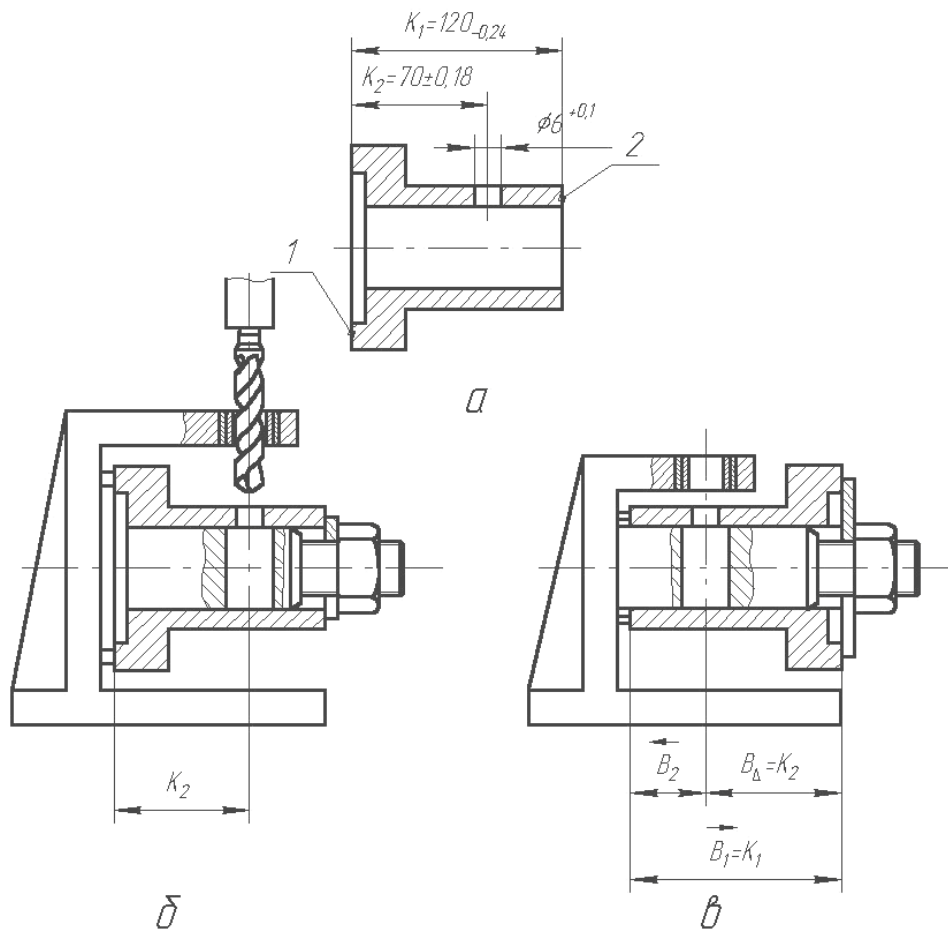


Рисунок 19.7 – Втулка (а) і схеми обробки отвору (б, в)

Визначаємо номінальне значення технологічного розміру B_2 із рівняння:

$$B_2 = B_1 - B_\Delta = 120 - 70 = 50 \text{ мм.}$$

Розраховуємо допуск розміру B_2 :

$$T_{B_2} = T_{B_\Delta} - T_{B_1} = 0,36 - 0,24 = 0,12 \text{ мм.}$$

Перевіряємо виконання умови: $T_{B_2} = 0,12 > 0,1 = \omega_m$.

Визначаємо координату середини поля допуску:

$$\Delta_{O_{B_2}} = \Delta_{O_{B_1}} - \Delta_{O_{B_\Delta}} = -0,12 - 0 = -0,12 \text{ мм.}$$

Розраховуємо граничні відхилення технологічного розміру:

$$\Delta_{B_{AT}} = -0,12 + 0,5 \cdot 0,12 = -0,06 \text{ мм};$$

$$\Delta_{H_{AT}} = -0,12 - 0,5 \cdot 0,12 = -0,18 \text{ мм}.$$

Перевірка умов показує, що розрахунки виконані правильно. Таким чином, необхідний технологічний розмір B_2 буде $50_{-0,18}^{-0,06}$ мм.

Задачі типу 2

Задача 6. Виявити технологічні розмірні ланцюги і знайти технологічні операційні розміри при обробці виступу (рисунок 19.8) за наведеною схемою базування заготовки, якщо похибка методу обробки відповідає 8-му квалітету. На рисунку показані конструкторські розміри.

