

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ**

**Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу**

**Кафедра комп'ютеризованого
машинобудівного виробництва**

І. О. Шуляр

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ І
ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ТИПОВИХ
З'ЄДНАНЬ**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

**Івано - Франківськ
2018**

І. О. Шуляр

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ТИПОВИХ
З'ЄДНАНЬ**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

УДК 621.71
ББК 34.417.2
Ш – 95

Рецензент:
Одосій З. М.

кандидат технічних наук, професор
кафедри комп'ютеризованого
машинобудівного виробництва Івано-
Франківського національного технічного
університету нафти і газу

*Рекомендовано методичною радою університету
(протокол № 7 від 25.04.2018 р.)*

Шуляр І. О.

Ш – 95 Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання .
Конспект лекцій. Взаємозамінність типових з'єднань. – Івано-Франківськ:
ІФНТУНГ, 2018. - 47 с.

МВ 02070855 – 10178 – 2018

Розроблено відповідно до навчального плану та робочої
програми дисципліни.

Конспективно викладено принципи, що забезпечують
взаємозамінність типових з'єднань: конічних, різьбових, зубчастих,
шпонкових та пліщових. Викладено принципи забезпечення точності в
розмірних ланцюгах. У кожному розділі наведено запитання для
самоконтролю. Конспект пропонується для використання студентами для
підготовки бакалаврів за спеціальністю 131 Прикладна механіка

УДК 621.71
ББК 34.417.2

МВ 02070855 – 10178 – 2018

© Шуляр І. О.
© ІФНТУНГ, 2018

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Допуски кутів. Взаємозамінність конічних з'єднань....	4
1.1 Система допусків і посадок конічних з'єднань.....	7
1.2 Система допусків інструментальних конусів.....	9
2 Взаємозамінність різьбових з'єднань.....	10
3 Взаємозамінність зубчастих передач.....	24
4 Взаємозамінність шпонкових і шліцьових з'єднань....	35
5 Допуски в розмірних ланцюгах.....	40
6 Перелік використаних джерел	46

ВСТУП

В сучасних умовах підвищення якості продукції є однією з ключових задач, важливим фактором інтенсифікації економіки.

Проектування та виробництво нових машин ґрунтується на принципі функціональної взаємозамінності, для забезпечення якої необхідно враховувати умови роботи складальної одиниці та механізму в цілому. Для тривалого збереження функціональних параметрів машин слід правильно та обґрунтовано вибирати допуски і посадки для окремих деталей та складальних одиниць механізмів і машин.

1 ДОПУСКИ КУТІВ. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ

Кутові розміри широко використовують у конструкціях деталей (фаски, скоси, нахили тощо).

Кути, якими користуються в конструкціях, можна поділити на три групи:

нормальні загального призначення (найбільш поширені кути);

нормальні спеціального призначення (мають обмежене застосування);

спеціальні(кути, розміри яких пов'язані розрахунковими залежностями, їх не заокруглюють до нормальних кутів).

Нормальні кути за ГОСТ 8908-81 передбачені трьох рядів. Перший ряд має перевагу перед другим, а другий — перед третім.

Нормальні кути першого ряду: 0, 5, 15, 20, 30, 45, 75, 90, 120°.

Нормальні кути другого ряду: 30', 1, 2, 3 ... 10, 40, 75°.

Нормальні кути третього ряду: 0°, 15', 0°45', 1 ... 30', 2°30', 9, 12, 18° і т.д.

Конус (зовнішній, внутрішній) характеризується діаметром великої основи D діаметром малої основи d , кутом конуса α кутом нахилу $\alpha/2$, довжиною конуса L (рисунок 1.1).

Кут нахилу $\alpha/2$ зв'язаний з розмірами D , α і L співвідношенням

$$\frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad \text{або} \quad \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = C \quad (1.1)$$

де $2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = C$ - конусність; $\frac{C}{2} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = i$ - нахил

Взаємозв'язок між розмірами D , d , α і L враховують при призначенні допусків. Для полегшення досягнення взаємозамінності встановлені ряди нормальних конусностей ГОСТ 8593-81. Перший ряд: 0° , 5° , 15° , 30° , 45° , 60° , 90° , 120° .

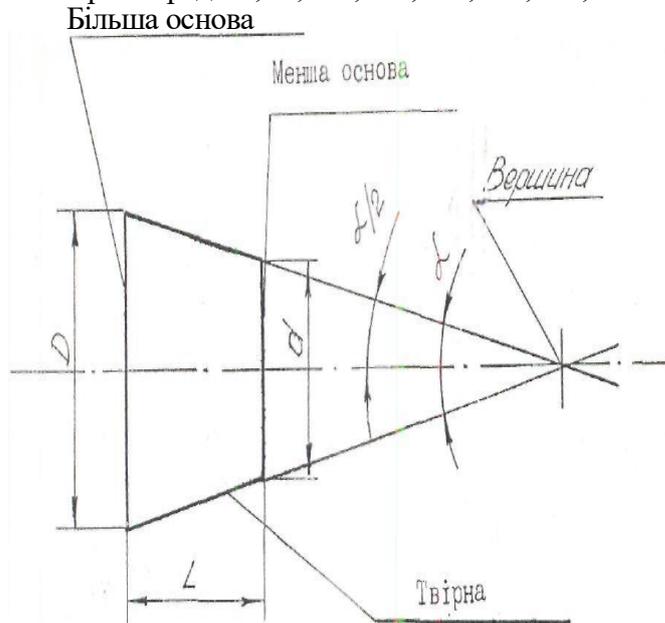


Рисунок 1.1

ГОСТ 8908-81 встановлює 17 ступенів точності допусків кутів: 1, 2, ..., 17. При позначенні допуску кута заданої точності до позначення допуску кута AT (від англ. Angle Tolerance — допуск кута) додають номер відповідної ступені точності: $AT1$, $AT2$, ...,

АТ17. Допуск кута (різниця між найбільшим і найменшим граничними кутами) при переході від одної степені точності до другої змінюється по геометричній прогресії з знаменником $\varphi = 1,6$. Для кожної степені встановлені: 1) допуск кута $\Delta\hat{O}_\alpha$, виражений в кутових одиницях (рисунок 1.2); 2) допуск кута AT_h , виражений відрізком на перпендикулярі до сторони кута, протилежному куту \hat{O}_α на віддалі L_1 від вершини цього кута (рисунок 1.2, б) практично цей відрізок дорівнює довжині дуги з радіусом L_1 , яка стягує кут \hat{O}_α ; 3) допуск кута конуса AT_D , виражений допуском на різницю діаметрів в двох нормальних до осі конуса перерізах на заданій віддалі L між ними (визначається по перпендикуляру до осі конуса рисунок 1.2, а).

Допуск AT_h призначають на конуси (рисунок 1.2, а), які мають конусність більшу 1 : 3 залежно від довжини L_1 . Значення допуску AT_h визначають по формулі

$$AT_h = AT_a * L_1 * 10^{-3}, \quad (1.2)$$

де AT_h — в мікрометрах; AT_a — в мікрораданах; L_1 — в міліметрах.

Для конусів з конусністю меншою 1 : 3 приймають $L_1 = L$ і призначають допуски AT_D' , значення $AT \sim AT_h$ (різниця не перевищує 2 %). Для конусів з конусністю більшою 1 : 3 від довжини L_1 . Значення допуску AT_D визначають по формулі

$$AT_D = AT_h / \cos \frac{\alpha}{2} \quad (1.3)$$

де α — номінальний кут конуса

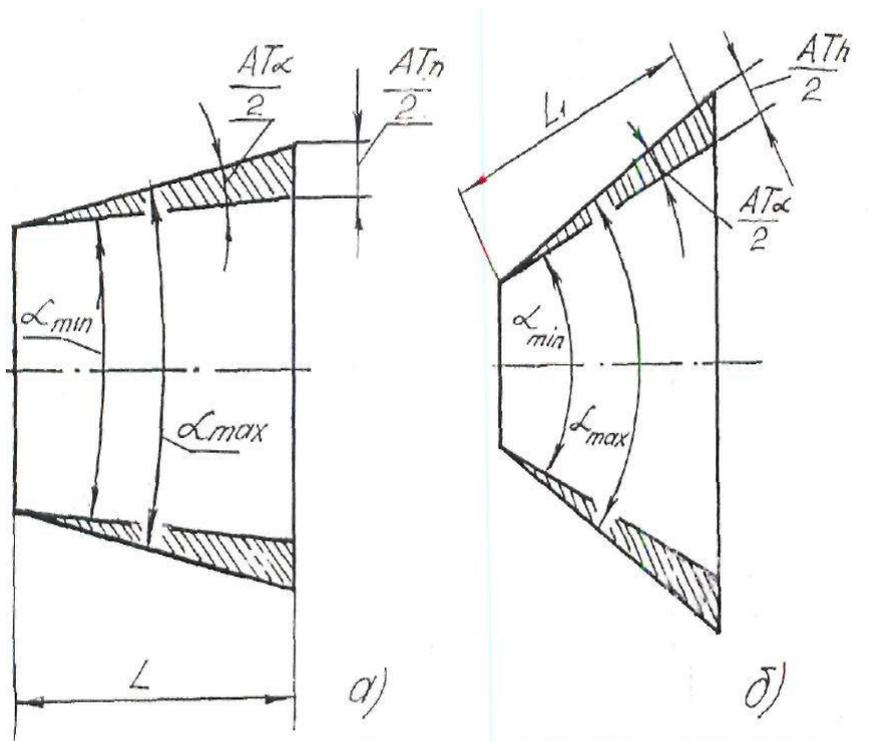


Рисунок 1.2

1.1 Система допусків і посадок конічних з'єднань

Встановлено два способи нормування допуску діаметра конуса. Згідно першого способу встановлюють допуск діаметра T_D однаковий в будь-якому поперечному перерізі конуса; він визначає два граничних конуса, між якими повинні знаходитися всі точки поверхні дійсного конуса (рисунок 1.3). Допуск T_D обмежує також відхилення кута конуса і відхилення форми конуса, якщо ці відхилення не обмежені меншими допусками. При другому способі нормування встановлюють: допуск T_{DS} тільки в заданому перерізі конуса. Цей допуск не обмежує відхилення кута і форми конуса. Допуск форми FT визначається сумою допусків круглості поперечного перерізу конуса і прямолінійності його твірних.

