

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ**

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

**Кафедра комп'ютеризованого
машинобудівного виробництва**

І. О. Шуляр, Ю. Д. Петрина
С. Д. Вуйцік

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ І
ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

**ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ В
МАШИНОБУДУВАННІ**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

**Івано - Франківськ
2017**

І. О. Шуляр, Ю. Д. Петрина
С. Д. Вуйцік

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦІЯ
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

**ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ В
МАШИНОБУДУВАННІ**

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 25.04.2017 р.)*

Шуляр І. О., Петрина Ю. Д., Вуйцик С. Д.

Ш – 95 Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Конспект лекцій. Основи взаємозамінності в машинобудуванні. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. - 84с.

МВ 02070855 – 10178 – 2017

Розроблено відповідно до навчального плану та робочої програми дисципліни.

Конспективно викладено принципи, що забезпечують взаємозамінність з'єднань по гладких циліндричних та плоских поверхнях; принципи і методи вибору посадок. У кожному розділі наведено запитання для самоконтролю. Конспект пропонується для використання студентами для підготовки бакалаврів за напрямками 6.050201 «Інженерна механіка»

УДК 621.71
ББК 34.417.2

МВ 02070855 – 10178 – 2017

© Шуляр І. О.
© ІФНТУНГ, 2017

З М І С Т

Загальні методичні вказівки	4
1 Поняття про взаємозамінність.....	4
2 Поняття про допуски і посадки.....	8
3 Єдині принципи побудови систем допусків і посадок..	15
4 Нормальні лінійні розміри.....	19
5 Точність обробки деталей машин при виготовленні і відновленні.....	23
6 Взаємозамінність, стандартизація відхилень форми і розміщення поверхонь та осей.....	29
7 Система нормування та позначення шорсткості і хвилястості поверхонь деталей машин.....	49
8 Єдина система допусків і посадок	55
9 Основи вибору посадок.....	62
10 Система допусків і посадок підшипників кочення ..	74
11 Калібри гладкі для розмірів до 500 мм.....	80
12 Перелік використаних джерел	85

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

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, тобто враховувати знос та інші фактори, що впливають на величину й точність функціональних параметрів.

Для тривалого збереження функціональних параметрів машин слід правильно регламентувати відхилення форми поверхонь деталей, взаємне розташування поверхонь, хвилястість та шорсткість, а також забезпечувати взаємозамінність деталей за цими параметрами. Функціональна взаємозамінність за геометричними параметрами потребує певної методики розрахунку допусків та посадок. Підвищення довговічності та надійності машин залежить не лише від правильного підбору деталей, механічної та термічної обробки, розрахунку їхніх розмірів, але й значною мірою також від правильного вибору допусків та посадок для деталей та вузлів машин.

1. ПОНЯТТЯ ПРО ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ

Машини та механізми складаються з великої кількості деталей, які контактують одна з одною поверхнями різного виду: циліндричними, плоскими, гвинтовими, конічними та іншими. В основу організації сучасного промислового виготовлення виробів покладено серійність і масовість. Саме в умовах серійного і масового виробництва, коли на одному робочому місці виготовляється велика кількість однакових деталей, які потім складають в машини і механізми, використовуються принципи взаємозамінності.

Взаємозамінність - це властивість незалежно виготовлених деталей, виробів займати своє місце в складальній одиниці без додаткового припасовування (механічного чи ручного), забезпечуючи при цьому нормальну роботу даного

механізму.

Комплекс науково-технічних вихідних положень, виконання яких при конструюванні, виробництві та експлуатації забезпечує взаємозамінність деталей, складальних одиниць і виробів називають принципом взаємозамінності.

Для підвищення якості, надійності та довговічності роботи машин при одночасному покращенні економічних показників їх виготовлення та експлуатації особливе значення має такий напрям взаємозамінності, при якому в допустимих границях забезпечуються експлуатаційні показники виробів (потужність, продуктивність, кінематична точність, термін служби і т.д.). Цей напрям називають функціональною взаємозамінністю.

Для забезпечення функціональної взаємозамінності перш за все необхідно виявити функціональні параметри, тобто параметри, які впливають на експлуатаційні властивості виробів або службові функції їх деталей і вузлів. Ними можуть бути геометричні, механічні, електричні та інші параметри. Потім необхідно встановити степінь впливу цих параметрів і їх відхилень на експлуатаційні показники нового виробу. Користуючись знайденими залежностями і виходячи з допустимих відхилень експлуатаційних показників виробів, встановлюють економічно оптимальні допуски на функціональні параметри деталей і складальних одиниць.

Взаємозамінність лежить в основі найважливіших принципів і форм організації сучасного виробництва. З самого визначення взаємозамінності випливає, що вона є передумовою розчленування виробництва, незалежного виготовлення деталей, складальних одиниць. На цій базі організується серійне та масове виробництво, здійснюється автоматизація та механізація виробничих процесів, широка спеціалізація і кооперування виробництва.

Спеціалізація в машинобудуванні виражається відокремленням і формуванням підприємств, які випускають певну продукцію (підшипники, електродвигуни та др.) Для підприємства спеціалізація означає обмеження асортименту і збільшення серійності продукції; приводить до посилення технологічної однорідності виробництва і передбачає

приспособлення обладнання, технології та підготовки кадрів відповідно до профілю спеціалізації. Спеціалізація в промисловості нерозривно зв'язана із спеціалізацією всередині підприємства - з спеціалізацією цехів, дільниць та робочих місць.

На основі спеціалізації підприємств розвивається процес кооперування в промисловості. Кооперування характеризується тим, що спеціалізовані підприємства поставляють свої вироби відповідної якості в узгодженій кількості та в зазначений час тим заводам, які випускають кінцеву продукцію.

Принципи взаємозамінності широко використовуються також в дрібно-серійному виробництві. На основі взаємозамінності досягається висока якість продукції, тому що при цьому використовуються методи та засоби об'єктивної кількісної оцінки параметрів деталі.

Основні переваги виготовлення продукції в умовах взаємозамінності полягають в тому, що, по-перше значно спрощуються, прискорюються і здешевлюються проектно-конструкторські роботи, зв'язані із створенням нових машин і механізмів при високій якості цих робіт, бо конфігурація, точність та технічні вимоги до багатьох основних елементів виявляються стандартизованими (різьби, шпонки, шліци, зубчаті передачі і др.).

По-друге, спрощується і здешевлюється виготовлення машин на заводах за рахунок строгого регламентування точності заготовок на всіх стадіях механічної обробки, застосування більш досконалих методів контролю і за рахунок здешевлення процесів складання, які можна вести на конвеєрі. Продукція має більш стабільну якість, надійність і довговічність.

По-третє, спрощується та здешевлюється експлуатація машин за рахунок прискорення і покращення якості ремонту шляхом застосування запасних частин.

Взаємозамінність буває повна, неповна (обмежена), зовнішня і внутрішня. Повна взаємозамінність забезпечує складання (а також заміну при ремонті) без припасовування будь-яких незалежно виготовлених з заданою точністю однотипних деталей у складальні одиниці та у вироби при додержанні технічних вимог, які до них ставляться.

Неповна взаємозамінність забезпечує необхідну точність складання за певних умов (селективне складання, регулювання, припасовування та інші додаткові технологічні заходи). Таку взаємозамінність можна здійснювати не за всіма, а лише окремими параметрами.

Зовнішня взаємозамінність - це взаємозамінність купованих і кооперованих виробів, що монтуються в інші вироби, за розмірами і формою приєднуваних поверхонь (наприклад, підшипники кочення).

Внутрішня взаємозамінність - це взаємозамінність деталей, складальних одиниць і механізмів, що входять до виробів. Прикладом внутрішньої взаємозамінності в підшипниках кочення є кільця й тіла кочення.

Виробництво, в якому забезпечується принцип взаємозамінності, називають взаємозамінним. Рівень взаємозамінності можна характеризувати коефіцієнтом взаємозамінності K_v , що дорівнює відношенню трудомісткості виготовлення взаємозамінних деталей і складальних одиниць до загальної трудомісткості виготовлення виробу: $K_d = T_v/T_z$.

Ступінь наближення коефіцієнта взаємозамінності до одиниці є об'єктивним показником рівня виробництва.

Між взаємозамінністю й точністю існує певний взаємозв'язок. Повну взаємозамінність економічно доцільно застосовувати для деталей, що виготовляються з допусками квалітетів не вище 6. Для забезпечення допусків квалітетів від 01 до 5 (висока точність) застосовують неповну (обмежену) взаємозамінність. При цьому можуть застосовувати селективне складання (груповий підбір), регулювання, припасовування тощо.

Базою для здійснення взаємозамінності в сучасному виробництві є стандартизація - встановлення і застосування правил і норм з метою впорядкування діяльності в певній галузі на користь і при участі зацікавлених сторін.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке взаємозамінність, принцип взаємозамінності?
2. Яке значення має взаємозамінність при конструюванні машин і механізмів, їх виготовленні та експлуатації?
3. Що таке спеціалізація та кооперування промислових підприємств?

4. Види взаємозамінності, їх характеристика та область використання.

5. Що таке функціональна взаємозамінність?

6. Як визначити рівень взаємозамінності у виробі?

7. Яка існує залежність між взаємозамінністю і точністю?

2. ПОНЯТТЯ ПРО ДОПУСКИ І ПОСАДКИ

В складальній одиниці розрізняють розміри вільні та спряжувані (рис.-2.1).

Вільні - це такі розміри, які визначають положення поверхонь, по яких деталь не дотикається в складальній одиниці з іншими деталями (див.рис.2.1, розміри a , b).

Спряжувані - це розміри, які визначають положення поверхонь, по яких деталі контактують в складальній одиниці, утворюючи рухомі або нерухомі з'єднання (див.рис.2.1, розміри D , d).

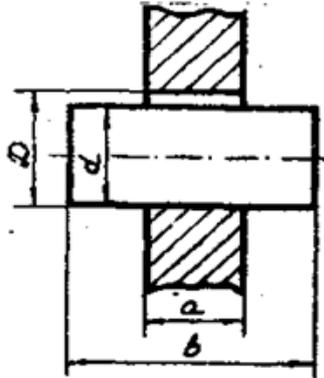


Рисунок 2.1

Одна з поверхонь спряження є охоплюючою, а друга - охоплюваною. Поверхні, при обробці яких, розміри збільшуються, називають охоплюючими; зменшуються - охоплюваними.

Охоплюючі поверхні прийнято називати отворами, а охоплювані - валами. Назви "отвір" і "вал" умовні і належать

не тільки до циліндричних поверхонь. Наприклад, у з'єднанні шпонки з валом шпонка є валом, а паз вала під шпонку - отвором (рис.2.2).

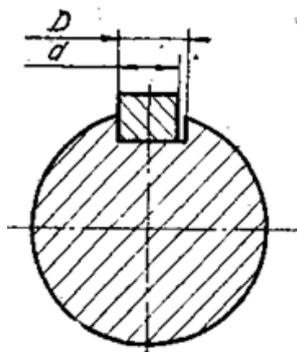


Рисунок 2.2

Прийнято позначати розміри отворів великими буквами, а валів - малими.

Розмір - це числове значення лінійної величини (діаметра, довжини, висоти, радіуса тощо) у вибраних одиницях. У машинобудуванні розміри позначають у міліметрах. Розміри характеризують габарити та взаємне розміщення поверхонь. Вони бувають габаритні, монтажні, спряжувані, координатні, технологічні та контрольні. Стандарт ГОСТ 25346-89 виділяє такі розміри: номінальні, дійсні, граничні і середні.

Номінальним (D , d , L , l тощо) називають основний розмір деталі чи з'єднання, який назначають в результаті розрахунків на міцність, жорсткість та інших критеріїв роботоздатності або виходячи з конструктивних або технологічних чи експлуатаційних міркувань. Причому заокруглюють до ближчого, як правило, більшого розміру із рядів нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69.

Дійсним (D_d , d_d , L_d , l_d) називають розмір виготовленої деталі, встановлений вимірюванням із допустимою похибкою.

Граничними (D_{max} , D_{min} , d_{max} , d_{min}) називаються два гранично допустимих розміри, між якими повинен знаходитися або яким може бути рівний дійсний розмір придатної деталі. Більший з них називають найбільшим граничним розміром, а менший - найменшим граничним розміром.

Отже повинні виконуватись умови:

$$D_{\min} \leq D_d \leq D_{\max} \quad \text{- для отворів;}$$

$$d_{\min} \leq d_d \leq d_{\max} \quad \text{- для валів.}$$

Однак, робити такі записи на кресленнях незручно. Для їх спрощення введені поняття граничних відхилень від номінального розміру.

Верхнім граничним відхиленням (ES, es) називають алгебраїчну різницю між найбільшим граничним і номінальним розмірами:

$$ES = D_{\max} - D \quad \text{- для отворів;} \quad es = d_{\max} - d \quad \text{- для валів}$$

(рис.2.3,а).

Нижнім граничним відхиленням (EI, ei) називають алгебраїчну різницю між найменшим граничним і номінальним розмірами:

$$EI = D_{\min} - D \quad \text{- для отворів;} \quad ei = d_{\min} - d \quad \text{- для валів}$$

(рис.2.3.б).

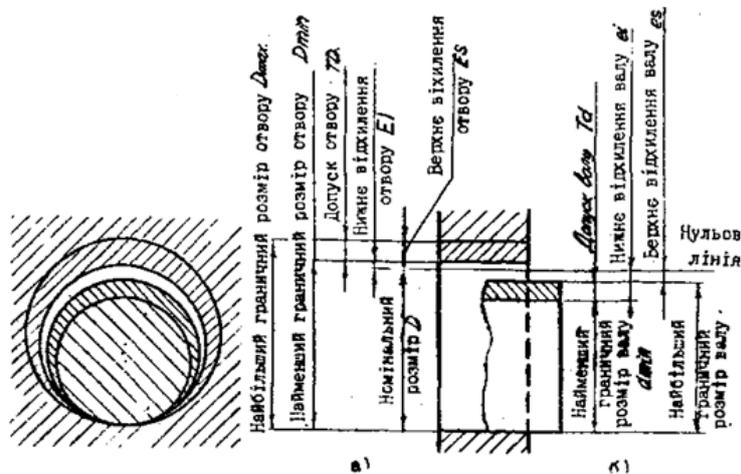


Рисунок 2.3

Крім граничних відхилень розміру стандартом передбачені дійсне та середнє відхилення.

Дійсним відхиленням називається алгебраїчна різниця між дійсним і номінальним розмірами:

$$E_d = D_d - D \quad \text{- для отворів;} \quad e_d = d_d - d \quad \text{- для валів}$$

Середнє відхилення визначається так:

$$E_c = (ES + EI) / 2 \text{ - для отворів; } e_c = (es + ei) / 2 \text{ - для валів.}$$

На відміну від розмірів, які завжди є додатними числами, відхилення можуть бути додатними (із знаком «+»), від'ємними (із знаком «-») або дорівнювати нулю.

Допуском (T) називають різницю між найбільшим і найменшим граничними розмірами або між верхнім і нижнім граничними відхиленнями:

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} \quad \text{- для отворів}$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} \quad \text{- для валів.}$$

Допуск завжди додатний.

Допуски можуть представлятися графічно у вигляді полів допусків (рис.2.4.,а). Побудову поля допуску доцільно проводити в масштабі. Продемонструємо побудову поля допуску для валу розміром $d = \varnothing 50^{+0,03}_{-0,02}$ (рис.2.4, б).

