

ГЛАВА 12. РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

12.1 Основні поняття, терміни, визначення, позначення

Розмірний ланцюг та його ланки

Гармонійне і технологічне співвідношення взаємопов'язаних розмірів для надійної та довготривалої роботи вузла, визначення економічних допусків досягається на етапі конструювання механізмів, машин, приладів, інших виробів, проектуванні технологічних процесів і перевіряється при виробництві, виборі засобів і методів вимірювань. При цьому виникає необхідність проведення розмірного аналізу з використанням теорії розмірних ланцюгів.

Розмірним ланцюгом називається сукупність взаємопов'язаних розмірів, які утворюють замкнений контур і визначають взаємне положення поверхонь (або осей) однієї чи декількох деталей. Замкнутість розмірного ланцюга призводить до того, що розміри, які входять до нього, не можуть призначатись незалежно, тобто значення і точність хоча б одного з розмірів визначаються за рахунок інших.

Розмірний ланцюг складається з ланок.

Ланкою називається кожний з розмірів, що утворюють розмірний ланцюг. Ланками можуть бути будь-які лінійні або кутові параметри:

- діаметральні розміри;
- відстані між поверхнями або осями;
- зазори, натяги, перекриття;
- мертві ходи;
- відхилення форми і розташування.

Класифікація розмірних ланцюгів

ГОСТ 16319-80 встановлює ряд класифікаційних ознак за якими відбувається класифікація розмірних ланцюгів (див. табл. 12.1).

Таблиця 12.1

Класифікація розмірних ланцюгів

Класифікаційний признак	Назва розмірного ланцюга	Призначення, характеристика
1	2	3
Область використання	Конструкторський	Вирішується задача забезпечення точності при конструюванні виробів
	Технологічний	Вирішується задача забезпечення точності при виготовленні виробів
	Вимірювальний	Вирішується задача вимірювання величин, що характеризують точність виробу

Продовження табл. 12.1

Місце у виробі	Детальний	Визначає точність відносного розташування поверхонь або осей однієї деталі
	Складальний	Визначає точність відносного розташування поверхонь або осей деталей, що входять в складальну одиницю
Взаємне розташування ланок	Лінійний	Ланки ланцюга є лінійними розмірами. Ланки розташовані на паралельних прямих
	Кутовий	Ланки ланцюга є кутовими розмірами, відхилення яких можуть бути задані в лінійних величинах, віднесених до умовної довжини, або в градусах
	Плоский	Ланки ланцюга розташовані довільно в одній або декількох паралельних площинах
	Просторовий	Ланки ланцюга розташовані довільно в просторі
Характер ланок	Скалярний	Всі ланки ланцюга є скалярними величинами
	Векторний	Всі ланки ланцюга є векторними похибками
	Комбінований	Частина складових ланок розмірного ланцюга - векторні похибки, усі інші - скалярні величини
Характер взаємних	Паралельно зв'язані	Розмірні ланцюги (два або більше), що мають хоча б одну загальну ланку
	Незалежні	Розмірні ланцюги, що не мають спільних ланок

Вихідна (замикальна) та складові ланки

Будь-який розмірний ланцюг складається з однієї вихідної (замикальної) ланки та двох чи більше складових ланок.

Вихідною ланкою є та, до якої пред'являються основні вимоги точності, що визначають якість виробу відповідно до технічних умов. Поняття вихідної ланки використовують при проектних розрахунках розмірного ланцюга.

В процесі обробки або складання виробу вихідна ланка є останньою, що замикає розмірний ланцюг, тому називається **замикальною**. Поняття замикальної ланки використовують при перевірочних розрахунках розмірних ланцюгів. З точки зору формування замикальна ланка безпосередньо не виконується, а є результатом виготовлення всіх інших ланок ланцюга.

Складовими є всі ланки ланцюга, зі зміною яких змінюється і замикальна ланка.

Складові ланки позначаються великими літерами з цифровими індексами, замикальна – літерою з індексом „ Σ ”, наприклад, A_{Σ} .

На рис. 12.1, а дані декілька прикладів складальних розмірних ланцюгів. Для спрощення вирішення вони часто зображуються у вигляді розмірних схем, як показано на рис. 12.1, б.