Допуск T_D або T_{DS} повинні відповідати ГОСТ 25346-89. Їх вибирають відповідно до діаметра великої основи конуса або діаметра в заданому перетині конуса.

Для конічних з'єднань встановлені посадки з зазором, натягом і перехідні. За способом фіксації осьового розміщення спряжених конусів посадки діляться на посадки з фіксацією шляхом зміщення конструктивних елементів конусів (базових площин); посадки з фіксацією по заданому осьовому зміщенню конусів; посадки з фіксацією по заданій осьовій віддалі між базовими площинами спряжених конусів; посадки з фіксацією по заданій силі запресовування.

Для отримання різних посадок ГОСТ 25307-82 встановлені такі основні відхилення: $d, e, f, g, js, k, m, n, p, r, t, u, x, z$ для зовнішніх конусів і H, Js, N — для внутрішніх. Ці основні відхилення в поєднанні з допусками квалітетів 4... 12 утворюють поля допусків.

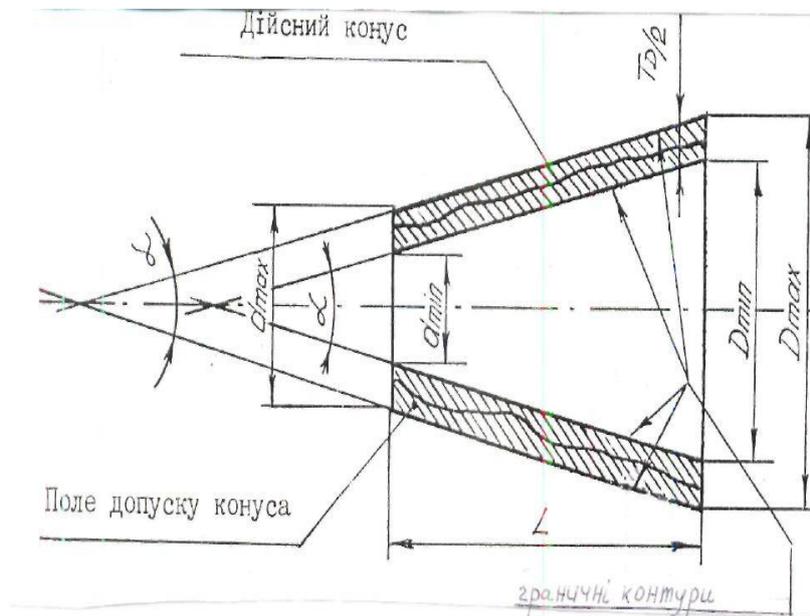


Рисунок 1.3
8

1.2 Система допусків інструментальних конусів

До інструментальних конусів відносять конуси метричні та конуси Морзе, перелік і основні розміри яких приведені в ГОСТ 25577-82.

Метричні конуси мають постійну конусність $C = 1:20$ і диференціюються по розміру великого діаметру з'єднання в міліметрах, яким по конструкції з'єднання завжди є великий діаметр конічного отвору. Як інструментальні застосовують конуси, позначені 4, 6, 80, 100, 120, 180 і 200.

Конуси Морзе мають дуже широке міжнародне поширення для інструментів, у верстатах і верстатних пристроях. Конусність в них коливається біля $C = 1:20$, їх позначають умовними номерами 0, 1, ..., 6.

В ГОСТ 25577-83 і ГОСТ 9953-82 вказані розміри всіх елементів метричних конусів і конусів Морзе, що дозволяє в технічній документації та на кресленнях обмежуватися тільки їх умовними позначеннями. Для всіх видів конусів встановлено п'ять ступенів точності від $AT4$ до $AT8$. В кожній ступені окремо нормуються граничні відхилення кута конуса (мкм) на довжині конуса, відхилення від прямолінійності твірної і відхилення круглості в будь-якому перерізі по довжині конуса. Відхилення кута конуса від номінального розміру відкладають "в плюс" для зовнішніх конусів і "в мінус" для внутрішніх. Ступені точності $AT4$ і $AT5$ застосовують тільки для зовнішніх конусів. Крім цього, встановлені допуски на довжину конусів, розміри лапок і вікон, залежні допуски на симетричність площин лапок зовнішніх конусів і площин вікон внутрішніх конусів та ін.

Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів встановлені ГОСТ 2.320-82. Приклади умовного позначення інструментальних конусів: Метр. 120 $AT8$ ГОСТ 25577-83, Морзе 3 $AT7$ ГОСТ 25577-83.

ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що називається допуском кута?
2. Як проводиться побудова системи допусків на кутові розміри?
3. Скільки ступенів точності встановлено на допуски кутів?

4. Які встановлено способи вираження допуску кута?
5. Вказати основні параметри конічних з'єднань?
6. Інструментальні конуси, їх допуски, позначення.

2 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Різьбова поверхня утворюється при гвинтовому переміщенні контура певної форми по циліндричній або конічній поверхні.

Різьбові з'єднання застосовують для кріплень, переміщень, перетворення руху з обертального в поступальний, і навпаки, герметизації. Різьбові з'єднання застосовують у машинах, приладах, інструментах. Понад 60% деталей у машинах мають різьбу. Її класифікують за рядом ознак, а саме:

- за призначенням — загального призначення (кріпильна, кінематична арматурна);
- за формою деталі (циліндрична, конічна);
- за формою профілю (трикутна, прямокутна, трапецієвидна, упорна, кругла);
- за напрямом (права й ліва);
- за кількістю заходів: одно-, дво- і більше заходів;
- за одиницею виміру: матрична, дюймова.

У техніці поширена різьба кріпильна.

Кріпильна різьба буває метричною і дюймовою, а саме:

Метрична JCO |JSO|, $\alpha = 60^\circ$; дюймова JCO |JSO|, $\alpha = 60^\circ$; дюймова *ВІТВОРТА*, $\alpha = 55^\circ$.

Параметри різьби. Профіль різьби (рисунок 2.1) стандартизований ГОСТ 9150-81. ГОСТ 24705-81.

залежністю $d(D) \approx 6P^{1.3}$. В різьбах з дрібними кроками одному зовнішньому діаметру можуть відповідати різні кроки.

Граничні контури різьби. На довжині згвинчування різьбових деталей розміщено декілька витків різьби, які утворюють різьбовий контур. Номінальний контур різьби (рисунок 2.2) визначає найбільший граничний контур різьби гвинта і найменший — гайки. Від номінального контуру в напрямку, перпендикулярному до осі різьби, відраховують відхилення і розміщують вниз поля допусків діаметрів різьби гвинта, в протилежну сторону — поля допусків діаметрів різьби гайки. Для забезпечення згвинчуваності та якості з'єднань дійсні контури згвинчуваних деталей, що визначаються дійсними значеннями діаметрів, кута і кроку різьби, не повинні виходити за граничні контури на всій довжині згвинчування. У всіх циліндричних різьбах з прямолінійними бічними сторонами профілю відхилення кроку і кута профілю для забезпечення згвинчуваності можуть бути зкомпенсовані відповідною зміною дійсного середнього діаметра різьби.

Відхилення кроку різьби та його діаметральна компенсація.

Відхиленням кроку різьби ΔP називають різницю між дійсною і номінальною віддалями в осьовому напрямку між двома середніми точками будь-яких однойменних бічних сторін профілю в границях довжини згвинчування або заданої довжини.

Накладемо на осьове січення різьби гайки, що має номінальний профіль і розміри, осьове січення різьби гвинта, в якого на довжині згвинчування крок збільшений на ΔP_n (рисунок 2.3). При рівності діаметрів різьби гвинта і гайки ці деталі не згвинчуються. Згвинчування різьбових деталей, що мають похибку кроку різьби, можливе тільки при наявності різниці f_p їх середніх діаметрів, отриманої в результаті зменшення середнього діаметра різьби гвинта або збільшення середнього діаметра різьби гайки. При зменшенні середнього діаметра різьби гвинта на f_p профіль його різьби зміститься до осі в верхній частині різьби на $0,5 f_p$ і в нижній частині різьби (на рисунку 2.3 не показано) також на $0,5 f_p$. Нове положення

профілю різьби гвинта показано штрихованою лінією. Бокова сторона профілю EF різьби гвинта займає тепер положення $E'F'$. Крім цього, весь гвинт може бути зміщений вліво на ab . Отже, при $ab=a'b'=0,5 \Delta P_n$ бокова сторона EF профілю різьби гвинта може бути суміщена з боковою стороною CD профілю різьби гайки, тобто згвинчування стане можливим.

З трикутна $a'b'c'$ знайдемо

$$0,5 f_p = 0,5 \Delta P_n \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \quad \text{або} \quad f_p = \Delta P_n \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \quad (2.1)$$

Величину f_p називають діаметральною компенсацією похибок крока різьби. Для метричної різьби ($\alpha = 60^\circ$)

$$f_p = 1,732 \Delta P_n \quad (2.2)$$

(f_p і ΔP_n в міліметрах).

Діаметральну компенсацію похибок кроку необхідно визначати, виходячи з абсолютного значення найбільшого відхилення ΔP_n , яке може бути як додатне, так і від'ємне.

Відхилення кута профілю різьби та його діаметральна компенсація.

При аналізі похибок кута профілю різьби звичайно вимірюють не кут α , а половину кута профілю $\frac{\alpha}{2}$, який для метричної різьби дорівнює 30° . Вимірюючи $\frac{\alpha}{2}$, можна встановити не тільки величину α , але й переки різьби.

Відхиленням половини кута профілю різьби $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — (для різьб з симетричним профілем) називають різницю між дійсними та номінальними значеннями $\alpha/2$.