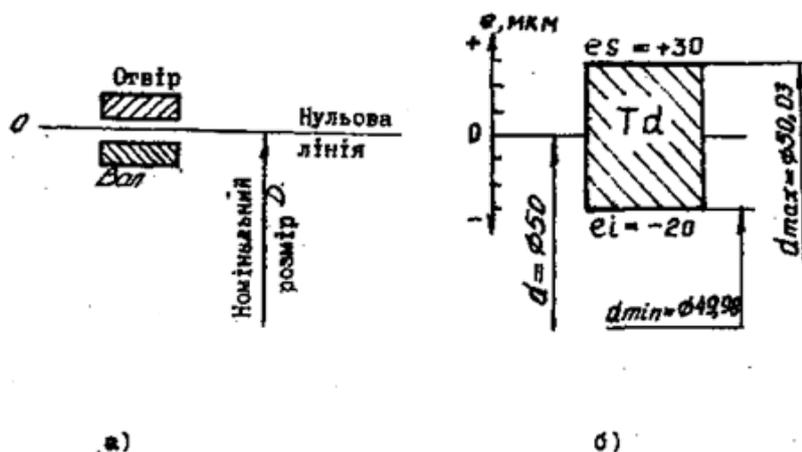


Рисунок 2.4

Нульовою лінією називається лінія на схемі, яка відповідає положенню номінального розміру і від якої відкладають відхилення розмірів при графічному зображенні допусків.

Поле допуску називається зона між верхньою і нижньою границями допуску або між найбільшим і найменшим граничними

розмірами. Поле допуску визначає положення цього допуску відносно номінального розміру.

Допуск є мірою точності виготовлення розміру. Точність з'єднань залежить від точності виготовлення деталей. Вона задається умовами роботи з'єднання (механізму). За певних умов роботи з'єднання точність повинна бути особливо високою. Допуски розмірів з'єднаних деталей при цьому мусять бути жорсткими (малими). Виготовлення дуже точних деталей - процес складний або навіть неможливий. Забезпечення високої точності з'єднання методом повної взаємозамінності не завжди доцільне, а іноді і неможливе. Проте збільшення точності виготовлення підвищує якість, але збільшує вартість обробки.

Існує протиріччя: чим вища точність виготовлення (менший допуск), тим вища вартість (нижча ефективність), рис.2.5.

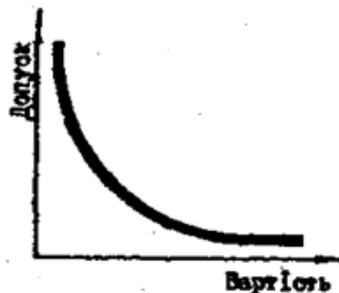


Рисунок 2.5

В інженерній практиці часто застосовують певні заходи, що забезпечують точність з'єднань при економічно доцільній точності обробки, а саме: селективне складання (груповий підбір), індивідуальний добір і метод компенсації похибок.

Посадка - це характер з'єднання, що визначається величиною забезпечених у ньому зазорів чи натягів. Зазор - це позитивна різниця між розмірами отвору і валу, а натяг - позитивна різниця розмірів вала і отвору до їх складання. Зазор характеризує свободу відносного переміщення деталей з'єднання, натяг - ступінь опору взаємному зміщенню деталей у з'єднанні.

Зазор позначається S , а натяг — N .

Номинальний розмір посадки - це розмір, спільний для отвору і вала відповідного з'єднання.

Під час виготовлення розміри деталей коливаються, тому коливаються й значення зазорів і натягів в конкретних складальних одиницях. Дійсним зазором чи дійсним натягом називається відповідно зазор чи натяг, що визначається різницею дійсних розмірів отвору і вала:

$$S_d = D_d - d_d; \quad N_d = d_d - D_d$$

Залежно від взаємного розміщення полів допусків отвору і вала розрізняють посадки трьох типів (груп): із зазором, з натягом та перехідні.

Посадкою з зазором називають посадку, в якій забезпечується зазор у з'єднанні. У посадці з зазором поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала (рис.2.6).

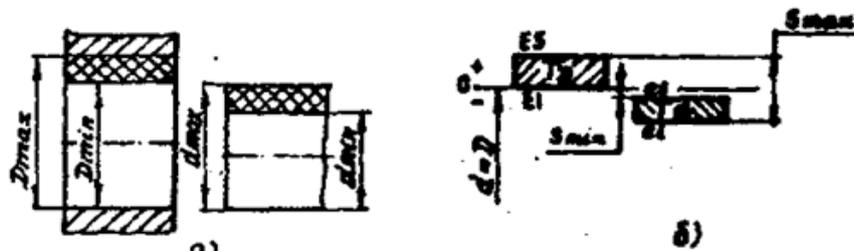


Рисунок 2.6 – Посадка з зазором

На рис.2.6. графічно зображено з'єднання деталей:

а) - схема деталей з'єднання; б) - схема розміщення полів допусків деталей з'єднання.

Посадки з зазором характеризуються граничними зазорами:

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

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei.$$

Допуск посадки з зазором:

$$T_S = S_{max} - S_{min} = (ES - ei) - (EI - es) = T_D + T_d$$

Посадки з натягом характеризуються граничними натягами: (рис.2.7).

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES;$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI.$$

Допуск посадки з натягом:

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = (es - EI) - (ei - ES) = T_d + T_D$$

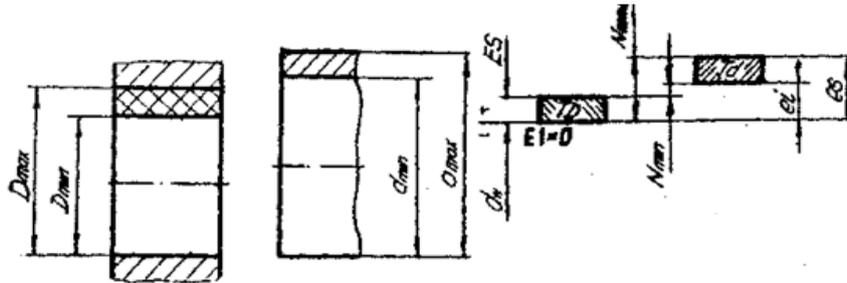


Рисунок 2.7 – Посадка з натягом

Перехідні посадки характеризуються найбільшим значенням зазору і натягу: (рис.2.8).

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI$$

Допуск перехідної посадки:

$$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = (ES - ei) + (es - EI) = T_D + T_d$$

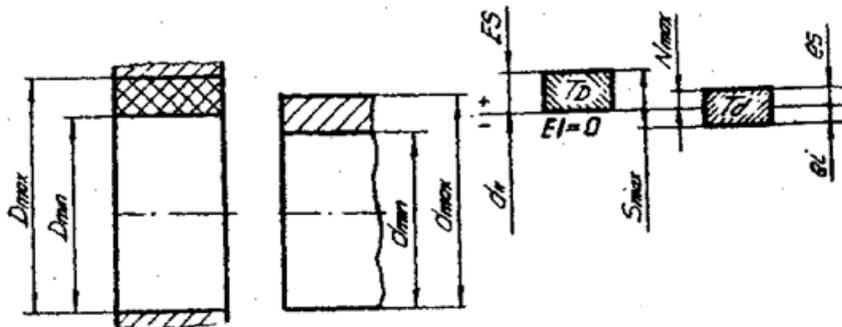


Рисунок 2.8 - Перехідна посадка

Середній зазор - середнє арифметичне значення між найбільшим і найменшим зазорами:

$$S_C = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$$

Середній натяг є середнє арифметичне значення між

найбільшим і найменшим натягами:

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}$$

У перехідних посадках середній натяг (або зазор) обчислюють так:

$$N_c = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2}$$

(результат із знаком мінус буде означати, що середнє значення характеристики перехідної посадки відповідає зазору, тобто S_c).

Запитами для самоконтролю

1. Що таке номінальний, дійсний та граничний розміри, реальний та номінальний профіль (поверхня)?
2. Для чого нормальні лінійні розміри розбиті на ряди преференційності?
3. Що таке граничні відхилення?
4. Зв'язок між номінальним та граничними розмірами, а також граничними відхиленнями.
5. Визначення (формулювання) допуску розміру.
6. Яка різниця між допуском і полем допуску?
7. Чим обумовлюється необхідність встановлення допуску на виготовлення?
8. Що таке посадка, зазор, натяг ?
9. Визначення максимального та мінімального зазору та натягу?
10. Які характеристики визначаються для перехідних посадок? Чому дорівнює мінімальний зазор і натяг в перехідних посадках?
Як визначається допуск посадки через допуски отвору і вала для різних груп посадок?

ЗЄДИНІ ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ СИСТЕМ ДОПУСКІВ І ПОСАДОК

Системою допусків і посадок називається сукупність

рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі узагальнення досвіду, теоретичних і експериментальних досліджень і оформлених у вигляді стандартів.

Система впорядковує і полегшує вибір оптимальних допусків і посадок для типових з'єднань деталей машин, дає можливість стандартизувати різальні інструменти та калібри, полегшує конструювання, виробництво та забезпечує взаємозамінність виробів та їх частин, обумовлює підвищення якості.

В більшості країн світу застосовується система допусків і посадок ISO (скорочення від англійської назви організації International Organization of Standartization). В Україні зараз застосовується Єдина система допусків і посадок (ЄСДП) ГОСТ - міждержавних стандартів. Основні принципи ЄСДП базуються на стандартах і рекомендаціях ICO. Про систему ICO (ISO) більш детально буде викладено в розділі 8.

Системи допусків і посадок ICO та ЄСДП ГОСТ для типових деталей машин побудовані за єдиними принципами, детально розглянутими в [7].

По-перше передбачені посадки в системі отвору та в системі вала.

Посадки в системі отвору - такі, в яких різні зазори чи натяги утворюються з'єднанням різних полів допусків валів з полем допуску основного отвору (H01, H0, H1, H2, ...H18). Основний отвір має нижнє відхилення $EI=0$, поле допуску розміщене в матеріалі деталі, тобто в "плюс" від нульової лінії (рис.3.1.)

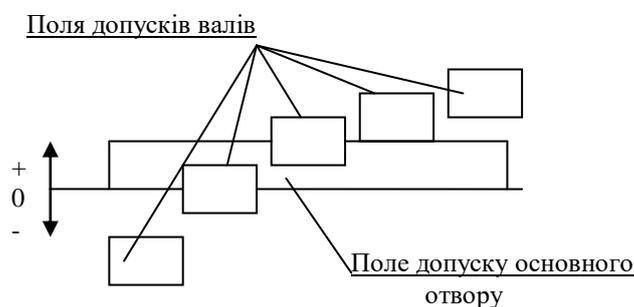


Рисунок 3.1 - Посадки системи отвору

Посадки в системі вала - це посадки, в яких різні зазори чи натяги утворюються з'єднанням різних полів допусків отворів з основним валом ($h01, h0, h1...h18$). Основний вал має верхнє відхилення $es=0$, поле допуску розміщене в матеріалі, тобто в "мінус" від нульові лінії (рис.3.2).

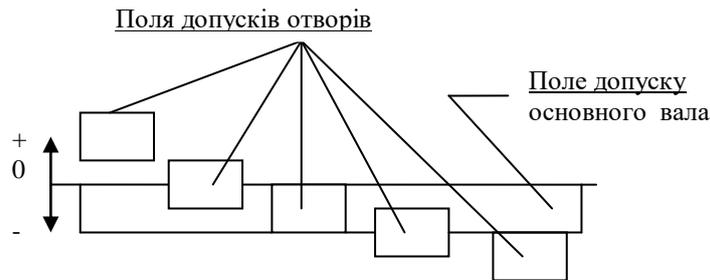


Рисунок 3.2 - Посадки системи вала

Вибір системи посадок визначається конструктивними, технологічними і економічними міркуваннями.

Точні отвори обробляють дорогим різальним інструментом (зенкерами, розвертками, протяжками і др.) Кожен з них застосовують для обробки отвору тільки одного розміру з певним полем попуску. Вали незалежно від їх розміру обробляють одним і тим же різцем або шліфувальним кругом. В системі отвору різних за граничними розмірами отворів менше, ніж в системі вала, а тому застосування системи отвору потребує меншої номенклатури різального інструменту, необхідного для обробки отворів. Ця система повинна використовуватись в першу чергу.

Систему вала застосовують у певних випадках: з'єднання кількох отворів з валом (рис.3.3), з'єднання стандартних складальних одиниць (підшипники кочення, штифтові з'єднання), вали малих розмірів (менше 1 мм).

Для побудови систем допусків встановлюють одиницю допуску, яка виражає залежність допуску від номінального розміру і служить базою для визначення стандартних допусків.

Встановлені такі одиниці, допуску:

$$\text{для розмірів до 500 мм } i = 0,45\sqrt[3]{Di} + 0,001Di$$

для розмірів вище 500 до 10 000 мм $I = 0.004Di + 2,1$;

де $Di = \sqrt{Di_{\min} \cdot Di_{\max}}$

Тут Di_{\min}, Di_{\max} - граничні значення крайніх розмірів кожного інтервалу (мм); i (I) - одиниця допуску (мкм .).

Перший доданок в приведених вище залежностях враховує похибки обробки, а другий - похибки вимірювань і температурні похибки.

В кожному виробі деталі різного призначення виготовляють з різною точністю. Для нормування потрібних рівнів точності встановлені квалітети.

Квалітетом називають сукупність допусків, які характеризуються постійною відносною точністю для всіх номінальних розмірів даного діапазону. Точність в границях одного квалітету залежить тільки від номінального розміру.

В ЄСДП ГОСТ встановлено 20 квалітетів: 01, 0, I, 2,...16, 17, 18. Квалітет (франц. qualite) - означає якість. Найточнішим є квалітет 01; найгрубішим – I8 (ГОСТ 25346 - 89).

Допуски по квалітетах позначаються поєднанням букв IT з порядковим номером квалітету, наприклад: IT0I, IT6, IT17.

Допуск для кожного квалітету можна визначити за формулою:

$$T = k * i,$$

де k - число одиниць допуску, яке залежить від квалітету і не залежить від номінального розміру.

Число одиниць допуску k для квалітетів від 5 до 18 відповідно дорівнює: 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600, 2500 (числа k утворюють геометричну прогресію із знаменником $\varphi = 1,6$). Квалітет визначає допуск на виготовлення, отже, i відповідні методи та засоби обробки і контролю деталей машин.

Температурний режим є важливим елементом системи допусків і посадок. З ним пов'язано судження про придатність виробу, тобто відповідність його розмірів вимогам креслення. Допуски та відхилення, встановлені стандартами, відносяться до деталей, розміри яких визначені при нормальній температурі, яка у всіх країнах приймається рівною $+20^{\circ}\text{C}$.

Похибка розміру, викликана відхиленням від нормальної

температури:

$$\Delta l = l(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2)$$

де l - контрольований розмір, мм;

α_1, α_2 - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталі вимірювального засобу, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

$\Delta t_1 = (t_1 - 20^{\circ})$ - різниця між температурою деталі і нормальною;

$\Delta t_2 = (t_2 - 20^{\circ})$ - різниця між температурою вимірювального засобу і нормальною.

Якщо $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t$, то $\Delta l = l \Delta t (\alpha_1 - \alpha_2)$.

Якщо температура вирівняна при 20°C (тобто $\Delta t = 0$), то похибка розміру відсутня ($\Delta l = 0$)

Запитання для самоконтролю

1. В чому полягають Єдині принципи побудови систем допусків і посадок?
2. Що розуміють під системою отвору і системою вала? Застосування цих систем.
3. Графічно зобразити посадку із зазором, натягом та перехідну посадку в системі отвору; в системі вала. На схемах вказати основні параметри і характеристики посадки.
4. Що таке одиниця допуску? Що таке квалітет?
5. Як теоретично визначити величину допуску в конкретному інтервалі і для конкретного квалітету?
6. Як порівняти точність декількох різних розмірів з різними величинами допусків?
7. Що таке нормальна температура? Як визначають похибку розміру, викликану відхиленням від нормальної температури?