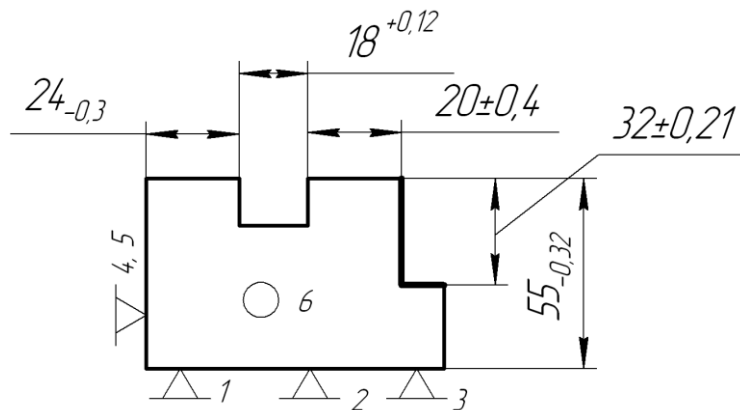


Рисунок 19.8 – До задачі 6

Задача 7. При обробленні отворів пластини (рисунок 19.9) необхідно забезпечити симетричність розташування чотирьох отворів $\varnothing d$ щодо отвору $\varnothing D$.

Визначити можливість дотримання вимог креслення, якщо:

- 1) при обробленні отвору $\varnothing d$ технологічна база – поверхня 1, а при обробленні чотирьох отворів $\varnothing d$ – поверхня 2;
- 2) при обробленні отвору $\varnothing d$ технологічна база – поверхня 2, а при обробленні чотирьох отворів $\varnothing d$ – поверхня 1;
- 3) при обробленні отворів $\varnothing D$ і $\varnothing d$ технологічна база – поверхня 2;
- 4) при обробленні отворів $\varnothing D$ і $\varnothing d$ технологічна база – поверхня 1.

Похибки методу розташування щодо баз отвору $\varnothing D \omega_{M_D} = 0,08$ мм;
похибка обробки отвору $\varnothing d \omega_{M_d} = 0,12$ мм.

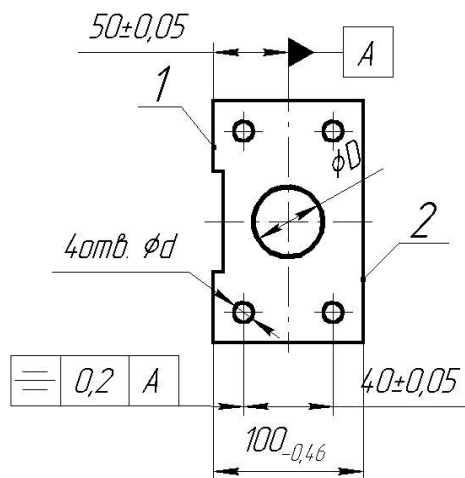


Рисунок 19.9 – Пластина (до задачі 7)

Задача 8. На фінішних операціях ряд поверхонь бруса (рисунок 19.10, а) обробляються, при дотриманні принципу постійності баз (рисунок 19.10, б, в).

Виявивши і розв'язавши технологічні розмірні ланцюги, визначити технологічні операційні розміри за координатами X і Z . Похибки методу обробки: на операції 020 – $\omega_{M_1} = 0,12$ мм; на операції 025 – $\omega_{M_2} = 0,16$ мм.

Задача 9. Обробка поверхні 1 пластини (рисунок 19.11, а) здійснюється при вказаній (рисунок 19.11, б) схемі базування. Виявивши і розв'язавши технологічні розмірні ланцюги, визначити можливість витримування вимог креслення, якщо похибка методу за точністю розмірів $\omega_{M_p} = 0,09$ мм, а за точністю відносних поворотів $\omega_{M_{\Pi}} = 0,15/300$ мм/мм.

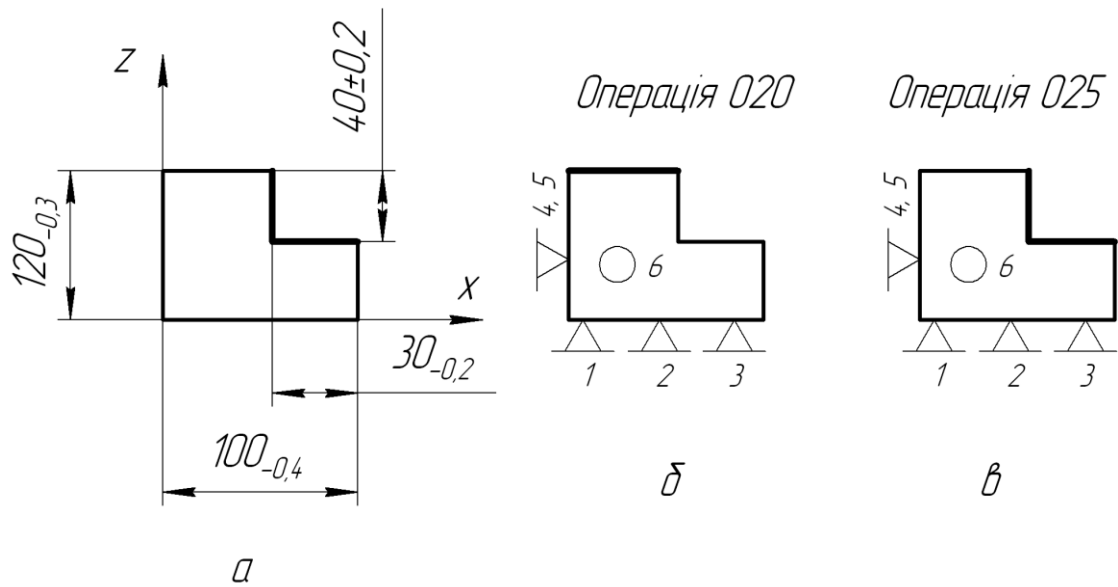


Рисунок 19.10 – Брус (а) і схеми його обробки (б, в)