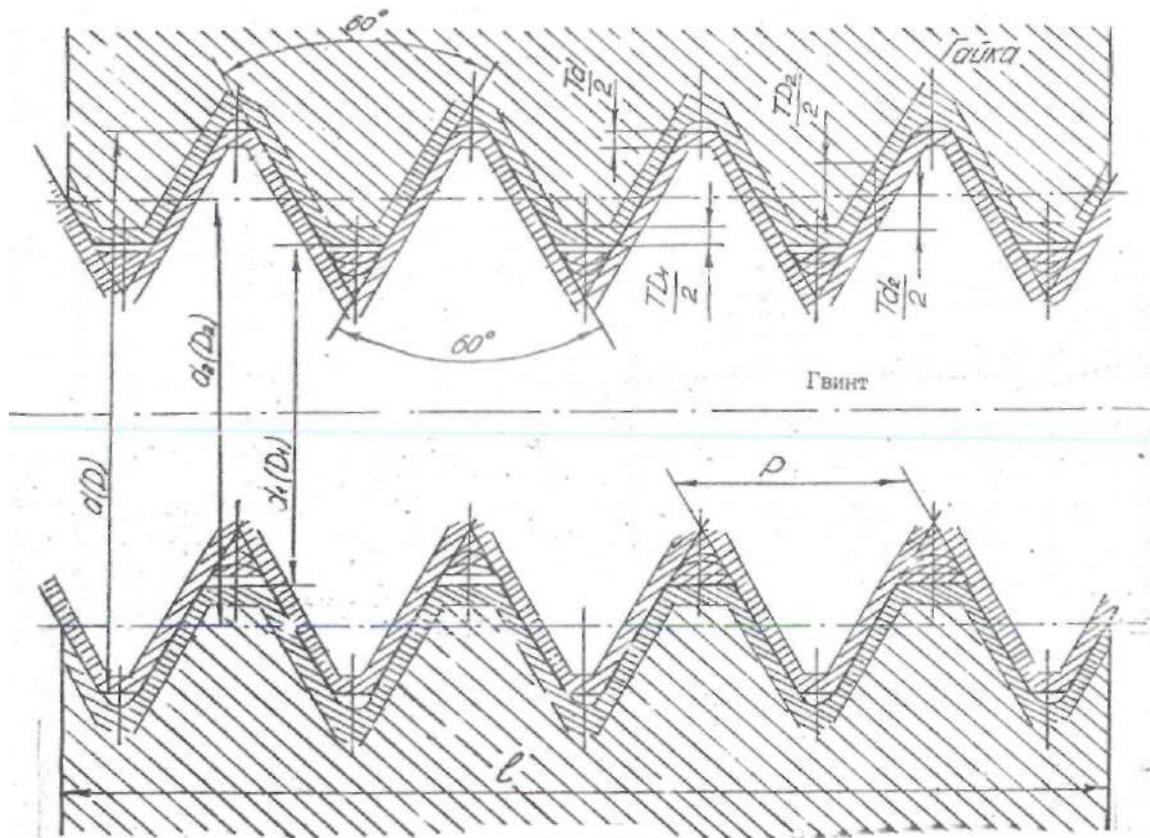


Рисунок 2.2

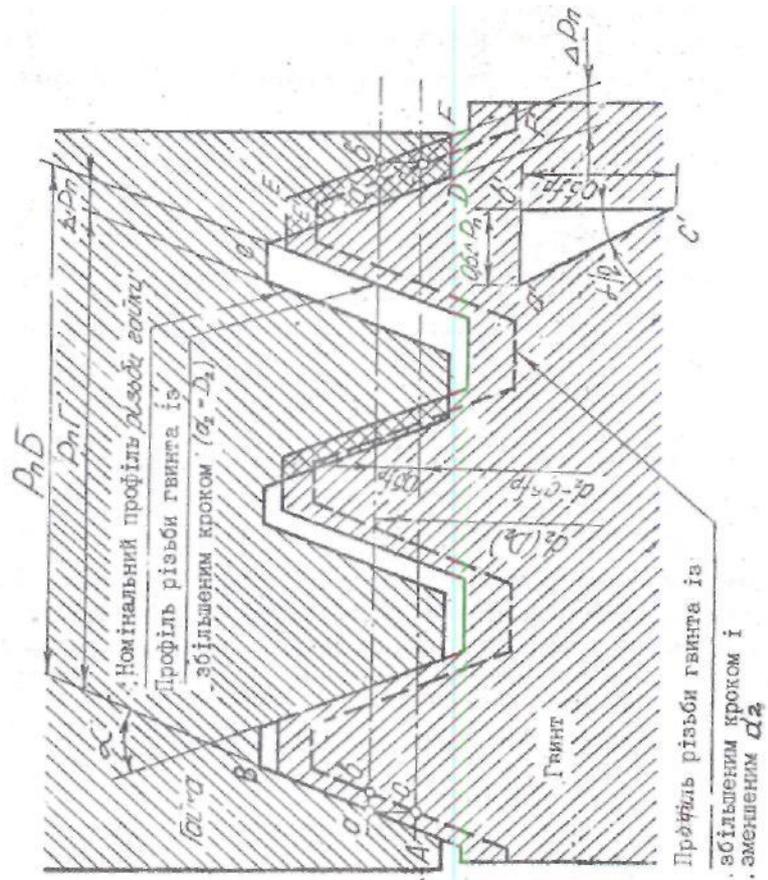


Рисунок 2.3

Відхиленням половини кута профілю різьби $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — (для різьб з симетричним профілем) називають різницю між дійсними та номінальними значеннями $\alpha / 2$.

Відхилення $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — при симетричному профілі різьби знаходять як середнє арифметичне абсолютних значень відхилень обох половин кута профілю:

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \frac{\left| \Delta \frac{\alpha}{2} \ddot{\delta} \right| + \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \ddot{z} \hat{a} \right|}{2} \quad (2.3)$$

На рисунку 2.4 показане січення різьби гайки з номінальним профілем 1, на яке накладене січення різьби гвинта 2 з похибкою половини кута профілю $\Delta \frac{\alpha}{2}$. При рівності

діаметрів різьби гвинта і гайки згвинчування цих деталей неможливе внаслідок перекриття профілів різьби (зона 3). Їх згвинчування можливе тільки при наявності необхідного зазору по середніх діаметрах їх різьби тобто діаметральної компенсації f_α цієї похибки, яка може бути отримана і результатом зменшення середнього діаметра різьби гвинта, або збільшення середнього діаметру різьби гайки.

Величину f_α можна знайти з $\triangle DEF$. За теоремою синусів маємо

$$\frac{EF}{ED} = \frac{\sin \Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \left[180^\circ - \left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right) \right]} \quad (2.4)$$

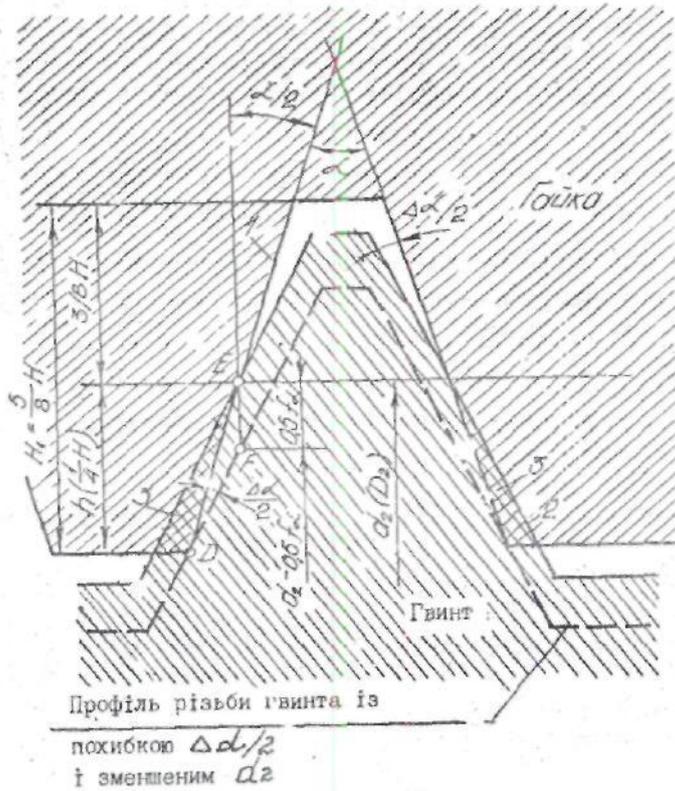


Рисунок 2.4

де $EF=0,5 f_{\alpha}$; $ED=\frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}}$.

Так як кут $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — є відносно малою величиною, то приймають

$$\sin \left[180^{\circ} - \left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right) \right] = \sin \frac{\alpha}{2}; \quad \sin \Delta \frac{\alpha}{2} \approx \Delta \frac{\alpha}{2}.$$

Тоді рівняння (2.4) отримає вигляд

$$\frac{0,5f_{\alpha}}{h} = \frac{\Delta \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$\text{Звідки після перетворень } f_{\alpha} = \frac{4h \cdot \Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \alpha}$$

де $\Delta \frac{\alpha}{2}$ - в радіанах; h і f_{α} - в міліметрах

Якщо $\Delta \frac{\alpha}{2}$ виразити в кутових мінутах, а f_{α} в мікрометрах, отримаємо

$$f_{\alpha} = \frac{4h\Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \alpha} \cdot \frac{2\pi}{360 \cdot 60} : 10^3 \approx \frac{1,164h}{\sin \alpha} \Delta \frac{\alpha}{2} \quad (2.5)$$

Для метричної різьби $h = \frac{H}{4} \approx 0,2165P$.

Підставивши в формулу (2.5) значення h , виражене через крок, і значення $\sin \alpha$ для метричної різьби отримаємо

$$f_{\alpha} = 0,29P\Delta \frac{\alpha}{2} \quad (2.6)$$

де f_{α} - в мікрометрах; P - в міліметрах; $\Delta \frac{\alpha}{2}$ - відхилення в кутових мінутах, вираховане по формулі (2.3).