4 НОРМАЛЬНІ ЛІНІЙНІ РОЗМІРИ

Номінальні лінійні розміри (діаметри, довжини, глибини,

висоти тощо) деталей, їх елементів і з'єднань треба назначати із стандартних за ГОСТ 6636 -69. Визначені розрахунком або іншим способом значення розмірів, якщо вони відрізняються від стандартних, слід заокруглювати до ближчого більшого стандартного нормального розміру. Застосування стандартних номінальних розмірів дає великий економічний ефект (сприяє скороченню типорозмірів виробів, деталей, технологічної оснастки, різального інструменту та калібрів).

Стандарт на нормальні лінійні розміри побудований на основі рядів преференційних чисел (рядів чисел переважного застосування), які встановлені ГОСТ 8032 - 84. Цей стандарт є основою для встановлення параметрів у всіх галузях народного господарства.

Ряди преференційних чисел - це геометричні прогресії з різними знаменниками, а саме:

$$\text{ряд R5 } \sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6$$

$$\text{ряд R10 } \sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25$$

$$\text{ряд R20 } \sqrt[20]{10} = 1,220 \approx 1,12,$$

$$\text{ряд R40 } \sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06.$$

При встановленні розмірів і других параметрів слід надавати перевагу ряду R5 перед рядом R10, ряду R10 - перед рядом R20 і т.д.

У технічно оправданих випадках застосовують округлені значення преференційних чисел (ряди першого і другого округлень). Ці ряди позначають відповідно R' і R'' . Числові значення преференційних чисел основних рядів і рядів першого і другого округлень наведені в табл.4.І.

Таблиця 4.1 - Основні ряди преференційних чисел
(за ГОСТ 8032 – 84)

R5	R'5	R10	R'10	R''10	R20	R'20	R''20	R40	R'40
1		1 1,25		1,2	1 1,12 1,25 1,4			1 1,06 1,12 1,18 1,25 1,32 1,4 1,5	1,05 1,1 1,2 1,3
1,6	1,5	1,6 2,0		1,5	1,6 1,8 2,0 2,2 4	2,2		1,6 1,7 1,8 1,9 2,0 2,1 2 2,2 4 2,3 6	2,1 2,2 2,4
2,5		2,5 3,1 5	3,20	3,0	2,5 2,8 3,15 3,55	3,20 3,60	3,0 3,50	2,5 2,65 2,8 3,0 3,15 3,35 3,55 3,75	2,6 3,20 3,40 3,60 3,80

Продовження табл. 4.1

R5	R'5	R10	R'10	R''10	R20	R'20	R''20	R40	R'40
4,0		4,0			4,0	4,50		4,0	4,2
					4,25			4,5	
					4,50			4,75	
		4,75			5,0				
		5,00			5,30				
		5,30			5,6				
6,3		6,30			6,30	6,00	6,00	6,30	6,70
					7,10			7,10	
					8,00			7,50	
		8,00			8,00				
		8,50			8,50				
		9,00			9,00				
10		10			10			10	

Геометрична прогресія забезпечує раціональну градацію числових значень розмірів і параметрів. Кожне наступне число ряду дорівнює добуткові попереднього числа і знаменника ряду.

Застосування рядів преференційних чисел дозволяє уніфікувати розміри й параметри продукції в масштабах народного господарства країни та в міжнародному масштабі. Преференційні числа застосовують і при побудові системи допусків і посадок. Стандарт ГОСТ 6636 - 69 "Нормальні лінійні розміри" встановлює ряди преференційних чисел, які повинні застосовуватись при позначенні номінальних розмірів на кресленнях деталей і складальних одиниць.

В ГОСТ 6636 - 69 величини до 500мм для зручності заокруглені, що відмічається індексом "а" в позначенні ряду: Ra5, Ra10, Ra20 та Ra40, див. [7], табл.2. Значення цифр в інших десяткових інтервалах дістають множенням чисел, наведених у табл 4.1 (або табл.2,[7]) на додатні або від'ємні цілі степені десяти, тобто числа, більші за 10, дістають множенням на 10; 100; 1000 тощо, а числа, менші за 1 - множенням на 0,1; 0,01 і т.д.

Використання преференційних чисел на основі геометричних прогресій вперше запропоновано у Франції Ш.Ренаром, а потім узаконено Міжнародними і національними стандартами.

Запитання для самоконтролю

1. Як побудований стандарт на нормальні лінійні розміри?
2. Що таке ряди преференційних чисел?
3. Що дає застосування рядів преференційних чисел?

5. ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ТА ВІДНОВЛЕННІ

Якість і надійність машин залежать від точності обробки деталей. Точність обробки - це ступінь відповідності дійсних геометричних параметрів заданим кресленням. Точність забезпечується технологічним процесом та обладнанням і характеризується допуском. Точність буває економічна і досяжна.

Різними методами механічної обробки забезпечується різна економічна (в дужках приводиться досяжна) точність, тобто квалітет точності: свердління - 10 (8); точіння і розвертання - 6 (5); фрезерування -9 (7); хонінгування - 4(3); шліфування - 5 (4); доводка - 3 (01).

Розрізняють точність розмірів, форми і розміщення поверхонь.

При механічній обробці поверхонь деталі точність порушується -виникають похибки обробки.

Похибки обробки - це відхилення геометричних параметрів від заданих. Похибка - величина, протилежна точності. Реальні деталі мають похибки (Δ).

Розрізняють похибки розмірів, форми, хвилястість і шорсткість поверхонь.

Умова забезпечення якості, тобто придатності деталі для конкретної поверхні записується так:

$$\sum \Delta \leq IT ,$$

де $\sum \Delta$ - сума похибок; IT - значення допуску.

Похибки бувають систематичні, випадкові та грубі (промахи).

Систематичні похибки сталі за значенням і знаком або закономірно змінні. Джерелом систематичних похибок можуть бути: неправильне настроювання верстату, спрацювання різального та неточність вимірювального інструменту.

Випадкові похибки мають величини несталі і несталий знак. Передбачити заздалегідь їх значення і знак неможливо. Джерелом випадкових похибок є пружні й температурні деформації системи ВПД (верстат - пристрій - інструмент - деталь), неоднорідність механічних властивостей матеріалу, значення припуску, тощо.

Грубі похибки виникають при допущених грубих помилках, а саме: попадання стружки під встановлену деталь при вимірюванні, помилки при відліку поділок на лімбі, вимірювальному інструменті, тощо.

Причини похибок такі: неточність системи ВПД; деформація системи ВПД; деформації температурні; неточність установлення деталі; неточність вимірювання і т.д.

Похибки обробки оцінюються статистичним, аналітичним та експериментальним методами.

Похибки розмірів. Внаслідок похибок обробки дійсні розміри деталей однієї партії відрізняються між собою. Спостерігається розсіювання розмірів. Гістограма та емпірична крива розсіювання розмірів зображені на рис.5.1

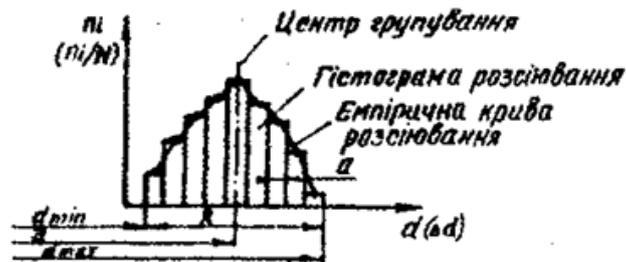


Рисунок 5.1 – Статистична оцінка похибок розмірів

На рис.5.1; використано такі позначення: d - розмір; \bar{d} - середнє арифметичне значення розсіювання розміру; n_i - відсоток деталей в одному інтервалі (частота), a - величина інтервалу; R - діапазон розсіювання (полігон).

Середнє арифметичне значення розсіювання розміру

$$\bar{d} = \frac{d_1 n_1 + \dots + d_k n_k}{n_1 + \dots + n_k} = \frac{1}{N} \sum d_i n_i \quad (5.1)$$

де n - число деталей.

Умова забезпечення якості: значення діапазону розсіювання повинно бути меншим за допуск розміру ($R \leq Td$).

Похибки можна оцінювати, користуючись теоретичними законами розсіювання. Існує ряд теоретичних законів розсіювання.

Широко поширений закон нормального розсіювання (закон Гаусса). Він описується кривою, розміщеною симетрично відносно центру групування (рис.5.2.).

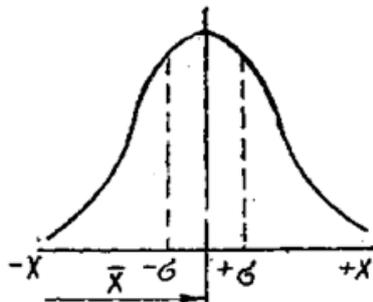


Рисунок 5.2

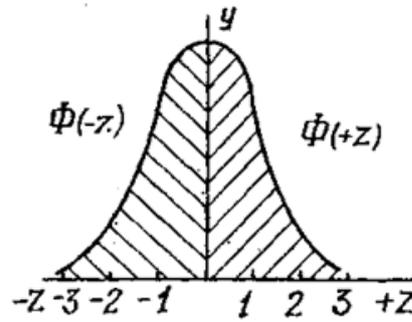


Рисунок 5.3

Крива Гаусса характеризується рівнянням

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} \quad (5.2)$$

де y - щільність імовірності випадкової похибки;

σ - середнє квадратичне відхилення випадкової похибки від центра групування;

x - відхилення випадкового значення похибки від центра групування;

e - основа натурального логарифма.

Величини x та σ мають розмірність розміру,

розсіювання якого визначається.

Середнє квадратичне відхилення випадкового значення величини від центра групування

$$\sigma = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}} \quad (5.3)$$

де n - число випадкових величин.

Площа, обмежена кривою нормального розподілу і віссю абсцис, визначається рівнянням

$$F_{(x)} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx \quad (5.4)$$

У теорії ймовірності часто користуються коефіцієнтом

ризиків $z = \frac{x}{\sigma}$. Якщо замість x до рівняння (5.4) ввести коефіцієнт ризику z , то воно набуде вигляду

$$F_{(z)} = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (5.5)$$

Площа, обмежена кривою нормального розподілу і віссю абсцис, дорівнює ймовірності повної сукупності подій, тобто дорівнює одиниці.

При симетричному розміщенні кривої відносно осі y можна записати:

$$\Phi_{(z)} = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = 0,5 \quad (5.6)$$

де $\hat{O}_{(z)}$ - площа, обмежена кривою і віссю абсцис у границях інтегрування від 0 до ∞

Щоб визначити ймовірність того, що випадкова величина буде в границях конкретного інтервалу, достатньо встановити відповідні значення $z_1 = x_1 / \sigma$ і $z_2 = x_2 / \sigma$, а шукана величина буде дорівнювати:

$$\Phi_{(z)} = \Phi_{(z_2)} - \Phi_{(z_1)} \quad (5.7)$$

Величину $\Phi_{(z)}$ називають інтегральною функцією, або нормованою функцією Лапласа. Значення $\Phi_{(z)}$ наведено у довідниках [4].

Прийнявши площу, обмежену кривою і віссю абсцис, рівною одиниці, дістанемо (див.рис.5.3.):

$$\Phi_{(+z)} = \Phi_{(-z)} = 0,5 \qquad \Phi_{(+z)} + \Phi_{(-z)} = 2\Phi_{(z)}$$

Основним параметром розсіювання є середнє квадратичне відхилення σ , а поле розсіювання беруть у границях $\pm 3\sigma$. Ймовірність того, що випадкова величина потрапить за границі поля розсіювання порівнює 0,27%, що для технічних розрахунків цілком прийнятно. Поле розсіювання $V = 6\sigma$.

При полі розсіювання $V = \pm 3\sigma_{(z=3)}$ функція Лапласа

$$\Phi_{(z)} = 0,4936 \quad 2\Phi_{(z)} = 0,9973; \text{ ймовірність браку}$$

$$P_{\bar{op}} = 1 - 2\Phi_{(z)}; \text{ відсоток браку } Q_{\bar{op}} = 100\% \square P_{\bar{op}}.$$

За границю 6σ розсіювання $P_{\bar{op}} = 1 - 0,9973 = 0,0027$,

а відсоток браку $Q_{\bar{op}} = 0,27\%$.

Якщо поле розсіювання $V = \pm 2\sigma$, то $P_{\bar{op}} = 0,0456$;

$$Q_{\bar{op}} = 4,45\%.$$

Якщо поле розсіювання $V = \pm 1\sigma$, то $P_{\bar{op}} = 0,3174$;

$$Q_{\bar{op}} = 31,74\%.$$

При інших значеннях (коли $V \neq \pm 3\sigma$ криві щільності розподілу ймовірності зображено на рис. 5.4. Ймовірність відсотку деталей у партії, що мають похибки, значення яких лежать в інтервалах $-z_1$ до $+z_1$ показано заштрихованою площею.

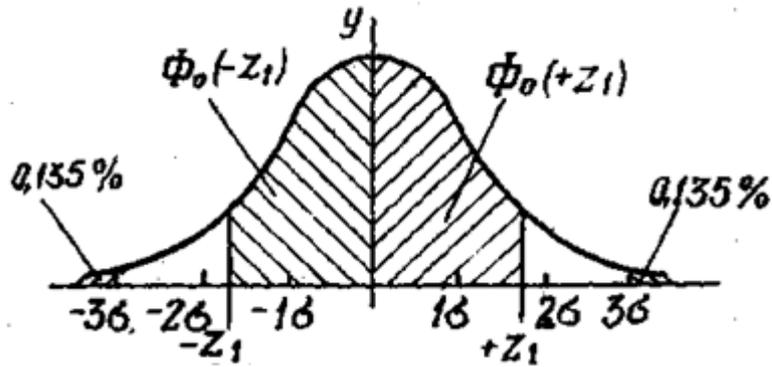


Рисунок 5.4

Середнє квадратичне відхилення визначає розсіювання значення випадкової величини відносно центра групування. Параметр σ впливає на форму кривої розподілу (рис.5.5.)

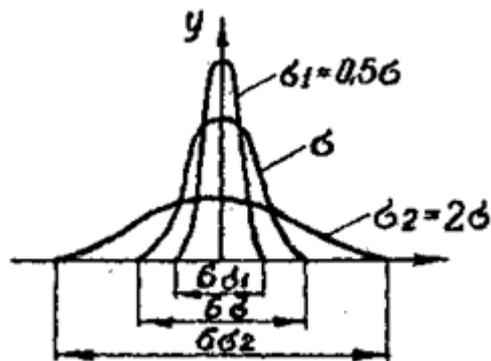


Рисунок 5.5

Ймовірність браку визначають на основі аналізу. Мета аналізу - вивчення точності технологічного процесу, діапазону розсіювання, ймовірності зазору чи натягу.

Бувають випадки, коли розсіювання розмірів описується законами рівної ймовірності, Сімпсона (рівнобедреного трикутника), Релея, Максвелла, тощо. Порівняння емпіричних законів з теоретичними здійснюється шляхом порівняння графіків, за критерієм погодження Колмогорова, тощо.

ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Що таке систематичні і випадкові похибки?
2. Що таке розсіювання розмірів (випадкових величин)?
3. Яким законам розсіювання ймовірностей підпорядковуються розміри деталей і відхилень форми поверхонь?
4. Що таке функція Лапласа і як її використовують при аналізі точності обробки деталей?
5. Що таке грубі похибки? Їх причини і способи виявлення?
6. Що таке ймовірність браку і відсоток браку?

6 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ ВІДХИЛЕНЬ ФОРМИ І РОЗМІЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТА ОСЕЙ

При аналізі точності геометричних параметрів деталей розрізняють поверхні: номінальні (тобто ідеальні, які не мають відхилень форми і розмірів), форма яких задана кресленням, і реальні (дійсні), які обмежують деталь, відділяючи її від зовнішнього середовища.

Реальні поверхні деталей отримують при обробці або в результаті зміни вигляду при експлуатації машин.

Аналогічно розрізняють номінальний і реальний профіль, номінальне і реальне розміщення поверхонь і осей. Номінальне розміщення поверхні визначається номінальними лінійними і кутовими розмірами між ними і базами або між поверхнями, які розглядаються, якщо бази не вказані.