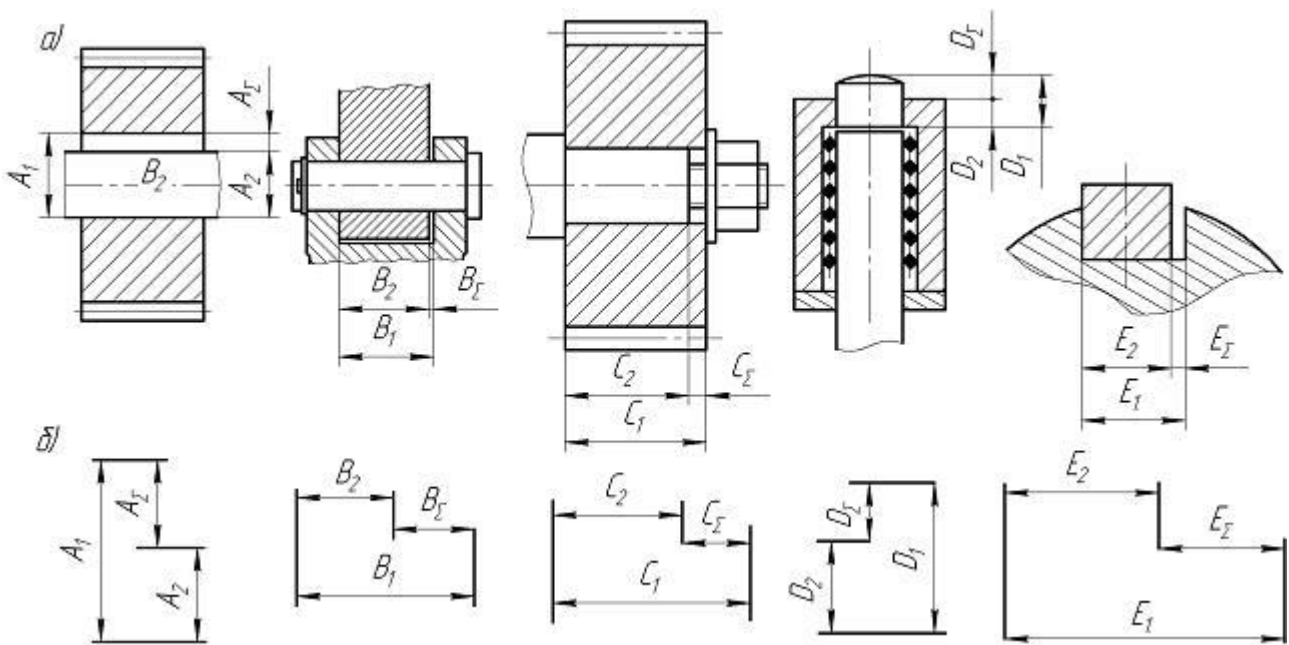


Рисунок 12.1

Розмірні ланцюги та їхні схеми

Збільшувальні та зменшувальні ланки

Складові ланки розмірного ланцюга поділяються на дві групи.

До першої групи відносяться ланки, із збільшенням яких (при інших постійних) збільшується і замикальна ланка. Такі ланки називають **збільшувальними**.

До другої групи відносяться ланки, зі збільшенням яких зменшується замикальна ланка. Такі складові ланки називаються **зменшувальними**.

Параметри (розміри, допуски, відхилення) збільшувальних та зменшувальних ланок в даному підручнику позначаються літерою з індексами "зб" та "зм".

В розмірних ланцюгах збільшувальні та зменшувальні ланки виявляють, використовуючи правило обходу за контуром: на схемі розмірного ланцюга для вихідної ланки встановлюється відповідний напрямок, який позначається стрілкою над літерним позначенням ланки (рис. 12.2). Цей напрямок повинен відповідати розташуванню розмірів на кресленні, які входять до розмірного ланцюга. Всі складові ланки також позначаються стрілками, починаючи з ланки, сусідньої з вихідною, і повинні мати один і той же замкнений потік напрямків

(рис 12.2, б). В такому випадку всі складові ланки, які мають однаковий напрямок, з напрямком вихідної ланки, будуть зменшувальними (A_1, A_3, A_5), а інші ланки ланцюга - збільшувальними (A_2, A_4). Замість стрілок над літерним позначенням ланки розмірну схему представляють у вигляді сукупності векторів (стрілки вказують з одного боку розмір ланки), направлених

відповідно до правила обходу за контуром (рис. 12.2, в).

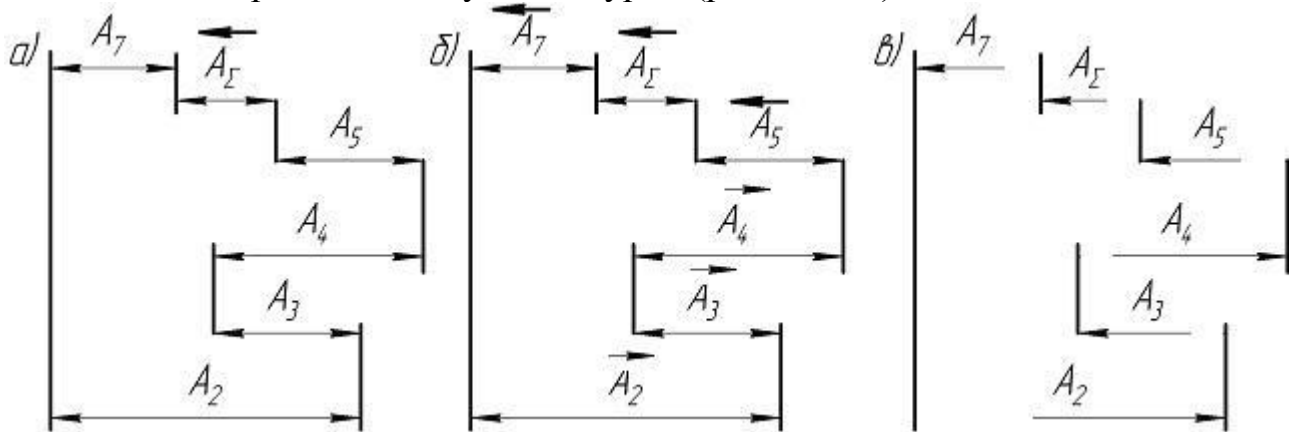


Рисунок 12.2

Схеми ланок розмірних ланцюгів

Складання раціональних розмірних ланцюгів

Рекомендується складати розмірні ланцюги і виділяти ланки при проведенні розмірного аналізу, користуючись такими посиланнями:

1. Чітко має бути сформульована задача, для рішення якої розраховується розмірний ланцюг. В кожному розмірному ланцюзі може бути лише одна вихідна ланка.

2. Для виявлення вихідної ланки потрібно встановити вимоги до точності виробу. Ці вимоги можна розділити на дві групи:

- точність взаємного розташування деталей, складальних одиниць, що забезпечує якісну роботу виробу при експлуатації;
- точність взаємного розташування деталей, складальних одиниць, яка забезпечує складальну придатність виробу.

3. Номінальні розміри та граничні відхилення вихідних ланок встановлюються згідно із стандартами, технічними умовами, теоретичними розрахунками або експериментальними результатами.

4. Всі виявлені складові ланки та вихідна ланка повинні складати замкнений контур.

5. Складові ланки розмірного ланцюга позначаються прописними літерами латинського алфавіту (крім *O*, *L*, *P*, *K*) з цифровим індексом (цифра позначає порядок ланки в ланцюзі). Вихідна ланка позначається тою ж літерою, що і складові, з індексом " Σ ".

6. Позначення, терміни і визначення регламентує ГОСТ 16319-80.