Зведений середній діаметр різьби. Згвинчування можна рахувати забезпеченим, якщо різниця середніх діаметрів різьб гвинта і гайки не менша сум діаметральних компенсацій кроку і половини кута профілю обох деталей. Для спрощення контролю різьб і розрахунку допусків введено поняття зведеного середнього

діаметру різьби, що враховує вплив на згинчування величин $d_2(D_2)$, f_p , f_α . Значення середнього діаметру різьби, збільшене для зовнішньої або зменшене для внутрішньої різьби на сумарну діаметральну компенсацію відхилень кроку і кута нахилу бокової сторони профілю, називають зведеним середнім діаметром. Зведений середній діаметр для зовнішньої різьби

$$d_{2\hat{\alpha}} = d_{2\hat{\alpha}i} + f_p + f_\alpha \quad (2.7)$$

для внутрішньої різьби

$$D_{2\hat{\alpha}} = D_{2\hat{\alpha}i} - (f_p + f_\alpha) \quad (2.8)$$

Тут $d_{2\hat{\alpha}i}$ і $D_{2\hat{\alpha}i}$ — виміряні (дійсні) значення середнього діаметра зовнішньої та внутрішньої різьби.

Сумарний допуск середнього діаметра різьби

Середній діаметр, крок і кут профілю є основними параметрами різьби. Внаслідок взаємозв'язку між відхиленнями кроку, кута профілю і власне середнього діаметру допустимі відхилення цих параметрів окремо не нормують. Встановлюють тільки сумарний допуск на середній діаметр гвинта T_{d_2} і гайки T_{D_2} , що включає допустиме відхилення власне середнього діаметра Δd_2 (ΔD_2) діаметральні компенсації похибок кроку і кута профілю:

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_\alpha \quad (2.9)$$

Системи допусків і посадок метричних різьб

Посадки передбачені трьох видів: із зазором —ГОСТ 16093-81; перехідні - ГОСТ 4608-81; з натягом - ГОСТ 24834-81.

Для отримання посадок різьбових деталей із зазором передбачено п'ять основних відхилень для зовнішньої та чотири —для внутрішньої різьби (рисунки 2.5).

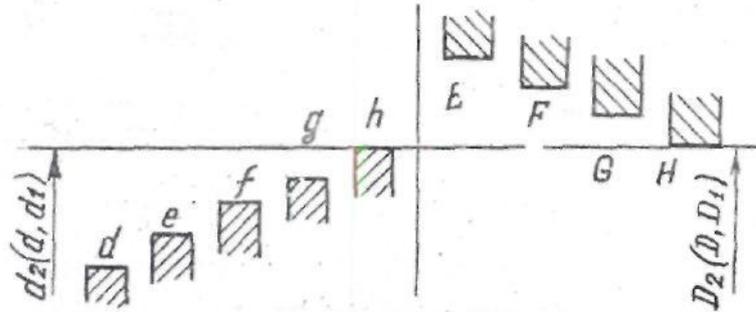


Рисунок 2.5

Відхилення відраховують від номінального профілю різьби (показаного рисунок 2.6 товстою лінією) в напрямку, перпендикулярному до осі різьби.

При поєднанні основних відхилень $\frac{H}{h}$ — утворюється посадка з найменшим зазором, рівним нулю (рисунок 2.6, в). Вказані основні відхилення для зовнішньої різьби визначають верхні відхилення, а для внутрішньої — нижні відхилення діаметрів різьби. Друге граничне відхилення визначають по прийнятій степені точності різьби. ГОСТ16093-81 встановлює для метричних різьб степені точності 3 ... 9, які для ряду діаметрів призначають тільки вибірково. Поєднання основного відхилення, позначеного буквою, з допуском по прийнятій степені точності утворює поле допуску діаметра різьби.

Так як при виготовленні трудність забезпечення заданої точності різьби залежить від довжини згвинчування (головним чином через похибки кроку), ГОСТ 16093-81 по цьому признаку встановлює три групи різьб: короткі S , нормальні N і довгі L . Довжини згвинчування $2,24 Pd^{0,2} \dots 6,7 Pd^{0,2}$ відносяться до групи N і довжини згвинчування менші від нормальних відносяться до групи S , а більші — до групи L (d і P — в міліметрах).

Поля допусків згруповані в три класи точності: точний, середній і грубий. Поняття про класи точності умовне, його використовують для порівняльної оцінки точності різьби.

Допуски різьби. Допуск середнього діаметру різьби є сумарним. Основним рядом допусків для всіх діаметрів згідно ГОСТ 16093-81 прийнятий ряд степені точності 6. Допуски діаметрів різьби, для 6-ої степені точності при нормальній довжині згвинчування визначають за формулами (в мікрометрах):

$$Td(6) = 180(P^2)^{1/3} - \frac{3/S}{\sqrt{P}};$$

$$Td_2(6) = 90P^{0,4}d^{0,1};$$

$$TD_1(6) = 433P - 190P^{1,22} \text{ (при } P \geq 0,8 \text{ мм);}$$

$$TD_1(6) = 230P^{0,7} \text{ (при } P \geq 1 \text{ мм);}$$

$$TD_2(6) = 1,32 Td_2(6) \text{ (при } P \geq 0,8 \text{ мм);}$$

де d — середнє геометричне крайніх значень інтервала номінальних діаметрів.

Допуски решти степеней точності визначаються множенням допуску степені точності 6 на такі коефіцієнти:

ступінь точності	3	4	5	7	8	9
коефіцієнт	0,5	0,63	0,8	1,25	1,6	2

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різьби d_1 і зовнішній діаметр внутрішньої різьби D не встановлюють.

Посадки перехідні застосовують, щоб забезпечити нерухомість, але при цьому необхідні елементи заклинювання (конічний збіг, плоский бурт тощо).

Схему полів допусків посадки перехідної за ГОСТ 24834-81 зображено на рисунку 2.7, а; а основних відхилень — на рисунку 2.7, б.

За середнім діаметром передбачено степені точності 2-5.

Посадки з натягом забезпечують нерухомість за рахунок натягу. Схему полів допусків посадки з натягом ГОСТ 4608-81 зображено на рисунку 2.8, а; основних відхилень— на рисунку 2.8,б.

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

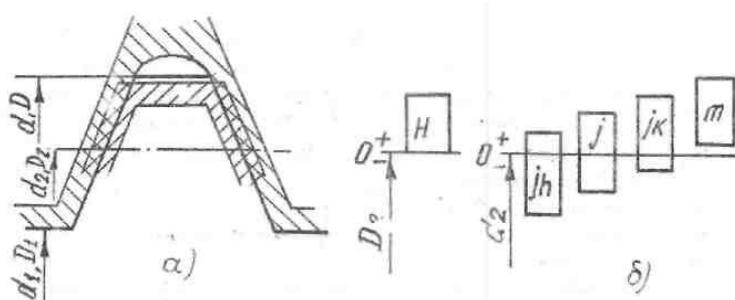


Рисунок 2.7

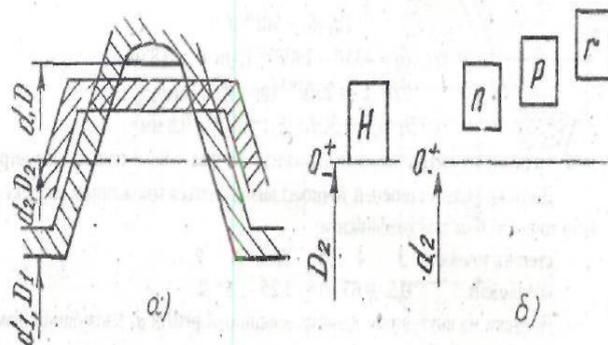


Рисунок 2.8

Позначення точності та посадок різьб. Позначення поля допуску діаметра різьби складається з цифри, яка показує ступінь точності, і букви, що означає основне відхилення (наприклад 6H, 6d). На першому місці вказується поле допуску середнього діаметру; на другому: для гвинта — поле допуску для d (7d 6d), для гайки — для D₁ (5H6H). Якщо обидва

поля допуски однакові, то в позначенні вони не повторюються (наприклад, 6d, 6H). Поле допуску різьби вказують через тире після розміру (наприклад, гвинт M12-6d; гайка M12-6H; гвинт 12x1-6d — з дрібним кроком = 1 мм; гвинт з заокругленою впадиною — M12-6d-R). Посадки різьбових деталей позначають дробом, в чисельнику якого вказують поле допуску гайки, в знаменнику — поле

допуску гвинта (наприклад, M12 - $\frac{6H}{6d}$, ліва різьба - M12LH -

$\frac{6H}{6d}$). Якщо довжина згвинчування відрізняється від нормальної, її вказують в позначенні різьби: M12-7d6d-30, де 30 — довжина згвинчування, мм). Приклади позначення точності різьби для діаметрів менше 1 мм по ГОСТ 9000-81: M0,5-5h3; M0,5-

$\frac{4H5}{5h3}$ (на першому місці поле допуску середнього діаметру — степінь точності та основне відхилення, на другому — степінь точності d або D₁).

Спеціальні різьби:

кругла *Rd12; Rd12LH* — зовнішній діаметр $d = 12$ мм (права і ліва);

трапецієвидна *Tr32x 6x7A/7e* — номінальний діаметр 20 мм, крок 6 мм;

упорна *S 80x10 - 7A/7h* — номінальний діаметр 80 мм, крок 10 мм;

трубна *Труб. 1/2" кл.А* — внутрішній діаметр труби 1/2"; клас точності А.

З ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Зубчасті передачі — це складні кінематичні пари, які мають ряд призначень, а саме: передача крутних моментів, зміни напрямку руху, зміни частоти обертання, перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.

Класифікуються зубчасті передачі за такими ознаками: призначенням (кінематичні, швидкісні, силові, загального призначення); формою деталі (циліндричні, конічні, гіпоідні,

черв'ячні); напрямом зуба (прямо- і косозубі, шевронні); формою зуба (евольвентні, циклоїдальні, дуга кола).

Геометричні параметри зубів зубчастих коліс стандартизовані.

Найпоширеніші в промисловості зубчасті колеса з евольвентним профілем зуба, ГОСТ 13755-81.