База - це поверхня, лінія, точка деталі, яка визначає одну з площин або осей системи координат, в відношенні до якої задається допуск розміщення або визначається відхилення розміщення.

Профіль поверхні – це лінія перетину поверхні з площиною або заданою поверхнею. Реальні поверхні та профілі відрізняються від номінальних. В результаті відхилень реальної (дійсної) форми поверхні від номінальної конкретний розмір в різних перетинах деталі може бути різним (рис.6.1).

Відхилення ΔR розміру R_D (для вибраного значення x) від номінального розміру R можна виразити залежністю

$$\Delta R = R_D - R = f(\varphi)$$

де $f(\varphi)$ - функція, яка характеризує похибку профілю (φ - полярний кут).

Контур поперечного перетину деталі задовільняє умову замкнутості, тобто

$$f(\varphi + 2\pi) = f(\varphi)$$

отже функція має період 2π

Розглядаючи відхилення ΔR радіуса-вектора в полярній системі координат як функцію полярного кута φ , можна представити відхилення контуру поперечного перетину деталі у вигляді ряду Фур'є [1]

Відхилення геометричних параметрів можна класифікувати (див. рис.6.1.): відхилення власне розміру (ΔD) - відхилення нульового порядку; відхилення розміщення поверхонь (e) - відхилення 1-го порядку; відхилення форми поверхні ($\Delta\Phi$) - відхилення 2-го порядку; хвилястість - відхилення 3-го порядку; шорсткість - відхилення 4-го порядку.

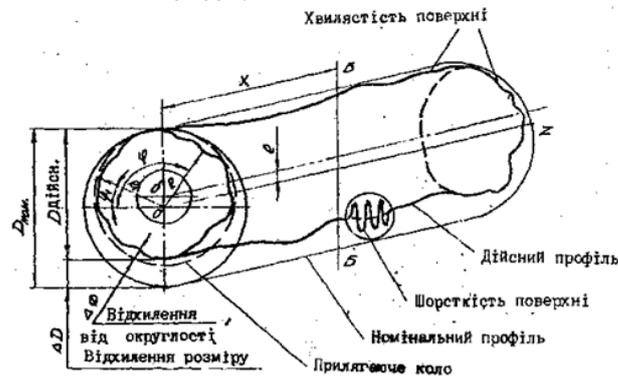


Рисунок 6.1 - Відхилення геометричних параметрів різних порядків

Похибки форми і розміщення поверхонь характеризуються відхиленням реальних поверхонь від номінальних форм і розміщень.

Сукупність виступів і впадин на поверхні деталі утворює рельєф (макро- і мікрогеометрію). Макро- і мікрогеометрія поверхні характеризуються висотою W_z кроком S_w (рис.6.2.)

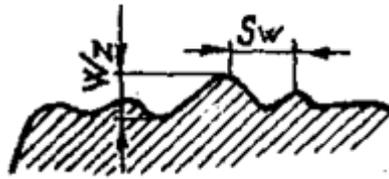


Рисунок 6.2

Умовна класифікація похибок така:

$$\frac{S_w}{W_z} > 1000 \text{ - відхилення форми;}$$

$$1000 \geq \frac{S_w}{W_z} \geq 40 \text{ - хвилястість;}$$

$$\frac{S_w}{W_z} < 40 \text{ - шорсткість.}$$

Похибки форми, хвилястість і шорсткість поверхонь впливають на експлуатаційні та технологічні показники виробів (нерівномірність припусків, питомого тиску, зазорів чи натягів, тертя, тощо).

Відхилення форми, допуски форми. Відхилення форми - це невідповідність реальної форми номінальній.

В основу нормування та кількісної оцінки відхилень форми покладений принцип прилягаючих прямих, поверхонь, профілів.

Прилягаюча пряма - це пряма, яка дотикається до реального профілю поза матеріалом деталі і розміщена відносно реального профілю так, щоб відстань від найвіддаленішої точки його до прилягаючої прямої була найменшою в межах нормованої ділянки (рис.6.3, а).



Рисунок 6.3 - Прилягаюча пряма (а), і прилягаючі кола (б, в)

Прилягаюче коло - це коло мінімального діаметру, описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання (рис.6.3,б), або максимального діаметру, вписаного в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання (рис.6.3,в).

Прилягаюча площина - це площина, яка дотикається до реальної поверхні поза матеріалом і розміщена відносно реальної поверхні так, щоб відстань від найвіддаленішої точки реальної поверхні до прилягаючої площини була найменшою в границях нормованої ділянки.

Прилягаючий циліндр - це циліндр мінімального діаметру, описаний навколо реальної зовнішньої поверхні; або максимального діаметру, вписаний в реальну внутрішню поверхню.

Прилягаючі поверхні та профілі відповідають умовам спряження деталей при посадках з нульовим зазором.

Кількісно відхилення форми оцінюють найбільшою віддаллю Δ від точок реальної поверхні (профілю) до прилягаючої поверхні (профілю) по нормалі до останньої.

Прийняті такі позначення: Δ - відхилення форми або розміщення поверхонь; T - допуск форми або розміщення; L - довжина нормованої ділянки.

Відхилення форми циліндричних поверхонь.

Відхилення від круглості - це найбільша віддаль Δ точок реального профілю до прилягаючого кола (рис.6.4,а). Допуск круглості T - найбільше допустиме значення відхилення від круглості.

Окремими видами відхилень від круглості є овальність і огранка. Овальність - це є відхилення від круглості при якому реальний профіль представляє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої знаходяться у взаємно перпендикулярних напрямках (рис. 6.4,б).

Огранка - це відхилення від круглості, при якому реальний профіль представляє собою багатогранну фігуру (рис.6,4,в).

Відхилення від круглості є диференційованим показником відхилення форми поверхні. Допуск круглості має умовний знак Δ , передбачений ГОСТ 2.306-79. (див.табл.6.1). При умовному позначенні знак поміщають в прямокутній рамці.



Рисунок 6.4 - Відхилення форми циліндричних поверхонь в поперечному перетині

Рамку рекомендується розміщати на кресленні горизонтально, висота всіх позначень в ній повинна відповідати прийнятому на кресленні розміру чисел (рис.6.5.). Рамку з'єднують одною прямою або ламаною лінією з елементом деталі, до якого відносяться вимоги. Кінцевий відрізок з'єднувальної лінії повинен закінчуватися стрілкою і відповідати напрямку вимірювання відхилень.

Нормування окремих видів відхилення від круглості слід обмежувати. Умовні позначення на кресленнях для них не передбачені. При необхідності допуски окремих видів відхилення від круглості вказують текстом в технічних вимогах, наприклад,: "Допуск овальності поверхні А -0,01 мм, допуск огранки - 0.006 мм.

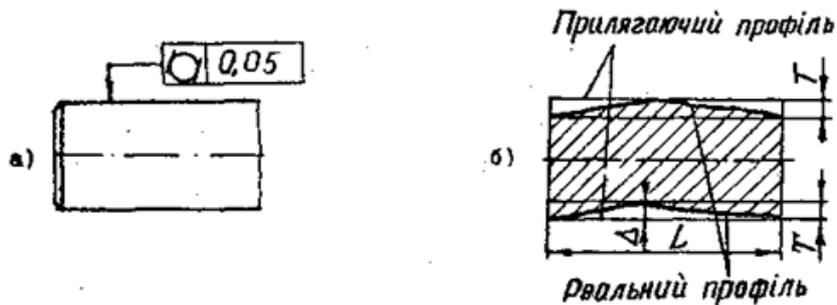


Рисунок 6.5

Відхилення від циліндричності - найбільша віддаль Δ від точок реальної поверхні до прилягаючого циліндра в межах нормованої ділянки (рис.6.6.а). На рис.6.6,б показане поле допуску циліндричності, яке визначається простором, обмеженим співвісними циліндрами 1 і 2, віддаленими один від одного на віддалі, що дорівнює допуску циліндричності T .

Допуск циліндричності застосовується в основному тоді, коли потрібно комплексно обмежити сукупність відхилень форми всієї поверхні, а не відхилень в окремих перетинах, як допуск круглості або допуск профілю поздовжнього перетину. Допуск циліндричності має умовний знак (див.табл.6.1.). Приклад позначення допуску циліндричності - на рис.6.5, а

При відсутності вказівки про допуски форми для спряжених поверхонь відхилення від циліндричності обмежуються полем допуску діаметра на довжині, яка дорівнює довжині спряження.

Відхилення профілю поздовжнього перетину - найбільша віддаль Δ від точок реальної поверхні, які лежать в площині, що проходить через її вісь, до відповідної сторони прилягаючого профілю в межах нормованої ділянки (рис.6.6,б). Поле допуску T такого відхилення показано на рис. 6.5.

Відхилення профілю поздовжнього перетину характеризує відхилення від прямолінійності та паралельності твірних.

Відхилення профілю поздовжнього перетину є диференційованим показником відхилення поверхні і має умовний знак (див. табл.6.1.).

Окремими видами відхилення профілю поздовжнього перетину є конусоподібність, бочкоподібність та сідлоподібність.

Конусоподібність – це відхилення профілю поздовжнього перетину, при якому твірні прямолінійні, але не паралельні (рис.6.б,в)

Бочкоподібність - це відхилення профілю поздовжнього перетину, при якому твірні непрямолінійні і діаметри збільшуються від країв до середини перетину (рис.6.б,г).

Сідлоподібність - відхилення профілю поздовжнього

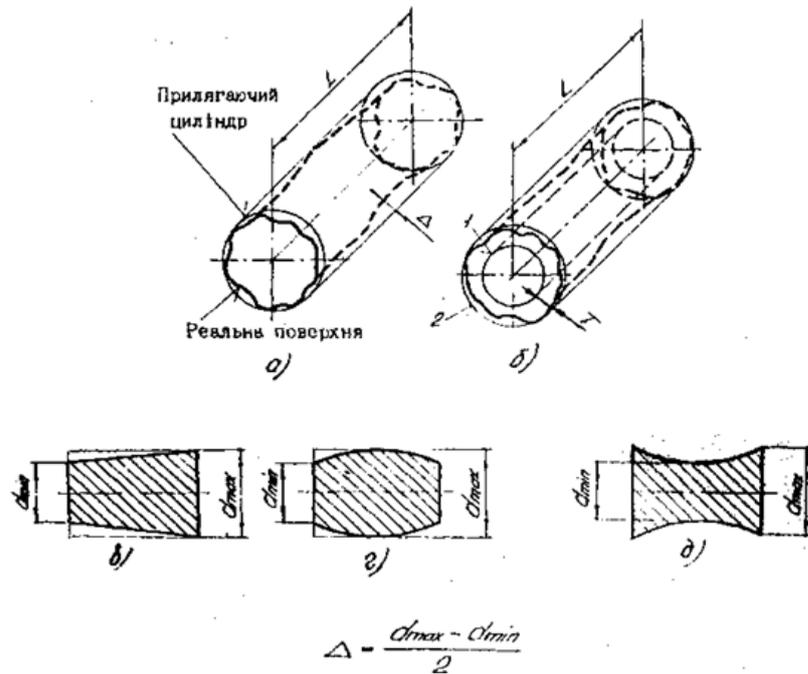


Рисунок 6.6

перетину, при якому твірні непрямолінійні і діаметри зменшуються від країв до середини перетину (рис.6.6,д).

$$\Delta = \frac{d \max - d \min}{2}$$

Умовні позначення окремих видів відхилення профілю поздовжнього перетину стандартами не передбачені. При необхідності допуски окремих видів відхилень вказують текстом в технічних вимогах.

Відхилення Δ від прямолінійності осі (або лінії) в просторі і поле допуску прямолінійності осі Т показані на рис.6.7,а. На рис. 6.7,б позначені такі вимоги: для поверхні А - допуск прямолінійності осі в діаметральному виразі $\varnothing 0,01$ мм (допуск залежний) (сполучна лінія від рамки є продовженням розмірної лінії); для поверхні Б - допуск прямолінійності твірної поверхні 0,01 мм на довжині 100 мм.

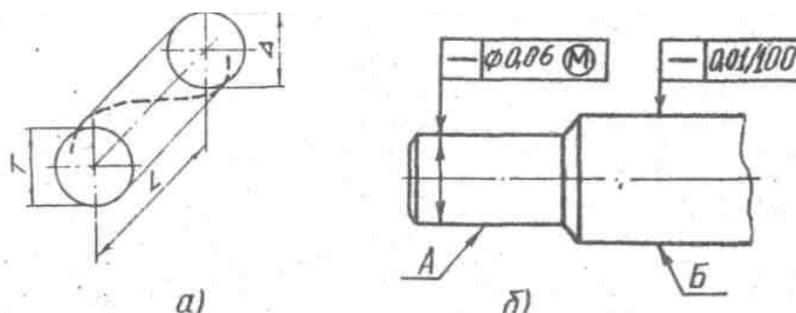


Рисунок 6.7 - Відхилення від прямолінійності

Відхилення від площинності визначають як найбільшу відстань Δ від точок реальної поверхні до прилягаючої площини в межах нормованої ділянки рис.6.8,а). Поле допуску площинності - це область у просторі, обмежена двома

паралельними площинами, віддаленими одна від другої на відстань, що дорівнює допуску площинності T (рис.б.8,б).

Таблиця - Умовні позначення допусків форми і розміщення поверхонь (осей) за ГОСТ 24642-81

Група допусків	Вид допуску	Знак
Допуски форми	Допуск прямолінійності	
	Допуск площинності	
	Допуск круглості	
	Допуск циліндричності	
	Допуск профілю поздовжнього, перерізу	
Допуски розміщення	Допуск паралельності	
	Допуск перпендикулярності	
	Допуск нахилу	
	Допуск співвісності	
	Допуск симетричності	
	Позиційний допуск	
Сумарні допуски форми і розміщення	Допуск перехрещення осей	
	Допуск радіального биття	
	Допуск торцевого биття	
	Допуск биття в заданому напрямку	
	Допуск повного радіального биття	
Допуск повного торцевого биття		
Допуск форми заданого профілю		
Допуск форми заданої поверхні		

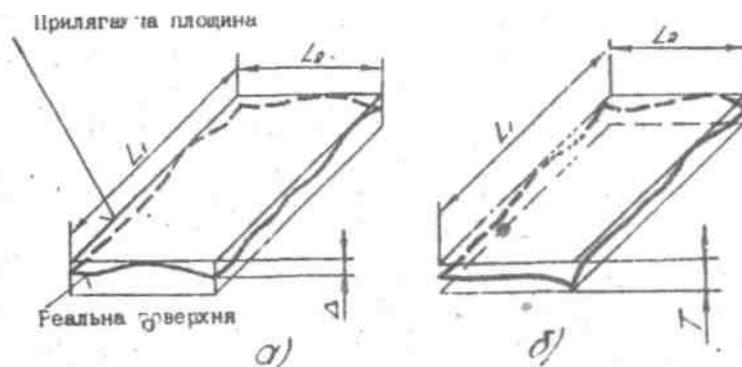


Рисунок 6.8 - Відхилення від площинності

Частковими видами відхилень від площинності є випуклість (рис.6.9.а) та угнутість (рис.6.9.б). Умовні позначення випуклості та угнутості стандартами не передбачені. Величини відхилень цих часткових видів відхилень обмежують комплексним допуском - допуском площинності і вказують текстом в технічних вимогах на кресленні. Приклади позначення комплексного допуску площинності показані на рис. 6.10.