12.2 Задачі, які вирішуються за допомогою розмірних ланцюгів

Розрахунки розмірних ланцюгів є необхідним етапом конструювання, виготовлення та експлуатації широкого класу виробів (машин, механізмів, приладів, апаратів тощо). За допомогою теорії розмірних ланцюгів можуть бути

вирішені такі конструкторські, технологічні та метрологічні задачі:

- встановлення геометричних та кінематичних зв'язків між розмірами деталей;
- розрахунок номінальних значень, відхилень і допусків розмірів ланок;
- розрахунок норм точності і розробка технічних умов на машини та їхні складові частини;
- аналіз правильності проставлення розмірів і відхилень на робочих кресленнях деталей;
- розрахунок міжопераційних розмірів;
- розрахунок припусків і допусків;
- перерахунок конструктивних розмірів на технологічні (при неспівпаданні конструкторських та технологічних баз);
- обґрунтування послідовності технологічних операцій при виготовленні і складанні виробів;
- обґрунтування і розрахунки необхідної точності пристосувань;
- вибір засобів і методів вимірювань, розрахунок досягнутої точності вимірів.

Пряма і зворотна задачі

Повний розрахунок розмірних ланцюгів виконують в процесі розробки робочого проекту машини чи механізму. Попередні розрахунки слід виконувати при конструктивному відпрацюванні технічного проекту. При цьому вирішується два типи задач.

Перший тип - за заданими номінальними розмірами, допусками і граничними відхиленнями складових ланок визначити номінальний розмір, допуск і граничні відхилення замикальної ланки (повірчий розрахунок). Ця задача називається зворотною задачею.

Другий тип - призначення граничних розмірів всіх або частини складових ланок за заданими граничними розмірами вихідної ланки.

Основна вимога до вирішення цієї задачі - призначені допуски повинні бути технологічно досяжними (проектний розрахунок). Ця задача називається прямою задачею.

Вибір і класифікація методів досягнення заданої точності вихідної ланки

Розрахунком (або рішенням) розмірного ланцюга називають визначення граничних розмірів (відхилень і допусків) всіх ланок ланцюга.

Існують такі методи досягнення заданої точності вихідної ланки (рішення розмірного ланцюга):

- метод повної взаємозамінності;
- імовірнісний метод;
- метод групової взаємозамінності (селективного складання);
- метод припасування;

- метод регулювання.

Розрахунки розмірних ланцюгів виконують:

- методом максимуму-мінімуму, при якому враховуються лише граничні відхилення складових ланок;

- імовірнісним методом, при якому враховуються закони розсіювання розмірів деталей і випадковий характер їхнього поєднання при складанні.

Задана точність вихідної ланки має бути досягнута з мінімальними технологічними та експлуатаційними витратами.

12.3 Розрахунок розмірних ланцюгів методом "максимум-мінімум"

Метод розрахунку розмірних ланцюгів "максимум-мінімум" забезпечує повну взаємозамінність, тобто задану точність складання без підбирання чи підгонки деталей. При цьому передбачається, що навіть за умови найгіршого сполучення розмірів (усі збільшуючі розміри - максимальні, а всі зменшуючі - мінімальні), замикаюча заключна ланка не вийде за межу встановленого допуску.

Розглянемо розв'язок зворотної задачі, у якій потрібно визначити номінальний розмір A_{Σ} , допуск TA_{Σ} верхнє відхилення ΔSA_{Σ} нижнє ΔIA_{Σ} відхилення замикаючої ланки.

Номінальний розмір замикаючої ланки визначається за такою залежністю:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3\mu} \quad (12.1)$$

де m - число збільшуючих розмірів;

n - число зменшуючих ланок. Аналізуючи схему розмірного ланцюга, можна записати:

$$A_{\Sigma max} = \sum_{i=1}^m A_{i max}^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_{i min}^{3\mu}, \quad (12.2)$$

$$A_{\Sigma min} = \sum_{i=1}^m A_{i min}^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_{i max}^{3\mu}, \quad (12.3)$$

Тоді:

$$TA_{\Sigma} = A_{\Sigma max} - A_{\Sigma min} = \left(\sum_{i=1}^m A_{i max}^{3\bar{b}} - \sum_{i=1}^n A_{i min}^{3\bar{b}} \right) + \\ + \left(\sum_{i=m+1}^n A_{i max}^{3M} - \sum_{i=m+1}^n A_{i min}^{3M} \right) = \sum_{i=1}^m TA_i^{3\bar{b}} + \sum_{i=m+1}^n TA_i^{3M}.$$

Тобто допуск замикаючої ланки дорівнює сумі допусків складових ланок:

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i. \quad (12.4)$$

Рівняння 12.2 можна записати:

$$A_{\Sigma} + \Delta SA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m (A_i^{3\bar{b}} + \Delta SA_i^{3\bar{b}}) - \sum_{i=m+1}^n (A_i^{3M} + \Delta IA_i^{3M}) = \\ = \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} \right) + \left(\sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{3M} \right). \quad (12.5)$$

Звідси:

$$\Delta SA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{3M}. \quad (12.6)$$

Щоб знайти нижнє відхилення замикаючої ланки, скористаємося рівнянням 12.3, яке можна подати у такому вигляді:

$$A_{\Sigma} + \Delta IA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m (A_i^{3\bar{b}} + \Delta IA_i^{3\bar{b}}) - \sum_{i=m+1}^n (A_i^{3M} + \Delta SA_i^{3M}) = \\ = \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} \right) + \left(\sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{3M} \right). \quad (12.7)$$

Оскільки:

$$\sum_{i=1}^m A_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} = A_{\Sigma}. \quad (12.8)$$

$$\Delta IA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{3M}. \quad (12.8)$$

Складнішою є пряма задача, у якій за відомим допуском і відхиленнями

замикаючої ланки потрібно знайти допуски і відхилення складових ланок. Оскільки допуски складових ланок повинні дорівнювати допуску замикаючої ланки, то розв'язок зводиться до розподілу допуску замикаючої ланки між складовими ланками. Пряму задачу можна розв'язати двома способами: способом рівних допусків і способом одного квалітету.

Спосіб рівних допусків полягає в тому, що допуски складових ланок беруть рівними, тобто:

$$TA_i = \frac{TA_\Sigma}{m+n}. \quad (12.9)$$

Цей спосіб застосовується для розмірів одного розмірного інтервалу; це простий, але недостатньо точний спосіб, тому ним користуються лише для приблизних розрахунків.