Система допусків циліндричних зубчастих коліс. Параметри точності регламентують точність окремого колеса та експлуатаційні параметри передач за ГОСТ 1643-81.

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 (ступені 1 і 2 — перспективні).

Застосування передач з різними ступенями точності: 3 ... 5 — у контрольно вимірювальних приладах; 5 ... 7 — у верстатах; 6 ... 9 — в автомобілях і тракторах сільськогосподарських машинах; 9 ... 12 — у підйомно-вантажних машинах.

Для кожного ступеня точності встановлено норми допустимих відхилень параметрів, що визначають кінематичну точність, плавність роботи і контакт зубів (норми кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів).

Норми кінематичної точності. Кінематичні похибки колеса і передачі обмежуються.

Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса — це найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки зубчастого колеса в межах кута φ (повного оберту):

$$F'_{ir} = \Delta\varphi_{\max} - (-\Delta\varphi_{\max}) \quad (3.1)$$

де $\Delta\varphi_{\max}$, $-\Delta\varphi_{\max}$ — відповідно найбільша додатна і від'ємна похибка кута.

Графік кінематичної похибки зображений на рисунку 3.1.

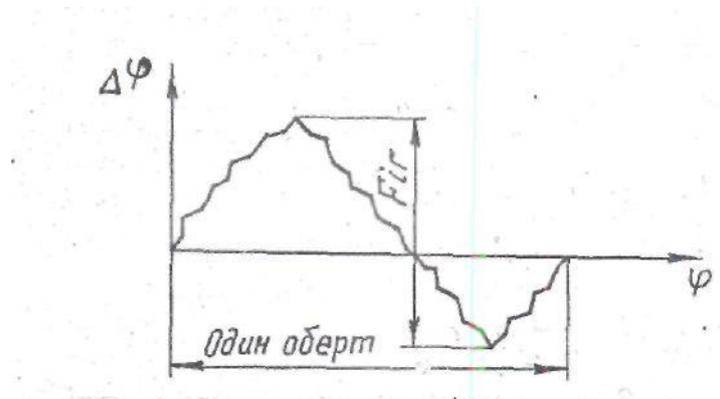


Рисунок 3.1

2. Накопичена похибка кроку зубчастого колеса F_{pr} — найбільша алгебраїчна різниця накопичених похибок у межах зубчастого колеса

$$F_{pr} = \Delta P_{\max} - (-P_{\max}) \quad (3.2)$$

де ΔP_{\max} , $-\Delta P_{\max}$ — найбільша відповідно додатна і від'ємна похибка. Графік накопиченої похибки кроку зображено на рисунку 3.2.

3. Радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} — це різниця дійсних граничних положень контуру в межах зубчастого колеса (рисунок 3.3)

$$F_{rr} = R_{\max} - R_{\min} \quad (3.3)$$

де R_{\max} , R_{\min} — відповідно найбільше і найменше граничне положення контуру зуба.

4. Коливання довжини спільної нормалі F_{wr} — це різниця між граничними довжинами спільної нормалі (рисунок 3.4)

$$F_{wr} = W_{\max} - W_{\min} \quad (3.4)$$

де W_{\max} , W_{\min} — найбільше і найменше значення довжини

загальної нормалі.

На параметри кінематичної точності встановлено допуски.

Допуски F_i, F_p, F_r, F_w наведено в таблицях ГОСТ 1643-81.

Норми плавності роботи характеризують параметри, похибки яких на один оберт зубчастого колеса складають частину кінематичної похибки.

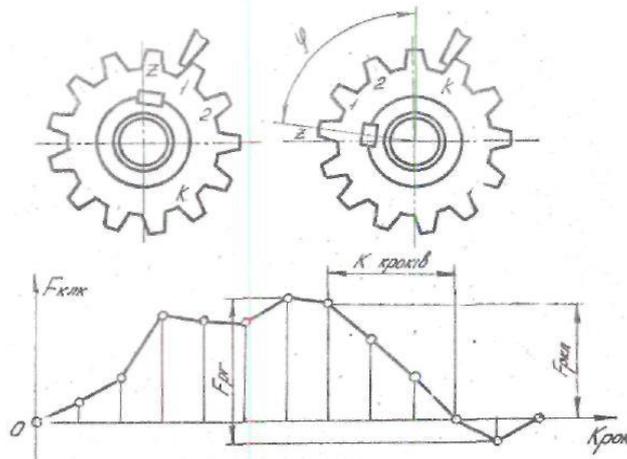


Рисунок 3.2

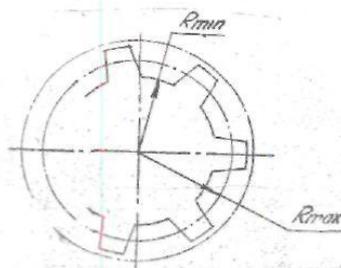


Рисунок 3.3

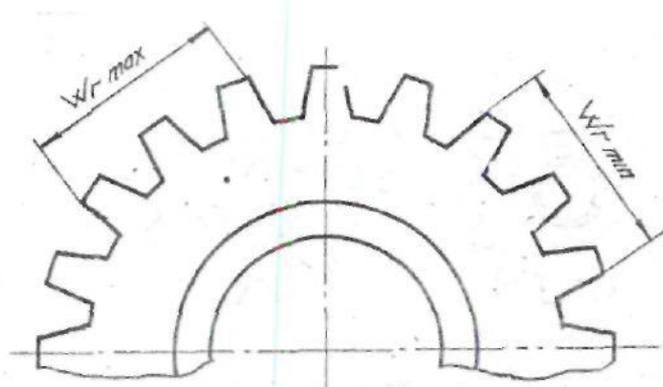


Рисунок 3.4

1. Найбільша місцева кінематична похибка зубчастого колеса f_{ir} — це подвоєна амплітуда складової кінематичної похибки (найбільша різниця між сусідніми граничними значеннями похибок зубчастого колеса, рисунок 3.5).

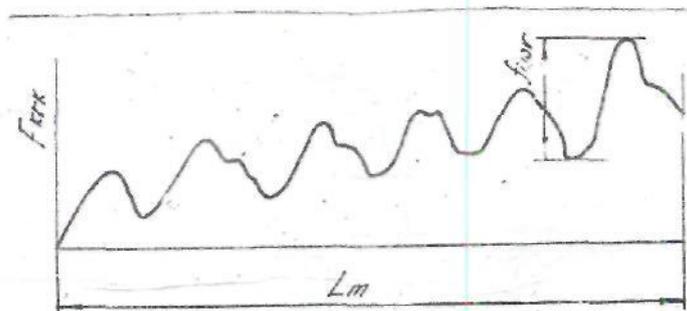


Рисунок 3.5

2. Похибка профілю зуба f_{fr} — це відстань між дотичними до профілю.

Похибка профілю зменшує поверхню контакту зубів і погіршує плавність роботи (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6

3. Похибка кроку f_{pr} — це різниця між дійсним і номінальним кроками (рисунок 3.7)

$$f_{pr} = P_A - P_H$$

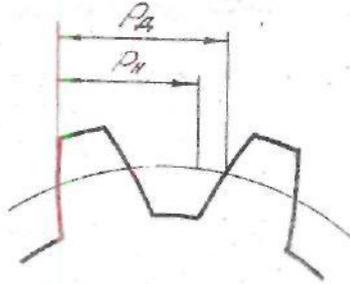


Рисунок 3.7

На всі параметри норм плавності передбачені допуски.

Допуски f_i, f_f, f_p тощо наведені в таблицях.

Норми контакту зубів. Контакт зубів у передачі визначає довговічність, Якість контакту може характеризуватись плямою контакту, похибкою напряду зуба, непаралельністю осей і їх перекосом.

1. Сумарна пляма контакту — це частина активної бокової поверхні зуба колеса, на якій розміщуються сліди прилягання його до зубів парного колеса. На зуби парного колеса попередньо наносять фарбу. Пляма контакту визначається відносними розмірами — у відсотках (рисунок 3.8).

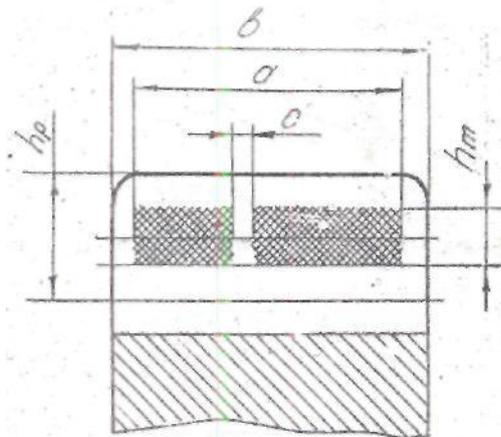


Рисунок 3.8

2. Похибки наряду зуба — відстань за нормами між двома ближчими номінальними ділительними лініями зуба, між якими розміщена дійсна ділительна лінія зуба (рисунк 3.9).

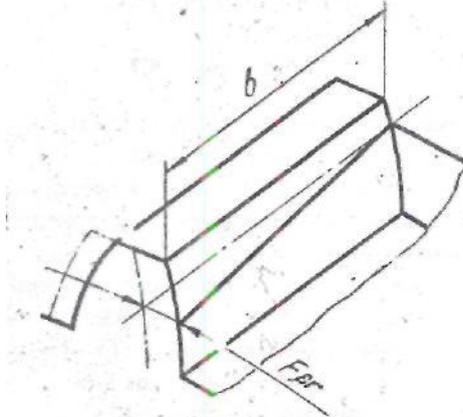


Рисунок 3.9

3. Відхиленням від паралельності осей f_{xr} - називається відхилення від паралельності проєкцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, в якій лежить одна із осей і точки другої осі в середній площині передачі (рис 3.10,а). Середня площа— це площа, що проходить через середину робочої ширини вінця:

$$f_{xr} = a_1 - a_2 \quad (3.6)$$

4. Перекос осей f_{yr} — відхилення від паралельності проєкцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, паралельну одній із осей і перпендикулярну до площини, в якій лежить ця вісь, і точка перетину другої осі.