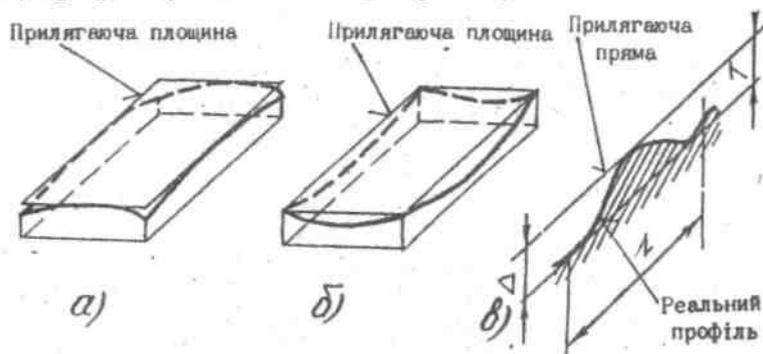
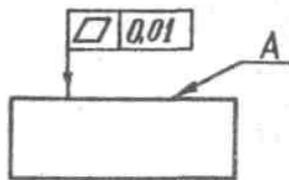
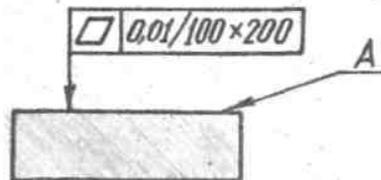


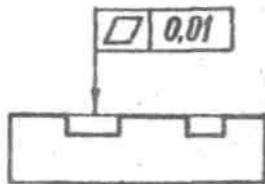
Рисунок 6.9 - Часткові види відхилень від площинності



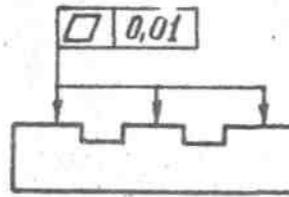
а) Допуск площинності поверхні А – 0,01 мм;



б) Допуск площинності поверхні А - 0,01 мм на площі 100x200 мм²;



в) Допуск площинності поверхонь відносно загальної прилягаючої площини 0,01 мм;



г) допуск площинності кожної поверхні 0,01 мм.

Рисунок 6.10 - Приклади позначення допуску площинності

Відхилення від прямолінійності в площині (рис.6.9,в) визначають як найбільшу відстань від точок реального профілю до прилягаючої прямої. Поле допуску прямолінійності в площині показане теж на цьому рисунку.

Відхилення форми заданого профілю (поверхні). У випадках, коли профіль (поверхня) задано номінальними розмірами, наприклад, координатами окремих точок профілю (поверхні) без граничних відхилень цих розмірів, відхилення форми заданого профілю (поверхні) є найбільше відхилення

Δ точок реального профілю (поверхні) від номінального, яке визначається по нормалі до номінального профілю (поверхні) (рис.б.11.,а). Допуск форми Т можна задавати в діаметральному виразі як подвоєне найбільше допустиме відхилення форми заданого профілю (поверхні) або в

радіусному виразі як найбільше допустиме значення відхилення форми заданого профілю (поверхні). Поле допуску форми заданого профілю - це область на заданій площині перетину поверхні, яка обмежена двома лініями, еквідистантними до номінального профілю і віддаленими одна від другої на відстань, що дорівнює допуску форми заданого профілю в діаметральному виразі T або подвоєному допуску форми при радіусному виразі $T/2$. Лінії, які обмежують поле допуску, є обвідними сімействами кіл, діаметри яких дорівнюють допуску форми заданого профілю при діаметральному виразі T , а центри знаходяться на номінальному профілі (рис.6.11.6).

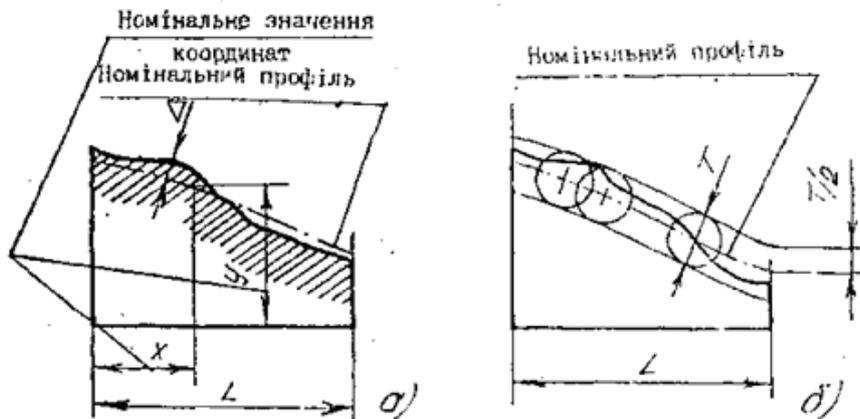
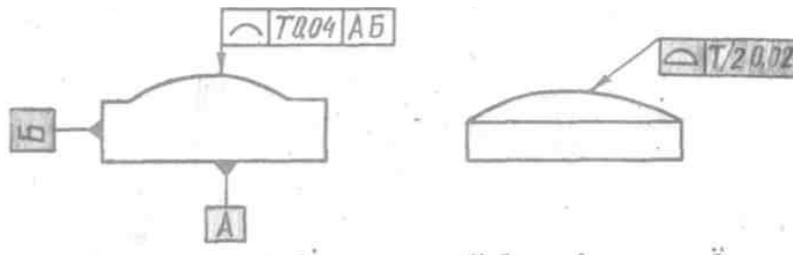


Рисунок 6.11 - Відхилення форми заданого профілю

Відхилення форми заданого профілю (поверхні) є результатом суміщення прояву відхилень розмірів і форми профілю поверхні), а також відхилень розміщення його відносно заданих баз. Тому відхилення і допуски форми заданого профілю і заданої поверхні віднесені в ГОСТ 24642-81 до груп сумарних відхилень і допусків форми та розміщення.

Приклади умовних позначень допусків форми заданого профілю (поверхні) показані на рис.6.12.



а) Допуск форми заданого профілю $T 0,04$ мм (діаметральний вираз допуску).
Бази – поверхні А та Б

б) Допуск форми заданої поверхні $T/2 2,02$ мм (радіусний вира допуску)

Рисунок 6.12. - Умовне позначення допусків форми заданого профілю (поверхні)

Відхиленням розміщення поверхні або профілю називають відхилення реального розміщення поверхні (профілю) від його номінального розміщення

Існують відхилення розміщення поверхонь таких видів: від паралельності; від перпендикулярності; від співвісності; від симетричності; від перетину осей, від позиційного розміщення поверхонь, радіальне і торцеве биття.

Відхилення від паралельності площин - це різниця Δ найбільшої a і найменшої b відстані між прилягаючими площинами в межах нормованої ділянки (рис. 6.13,а). Полем допуску паралельності площин називають область в просторі, обмежену двома паралельними площинами, які знаходяться одна від другої на відстані, що дорівнює допуску паралельності T , і паралельними бази (рис.6.13. б)

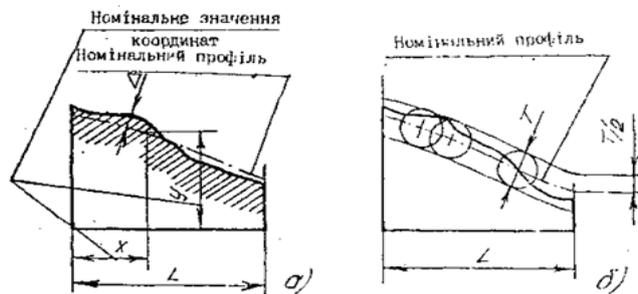
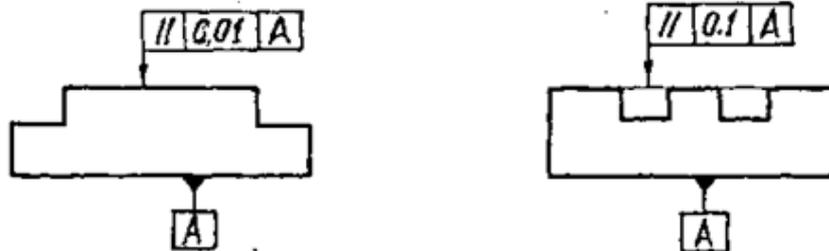


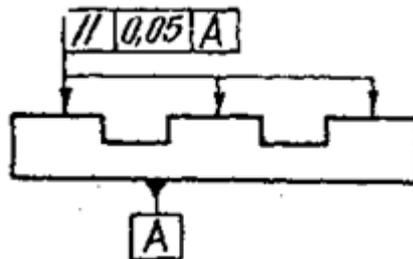
Рисунок 6.13 - Відхилення від паралельності площин

Приклади умовних позначень допуску паралельності площин показані на рис. 6.14.



а) Допуск паралельності по верхні відносно базової поверхні А 0,01 мм;

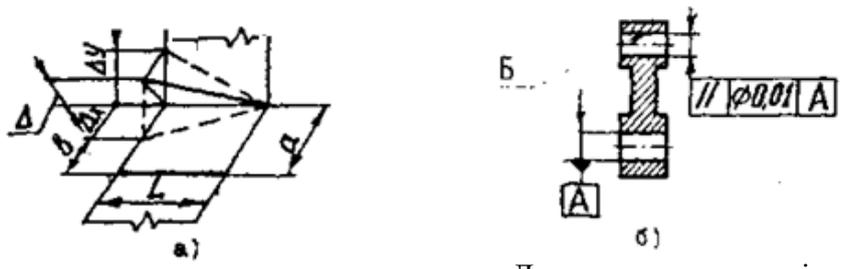
б) Допуск паралельності загальної прилягаючої площини поверхонь відносно базової поверхні А 0,1 мм



в) Допуск паралельності кожної поверхні зокрема відносно базової поверхні А 0,05 мм

Рисунок 6.14 - Умовне позначення допусків паралельності площин.

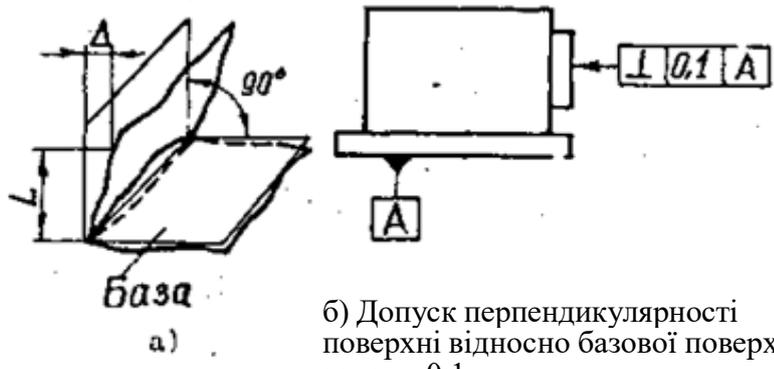
Відхилення від паралельності осей - це геометрична сума відхилень від паралельності проєкцій осей (у двох взаємно перпендикулярних площинах), рис. 6.15,а; приклад умовного позначення допуску паралельності осей показано на рис.б. 15,б.



Допуск паралельності осі отвору Б відносно базової осі отв. А $\varnothing 0,01$ мм (діаметральний вираз допуску).

Рисунок 6.15 - Відхилення від паралельності осей.

Відхилення від перпендикулярності площин - це відхилення кута між площинами від 90° , виражене в лінійних одиницях на довжині нормованої ділянки (рис.6.16,а); приклад умовного позначення допуску перпендикулярності показаний на рис.6.16,б.



б) Допуск перпендикулярності поверхні відносно базової поверхні основи 0,1 мм.

Рисунок 6.16 - Відхилення від перпендикулярності площин

Відхилення від співвісності - це найбільша відстань Δ_1 і Δ_2 між віссю поверхонь обертання і загальною віссю двох або кількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки (рис.6.17). Відхилення від співвісності відносно загальної осі -

це найбільша відстань $\Delta_1, \Delta_2 \dots$ між віссю заданої поверхні і загальною віссю двох або декількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки. Допуск співвісності в діаметральному виразі дорівнює подвоєному найбільшому допустимому значенню відхилення від співвісності, а в радіусному виразі - найбільшому допустимому значенню цього відхилення. Поле допуску співвісності - це область у просторі, обмежена циліндром, діаметр якого дорівнює допуску співвісності в діаметральному виразі T або подвоєному допуску співвісності в радіусному виразі R , а вісь співпадає з базовою віссю (рис.6.17,б). Двояка кількісна оцінка співвісності (в діаметральному і радіусному виразі) прийнята за рекомендаціями ІСО також для симетричності і перетинч осей.

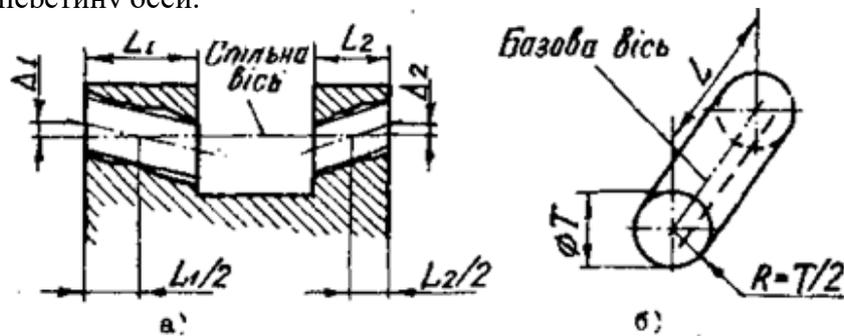
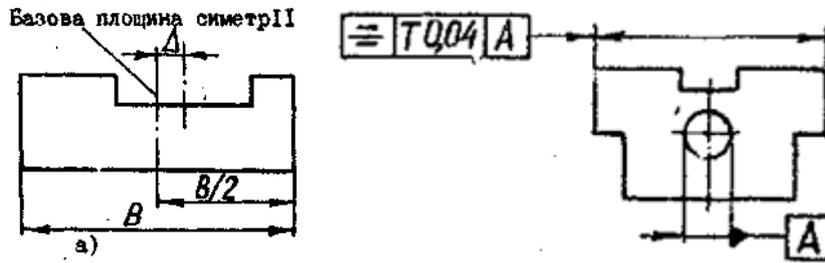


Рисунок 6.17 - Відхилення від співвісності

Відхилення від симетричності відносно базової площини - це найбільша відстань Δ між площиною симетрії поверхні, яка розглядається, і базовою площиною в межах нормованої ділянки, (рис.6.18,а). Допуск симетричності може бути заданим в діаметральному або радіусному виразі. В діаметральному виразі допуск симетричності - це подвоєне найбільше допустиме значення відхилення від симетричності; вказується із знаком T перед числовим значенням допуску. В радіусному виразі - найбільше допустиме значення відхилення від симетричності вказується із знаком $T/2$ перед числовим значенням допуску. Приклад умовного позначення допуску

симетричності показаний на рис. 6.18. б.



б) Допуск симетричності поверхонь відносно базової осі отвору $T 0,04$ мм (допуск в діаметральному виразі)

Рисунок 6.18 - Відхилення від симетричності

Відхилення від перетину осей, які номінально повинні перетинатись, визначають як найменшу відстань Δ між віссю, яка розглядається, і базовою (рис.б.19.). Поле допуску перетину осей - це область в просторі, обмежена двома паралельними площинами, які знаходяться одна від другої на відстані, яка дорівнює допуску перетину в діаметральному виразі T або подвоєному допуску перетину в радіусному виразі $T/2$, і розміщені симетрично відносно базової осі.

Позиційне відхилення - це найбільше відхилення Δ реального заміщення елемента, його центра, осі або площини симетрії від його номінального розміщення в межах нормованої ділянки. (рис.6.20).