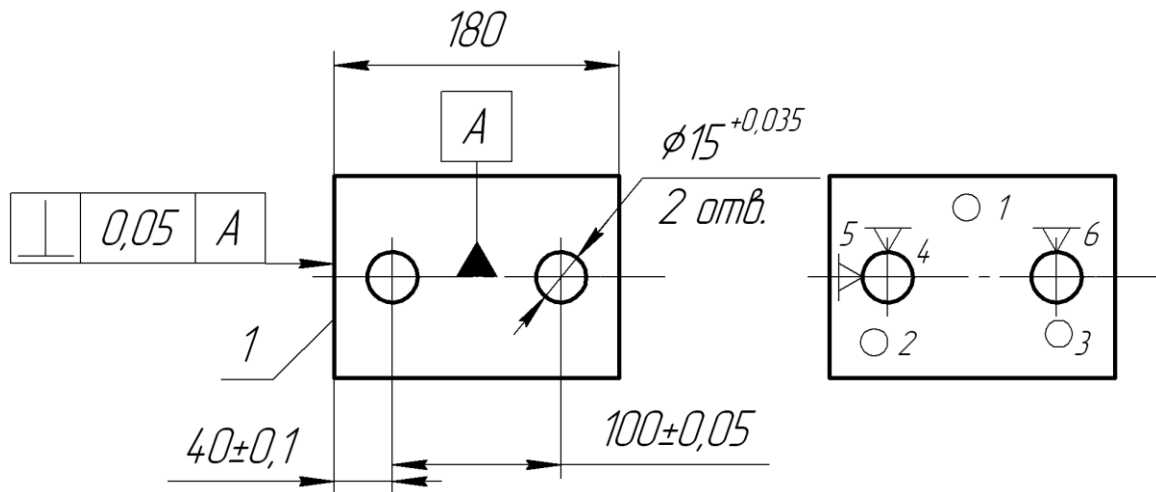


Рисунок 19.11 – Пластина (а) і схема її базування при обробленні поверхні 1

Задача 10. Визначити можливість витримування точності розмірів 40 і 60 при обробленні отвору $\varnothing 35H7$ планки (рисунок 19.12), якщо похибка методу обробки $\omega_M = 0,24$ мм.

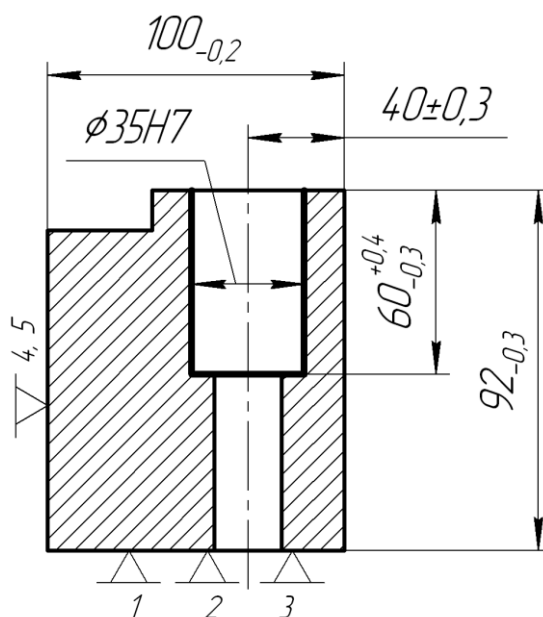


Рисунок 19.12 – Планка (до задачі 10)

Задача 11. При фрезеруванні паза 30 бруса (рисунок 19.13) технологічна база – поверхня 1, при фрезеруванні паза 20 – поверхня 2. Виявивши і розв’язавши технологічні розмірні ланцюги, визначити: а) максимально можливе несуміщення площин симетрії цих пазів, якщо похибка методу обробки для відстаней становить 0,12 мм; б) максимально можливу різницю в товщинах щік паза 30.

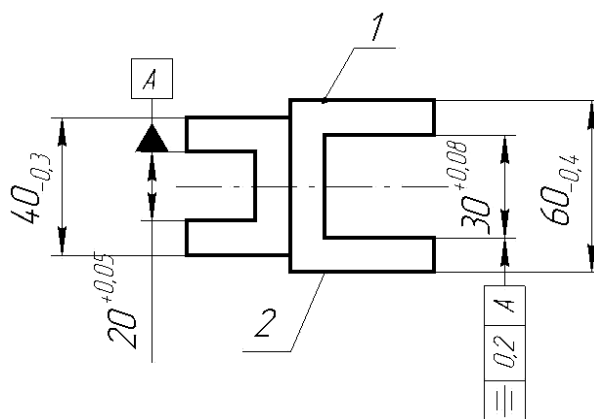


Рисунок 19.13 – Брус (до задачі 11)

Задача 12. При розташуванні головних отворів 1 і 2 корпуса (рисунок 19.14, а) він базується згідно з наведеними схемами (рисунок 14, б, в). Виявивши і розв’язавши відповідні технологічні розмірні ланцюги, визначити: а) чи буде витримана міжосьова відстань згідно з кресленням; б) можливу

максимальну розбіжність вертикальних площин симетрії отворів.