Середня площина передач (рисунок 3.10, б)

$$f_{yr} = a_1 + a_2 \quad (3.7)$$

Види спряжень зубів коліс. З метою запобігання заклинюванню при перегріві передач, забезпечення умов змащування і обмеження мертвого ходу при реверсуванні у передачі повинен бути боковий зазор j_n (між неробочими профілями зубів спряжених коліс).

Передбачено шість видів спряжень, які визначають різні значення $j_{n\min}$ (рисунок 3.11). Кожний вид спряження має умовну назву, символ і передбачає різні значення зазору, а саме: вид *A* — збільшений; *B* — нормальний; *C* — зменшений; *D* — малий; *E* — особливо малий; *H* — нульовий (рисунок 3.12).

У результаті збільшення температури при роботі в передачі розміри коліс збільшуються, а боковий зазор зменшується. Необхідний для компенсації температурних деформацій і розміщення мастильного матеріалу боковий зазор

$$j_{n\min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1^0 - \alpha_2 \Delta t_2^0) 2 \sin \alpha \quad (3.8)$$

де V — товщина шару мастила між зубами;

a_w — міжосьова відстань;

α_1, α_2 — температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалу відповідно коліс і корпусу;

$\Delta t_1^0, \Delta t_2^0$ — відхилення температур коліс і корпусу від 20°C;

α — кут профілю вихідного контура.

Боковий зазор, що забезпечує нормальні умови змащування, орієнтовно приймають в межах від $0,01 m_n$ (для тихохідних кінематичних передач) до $0,03 m_n$ (для високошвидкісних передач), де

m_n — нормальний модуль.

На боковий зазор встановлено допуск T_{jn} , який визначається різницею між найбільшим і найменшим зазорами. На нього встановлено вісім видів допуску

$$T_{jn} : x, y, z, a, b, c, d, h.$$

Принципи побудови системи допусків для зубчастих конічних передач за ГОСТ 1758-81 аналогічні принципам побудови системи для циліндричних передач

Позначення параметрів точності. Приклади позначення зубчастих коліс і передач:

7-В ГОСТ 1643-81 -циліндрична передача 7-ї степені точності з видом спряження В видом допуску бокового зазора b .

8-7-6-Ва ГОСТ 1643-81 — циліндрична зубчаста передача 8-ї степені точності за нормами кінематичної точності, 7-ї — за нормами планості, 6-ї—за нормами контакту зубів, з видом спряження В, видом допуску бокового зазора a .

ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Які основні норми точності передбачені для зубчастих коліс і передач?
2. Які параметри зубчастих коліс характеризують кінематичну точність?
3. Які параметри зубчастих коліс характеризують точність плавності роботи?
4. Які параметри зубчастих коліс характеризують точність контакту зубів?
5. Які встановлено види спряжень зубчастих коліс у передачі?
6. Як позначають параметри точності зубчастих коліс і передач?

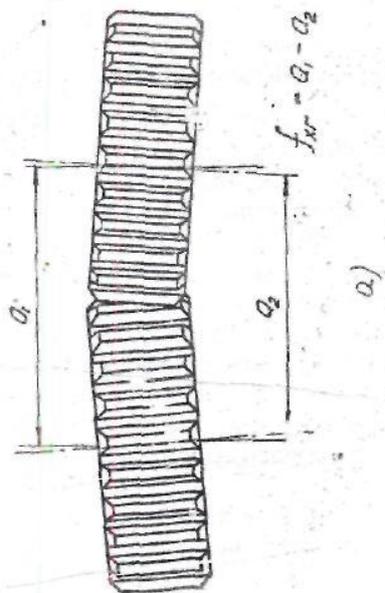
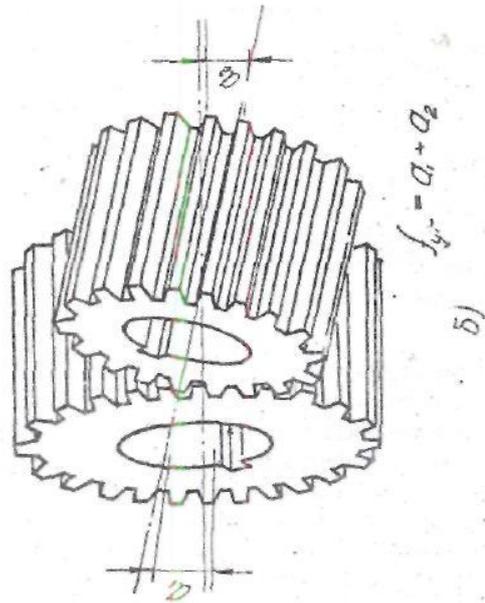


Рисунок 3.10

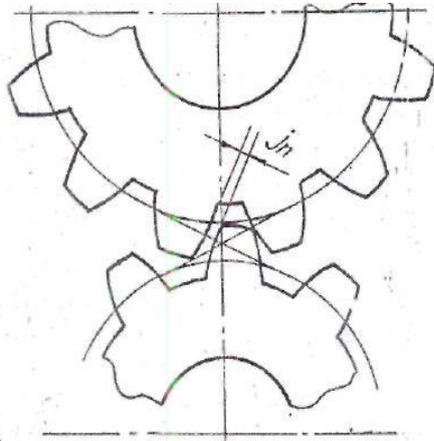


Рисунок 3.11

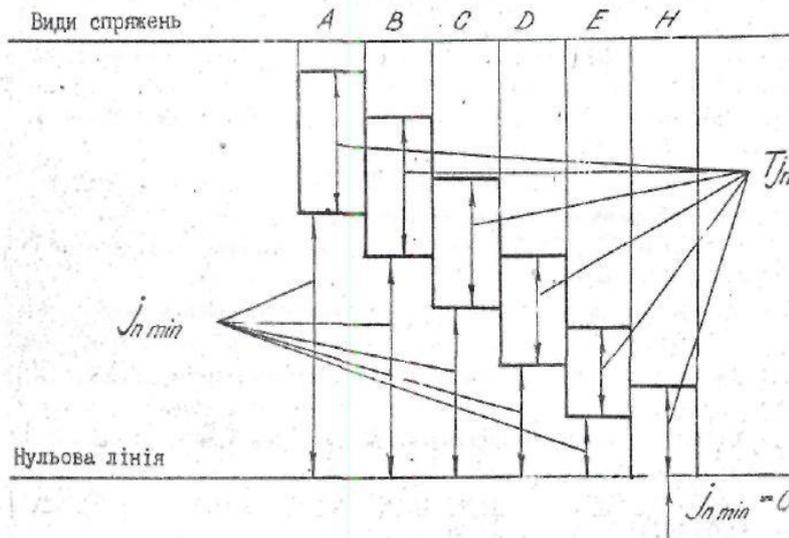


Рисунок 3.12

4 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

Шпонкові з'єднання призначені для передачі крутних моментів. Шпонка є з'єднувальною ланкою між деталями, які обертаються чи переміщуються (шків, зірки, зубчасті колеса) і валом чи віссю.

Шпонкові з'єднання бувають з призматичною, сегментною, клинковою, фрикційною і з тангенціальною шпонкою.

Найпоширеніші шпонкові з'єднання з призматичною ГОСТ 23360-78 і сегментною ГОСТ 24071-80 шпонками.

Позначення: 18 х 11 х 100 ГОСТ 23360-78 — призматична шпонка з розмірами $b = 18$ мм; $h = 11$ мм; $l = 100$ мм;

5 х 6,5 х 16 ГОСТ 24071-80 — сегментна шпонка з розмірами $b = 5$ мм; $h = 6,5$ мм; $d = 16$ мм.

Допуски й посадки. На всі елементи шпонкового з'єднання стандарт встановлює допуски -ГОСТ 23360-78 (СТ РЕВ 189-79) і ГОСТ 24071-80 (СТ РЕВ 647-79), а на параметр b (ширина шпонки, паза втулки і паза вала) і діаметр d посадки.

Рекомендовані поля допусків у з'єднаннях шпонка — паз вала і втулки (параметр b) наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

З'єднання	Рекомендовані поля допусків для ширини		
	шпонки	паза вала	паза втулки
Вільне	h9	H9	D10
Нормальне		N9	Is9
Щільне		P9	P9

Розміщення полів допусків шпонкових з'єднань за параметром b показано на рисунок 4.1.

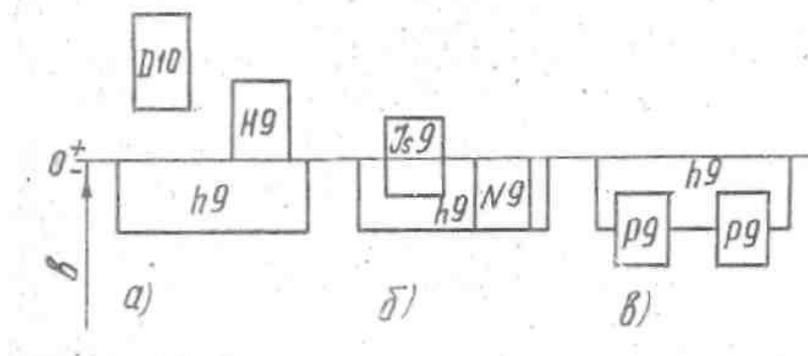


Рисунок 4.1

Вільне з'єднання (рисунок 4.1, а) забезпечує посадку шпонки з валом і втулкою з гарантованим зазором.

У нормальному з'єднанні (рисунок 4.1, б) посадки шпонки із втулкою і з валом — перехідні, причому ймовірність натягу в з'єднанні шпонка - паз втулки-мала.

Щільне з'єднання (рисунок 4.1, в) забезпечує перехідні посадки шпонки із втулкою, шпонки з валом з великою ймовірністю натягу.

Поля допусків неприєднувальних (непосадочних) розмірів такі: висоту призматичних шпонок виконують по $h11$ (при висоті 2 ... 6 мм по $h9$), довжину l — по $h14$, довжину пазів — по $H15$, діаметр сегментних шпонок d — по $h12$.