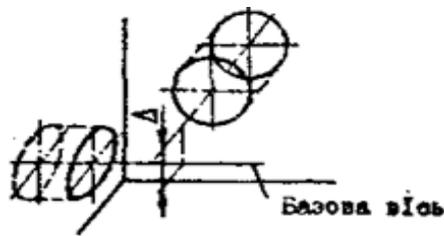


Рисунок 6.19 - Відхилення від перетину осей

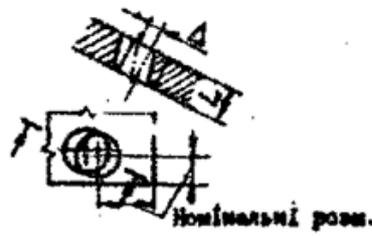
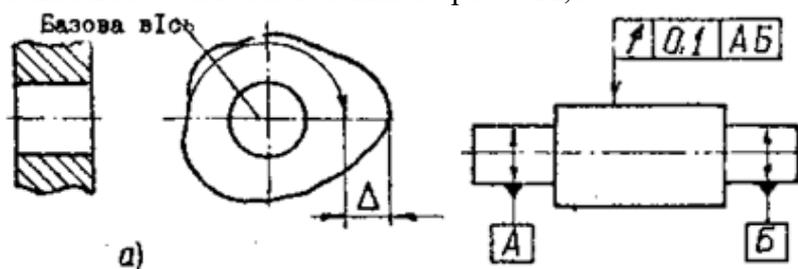


Рисунок 6.20 – Позиційне відхилення

Радіальне биття поверхні обертання відносно базової осі є результатом сумісного прояву відхилень від круглості профілю в розглядуваному перетині і відхилення його центра відносно базової осі. Воно дорівнює різниці найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю поверхні обертання до базової осі в перетині, перпендикулярному до цієї осі (Δ на рис.6.21,а). Приклад умовного позначення радіального биття показаний на рис.6.21,б.



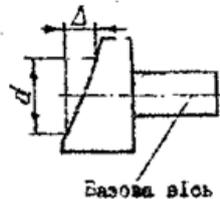
б) Допуск радіального биття
поверхні відносно базової осі
A 0,1 мм

Рисунок 6.21 - Радіальне биття поверхні

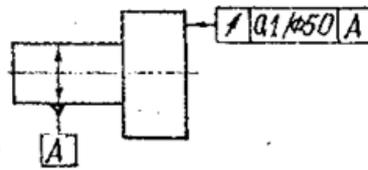
Торцеве биття - це є різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю торцевої поверхні до площини, перпендикулярної до базової осі. Визначається на заданому діаметрі d або на будь якому (в тому числі і найбільшому) діаметрі торцевої поверхні, рис. 6.22.,а. Приклад умовного позначення торцевого биття показаний на рис. 6.22..б.

Відхилення, допуски форми і розміщення поверхонь (основні терміни і визначення) нормуються ГОСТ 24642-31. Значення допусків форм і розміщень регламентуються ГОСТ 24643-81. Передбачено 16 ступенів точності: I, 2,..., 16. Числові значення допусків від однієї ступені до другої змінюються з коефіцієнтом збільшення 1,6.

Вид допуску форми або розміщення за ГОСТ 2.303-79 слід позначати на кресленні знаками, приведеними в таблиці 6.1. Знак і числове значення допуску вписують в рамку, вказуючи



а)



б) Допуск торцевого биття поверхні відносно осі базової поверхні A 0,1 мм на діаметрі 50 мм

Рисунок 6.22 - Торцеве биття поверхні

на першому місці знак, на другому - числове значення допуску в міліметрах і на третьому - при необхідності позначення буквою бази (баз) або поверхні, з якою зв'язується допуск розміщення (див. рис.6.21.б; 6.22.,б). Якщо допуск відноситься до осі або до площини симетрії, сполучна лінія повинна бути продовженням розмірної (рис.6.1д,б); якщо допуск відноситься до спільної осі (площини симетрії) сполучну лінію проводять до спільної осі (рис.6.21,б). Перед числовим значенням допуску треба вказувати: символ \varnothing , якщо поле допуску задано його діаметром (рис.6.15,б); символ R якщо поле допуску задано радіусом; символ T, якщо допуски симетричності, перетину осей, форми заданого профілю(поверхні), а також позиційні задані в діаметральному виразі (рис.6.12,а); символ T/2 для тих же видів допусків, якщо вони задані в радіусному виразі (рис. 6.12,б). Якщо допуск відноситься до ділянки поверхні заданої довжини або площі, то її значення вказують поряд із допуском, відділяючи нахиленою лінією (рис.6.10). Якщо необхідно назначити допуск на всій довжині поверхні і на заданій довжині, то допуск на заданій довжині вказують під допуском на всій довжині (рис.6.23.,б). Написи, які доповнюють дані, приведені в рамці, наприклад, часткові види допусків, наносять, як показано на рис.6.23,б.

Базу позначають затушованим трикутником, який з'єднують сполучною лінією з рамкою допуску (рис.6.24,а). Частіше базу позначають буквою і з'єднують її з трикутником

(рис.6.24.,б). Якщо базою є вісь, або площина симетрії, трикутник розташовують у кінці розмірної лінії відповідного розміру поверхні. У випадку, коли нестаче місця, стрілку розмірної лінії допускається замінити трикутником (рис.6.24.г).

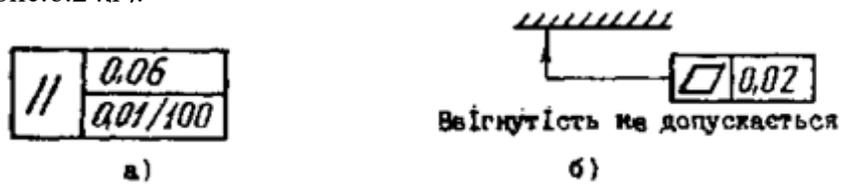


Рисунок 6.23 - Схеми позначення допусків форми і розміщення

Вибір допусків форми і розміщення поверхонь залежить від конструктивних і технологічних вимог, але крім того, зв'язаний з допуском розміру, бо поле допуску розміру для спряжених поверхонь обмежує також і будь-які відхилення форми і розміщення на довжині з'єднання.

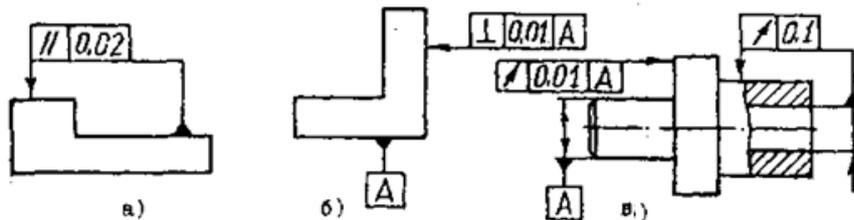


Рисунок 6.24 - Варіанти позначення баз

Допуски форми і розміщення поверхонь назначаються тільки в обґрунтованих випадках, коли вони повинні бути меншими від допуску розміру. При виборі допусків форми (Тф) і розміщення (Троз) можна зв'язувати їх з допуском розміру (Тр).

В залежності від співвідношення Тф/Тр (Троз/Тр) розрізняють нормальну (А), підвищену (В) і високу (С) відносну геометричну точність поверхні (Тф складає відповідно 60, 40 і 25% від Тр).

Допуски форми циліндричних поверхонь, які відповідають рівням відносної геометричної точності А, В, і С, складають

приблизно 30, 20 і 12% допуску розміру, бо допуски форми циліндричних поверхонь обмежують відхилення радіуса, а допуск розміру - відхилення діаметру поверхні.

Не вказані на кресленні допуски форми і розміщення поверхонь обмежуються полями допусків відповідних розмірів згідно ГОСТ 25069-81.

Допуски розміщення можуть бути залежними. (M) і незалежними (S). Залежні - це такі, величина яких залежить від дійсних розмірів нормованого елемента; незалежні - величина яких не залежить від дійсних розмірів нормованого елемента.

Запитання для самоконтролю

1. Яку поверхню називають реальною, номінальною та прилеглою?
2. Назвати комплексні та часткові (окремі) показники відхилень форми циліндричної поверхні та пояснити різницю між ними.
3. Які є комплексні та часткові (окремі) показники відхилень форми плоских поверхонь?
4. Навести приклади відхилень розміщення поверхонь із залежним і незалежними допусками.
5. Навести приклади основних відхилень розміщення поверхонь (осей)
6. навести приклади позначень відхилень форми та розміщення поверхонь (осей).

7 СИСТЕМА НОРМУВАННЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ ШОРСТКОСТІ І ХВИЛЯСТОСТІ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Шорсткістю поверхні називається сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками на базовій довжині l .

Базова довжина l - це довжина базової лінії, в межах якої проводять оцінку шорсткості. Базова лінія - це лінія заданої геометричної форми, проведена певним чином відносно профілю, яка служить для відрахунку параметрів шорсткості. Числові значення шорсткості поверхні відраховують від єдиної бази, за яку приймається середня

лінія профілю m , тобто базова лінія, яка має форму номінального профілю і проведена так, щоб в межах базової довжини середнє квадратичне відхилення профілю до цієї лінії було мінімальним (тобто в межах l сума площ виступів і впадин рівні між собою). Систему відрахунку шорсткості від середньої лінії профілю називають системою середньої лінії. Профіль поверхні зображується профілограмою (рис.7.1).

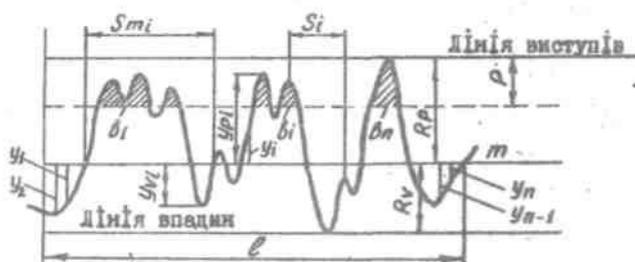


Рисунок 7.1. Профілограма і основні параметри шорсткості поверхні

На рис.7.1. прийнято такі позначення: m - середня лінія профілю; l - базова довжина; P - рівень перетину; δ_i - відрізок на рівні перетину; R_p, R_v - відповідно найбільша висота виступу і глибина впадини; Y - відстань між точкою профілю і середньою лінією (відхилення).

Параметри шорсткості беруть за ГОСТ 2789-73 (який відповідав міжнародній рекомендації із стандартизації 100 Р 468) такі:

Середнє арифметичне відхилення профілю

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |Y(x)| dx = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Y_i| \quad (7.1)$$

де n - число вибраних точок профілю;

l - базова довжина;

Y - відхилення профілю тобто віддалі між будь-якою точкою профілю і середньою лінією);

- висота нерівностей за десятьма точками

$$R_z = \frac{1}{5} [\sum_{i=1}^5 |Y_{Pi}| + \sum_{i=1}^5 |Y_{Vi}|] \quad (7.2)$$

де Y_p, Y_v - відповідно висота виступів і глибина западин;

- найбільша висота профілю

$$R_{\max} = R_p + R_v \quad (7.3)$$

- середній крок профілю

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi} \quad (7.4)$$

- середній крок місцевих виступів

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \quad (7.5)$$

- опорна довжина профілю

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i \quad (7.6)$$

- відносна опорна довжина профілю

$$t_p = \eta_p / l \quad (7.7)$$

- додаткові параметри шорсткості:

R_q - середнє квадратичне відхилення; Δq - середній

квадратичний нахил; R_m - середнє -значення висотного параметра; $\Delta \alpha$ - середній арифметичний нахил.

Однозначного зв'язку між шорсткістю поверхні і допуском розміру немає. Проте для кожних допуску розміру і форми можна встановити мінімальні вимоги по шорсткості поверхні у вигляді найбільш грубої границі допустимих значень параметрів шорсткості.

Залежно від допуску розміру і допуску форми встановлено такі умови:

- при нормальній відносній геометричній точності (допуск форми складає 60% допуску розміру)

$$R_a \leq 0,05T_p$$

- при підвищеній відносній геометричній точності допуск форми (складає 40% допуску розміру)

$$R_a \leq 0,025T_p$$

- при високій відносній геометричній точності (допуск форми складає 25% допуску розміру)

$$R_a \leq 0,012T_p$$

Якщо відхилення форми обмежується повним допуском розміру, мінімальні вимоги до шорсткості при квалітетах ІТ3 до ІТ8 розширені з урахуванням економічно досяжної шорсткості, при методах обробки, що забезпечують відповідні квалітети. В обґрунтованих випадках встановлюють вимоги до напрямку нерівностей (табл.7.1)

Таблиця 7.1 - Напрямок нерівностей і їх позначення

Напрямок нерівностей	Схематичне зображення	Позначення напрямку рисок
Паралельний		
Перпендикулярний		
Переохресний		
Довільний		
Кругоподібний		
Радіальний		

Шорсткість поверхні позначається відповідно до ГОСТ 2.309-73. Структура позначення шорсткості поверхні приведена на рис.7.2,а.

Прямокутниками обмежені місця, де дається інформація про рельєф поверхні, а саме: параметри шорсткості за стандартом; види обробки поверхні; базова довжина; умовне позначення напрямку нерівностей.

Якщо не обмежується вид обробки, то позначення шорсткості обмежують знаком $\sqrt{\quad}$ (рис. 7.2,б). Ним позначають усунення матеріалу довільним методом; знаком позначають усунення шару матеріалу певним методом, наприклад точінням, фрезеруванням, травленням тощо (рис.7.2,в); знак означає, що



Рисунок 7.2. - Структура позначення шерсткості поверхні

поверхня повинна бути утворена без зняття шару матеріалу, наприклад, литвом, куванням, волочінням тощо (рис.7.2,г).

Розміри знаків повинні приблизно дорівнювати висоті h розмірних чисел на цьому самому кресленні; $H = (1.5 \dots 3)h$. Товщина ліній знаків дорівнює половині контурної лінії.

Правила позначення шерсткості встановлені ГОСТ 2.309-79, (див. [1], с.189...191).

Хвилястість поверхні - це сукупність підвищень і западин, які періодично чергуються і в яких відстані між суміжними підвищеннями і впадинами перевищують базову довжину l для шерсткості цієї поверхні. Хвилястість займає проміжне положення між відхиленнями форми і шерсткістю поверхні.

Встановлені такі параметри хвилястості: висота хвилястості і середній крок хвилястості.

Висота хвилястості W_z - це середнє арифметичне з п'яти її значень (W_1, W_1, \dots, W_5) визначених на довжині ділянки вимірювання L_w , яка дорівнює не менше як п'яти дійсним найбільшим крокам S_w хвилястості (рис.7.3,а).

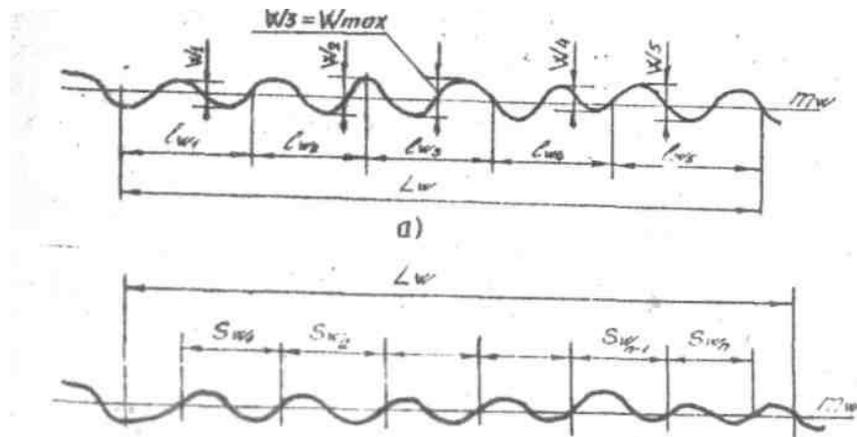


Рисунок 7.3 - Визначення висоти а) і кроку б) хвилястості поверхні

Граничні значення хвилястості W_Z вибирають із ряду 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм

Окремі вимірювання хвилястості здійснюють на довжині L_{wi} , яка дорівнює п'ятій частині довжини L_w . Найбільша висота хвилястості W_{max} - це є відстань між найвищою і найнижчою-точками вимірюваного профілю в межах L_w , яка виміряна на одній повній хвилі.