Якщо який-небудь з параметрів не може бути витриманий, вказати шляхи забезпечення потрібної точності.

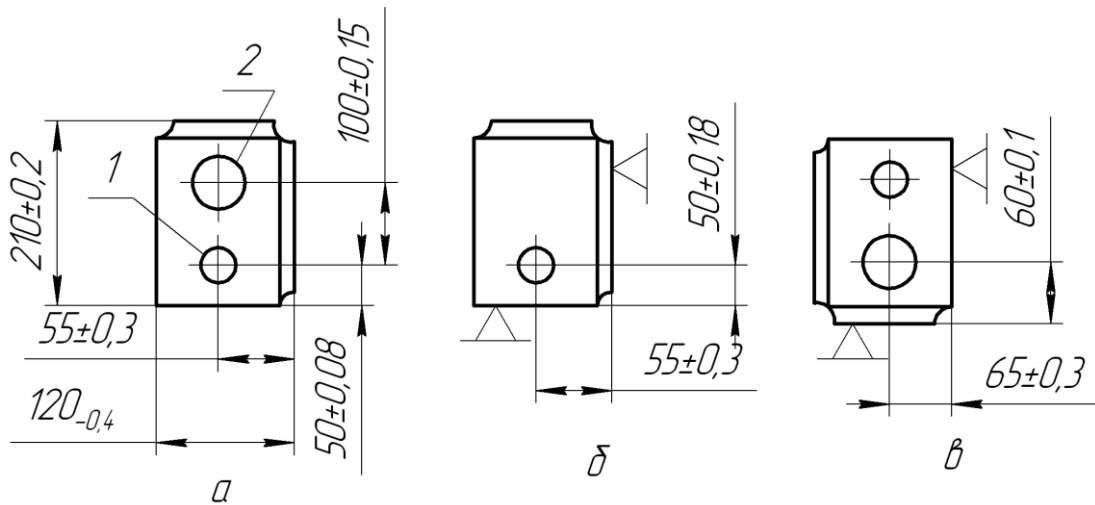


Рисунок 19.14 – Корпус (а) і схеми його установки при обробленні (б, в)

Задача 13. Визначити технологічні розміри і їх граничні відхилення при обробленні паза $15^{+0,12}$ (рисунок 19.15) для вказаної схеми базування. На рисунку вказані конструкторські розміри. Похибка методу обробки прийняти по 8-му квалітету на обох координатах.

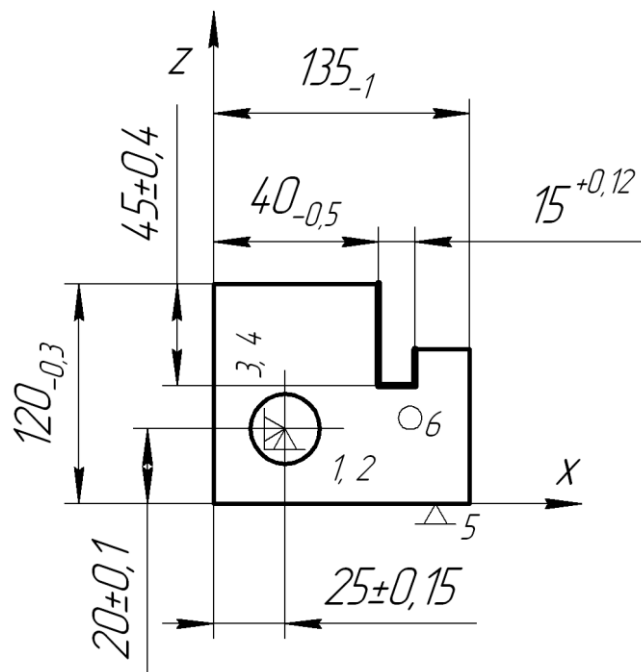


Рисунок 19.15 – До задачі 13

Задача 14. Виявивши і розв’язавши технологічні розмірні ланцюги, визначити можливість витримати розміри A і B з потрібною точністю при вказаній схемі базування (рисунок 19.16). Похибка методу обробки $\omega_m = 0,12$ мм.