Спосіб одного квалітету передбачає, що на всі складові ланки призначаються допуски одного ступеню точності.

Квалітет визначається за коефіцієнтом точності a :

$$a = \frac{TA_\Sigma}{\sum_{i=1}^{m+n} i} = \frac{TA_\Sigma}{\sum_{i=1}^{m+n} (0,45\sqrt[3]{D_n} + 0,001D_n)}. \quad (12.10)$$

Якщо в розмірний ланцюг входять декілька ланок k з відомими допусками, то:

$$a = \frac{TA_\Sigma - \sum_{i=1}^k TA_i \text{ від.}}{\sum_{i=1}^{m+n-k} i \text{ виз}}, \quad (12.11)$$

де $\sum_{i=1}^{m+n-k} i \text{ виз}$ - сума одиниць допусків ланок, що визначаються.

За одержаними значеннями коефіцієнта точності визначають квалітет. Якщо розрахункове значення коефіцієнта точності не співпадає з табличним, то одну із ланок приймають за корегуючу ланку, за допомогою якої досягається задана точність складання вала. Корегуючою обирається ланка, яку легше обробити і виміряти.

Якщо корегуюча ланка є збільшуючою, то її відхилення визначаються за такими залежностями:

$$\Delta SA_{кор}^{зб} = \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{зМ} + \Delta SA_{\Sigma} - \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{зб} \quad (12.12)$$

$$\Delta IA_{кор}^{зб} = \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{зМ} + \Delta IA_{\Sigma} - \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{зб}. \quad (12.13)$$

Для коректуючої зменшуючої ланки відхилення визначаються за такими залежностями:

$$\Delta SA_{кор}^{зМ} = \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{зб} - \Delta IA_{\Sigma} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{зМ}, \quad (12.14)$$

$$\Delta IA_{кор}^{зМ} = \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{зб} - \Delta SA_{\Sigma} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{зМ}. \quad (12.15)$$

Приклад 1. Визначити номінальне значення, верхнє і нижнє відхилення і допуск замикаючої ланки (рис. 12.3), якщо складові ланки мають такі значення:

$$A_1 = 5_{-0,03} \text{ мм}; \quad A_2 = 5^{+0,10} \text{ мм}; \quad A_3 = 101^{+0,14} \text{ мм};$$

$$A_4 = 5_{-0,03} \text{ мм}; \quad A_5 = 140_{-0,10} \text{ мм}.$$

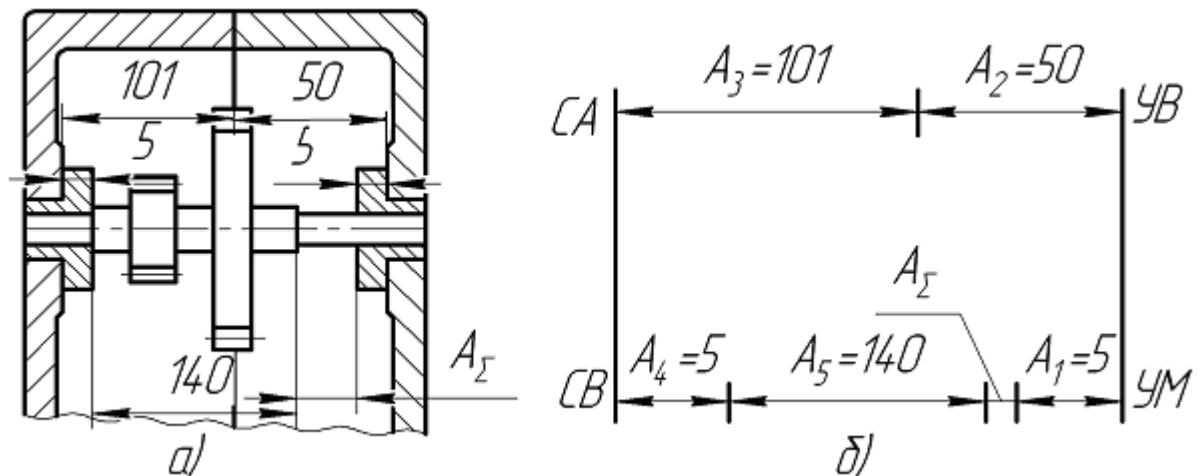


Рисунок 12.3

Ескіз вузла (а) і його розмірний ланцюг (б)

Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 12.3, б) і визначаємо за нею збільшуючі (A_2, A_3) і зменшуючі (A_1, A_4, A_5) розміри.

Визначаємо номінальне значення замикаючої ланки за формулою (12.1):

$$A_{\Sigma} = (50 + 101) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

За формулою (12.4) визначаємо допуск замикаючого розміру:

$$TA = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 = 30 + 100 + 140 + 30 + 100 = 400 \text{ мкм.}$$

За формулою (12.6) визначаємо ΔSA_{Σ} :

$$\Delta SA_{\Sigma} = (\Delta SA_2 + \Delta SA_3) - (\Delta IA_1 + \Delta IA_4 + \Delta IA_5);$$

$$\Delta SA_{\Sigma} = 100 + 140 - 30 - 30 - 100 = 400 \text{ мкм.}$$

За формулою (12.8) визначаємо нижнє відхилення замикаючої ланки:

$$\Delta IA_{\Sigma} = (\Delta IA_2 + \Delta IA_3) - (\Delta SA_1 + \Delta SA_4 + \Delta SA_5);$$

$$\Delta IA_{\Sigma} = 0 + 0 - 0 - 0 - 0 = 0.$$

Отже, при заданих номінальних розмірах і граничних відхиленнях складових розмірів замикаючий розмір потрібно виконувати з верхнім граничним відхиленням 0,4 мм і нижнім 0, тобто $A_{\Sigma} = 1^{+0,40}$ мм.