Шліцьові з'єднання призначені для передачі крутних моментів і осьових сил. Порівняно із шпонковими шліцьові з'єднання забезпечують краще центрування і більшу рівномірність розподілу навантажень по висоті зуба (шліца), передають більші крутні моменти.

Шліцьові з'єднання бувають з прямим, евольвентним, трикутним профілем.

Розміри елементів шліцьового з'єднання стандартизовані.

Шліцьові з'єднання з прямобічним профілем виготовлять за ГОСТ 1139-80, а з евольвентним -за ГОСТ 6033-80.

Шліцьові з'єднання з трикутним профілем широкого поширення не набули.

Шліцьові з'єднання характеризуються зовнішнім діаметром D , внутрішнім діаметром d , шириною b шліца, числом шліців (зубів) z . З'єднання бувають трьох серій: легкої, середньої і важкої.

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

Центрування за зовнішнім діаметром D (рисунок 4.2, а) рекомендується годі, коли твердість втулки дає змогу обробляти протягуванням. Цей спосіб найбільш простий і економічний.

Центрування за внутрішнім діаметром d (рисунок 4.2, б) доцільне, коли втулка має високу твердість і точний розмір можна дістати при шліфуванні діаметра d . Вал обробляють на шліцьошліфувальному верстаті.

Центрування за боковими сторонами b шліців (рисунок 4.2, в) не забезпечує точного центрування вала і втулки, але дає найрівномірніший розподіл сил між шліцами. Метод центрування рекомендується для з'єднань у механізмах, які передають великі крутні моменти або знаходяться під навантаженням. Він забезпечує найменші зазори між боковими поверхнями зубів і западин.

Допуски й посадки. ГОСТ 1139-80 регламентує допуски на розміри D , d , b . Повний (сумарний) допуск (рисунок 4.3) дорівнює сумі похибок розміру, форми і розміщень поверхонь. Наприклад:

$$\begin{aligned} T_D &= \Delta D + \Delta \hat{O} + \Delta \hat{D}; \\ T_d &= \Delta d + \Delta \hat{O} + \Delta \hat{D}; \\ T_b &= \Delta b + \Delta \hat{O} + \Delta \hat{D}; \end{aligned} \quad (4.1)$$

де, $\Delta D, \Delta d, \Delta b, \Delta \hat{O}, \Delta \hat{D}$ — відповідно похибки розмірів, форми і розміщень.

Рекомендовані поля допусків втулок: $H7, F8, D9, F10, g6, js6, js7, k7, e8, f9, h9, d9, f9$.

Стандартом передбачені також рекомендовані поєднання полів допусків валів і втулок, які утворюють посадки.

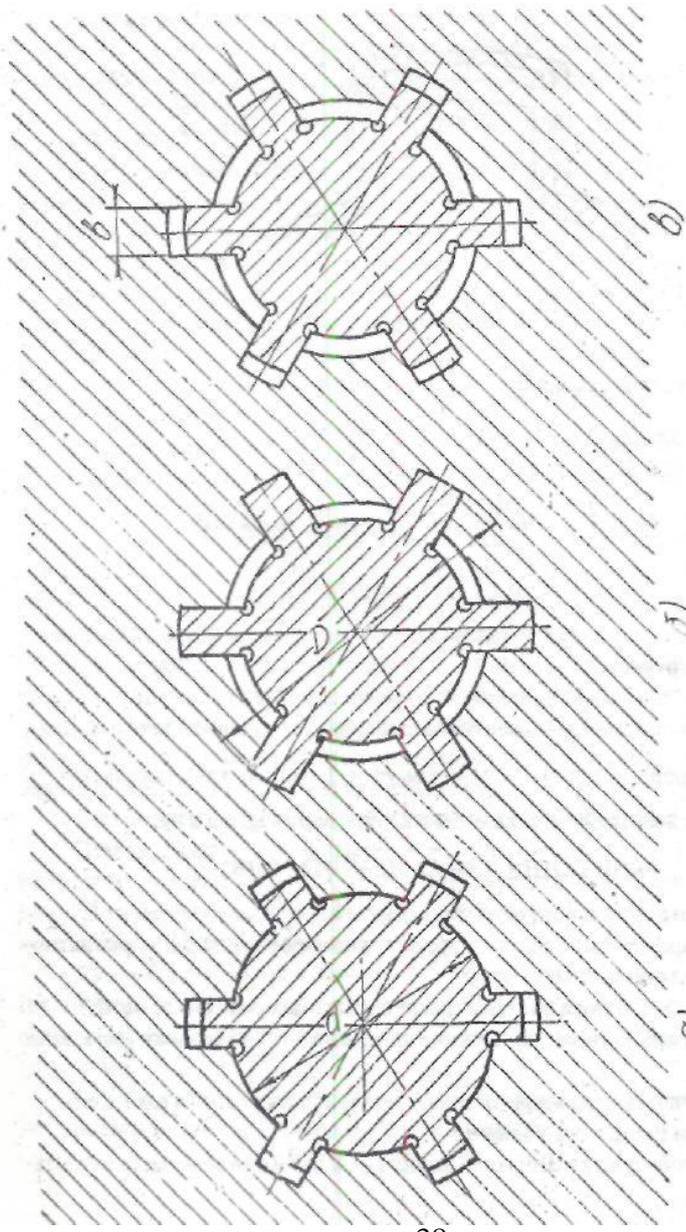


Рисунок 4.2

Позначення посадок. Приклад позначення шліцьового

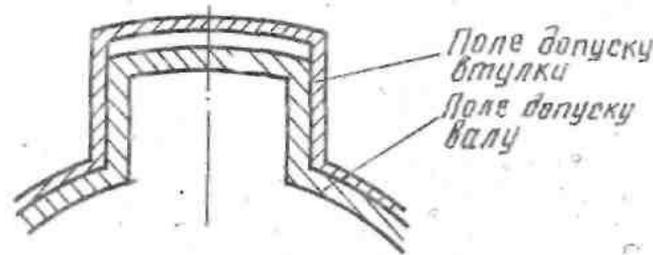


Рисунок 4.3

з'єднання з прямобічним профілем, з параметрами $z = 8$; $d = 32$, $D = 36$; $b = 6$ мм з центрування за D і з посадками за D і за b .

$$\text{з'єднання } D - 8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8} ;$$

втулка $D \times 8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8}$;

вал $D \times 8 \times 32 \times 36 \frac{f7}{F7} \times 6 \frac{f8}{f8}$;

$$d - 8 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 36 \frac{H12}{d11} \times 6 \frac{D9}{f8} \text{ (центрування за } d\text{);}$$

$$b - 8 \times 32 \times 36 \times 6 \frac{D9}{f8} \text{ — (центрування за } b\text{).}$$

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

Евольвентні шліцьові з'єднання виготовляють за ГОСТ 6033-80.

Приклад позначення евольвентного шліцьового з'єднання з центруванням за боковими сторонами шліців $D = 50$ мм, $m = 2$ мм (модуль), посадкою $-9H/9g$; з'єднання — $50 \times 2 \times 9H/9g$; втулка — $50 \times 2 \times 9H$; вал — $50 \times 2 \times 9g$.

ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Які існують види шпонкових з'єднань?
2. Якими параметрами характеризується шпонкове з'єднання з призматичною і сегментною шпонками?
3. Які встановлені поля допусків для непосадочних розмірів (h , l , d)?
4. Які встановлено типи шпонкових з'єднань по ширині шпонки (паза вала, паза втулки)?
5. Як позначають параметри точності деталей шпонкового з'єднання?
6. Які є види шліцьових з'єднань?
7. Які є способи центрування шліцьових з'єднань? Коли вони застосовуються?
8. Які встановлені поля допусків на деталі шліцьових з'єднань?
9. Які встановлені посадки для шліцьових з'єднань?
10. Як позначають параметри точності деталей шліцьового з'єднання?

5 ДОПУСКИ В РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГАХ

Терміни і визначення. Крім розрахунку на міцність в інженерній практиці виконують розрахунки на точність. При розрахунку точності відносного положення деталей і їх поверхонь враховують взаємозв'язок багатьох розмірів деталей в виробі. Наприклад, при зміні розмірів A_1 і A_2 (рисунок 5.1, а) зазори A_0 також міняються. Залежно від прийнятої послідовності обробки поверхонь між дійсними розмірами окремої деталі також існує певний взаємозв'язок (рисунок 5.1, б). В обох випадках його встановлюють з допомогою розмірних ланцюгів. Розмірний ланцюг — це сукупність розмірів, взаємопов'язаних та розміщених по замкнутому контуру.

Розмірні ланцюги класифікують за місцем виробу (подетальні, складальні); розміщенням (лінійні, кутові, площинні, просторові) і застосуванням (конструкторські, технологічні, вимірвальні).

Розміри, що утворюють розмірний ланцюг, називають *ланками розмірного ланцюга*. Розмірний ланцюг складається з

складових ланок і одної замикаючої ланки. *Замикаючим* називають розмір (A_0 на рисунок 5.1), який отримують останнім в процесі обробки деталі або складання вузла машини, вимірювання. Складові ланки поділяються на *збільшуючі* та *зменшуючі*. *Збільшуючі* — це розміри, при збільшенні яких замикаючий розмір збільшується; *зменшуючі* — це розміри, при збільшенні яких замикаючий розмір зменшується. Над буквенними позначеннями ланок прийнято позначати стрілку, направлену вправо, для збільшуючих ланок і вліво — для зменшуючих.

При розрахунку розмірних ланцюгів розрізняють дві задачі.

Перша задача. Визначають номінальний розмір, допуск і граничні відхилення замикаючої ланки, якщо відомі номінальні розміри, допуски й граничні відхилення складових ланок. Це завдання називають *прямим* і розв'язують його при *перевірочних* розрахунках.