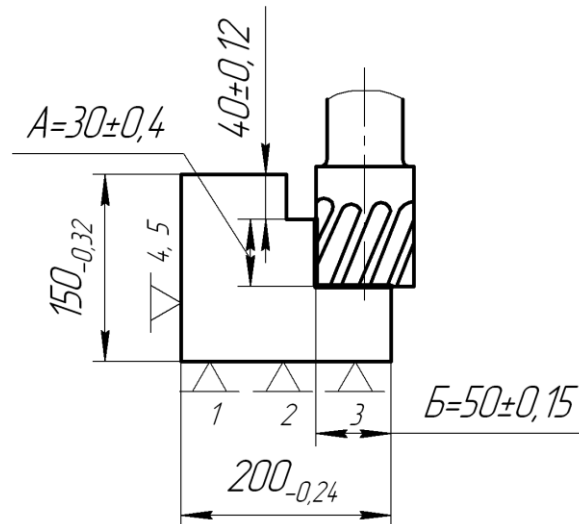


Рисунок 19.16 – До задачі 14

Задача 15. При обробці поверхні A вилки (рисунок 19.17) установочною базою є поверхня H , при обробці поверхні B установочною базою є поверхня M . Похибка методу обробки $\omega_m = 0,15/300$ мм/мм. Виявивши і розв’язавши технологічний розмірний ланцюг відносних поворотів, визначити можливість забезпечення вимоги креслення за відносним розташуванням поверхонь B і A .

Задача 16. Поверхня K вилки (рисунок 19.17) обробляється при базуванні на поверхню H , а поверхня L – відповідно на поверхню M . Виявивши і розв’язавши технологічний розмірний ланцюг, визначити граничні відхилення конструкторського розміру 40, якщо похибка методу обробки $\omega_m = 0,18$ мм. Всі інші поверхні оброблені раніше.

Задача 17. При обробці отворів $\varnothing 25H7$ і $\varnothing 30H7$ вилки (рисунок 19.17) опорними базами є відповідно поверхні 1 і 2. Визначити міжосьову відстань цих отворів і її граничні відхилення.

Задача 18. При обробці поверхні 1 стійки (рисунок 19.18) можливі бази поверхні 2, 3, 4. Виявивши і розв'язавши відповідні технологічні розмірні ланцюги, визначити можливість забезпечення точності розміру $10 \pm 0,1$ мм. Похибка методу обробки $\omega_M = 0,1$ мм. Результати звести в таблицю 19.6.

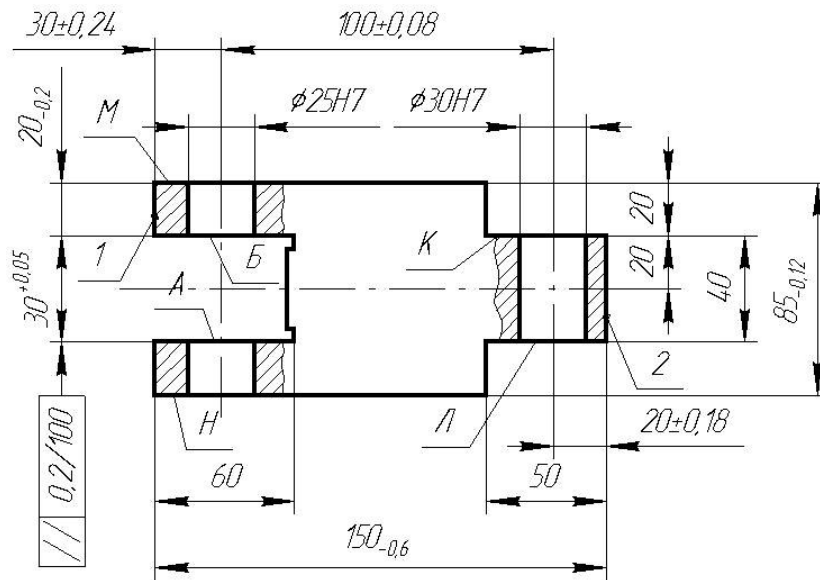


Рисунок 19.17 – До задачі 15; 16; 17

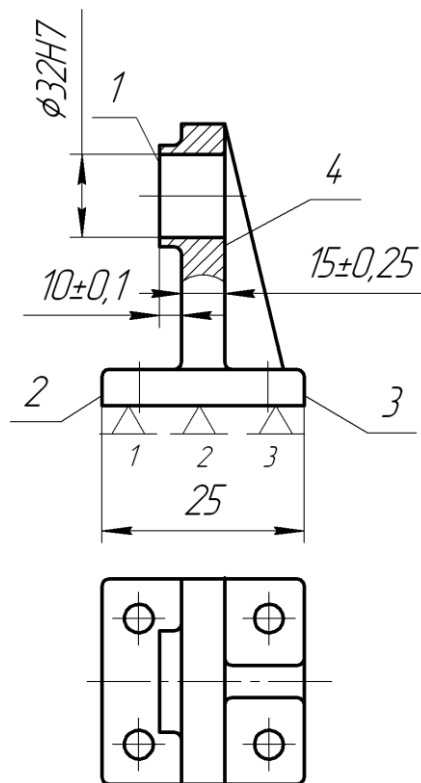


Рисунок 19.18 – Стійка (до задачі 18)

Таблиця 19.6 – Результати розв’язку задачі 18

База – поверхня	Похибка розміру 10
2	
3	
4	

Задача 19. Отвори $\varnothing 25H7$ і $\varnothing 15H7$ кутника (рисунок 19.19) обробляються при базуванні відповідно на поверхню 1 і поверхню 2. Визначити, яким буде відхилення від перпендикулярності осей отворів після обробки, якщо похибка методу обробки $\omega_M = 0,08 / 100$ мм/мм.