Правильність розв'язку задачі можна перевірити, визначивши за формулами (12.2) і (12.3) граничні розміри замикаючої ланки:

$$A_{\Sigma max} = (A_{2max} + A_{3min}) - (A_{1min} + A_{4min} + A_{5min});$$

$$A_{\Sigma max} = (50,10 + 101,14) - (4,97 + 4,97 + 139,90) = 1,4 \text{ мм;}$$

$$A_{\Sigma min} = (A_{2min} + A_{3min}) - (A_{1max} + A_{4max} + A_{5max});$$

$$A_{\Sigma min} = (50,10 + 101,0) - (5,0 + 5,0 + 140,0) = 1 \text{ мм,}$$

тобто $A_{\Sigma} = 1^{+0,40}$ мм. Таким чином, перевірка показала, що задачу розв'язано правильно.

Приклад 2. Визначити допуски складових розмірів деталей складального ланцюга, зображеного на рис. 12.3 при $A_{\Sigma} = 1^{+0,75}$ мм.

Виконуємо перевірку правильності складання розмірного ланцюга за формулою (12.1):

$$A_{\Sigma} = (A_2 + A_3) - (A_1 + A_4 + A_5) = (50 + 101) - (5 + 5 + 140) = 1 \text{ мм.}$$

Отже, розмірний ланцюг складено правильно. За таблицями визначаємо одиницю допуску розмірів, у яких немає відхилень:

$$i_1=0,73 \text{ мкм}; i_2=1,54 \text{ мкм}; i_3=2,2 \text{ мкм}; i_4=0,73 \text{ мкм}; i_5=2,5 \text{ мкм}.$$

Звідси:

$$\sum_{i=1}^5 i = 0,73 + 1,54 + 2,2 + 0,73 + 2,5 = 7,7 \text{ мкм}.$$

Визначаємо коефіцієнт точності розмірного ланцюга:

$$\alpha = \frac{TA_{\Sigma}}{\sum_{i=1}^5 i};$$

$$\alpha = \frac{750}{7,7} \approx 97.$$

За знайденим значенням коефіцієнта точності вибираємо 11-й квалітет. Оскільки розрахункові значення коефіцієнта точності не співпадає з табличним (100), то розмір $A_1 = 5\text{мм}$ беремо за корегуючий.

За таблицями визначаємо відхилення складових ланок:

$$\Delta SA_2 = 0,160 \text{ мм}; \quad \Delta IA_2 = 0.$$

$$\Delta SA_3 = 0,220 \text{ мм}; \quad \Delta IA_3 = 0.$$

$$\Delta SA_4 = 0; \quad \Delta IA_4 = -0,75 \text{ мм}.$$

$$\Delta SA_5 = 0; \quad \Delta IA_5 = -0,250 \text{ мм}.$$

Знаходимо за формулами (12.12) і (12.13) відхилення зменшуючого коректуючого розміру A_1 :

$$\Delta SA_1 = \Delta IA_2 + \Delta IA_3 - \Delta IA_{\Sigma} - \Delta SA_4 - \Delta SA_5;$$

$$\Delta SA_1 = 0 + 0 - 0 - 0 - 0 = 0;$$

$$\Delta IA_1 = \Delta SA_2 + \Delta SA_3 + \Delta SA_4 - \Delta IA_4 - \Delta IA_5;$$

$$\Delta IA_1 = 0,160 + 0,220 - 0,750 + 0,750 + 0,250 = 0,045 \text{ мм.}$$

Виконуємо перевірку правильності розрахунку відхилень розмірів ланцюга за формулою (12.4):

$$TA_\Sigma = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5;$$

$$TA_\Sigma = 0,045 + 0,160 + 0,220 + 0,075 + 0,250 = 0,750 \text{ мм.}$$

За умовою $TA_\Sigma = 0,750 \text{ мм}$ - отже, розмірний ланцюг розраховано правильно. Якщо виявиться, що завданий допуск замикаючої ланки не дорівнюватиме розрахунковому, то потрібно вибрати сусідній квалітет і наново виконати розрахунок.

12.4 Теоретико-ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів

В основі цього методу лежить відоме положення теорії ймовірностей: сполучення найбільших збільшуючих і найменших зменшуючих розмірів буває рідше, ніж середніх. Внаслідок цього можливий процент розмірних ланцюгів з відхиленнями замикаючої ланки, які виходять за межі потрібного допуску, є незначним. Наприклад, при числі ланок у механізмі $n = 10$ і денній програмі 1 млн. штук найгірше сполучення зустрічатиметься в середньому один раз у 10-15 тис. років. Це означає, що можна розширити допуски на ланки, ризикуючи не одержати граничних значень замикаючої ланки.

Теоретико-ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів містить пряму та зворотну задачу такого самого змісту, як і для методу "максимум-мінімум".

Зворотна задача. Розмір замикаючої ланки можна розглядати як складну випадкову подію, що залежить від простих випадкових подій - розмірів складових ланок. На цій підставі можна визначити середньоквадратичне відхилення замикаючої ланки:

$$\sigma_{A_X} = \sqrt{\sigma_{A_1}^2 + \sigma_{A_2}^2 + \dots + \sigma_{A_{m+n}}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \sigma_{A_i}^2}, \quad (12.16)$$

де σ_{A_i} - середньоквадратичне відхилення складових ланок.

Вважаємо, що похибки складових ланок підкоряються закону нормального розподілу і що допуск T дорівнює полю розсіяння V , тобто:

$$T = V = 6\sigma.$$

Звідси можна записати:

$$\sigma_{A_l} = \frac{TA_l}{6}, \quad \sigma_{A_\Sigma} = \frac{TA_\Sigma}{6}. \quad (12.17)$$

Підставляючи рівняння (12.17) у рівняння (12.16), матимемо:

$$TA_{A_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} TA_i^2}. \quad (12.18)$$

Щоб знайти відхилення замикаючої ланки, потрібно визначити її координату середини поля допуску $\Delta_c A_\Sigma$:

$$\Delta_c A_\Sigma = \sum_{i=1}^m \Delta_c A_i^{3\bar{b}} - \sum_{i=m+1}^n \Delta_c A_i^{3M}. \quad (12.19)$$

Тепер відхилення замикаючої ланки можна визначити:

$$\Delta SA_\Sigma = \Delta_c A_\Sigma + 0,5TA_\Sigma, \quad (12.20)$$

$$\Delta IA_\Sigma = \Delta_c A_\Sigma - 0,5TA_\Sigma. \quad (12.21)$$

Формули (12.20) і (12.21) справедливі, коли центр групування збігається із серединою поля допуску, а поле розсіювання V - з величиною допуску T . Якщо центр групування не збігається з серединою поля допуску, то в координату середини поля допуску замикаючої ланки вводиться коефіцієнт відносного розсіяння K_i , тобто

$$\Delta_c A_\Sigma = \sum_{i=1}^m \left(\Delta_c A_i^{3\bar{b}} + K_i \frac{TA_i^{3\bar{b}}}{2} \right) - \sum_{i=m+1}^n \left(\Delta_c A_i^{3M} + K_i \frac{TA_i^{3M}}{2} \right). \quad (12.22)$$

Для закону нормального розподілу $K_i = 1$; для закону трикутника (Симпсона) $K_i = 1,22$; для закону рівної ймовірності $K_i = 1,73$.