Середній крок хвилястості S_w - це є середнє арифметичне значення довжин відрізків середньої лінії S_{wi} , обмежених точками їх перетину із сусідніми ділянками профілю (рис.7.3,б):

$$S_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{wi} \quad (7.9)$$

Форма хвилі залежить від процесу обробки поверхні. Вона має, як правило, синусоїдальний характер.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке хвилястість, шорсткість? Їх визначення.
2. Різниця між хвилястістю та шорсткістю поверхні.
3. Що таке середня лінія профілю поверхні, як вона проводиться?
4. Які параметри для кількісної оцінки шорсткості встановлені, як вони визначаються?
5. Правила позначення шорсткості поверхонь на кресленнях. Приклади.
6. Типи та умовні позначення на кресленнях напрямів нерівностей поверхні.
7. Які параметри для кількісної оцінки хвилястості встановлені, як вони визначаються?

8. ЄДИНА СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК (ЄСДП)

Назва "Єдина система допусків і посадок" стосується лише системи допусків і посадок для гладких циліндричних з'єднань. У розділі 3 відзначено, що основні принципи цієї системи базуються на стандартах ІСО. ЄСДП введено, щоб забезпечити широке кооперування між країнами, підвищення конкурентно здатності виробів на світовому ринку. Незважаючи на те, що РЕВ розпалася, ЄСДП РЕВ зберігає свою актуальність на сьогоднішній день завдяки її спорідненості з стандартами ІСО.

До ЄСДП РЕВ входить ряд стандартів, в яких викладено основи побудови ЄСДП РЕВ:

- ДСТУ 25346-89 (СТ РЕВ 145-75) "Єдина система допусків і посадок. Загальні положення, ряди допусків і основних відхилень", який охоплює діапазон розмірів 0 до 3150 мм;

- ДСТУ 25347-82 (СТ РЕВ 144-75) "Єдина системи допусків і посадок. Поля допусків і рекомендовані посадки", який охоплює діапазон розмірів 0 до 3150 мм;

- ДСТУ 25348-82 (СТ РЕВ 177-75) "Єдина система допусків і посадок. Ряди допусків, основних відхилень і поля допусків для розмірів понад 3150 мм", який охоплює

діапазон розмірів від 3150 до 10000 мм;

- ДСТУ 25349-82 (СТ РЕВ 179-75) "Єдина система допусків і посадок. Поля допусків і рекомендовані посадки деталей із пластмаси", який охоплює діапазон розмірів 0 до 3150 мм;

- ДСТУ 25670-83 (СТ РЕВ 302-76) "Основні норми взаємозамінності. Граничні відхилення розмірів з не вказаними допусками", який охоплює діапазон розмірів 0 до 10000 мм.

У 1937 - 1938 роках стандарти ЄСДП РЕВ були переглянуті з метою приведення їх у відповідність з рекомендаціями ІСО 286-1 та 286-2. Стандарт ДСТУ 25346-89 (СТ РЕВ 145-75) встановлює ряд загальних положень для всієї системи попусків і посадок гладких елементів деталей і вихідні ряди допусків і основних відхилень для номінальних розмірів до 3150 мм. Поміщені в цьому документі терміни й визначення застосовуються не лише для гладких, а й для всіх інших з'єднань (див.[7]).

У стандарті ДСТУ 25347-82 встановлені поля допусків для гладких деталей в посадках і для неспряжуваних елементів. Поля допусків, що містяться в стандарті, є обмеженим відбором для загального застосування і полів допусків, які можна дістати різними поєднаннями основних відхилень і допусків за ДСТУ 25346-89. Поля допусків, що не включені до ДСТУ 25347-82, розглядаються як спеціальні. У стандарті вміщено рекомендації з утворення посадок (рекомендовані посадки).

ДСТУ 25348-82 (СТ РЕВ 177-75) зі змінами, які внесені у 1987 році, поширюється на гладкі елементи деталей з номінальними розмірами від 3150 до 10000 мм.

У додаток до основних стандартів ЄСДП РЕВ було розроблено СТ РЕВ 3960-83 на допуски для розмірів понад 10000 до 40000 мм.

Стандартами встановлені рекомендовані поєднання полів допусків вала й отвору в посадках (рекомендовані посадки). Для кожного поля допуску, включеного до відбору і призначеного для посадок, у додатках до ДСТУ 25347-82 і ДСТУ 25348-82 наведено рекомендовані поєднання з полем допуску іншої спряжуваної деталі. В окремих випадках дається

два або три рекомендовані поєднання (посадки). '

Рекомендаціями передбачено: 1) посадки, як правило, повинні застосовуватись у системі отвору або системі вала; 2) переважне застосування системи отвору.

Систему вала слід застосовувати лише у випадках, коли це виправдано конструктивними або економічними вимогами (наприклад, коли необхідно дістати різні посадки кількох деталей з отворами на одному гладкому валу).

ЕСДП РЕВ характеризується рядом ознак: інтервалами номінальних розмірів, системою посадок (розділ 3), допусками (розділ 3), основними відхиленнями, посадками, температурним режимом (розділ 3).

Інтервали номінальних розмірів. Номінальні розміри поділяються на інтервали (основні й проміжні).

Основні інтервали призначені для визначення допусків. Допуск для всіх величин у межах інтервалу сталий. Проміжні інтервали введено для номінальних розмірів понад 10 мм. Вони поділяють кожний основний інтервал на два (або три).

Основні інтервали , мм	Проміжні інтервали,
ми	
До 3	
Понад 3 до 6	
Понад 6 до 10	
Понад 10 до 18	Понад 10 до 14
Понад 14 до 18	
Понад 18 до 30	Понад 18 до 24
	Понад 24 до 30 і т.д.

Основні відхилення. Розміщення поля допуску відносно нульової лінії визначається основним відхиленням, ближчим до нульової лінії (верхнім або нижнім).

Для всіх полів допусків, що розміщені нижче від нульової лінії, (рис. 8.1) основним (тобто ближчим) є верхнє відхилення (e_s або ES); для полів допусків, що розміщені вище нульової лінії, основним (ближчим) - нижнє відхилення (e_i або EI).

Поле допуску характеризується також віддаленим відхиленням. За основним відхиленням і допуском визначається друге граничне відхилення, що обмежує поле допуску.

Для тих полів допусків, у яких основним є верхнє

відхилення, нижнє відхилення визначають за формулами:
 для отвору $EI = ES - IT$; , для вала $ei = es - IT$.
 Якщо основне відхилення нижнє, то верхнє визначають за формулами:

для отвору $ES = EI + IT$; для вала $es = ei + IT$.

У наведених формулах основні відхилення підставляють з їх знаками.

Основні відхилення отвору позначають великими буквами А, В, ... Z.

Основні відхилення вала позначають малими буквами а, в, ... z .

Основних відхилень для отворів і валів передбачено по 28

Як правило, основні відхилення отвору і вала одного виду є рівні за абсолютним значенням і протилежні за знаком. Поле допуску характеризується двома відхиленнями: ближчим і віддаленим.

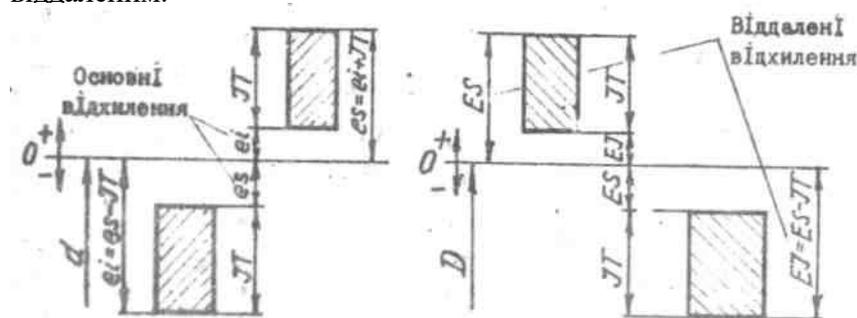


Рисунок 8.1 - Основні і віддалені відхилення

Утворення і позначення полів допусків. В ЄСДП допускається будь-яке поєднання основних відхилень і квалітетів. Теоретично можна дістати велику кількість різних полів допусків. Проте не всі можливі поєднання доцільні. За ДСТУ 25347-82 і ДСТУ 25348-82 передбачено обмежений відбір полів допусків.

У зв'язку з тим, що основні відхилення отвору, рівні за значенням і протилежні за знаком, одноіменним основним відхиленням вала, можна діставати однакові посадки в системі отвору і в системі вала.

Основні відхилення від А до Н (від а до h) призначені

для утворення полів допусків у посадках з зазорами; від JS до N (від js до n) у перехідних посадках; від P до ZC (від p до zc) - у посадках з натягами.

Поле допуску утворюється поєднанням одного з основних відхилень із допуском в одному з квалітетів, наприклад для отворів H6, H11, S10; для вала h5, e8.

Утворення і позначення посадок. Посадки утворюються шляхом поєднання поля допуску отвору і поля допуску вала. Умовне позначення посадок дається у вигляді дробу: в чисельнику - позначення поля допуску отвору, в знаменнику -

позначення поля допуску вала, наприклад: $\frac{H8}{f7}$, $\frac{F8}{h7}$, або H8/f7, F8/h7.

Допускається будь-яке поєднання стандартних полів допусків отвору і вала в посадці. Проте ряду поєднань стандарти надають певні переваги. Рекомендовані посадки наведено в ДСТУ 25347-82 (СТ РЕВ 144-75) і ДСТУ 25343-82 (СТ РЕЗ 177-75).

Відбори полів допусків для спряжуваних розмірів різні - в діапазонах номінальних розмірів, мм: до 1, від 1 до 500; понад 500 до 3150; понад 3150 до 10000.

Неспряжувані розміри залежно від рівня функціональних вимог, які до них ставляться, можуть виготовлятися за будь-яким квалітетом ЄСДП. Для неспряжуваних розмірів у кожному квалітеті передбачені поля допусків з одностороннім ("тїло" матеріалу) розміщенням відносно номінального розміру або симетричні. У першому випадку поля отворів позначають H10, H13; поля допусків валів – h10, h13; у другому -JS для отвору і js для вала, наприклад JS7, JS8, JS13; js3, js 7, js13.

Граничні відхилення отворів і валів наведено в таблицях стандартів.

Позначення на кресленнях посадок, квалітетів і граничних відхилень.

Основні правила позначення допусків і посадок на

кресленнях встановлені ГОСТ 2.207-68. Допуски і посадки можна позначити одним із трьох способів: умовним, числовим і комбінованим (змішаним).

Умовне позначення полів допусків таке: I8 H7, 15 e8.

Числове позначення граничних відхилень таке: $18^{+0,018}$, $15_{-0,059}^{-0,032}$

Комбіновані позначення граничних відхилень; I8H7($^{+0,018}$); 15a8($_{-0,059}^{-0,032}$)

Посадки позначають у вигляді дробу, наприклад:

$\varnothing 25 \frac{H7}{e6}$; $\varnothing 25 H7/e6$

У чисельнику (або на першому місці) вказується поле допуску отвору, а в знаменнику (на другому місці) - поле допуску вала.

Умовні позначення допусків і посадок на робочих кресленнях вказують, якщо застосовують мірний різальний інструмент (розвертки, протяжки) і відповідні граничні калібри. Числові позначення полів допусків вказують, якщо застосовують універсальні вимірювальні засоби (в одиничному і дрібносерійному виробництві, при ремонтних роботах). Комбіновані позначення вказують на робочих кресленнях в експериментальному виробництві.

Записи про невказані відхилення відносно низької точності (від квалітету 12 і грубіше) виконують згідно ДСТУ 25670-83 так: (приклад для квалітету IT 14 або класу точності "середній"):

варіант 1: -IT 14; +IT 14; $\pm t_2/2$;

варіант 2: $-t_2$; $+t_2$; $\pm t_2/2$;

варіант 3: $\pm t_2/2$;

варіант 4: -IT 14, $-t_2$; +IT 14, $+t_2$; $\pm t_2/2$.

Користування таблицями граничних відхилень отворів і валів.. Значення граничних відхилень отворів і валів приведені в таблицях (у системах отвору і вала) ДСТУ 25347-82. У цих таблицях для кожного інтервалу розмірів верхні відхилення розміщені над нижніми; їх величини задаються у мікрометрах (1 мкм = 0,001 мм) [4].

Граничні відхилення розмірів з великими допусками

(квалітети 12-18) наводяться в таблицях ДСТУ 25670-82 (СТ РЕВ 302-76).

Користуючись таблицями граничних відхилень, можна розв'язати дві задачі:

- визначити граничні відхилення розмірів деталей за умовними позначеннями полів допусків або посадки;
- визначити поля допусків деталей і посадки за відомими числовими відхиленнями розмірів.

Співставляючи ЄСДП РЕВ з міжнародною системою допусків і посадок ІСО, слід відзначити, що основні положення, числові значення, умовні позначення полів допусків і посадок, принцип утворення посадок повністю співпадають.

Різниця ЄСДП РЕВ та системи ІСО полягає в певних положеннях.

ЄСДП РЕВ охоплює більший діапазон номінальних розмірів від 0 до 10000 мм (діапазон розмірів понад 3150 до 10000 мм не охоплений системою ІСО).

Для розмірів понад 500 до 3150 мм в ЄСДП РЕВ встановлені додаткові основні відхилення. ЄСДП РЕВ відрізняється специфічним відбором полів допусків. Відбір полів допусків за ЄСДП РЕВ (основний і додатковий скорочено порівняно з відбором ІСО).

На відміну від ЄСДП РЕВ, де наведено рекомендовані посадки систем отвору і вала, у стандартах ІСО конкретні посадки не даються, а приводяться лише рекомендації з утворення посадок.

Історична довідка. Роботи з міжнародної системи допусків і посадок ІСО почалися в 1923 році. Перший проект СДП ІСО, розроблений групою спеціалістів Німеччини, Франції, Чехословаччини, Швеції та Швейцарії, було опубліковано в 1931 році. Він охопив розміри від 1 до 180 мм. У 1935 році інтервал розмірів було розширено від 1 до 500 мм. Офіційно ІСО оформлена в 1940 році.

Після другої світової війни технічний комітет (ТК) «Допуски і посадки» Міжнародної організації із стандартизації (ІСО/ТК 3) підготував рекомендацію ІСО Р 286- 1962 "Система допусків і посадок ІСО". На основі збереження основних положень системи ІСО розширено

діапазони розмірів: менший як 1 і понад 500 до 3150 мм.

У 1970 році прийнято доповнення "Відбір полів допусків для загального застосування. Відхилення розмірів з неказаними допусками". У 1938 році систему ІСО доповнено квалітетами 17 і 18, внесено зміни в термінологію і деякі умовні позначення.

Запитання для самоконтролю.

1. Для чого створена система допусків і посадок ЄСДП РЕВ?
2. Принципи побудови допусків і повадок в системі ЄСДП РЕВ.
3. Які діапазони й інтервали розмірів охоплює ЄСДП РЕВ ?
4. Як позначаються поля допусків отворів і валів ЄСДП РЕВ ?
5. Навести схеми розташування основних відхилень отворів та валів ЄСДП РЕВ.
6. Як проводиться вибір посадок і квалітетів точності (прецезійності) для різних видів з'єднань ?
7. Навести приклади умовного позначення полів допусків деталей та посадок ЄСДП РЕВ в системі отвору і вала.
8. Що таке рекомендована повадка ? Де такі посадки знайти ?
9. Як рекомендує ДСТУ 25347-82 вибрати стандартні посадки ?
10. Як визначити граничні відхилення розмірів з неказаними допусками на кресленні ?

9 ОСНОВИ ВИБОРУ ПОСАДОК

Характер і умови роботи з'єднань машин різноманітні. З'єднання можуть забезпечувати відносну нерухомість, взаємне переміщення або високий ступінь центрування чи щільність спряжуваних деталей. Названі різновидності з'єднань задаються експлуатаційними вимогами, які ставляться до з'єднань машин.

Залежно від призначення механізму (машини) до

з'єднань ставляться певні експлуатаційні вимоги.