Задача 20. При обробці корпусу (рисунок 19.20) витримуються допуски перпендикулярності: поверхні 1 до поверхні 3 – $0,08/200$ мм/мм; поверхні 2 до поверхні 3 – $0,10/150$ мм/мм; поверхні 4 до поверхні 3 – $0,05/100$ мм/мм.

Визначити фактичну перпендикулярність осі отвору $\varnothing d$ до поверхні 1 і поверхні 4 на 100 мм, а також паралельність поверхонь 1 і 2 на 100 мм довжини.

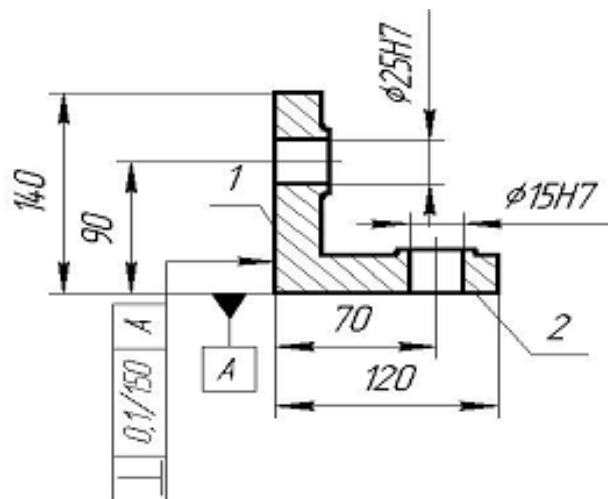


Рисунок 19.19 – Косинець (до задачі 19)

Задача 21. Обробка важеля (рисунок 19.21) виконується так.

Фрезерування поверхні 1 і 2 при базуванні на поверхню 3 і 4 (ω_M по

паралельності до бази – 0,05/100 мм/мм).

Фрезерування поверхні 3 і 4 при базуванні на поверхню 1 і 2 (ω_M паралельності до бази – 0,05/100 мм/мм).

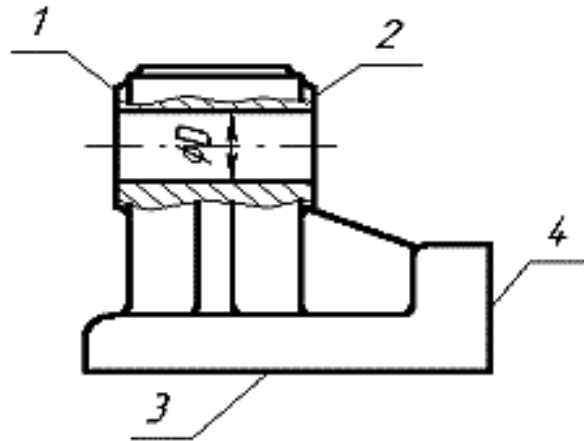


Рисунок 19.20 – Корпус (до задачі 20)

Свердління і зенкування отворів ϕD і ϕd при базуванні на поверхню 1, 2 або 3, 4 (ω_M перпендикулярності до бази – 0,2/200 мм/мм).

Виявивши і розв'язавши розмірний ланцюг відносних поворотів, визначити, яке буде відхилення від паралельності осей отворів в першому і другому випадках базування.

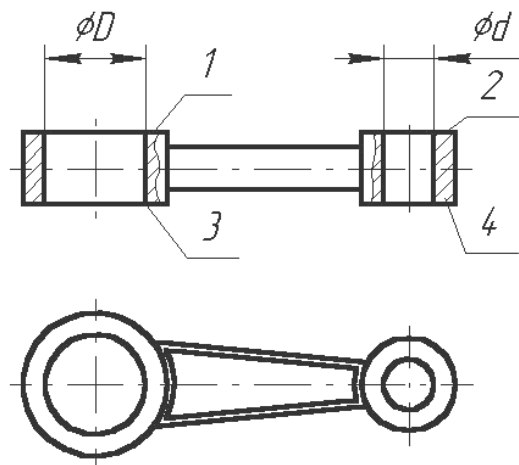


Рисунок 19.21 – Важіль (до задачі 21)

Задача 22. Виявивши ланцюг відносних поворотів, визначити:

1) яким повинен бути витриманий при обробці кронштейна (рисунок 19.22) допуск перпендикулярності осі отвору $\varnothing 10H8$ до поверхні *A*, якщо всі інші поверхні вже оброблені відповідно до вимог креслення?

2) яким методом обробки можна досягти розраховану точність перпендикулярності?