Пряму задачу можна розв'язати чотирма способами:

1. Спосіб рівних допусків передбачає, що на всі складові розміри призначається однаковий допуск:

$$TA_i = \frac{TA_\Sigma}{K_i \sqrt{m+n}}, \quad (12.23)$$

де $m+n$ - число збільшуючих і зменшуючих розмірів ланцюга.

2. Спосіб одного квалітету аналогічний розв'язанню методом "максимум-мінімум".

3. Спосіб пробних розрахунків полягає у тому, що допуски на складові розміри призначають економічно доцільними з урахуванням конструктивних вимог і досвіду експлуатації наявних подібних вузлів. Щоб підвищити надійність роботи вузла, потрібно допуски і граничні відхилення складових розмірів корегувати, призначаючи їх більш жорсткими з метою створення запасу на спрацювання.

4. Спосіб рівного впливу застосовують для розв'язання задач на побудову плоских і просторових розмірів ланцюгів. Суть способу полягає у тому, що допустиме відхилення кожного складового розміру повинно зумовити однакову зміну замикаючого розміру.

12.5 Метод компенсації

Вибір методу компенсації залежить від конструктивної схеми механізму. Суть цього методу полягає у тому, що у розмірний ланцюг вводиться спеціальна ланка - компенсатор, завдяки якому складові ланки можна виготовляти з розширеними допусками. Застосовувані способи компенсації діляться на технологічні (пригонка) і конструктивні (селективне складання і регулювання).

Спосіб пригонки застосовується, як правило, в індивідуальному і дрібносерійному виробництві. Суть цього способу полягає у тому, що точність замикаючої ланки досягається за допомогою додаткової обробки однієї із складових ланок під час складання. При цьому на всі складові ланки, які є економічними для даного виробництва, встановлюються допуски.

Величину компенсації можна визначити за такою формулою:

$$TK = \sum_{i=1}^{m+n} T_p A_i - TA_\Sigma, \quad (12.24)$$

де $\sum_{i=1}^{m+n} T_p A_i$ - сума розширених допусків складових ланок.

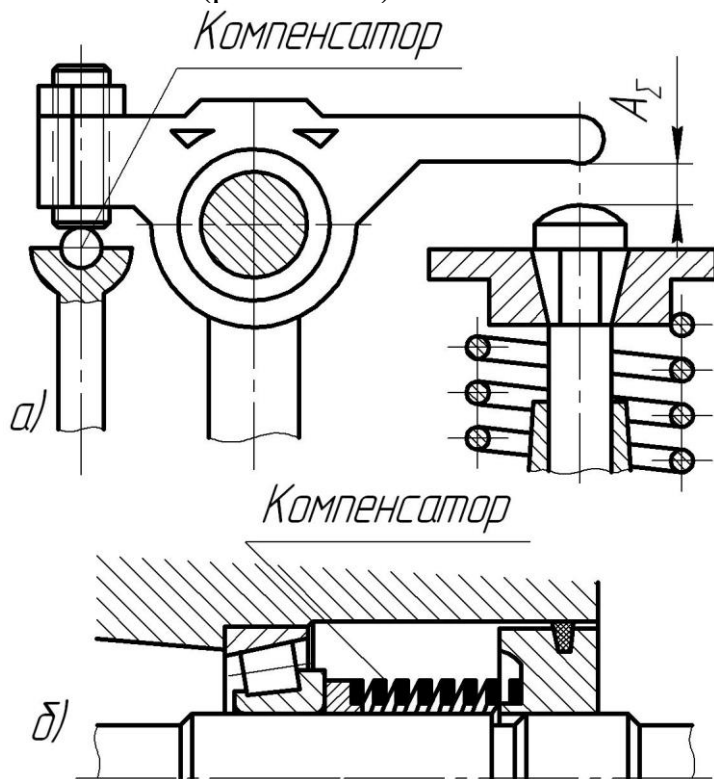
Видалити величину компенсації з розмірного ланцюга можна змінивши величину компенсуючої ланки. Компенсатором обирають таку складову ланку, яка не була б спільною для декількох розмірних ланцюгів.

Недоліки способу пригонки: технологічним компенсатором може бути лише легкознімна деталь; збільшується трудомісткість підгінних робіт; немає

повної взаємозамінності.

Різновидом способу пригонки є спосіб спільної обробки деталей у попередньому вигляді, який застосовується для забезпечення високої точності замикаючої ланки. Але цей спосіб економічно не вигідний.

Спосіб регулювання полягає у тому, що змінюючи величину заздалегідь вибраного компенсатора, досягають потрібної точності замикаючої ланки. При цьому шар матеріалу з цієї ланки не знімається. Компенсатори можуть компенсувати похибки замикаючої ланки, як вручну, (рис. 12.4, а), так і автоматично (рис. 12.4 б).



а - ручний для регулювання зазору; б - автоматичний пружний компенсатор

Рисунок 12.4
Компенсатори

Номинальний розмір компенсуючої ланки K можна визначити з рівняння:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_i^{зб} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{зм} \pm K. \quad (12.25)$$

Знак "плюс" ставиться, якщо компенсатор K є збільшуючим розміром, "мінус" - якщо зменшуючим.