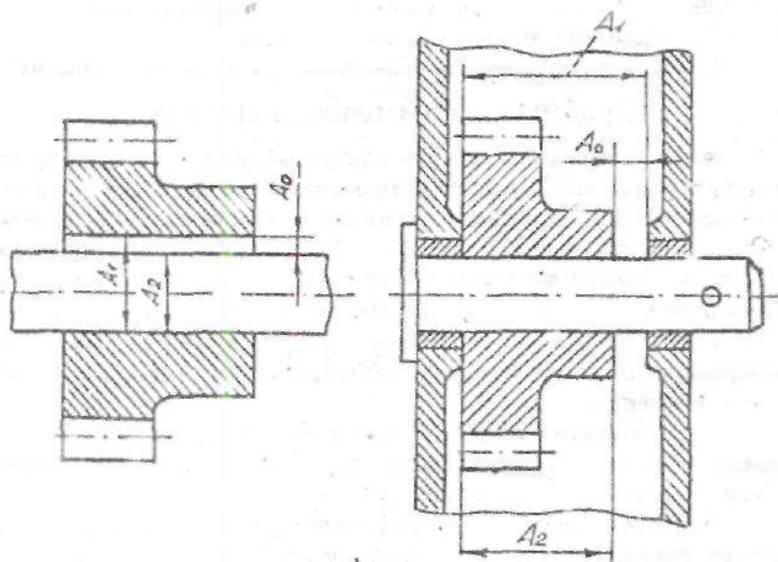
Друга задача. За заданими номінальними розмірами всіх ланок ланцюга і граничними відхиленнями замикаючої ланки визначають допуски та граничні відхилення складових ланок (проектний розрахунок). Це завдання називають *оберненим*.

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

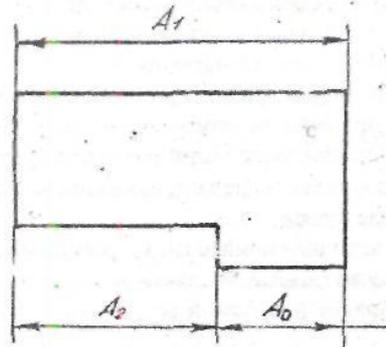
Метод неповної (обмеженої) взаємозамінності може забезпечувати взаємозамінність лише за певних умов. У цьому методі застосовують елементи теорії ймовірності, селективний добір, регулювання і пригонку.

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

За цим методом геометричні параметри, які характеризують розмірний ланцюг, визначають з урахуванням забезпечення заданої точності складання. Наведемо формули для визначення потрібних величин.



a)



b)

Рисунок 5.1
42

Номинальний розмір замикаючої ланки

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_i^{\zeta a} - \sum_{i=n+1}^{m-1} A_i^{\zeta i}, \quad (5.1)$$

де $A_i^{\zeta a}, A_i^{\zeta i}$ — розміри відповідно збільшуючих і зменшуючих ланок;

n — число збільшуючих ланок;

m — загальне число ланок.

Граничні розміри замикаючої ланки:

$$A_{0\max} = \sum_{i=1}^n A_{i\max}^{\zeta a} - \sum_{i=n+1}^{m-1} A_{i\min}^{\zeta i} \quad (5.2)$$

$$A_{0\min} = \sum_{i=1}^n A_{i\min}^{\zeta a} - \sum_{i=n+1}^{m-1} A_{i\max}^{\zeta i} \quad (5.3)$$

Граничні відхилення замикаючої ланки:

$$ESA_0 = \sum_{i=1}^n ESA_i^{\zeta a} - \sum_{i=n+1}^{m-1} EIA_i^{\zeta i} \quad (5.4)$$

$$EIA_0 = \sum_{i=1}^n EIA_i^{\zeta a} - \sum_{i=n+1}^{m-1} ESA_i^{\zeta i} \quad (5.5)$$

Допуск замикаючої ланки:

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i \quad (5.6)$$

В інженерній практиці більш поширена друга задача. Цю задачу розв'язують двома способами.

Спосіб рівних допусків застосовують, коли складові розміри мають один порядок (наприклад, входять в один інтервал діаметрів) і можуть бути виконані з приблизно однаковою економічною точністю. В цьому випадку можна умовно прийняти

$$TA_1 = TA_2 = \dots = T_{m-1} = T_c A_i \quad (5.7)$$

Тоді з формули (5.6) отримаємо $TA_0 = (m-1) T_c A_i$ звідки

$$T_c A_i = \frac{TA_0}{m-1} \quad (5.8)$$

Отриманий середній допуск $T_c A_i$ коректують для деяких складових розмірів залежно від їх значень, конструктивних вимог і технологічних можливостей виготовлення, але так, щоб

виконувалась умова $TA_0 \geq \sum_{i=1}^{m-1} TA_i$. При цьому вибирають стандартні поля допусків, бажано преференційного застосування. Спосіб рівних допусків простий, але недостатньо точний, так як коректування допусків складових розмірів довільне.

Спосіб допусків одного квалітету застосовують, якщо всі складові розміри можуть бути виконані з допуском одного квалітету і допуски складових розмірів залежать від їх номінального значення. Потрібний квалітет визначають наступним чином.

Допуск складового розміру $TA_i = a_i \cdot i$ де i — одиниця допуску, a_i — число одиниць допуску i -го розміру.

Згідно формули (5.6) маємо

$$TA_0 = K_1 \cdot i_1 + K_2 \cdot i_2 + \dots + K_{m-1} \cdot i_{m-1}$$

За умовою задачі $K_1 = K_2 = \dots = K_{m-1} = K_c$,

тоді
$$TA_0 = K_c \sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D),$$

звідки
$$K_c = \frac{TA_0}{\sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)} \quad (5.9)$$

де TA_0 — в мкм, D — в мм.

За значенням K_c вибирають найближчий квалітет. Знайшовши в таблиці 6 ГОСТ 25346-89 допуски номінальних складових розмірів, коректують їх значення. Допуски для охоплюючих розмірів рекомендують визначати, як для основного отвору, а для охоплюваних — як для основного валу. При цьому

необхідно дотримувати умову

$$TA_0 \geq \sum_{i=1}^{m-1} TA_i$$

Знайшовши допуски $TA_1, TA_2, \dots, TA_{m-i}$ за заданими відхиленнями ESA_0 і EIA_0 визначають значення і знаки верхніх і нижніх відхилень складових розмірів так, щоб вони задовольняли рівняння (5.4) і (5.5).

Розв'язок другої задачі способом призначення допусків одного квалітету більш обґрунтоване в порівнянні з рішенням способом рівних допусків.

Застосування елементів теорії ймовірності дає змогу забезпечити необхідну точність замикаючої ланки з розширеними допусками складових ланок (допускаючи певний незначний відсоток браку).

Допуск замикаючої ланки

$$TA_0 = \frac{1}{K_0} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (TA_i)^2 K_i^2} \quad (5.10)$$

де K_i і K_0 — коефіцієнти, які залежать від закону розсіювання.

При розв'язуванні другої задачі способом рівних допусків рівняння для визначення TA отримують з рівності (5.10) по аналогії з рівнянням (5.8):

$$TA_0 = \sqrt{(m-1)(TA_i)^2 \cdot K_i}$$

звідки

$$TA_i = \frac{TA_0}{K_i \sqrt{m-1}} K_0 \quad (5.11)$$

Підставивши в рівняння (5.10) значення

$TA_i = K_c \sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)$, і рішивши його відносно K_c , отримаємо

$$K_c = \frac{TA_0 \cdot K_0}{\left(\sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)^2 K_i^2\right)^{1/2}} \quad (5.12)$$

Метод розрахунку розмірних ланцюгів, що ґрунтується на застосуванні положень теорії ймовірності, використовують у великосерійному і масовому виробництві.

Застосування селективного добору полягає у забезпеченні необхідної точності замикаючої ланки з широкими допусками складових ланок, але з використанням селективного добору (введення селективних груп і групових допусків).

Груповий допуск

$$T_{\bar{a}} = \frac{\Delta_{\text{сгд}}}{n} \quad (5.13)$$

де $T_{\bar{a}}$ — загальний допуск розміру;
 n — число селективних груп.

Селективний добір застосовують, якщо середня точність розмірів ланцюга дуже висока і економічно неприйнята.

Застосування **регулювання** полягає у забезпеченні точності замикаючої ланки розмірного ланцюга за рахунок зміни розміру компенсуючої ланки. Розмір компенсатора A_k визначають з рівняння

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_i^{\text{сд}} - \sum_{i=1}^{m-1} A_i^{\text{сд}} \pm A_k \quad (5.14)$$

Компенсатори можуть бути регульовані (гвинтові) і постійні (шайби, кільця тощо). Вибір типу компенсатора залежить від конструкції складальної одиниці (вузла), характеру виробництва, технології складання і визначається техніко-економічним розрахунком.

Пригонку застосовують там, де компенсація невелика і в розмірному ланцюгу є ланка, розмір якої легко змінити.

Вона полягає в тому, що забезпечується точність замикаючої ланки за рахунок зміни розміру компенсуючої ланки зняттям шару металу.

Товщина шару матеріалу, який слід зняти,

$$A_n = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i - TA_0 \quad (5.15)$$

$\sum_{i=1}^{m-1} TA_i$ — сума допуску всіх складових ланок;
 TA_0 — заданий допуск замикаючої ланки.

ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що таке розмірний ланцюг? Які існують розмірні ланцюги і які бувають ланки?
2. Для чого і як розраховують розмірні ланцюги?
3. У чому суть розрахунку допусків складальних ланок методом "максимуму-мінімуму"?
4. У чому суть обмеженої взаємозамінності при розрахунку розмірних ланцюгів?
5. Як виконується розрахунок розмірних ланцюгів із застосуванням положень теорії ймовірності?
6. У чому суть проектного і перевірного розрахунків розмірних ланцюгів?

6 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. - 6 изд. — М., Машиностроение, 1986. — 350с.
2. Болдин ЛА. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
3. Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения". — М.: Высшая школа, 1977. — 203 с.
4. Допуски и посадки. Справочник в 2-х частях /Под ред. ВД. Мягкова. —Машиностроение, 1982. - Ч. 1. - 543 с. 1983. - Ч. 2. - 447 с.
5. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1975 — 471 с.
6. Решетев Л.Н. Детали машин. 3-е изд. М.: Машиностроение. 1974 — 655с.