3) яким буде відхилення від паралельності поверхні *B* відносно поверхні *Г*, після обробки кронштейна відносно до вимог креслення?

4) яким буде відхилення від перпендикулярності осі отвору $\varnothing 10H8$ відносно поверхні *A* після обробки кронштейна згідно вимог креслення?

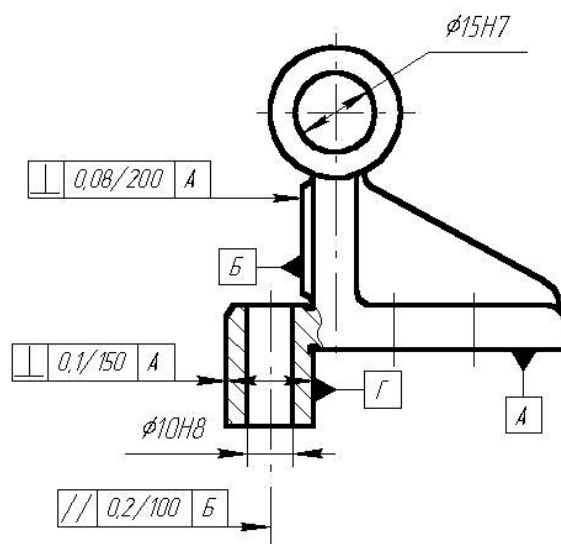


Рисунок 19.22 – Кронштейн (до задачі 22)

тонке	2,5... 0,32	9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	16	25	25	40	40	60
		8	25	40	47	62	25	40	47	62	10	16	16	16	25	25	40
		7	20	27	30	40	20	27	30	40	6	10	10	16	16	25	
торцеве точіння і підрізання																	
чорнове	40... 10,0	14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	80	100	120	160	200	250
		12	400	200	530	600	760	400	530	600	780	40	60	60	100	100	160
		11			260	300	380	-	-	-	-						
чистове або одноразове	40... 1,25	12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	80	100	120	160	200	250
		11	-	-	-	-	200	260	300	380	40	60	60	100	100	160	
		10	120	60	160	185	250	120	160	185	185	25	40	40	60	60	100
		9			80	90	120	-	-	-	-	16	25	-	-	-	-
тонке	2,5... 0,08	8	25	40	47	62	25	40	47	62	6	10	10	16	16	25	
		7	20	27	30	40	20	27	30	40	4	6	6	10	10	16	
		6	13	18	20	25	13	18	20	25	2,5		4	6	6	10	
Притирання, тонке шабрування	0,63... 0,08	6	13	18	20	25	13	18	20	25	2,5	4	4	6	6	10	
												1,6	2,5	2,5	4	4	6
												1,0	1,6	1,6	1,6	2,5	4

Примітка.

1. Дані таблиці стосуються сталевих деталей. Для деталей з чавуну або кольорових сплавів граничні відхилення щодо точності можна приймати на один квалітет вищими.
2. Табличні дані відносять до обробки при базуванні на чистові бази і при використанні їх як вимірювальні бази. Якщо ці бази не збігаються, то табличні значення технологічних допусків необхідно збільшити на величину похибки базування.

Таблиця 19.8 – Точність відносного розташування отворів

Верстати	Метод обробки	Відхилення міжосьової відстані, мкм	Відхилення від перпендикулярності осей, мкм/100 мм
Вертикально- і радіально-свердлильні	Свердління по кондуктору	100...200	100
Вертикально- і радіально-свердлильні	Розточування (розвертання) по кондуктору	50...100	50...100
Горизонтально-розточні	Розточування (розвертання) за шкалою з ноніусом	200...400	50...150
Горизонтально-розточні з ЧПК	Розточування (розвертання) за програмою	40...50	50...150
Координатно-розточні	За оптичними приладами	4...20	-
Алмазно-розточні		10...20	-
Агрегатні багатошпindelні	По кондуктору	50...200	50...10

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

- База, 7
- Величина компенсації, 19
- Верхнє відхилення, 16
- Вимірювальний розмірний ланцюг, 12
- Вимірний розмір, 15
- Виявлення складових ланок, 25
- Виявлення технологічних розмірних ланцюгів, 28
- Відносне середньоквадратичне відхилення, 18, 65
- Відхилення, 16
- Граничні відхилення ланки, 64
- Граничні відхилення замикаючої ланки, 38
- Граничні розміри, 15
- Динамічна задача, 20
- Дійсний розмір, 15
- Допуск, 16
- Допуск замикаючої ланки, 63
- Допуск замикаючої ланки встановлюється, 21
- Допуски при методі регулювання, 56
- Загальна ланка, 10
- Замикаюча ланка, 7
- Збільшуюча ланка, 9
- Зворотня (обернена) задача, 20
- Зменшуюча ланка, 9
- Знаходження замикаючої ланки, 21
- Значення коефіцієнта ризику, 42
- Значень функції Лапласа, 42
- Імовірнісний метод розрахунку, 33