Цей спосіб доцільніше використовувати в розмірних ланцюгах з складовими ланками, які інтенсивно спрацьовуються.

Якщо компенсатор являє собою набір прокладок із z прокладок однакової товщини, то число прокладок в такому наборі дорівнюватиме:

$$z = \frac{TK}{TA_{\Sigma}} + 1. \quad (12.26)$$

Щоб набір складався з меншого числа прокладок, їх товщини $S_1, S_2, \dots, S_{\Sigma}$

роблять різними: $S_1 = TA_\Sigma$; $S_2 = 2TA_\Sigma$; $S_3 = 2^2 TA_\Sigma$; $S_\Sigma = 2^{z-1} TA_\Sigma$.

Спосіб регулювання дає змогу досягати високої точності механізму і підтримувати її в процесі експлуатації. Недоліком цього способу є збільшення числа деталей в механізмі, що приводить до ускладнення конструкції, процесу складання та експлуатації.

Суть способу селективного складання (групової взаємозамінності) полягає у тому, що деталі які входять до розмірного ланцюга, обробляють з розширеними допусками, потім сортують на рівне число груп з вужчим груповим допуском і складають по однойменних групах.

Для визначення оптимального числа груп потрібно знайти групові зазори або натяги, які визначаються максимальною довговічністю з'єднання, або групові допуски T_D^{zp} чи T_d^{zp} , які визначають виходячи з умов економічної точності складання.

При рівності допусків, тобто при $T_D = T_d$, групові зазори або натяги залишаються постійними під час переходу від однієї групи до іншої (рис. 12.5).

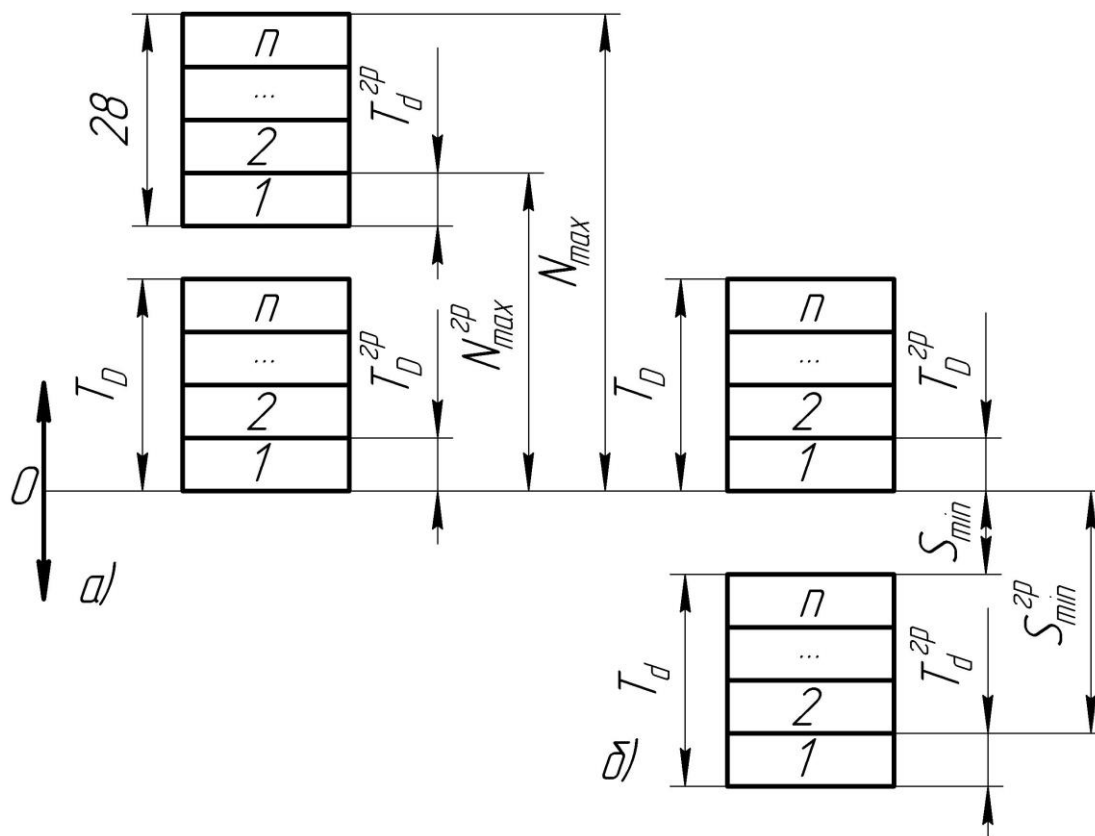


Рисунок 12.5

Схеми сортування деталей на групи для посадок з натягом (а) і зазором (б) при $T_D = T_d$

Складаючи деталі, потрібно у посадках з натягом створювати максимальний натяг N_{max} , в посадках із зазором - мінімальний зазор S_{min} , з метою підвищення працездатності з'єднань. Число n груп сортування

визначають за такими формулами (рис. 12.5):

У посадках з натягом при заданому:

$$N_{max}^{zp} = N_{max} - T_d + \frac{T_d}{n}; \quad (12.27)$$

у посадках із зазором при заданому:

$$S_{min}^{zp} = S_{min} + T_d - \frac{T_d}{n}. \quad (12.28)$$

З рис. 12.5 витікає, що:

$$N_{max} - N_{max}^{zp} = T_d - T_d^{zp}; \quad (12.29)$$

$$S_{min}^{zp} - S_{min} = T_d - T_d^{zp}. \quad (12.30)$$

Коли виконано відповідні перетворення і прийнято $T_D = T_d$, то число груп сортування дорівнюватиме:

$$n = \frac{T_d}{T_d^{zp}} = \frac{T_D}{T_D^{zp}}. \quad (12.31)$$

Оскільки при $T_D > T_d$ і $T_d > T_D$ групові зазори (або натяги) змінюються під час переходу від однієї групи до іншої, то однорідність з'єднань не забезпечується. Тому селективне складання доцільно застосовувати лише при $T_D = T_d$.

Приклад. Визначити кількість груп при селективному складанні і груповий допуск поршня і гільзи двигуна СМД-60 при умові, що $S_{max} зб = 60$ мкм, розміри гільзи $\varnothing 130^{+0,04}$ мм і поршня $\varnothing 130_{-0,04}$ мм.

Визначаємо граничні зазори у з'єднанні гільза-поршень:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min};$$

$$S_{max} = 130,04 - 129,96 = 0,08 \text{ мм};$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max};$$

$$S_{min} = 130,00 - 130,00 = 0.$$

$$T_D^{zp} = \frac{T_D}{n};$$

$$T_D^{zp} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ мм.}$$

Груповий допуск поршня:

$$T_d^{zp} = \frac{T_d}{n};$$

$$T_d^{zp} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ мм.}$$

Так як $S_{max} > S_{min}$, то необхідно виконати ділення на групи. Так як $T_D = T_d$, то:

$$n = \frac{T_D}{S_{max зб} - S_{min} - T_D};$$

$$n = \frac{0,04}{0,06 - 0 - 0,04} = \frac{0,04}{0,02} = 2.$$

Результати розрахунків приведені в табл. 12.2.

Таблиця 12.2

Розміри гільз і поршнів двигуна СМД-60 по групах

Номер групи	Позначення розмірної групи	Діаметр, мм	
		гільзи	поршня
I	Б	$130^{+0,04}_{-0,02}$	$130_{-0,02}$
II	М	$130^{+0,02}$	$130^{+0,02}_{-0,04}$

12.6 Використання розмірного аналізу при ремонті машин

У процесі експлуатації машин розміри деталей змінюються внаслідок спрацювання. Тому під час ремонту важливо відновлювати розміри і складових ланок, і замикаючої ланки. Відновлення ремонтних ланцюгів можна здійснювати за рахунок складових ланок до їх номінальних розмірів. Але в машинах ланки здебільшого взаємозв'язані, і просте відновлення з'єднань, які є ланками ланцюга, не дає бажаних результатів. Наприклад, можна замінити всі деталі кривошипно-шатунного механізму деталями номінальних розмірів, але якщо не відновити міжосьової відстані циліндрів блока і не узгодити ці розміри з положенням колінчастого вала, то спрацювання деталей цього механізму в часі проходितиме на 50% інтенсивніше, ніж у новому двигуні. З цього прикладу витікає, що якщо нехтувати відновленням розмірних ланцюгів, то ніякі запасні

частини не допоможуть. Коли врахувати, що на виробництві запасних частин працює близько 1,5 млн. робітників, а на випуск запасних частин щорічно витрачається 10 млн. тон металу, то стане зрозумілим, яке важливе значення має відновлення розмірних ланцюгів для підвищення надійності, довговічності, стійкості проти спрацювання і для зниження собівартості.

У більшості випадків точність замикаючої ланки можна відновити змінюючи розмір однієї або двох ланок. На рис. 12.6 зображено розмірний ланцюг, який визначає положення середини шатунної шийки відносно базової поверхні блока. У процесі спрацювання розміри A_2 і A_3 , змінюються: розмір A_2 збільшується, а розмір A_3 зменшується. Ці розміри змінюються також при шліфуванні вала.

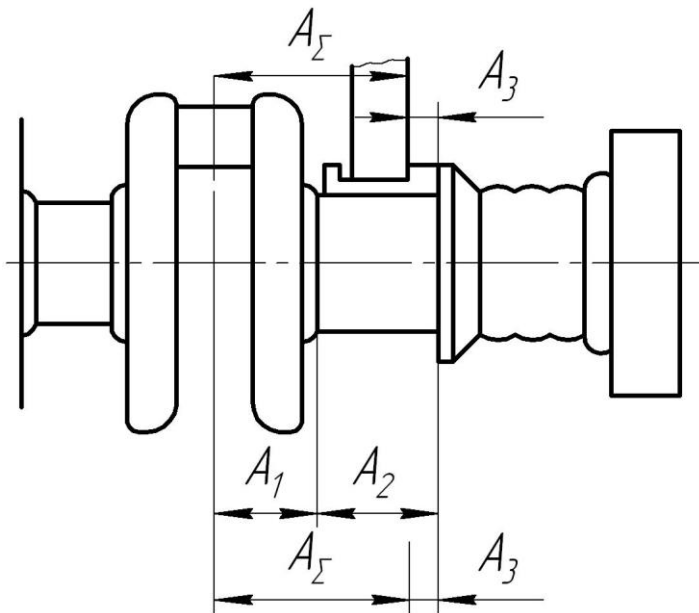


Рисунок 12.6
Розмірний ланцюг,
що визначає положення
колінчастого вала в
осьовому напрямку

Усе це спотворює розмір A_1 . Відновити початковий розмір можна змінюючи розмір A_3 , тобто товщину упорного бурта п'ятого корінного підшипника.

Аналогічні результати можна одержати аналізуючи інші подібні розмірні ланцюги. Завдання полягає в тому, щоб у процесі розмірного аналізу того чи іншого механізму знайти легко відновлювану ланку, змінюючи розміри якої можна відновити точність замикаючої ланки.

12.7 Контрольні запитання

1. Що таке розмірний ланцюг?
2. Види розмірних ланцюгів.
3. Ланки розмірних ланцюгів (визначення і позначення в розмірному ланцюзі).
4. Види зв'язків розмірних ланцюгів та їхня характеристика.
5. Які задачі розв'язуються розрахунком розмірних ланцюгів ?
6. Назвати методи вирішення розмірних задач.
7. Послідовність рішення проектної задачі методом максимуму-

мінімуму.

8. Послідовність рішення перевіркої задачі, що забезпечує повну взаємозамінність.

9. Послідовність рішення перевіркої задачі імовірнісним методом.

10. Послідовність рішення проектної задачі імовірнісним методом.

12.8 Теми для самостійного вивчення

1. Розрахунки розмірних ланцюгів імовірнісним методом. [6, С. 31 - 47], [14, С. 159 - 163].

2. Розрахунки розмірних ланцюгів методами неповної взаємозамінності [6, С. 47 - 74], [14, С. 163 - 169].

3. Розрахунки плоских розмірних ланцюгів [6, С. 77 - 84].