Імовірнісний спосіб розрахунку, 20
Кількість ступенів компенсаторів, 57
Коефіцієнт відносної асиметрії, 18
Коефіцієнт відносної асиметрії ланки, 65
Коефіцієнт ризику, 18, 34, 63
Компенсуюча ланка, 10
Конструкторський розмірний ланцюг, 12
Координата середини поля допуску, 16, 62
Координата середини поля допуску замикаючої ланки, 30, 39
Координата середини поля розсіювання, 17
Координата середини поля розсіювання замикаючої ланки, 64
Координата центру групування, 18
Координати середин полів допусків, 43
Координата центру групування відхилень, 65
Кутовий розмірний ланцюг, 12
Ланка розмірного ланцюга, 7
Лінійний розмірний ланцюг, 12
Метод групової взаємозамінності, 19, 45
Метод неповної взаємозамінності, 19, 40
Метод повної взаємозамінності, 19, 35
Метод припасування, 19, 50
Метод регулювання, 19, 55
Метод розрахунку на максимум-мінімум, 31
Методи досягнення точності замикаючої ланки, 35
Методи розрахунку розмірних ланцюгів, 29
Можливе поле розсіювання замикаючої ланки, 34
Навмисний ризик, 40
Найбільша можлива компенсація, 56, 65
Найбільший граничний розмір, 15
Найменший граничний розмір, 16

Нижнє відхилення, 16

Номинальний розмір, 15

Номинальний розмір замикаючої ланки, 62

Основний розмірний ланцюг, 11

Основні розрахункові формули, 62

П'ять методів досягнення точності замикаючої ланки, 19

Паралельно пов'язані розмірні ланцюги, 14

Передавальне відношення, 30, 62

Плоский розмірний ланцюг, 13

Поле допуску, 16

Поле допуску замикаючої ланки, 33

Поле розсіювання, 17

Поле розсіювання замикаючої ланки, 65

Послідовність побудови розмірного ланцюга, 20

Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при зворотній задачі, 68

Послідовність розрахунків розмірних ланцюгів при прямій задачі, 66

Послідовно пов'язані розмірні ланцюги, 14

Похідний розмірний ланцюг, 11

Правильність розрахованих допусків, 37

Приклади розрахунку розмірних ланцюгів, 69

Просторовий розмірний ланцюг, 13

Пряма задача, 19

Розмір компенсаторів, 61

Розмірний аналіз дозволяє, 5

Розмірний ланцюг, 6

Розмірним аналізом деталі називається, 5

Розмірним аналізом механізму називається, 5

Розмірним аналізом технологічного процесу називається, 5

Розмірні ланцюги з комбінованим зв'язком, 15

Розподіл значення поля допуску, 37

Розрахункова компенсація, 51
Середнє значення допуску складових ланок, 64
Складова ланка, 8
Спосіб розрахунку на максимум–мінімум, 20
Статична задача, 20
Схема розмірного ланцюга, 7
Технологічний розмірний ланцюг, 12
Три види (категорії) розмірного аналізу, 4
Технологічний розмірний ланцюг, 12
Три види (категорії) розмірного аналізу, 4
Функція Лапласа, 97
Шорсткість поверхні, 124

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ашихмин В. Н. Размерный анализ технологических процессов / Ашихмин В.Н. - М.: НИЯУ МИФИ, 2010. – 60 с.
2. Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения : учеб. для машиностроит. Вузов. 3-е изд., доп. / Балакшин Б. С. – М. : Машиностроение, 1969. – 559 с.
3. Размерный анализ технологических процессов. Сборник практических работ / Беляев Г. Я. и др. – Минск: БНТУ, 2010. – 351 с.
4. Бондаренко С. Г. Розмірні розрахунки механоскладального виробництва / Бондаренко С.Г. – К.: ІСДО, 1993. – 544 с.
5. Емельянов С.Г. Размерный анализ в машиностроении / Емельянов С.Г. – 2012. – 332 с.
6. Кравченко Л.С. Размерный анализ при проектировании, изготовлении и сборке. Учебное пособие / Кравченко Л.С. – Харьков: ХПИ, 2006. – 352 с.
7. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей / Государственный комитет СССР по стандартам. РД 50-635-87. – М., 1987 – 45 с.
8. Размерный анализ конструкций. Справочник. / С. Г. Бондаренко, О. Н. Чередников, В. П. Губий, Т. М. Игнатцев: Под ред. С. Г. Бондаренко. – К.: Техника, 1989. – 150 с.
9. Технологические задачи механической обработки и сборки. Методические материалы к практикуму по дисциплине «Теоретические основы технологии изготовления деталей и сборки машин» для студентов специальности 7.090202 «Технология машиностроения». – Чернигов: ЧГТУ, 2004 – 197 с.

Навчально-методичний література

Ю.Є. Паливода, А.Є. Дячун, Ю.Б. Капаціла, І.Г. Ткаченко

РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

Навчально-методичний посібник

Комп'ютерне макетування та верстка: *А.П. Катрич*

Формат 60x90/16. Об. вид. арк. 3,37. Тираж 10 прим. Зам. № 3112.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4226 від 08.12.11.