Щоб забезпечити в з'єднанні відносну нерухомість, переміщення чи необхідне центрування деталей, слід узяти з числа стандартних таку посадку, яка ці вимоги забезпечувала б. Посадки вибирають трьома методами: за розрахунком, за даними експериментальних досліджень і за рекомендаціями стандартів (за аналогією).

Посадки з натягом. Відносна нерухомість спряжених деталей у повідках з натягом досягається за рахунок деформацій цих деталей. Інколи, для підвищення надійності з'єднання використовують додатково шпонки, штифти тощо.

Розглянемо загальний випадок розрахунку посадок із натягом, коли з'єднання складається з порожнистого вала і втулки (рис. 9.1). Під час запресування деталей втулка розтягується на величину N_D і одночасно вал стискується на величину N_d , причому $N_D + N_d = N$ - натяг. Із задачі визначення напружень і переміщень у товстостінних порожнистих циліндрах (задачі Ляме) відомі залежності ($D=d$)

$$\frac{N_D}{D} = P \cdot \frac{C_1}{E_1} \quad (9.1)$$

$$\frac{N_d}{d} = P \cdot \frac{C_2}{E_2} \quad (9.2)$$

Додавши ліві й праві сторони рівнянь, отримаємо

$$N = P \cdot D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (9.3)$$

де N - розрахунковий натяг; P - тиск на поверхні контакту вала і втулки, що виникає під впливом натягу; D - номінальний діаметр спряжених поверхонь; E_1 та E_2 - модуль пружності матеріалів втулки і вала відповідно; C_1 та C_2 - коефіцієнти, які враховують масштабні фактори і визначаються за формулами:

$$C_1 = \frac{1 + (D/d_1)^2}{1 - (D/d_1)^2} + \mu_1 \quad (9.4)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d_1 / D)^2}{1 - (d_1 / D)^2} - \mu_2 \quad (9.5)$$

μ_1 і μ_2 - коефіцієнти Пуассона для матеріалів втулки та вала відповідно.

Натяг залежить від тиску P_{\min} , який визначають з умови нерухомості з'єднаних деталей при експлуатації, тобто з умови міцності з'єднання.

При навантаженні осьювою силою P відносного зміщення деталей в з'єднанні не відбудеться, якщо розрахункова сила дорівнює або менша за сили тертя, які виникають на поверхні контакту:

$$P \leq \pi D l p f_1 \quad (9.6)$$

звідки
$$p_{\min} \geq \frac{P}{\pi D l f_1} \quad (9.7)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя при поздовжньому зміщенні деталей;
 l - довжина з'єднання.

При навантаженні з'єднання крутним моментом умова міцності з'єднання має вигляд

$$T_{\dot{\epsilon}\delta} \leq \pi D l p f_2 \frac{D}{2} \quad (9.8)$$

звідки
$$p_{\min} \geq \frac{2T_{\dot{\epsilon}\delta}}{\pi D l f_2} \quad (9.9)$$

де f_2 - коефіцієнт тертя при відносному обертанні вала і втулки.

При одночасному навантаженні з'єднання крутним моментом і зсуваючою силою розраховують рівнодіючу

$$R = \sqrt{\left(\frac{2T_{\dot{\epsilon}\delta}}{D}\right)^2 + p^2} \leq \pi D l p f \quad (9.10)$$

звідки
$$p_{\min} \geq \frac{R}{\pi D l f} \quad (9.11)$$

Коефіцієнт тертя в з'єднаннях із натягом залежить від

матеріалу спряжених деталей, шорсткості їх поверхонь, натягу, виду змазування тощо. У практичних розрахунках для деталей із сталі та чавуну наближено можна прийняти $f \approx 0,08$ (при складанні під пресом) і $f \approx 0,14$ (при складанні з нагрівом втулки або з охолодженням вала).

Опираючись на формули (9.3), (9.7), (9.9) і (9.11) знаходять найменший розрахунковий натяг:

- при осьовому навантаженні

$$N_{\min p} = \frac{P}{\pi l f_1} \left(\frac{E_1}{C_1} + \frac{E_2}{C_2} \right) \quad (9.12)$$

- при навантаженні крутним моментом

$$N_{\min p} = \frac{T_{\dot{\alpha}}}{\pi D l f_2} \left(\frac{E_1}{C_1} + \frac{E_2}{C_2} \right) \quad (9.13)$$

- при одночасному навантаженні з'єднання крутним моментом і осьовою силою

$$N_{\min p} = \frac{R}{\pi l f} \left(\frac{E_1}{C_1} + \frac{E_2}{C_2} \right) \quad (9.14)$$

Необхідно також забезпечити міцність втулки і вала при складанні з'єднання. У цьому випадку розрахунок виконують виходячи з найбільшого допустимого тиску $P_{\text{доп}}$, який може витримати кожна з деталей, не руйнуючись.

Згідно теорії найбільших дотичних напружень, яка найближче відповідає експериментальним даним, умова міцності базується на відсутності пластичної деформації на контактній поверхні втулки при

$$P_{\dot{\alpha}i} \leq 0,58\sigma_T \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right] \quad (9.15)$$

і на поверхні вала при

$$P_{\dot{\alpha}i} \leq 0,58\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2 \right] \quad (9.16)$$

де σ_T - границя текучості матеріалу деталі при розтягу.

Найбільший розрахунковий натяг, при якому виникає

найбільший тиск $P_{\text{доп}}$, знаходять з формули:

$$N_{\text{max аї і}} = P_{\text{аї і}} D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (9.17)$$

У формули (9.12), (9.13), (9.14) і (9.17) повинні бути внесені такі поправки.

Поправка u . При визначенні розмірів вала та втулки вимірювальні наконечники приладів опираються на вершини нерівностей їх поверхонь. Натяг $N_{\text{аї і}} = d_{\text{аї і}} - D_{\text{аї і}}$. Отже, висота нерівностей входить в розміри деталей і натяг (див. рис. 9.1,б)

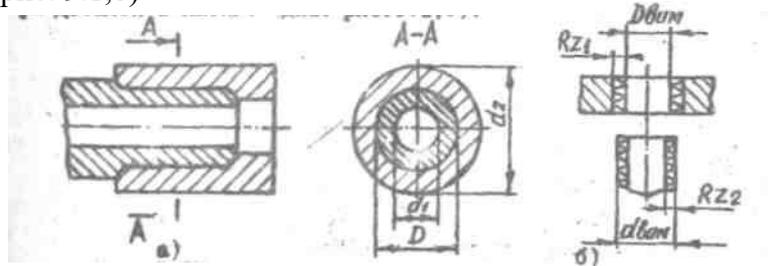


Рисунок 9.1 - Ескізи до розрахунку посадок з натягом

В процесі запресовування нерівності на контактних поверхнях деталей зминаються і в з'єднанні створюється менший натяг, міцність такого з'єднання зменшується. Зминання нерівностей залежить від їх висоти, методу і умов складання з'єднання (із змазуванням чи без нього), механічних властивостей матеріалів деталей та інших факторів. Поправку u на зминання нерівностей контактних поверхонь визначають:

- для матеріалів із різними механічними властивостями

$$u = 2(k_1 R_{z_1} + k_2 R_{z_2}) \quad (9.18)$$

де k_1 і k_2 - коефіцієнти, які враховують висоту зминання нерівностей отвору втулки і вала (значення коефіцієнтів приведені в [1], с.225);

R_{z_1} і R_{z_2} - висота нерівностей поверхонь отвору і вала;

- для матеріалів з однаковими механічними властивостями

$$u = 2k(Rz_1 + Rz_2) \quad (9.19)$$

При механічному запресовуванні найбільша міцність з'єднання досягається при малій шорсткості, а при складанні з охолодженням або нагрівом - при більшій шорсткості.

Поправка u_t . Внаслідок відмінності робочих температур деталей при складанні, а також різниці температурних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів натяг у з'єднанні може змінюватись.

Поправка

$$u_t = [\alpha_1(t_{p1} - t) - \alpha_2(t_{p2} - t)]D \quad (9.20)$$

де α_1 і α_2 - температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталей;

t_{p1}, t_{p2} - робоча температура деталей ;

t - температура при складанні з'єднання;

D - номінальний діаметр з'єднання.

При рівності робочих температур деталей $t_{p1} = t_{p2} = t_p$ формула (9.20) приймає вигляд

$$u_t = (\alpha_1 - \alpha_2)(t_p - t)D \quad (9.21)$$

Поправка $u_{\dot{A}, \dot{N}}$. В деталях, які мають високі швидкості обертання, тиск на поверхнях посадок має бути ослаблений відцентровими силами. Ці сили суттєво зменшують натяг тільки при великих діаметрах деталей, що обертаються з дуже великими швидкостями. Для сталевих деталей з діаметром до 500 мм швидкістю обертання до 30 м/с, $u_{\dot{A}, \dot{N}} = 1 \dots 4$ мкм. У таких випадках цю поправку можна не враховувати.

Поправка $u_{\dot{\gamma}, \dot{\delta}}$ враховує збільшення контактного тиску біля торців охоплюючої деталі. Її вводять, щоб зменшити тиск посередині з'єднання.

Поправку $u_{\dot{\gamma}, \dot{\delta}}$ визначають графічно (див. рис.8.7 в роботі [5]).

Поправка $u_{\dot{A}}$ враховує дію вібрацій та ударів. Визначають її експериментально, з дослідних даних.

Посадки з зазором призначені для забезпечення

відносного руху (обертowego або зворотно – поступального). Ці посадки характеризуються зазором, який служить для переміщень, компенсації температурних деформацій, похибок форми, для розміщення шару мастила. За характером роботи посадки з зазором призначені для центрування, переміщень, здійснення рідинного тертя.

У з'єднаннях із рідинним тертям посадки вибирають за розрахунком, а з сухим і напіврідинним - за аналогією.

Посадки підшипників ковзання. Підшипники ковзання поширені в техніці. У стані спокою під дією сили тяжіння вал займає крайнє нижнє положення (зображено штриховою лінією), а при обертанні сили тертя захоплюють мастило у вузьку клиноподібну щілину між валом та втулкою, вал піднімається, спираючись на масляний клин, і трохи переміщається в бік обертання (рис. 9.2.).

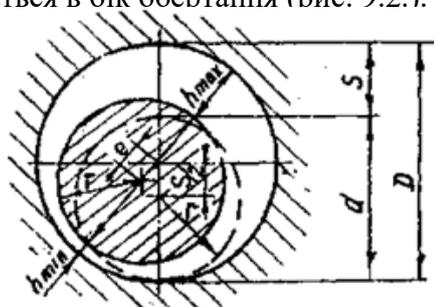


Рисунок 9.2 - Схема розміщення вала в стані спокою і при усталеному режимі роботи підшипника

Коли вал знаходиться в стані спокою, зазор $S = D - d$. При певній частоті обертання вала створюється рівновага сил від гідродинамічного тиску і сил, що діють на опору. Положення вала в стані рівноваги визначається абсолютним e

та відносним $\varkappa = \frac{e}{S/2}$ ексцентриситетами.

Поверхні цапфи вала та вкладиша (втулки) підшипника при цьому розділені змінним зазором, рівним h_{\min} в місці їх найбільшого зближення і $h_{\max} = S - h_{\min}$ на діаметрально протилежній стороні. Найменша товщина масляного шару

h_{\min} зв'язана з відносним ексцентриситетом ε залежністю

$$h_{\min} = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2} - \varepsilon \frac{S}{2} = \frac{S}{2} (1 - \varepsilon) \quad (9.22)$$

Для забезпечення рідинного змащування необхідно, щоб мікронерівності цапфи та вкладиша підшипника не зачіпалися тобто щоб масляний шар не мав розривів. Це можливо при товщині масляного шару в найвужчому місці

$$h_{\min} \geq h_{\delta, \zeta} \geq Rz_1 + Rz_2 + \Delta_{\delta} + \Delta_{\delta} + \Delta_{\zeta \bar{a}} + \Delta_{\bar{a}} \quad (9.23)$$

Де $h_{\delta, \zeta}$ - товщина масляного шару, при якому забезпечується рідинне змащування (деколи товщину $h_{\delta, \zeta}$ називають критичною і позначають $h_{\delta \delta}$);

Rz_1, Rz_2 - висота нерівностей вкладиша підшипника і цапфи вала;

$\Delta_{\delta}, \Delta_{\delta}$ - поправки, які враховують вплив похибок форми і розміщення поверхонь вкладиша і цапфи;

$\Delta_{\zeta \bar{a}}$ - поправка, що враховує вплив згину вала та інших деформацій деталей підшипникового вузла;

$\Delta_{\bar{a}}$ - додаток, який враховує відхилення навантаження, швидкості, температури від розрахункових, а також наявність механічних включень у мастилі та інші невраховані фактори.

Для спрощення розрахунку користуються залежністю

$$h_{\min} \geq h_{\delta, \zeta} \geq K_{\delta, \zeta} (Rz_1 + Rz_2 + \Delta_{\bar{a}}) \quad (9.24)$$

де $K_{\delta, \zeta}$ - коефіцієнт запасу надійності по товщині масляного шару $K_{\delta, \zeta} \geq 2$.

Крім цього, підшипник повинен мати необхідну несучу здатність. Згідно гідродинамічній теорії змащування, несуча здатність змащуючого шару в підшипнику (при його нерозривності) визначається рівнянням

$$F_r = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d \cdot C_R \quad (9.25)$$

де F_r - радіальна сила, [Н]; μ - динамічна в'язкість мастила, [Па*с];

ω - кутова швидкість цапфи, [с^{-1}]; l - довжина підшипника, [м];

d - діаметр цапфи, [м]; ψ - відносний зазор ($\psi = S/d$);

C_R - безрозмірний коефіцієнт навантаженості підшипника (залежить \aleph і l/d)

Для вибору оптимальної посадки необхідно знати залежність товщини масляного шару в місці найбільшого зближення цапфи і вкладиша підшипника від зазору S . Глюбелем отримана залежність $h_{\min} = f(S)$ при постійних значеннях відношення l/d і кута обхвата підшипника (рис.9.3).

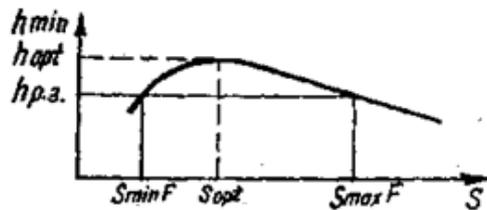


Рисунок 9.3 - Залежність $h_{\min} = f(S)$ для підшипника ковзання

Пізніше було експериментально встановлено, що залежність $h_{\min} = f(S)$ має однаковий вигляд при різних режимах роботи підшипника $\aleph = \mu\omega/P$ і l/d (P - середній тиск). Рідинне змащування відбувається тільки в певному діапазоні діаметральних зазорів, обмеженому найменшим $S_{\min F}$ і найбільшим $S_{\max F}$ функціональними зазорами.

Якщо після складання діаметральний зазор у з'єднанні дорівнює $S_{\min F}$, то після деякого часу роботи механізму цей зазор спочатку досягне оптимального значення S_{opt} . При дальшому зносі деталей зазор збільшиться і при $S_{\max F}$ експлуатація механізму припиняється.

Отримаємо рівняння для визначення граничних функціональних зазорів. Розділимо обидві частини рівняння (9.25) на $l \cdot d$ (позначимо середній тиск на одиницю площі проекції опорної поверхні підшипника $P = F_r / l \cdot d$, дістанемо

$$P = \frac{\mu\omega}{\psi^2} C_R \quad (9.26)$$

звідки

$$C_R = \frac{P\psi^2}{\mu\omega} \quad (9.27)$$

Коефіцієнт C_R при постійному значенні l/d залежить від \aleph . Найкращою апроксимацією цієї залежності є рівняння

$$\frac{k}{1-\aleph} - m \quad (9.28)$$

де k і m - коефіцієнти, постійні для даного значення l/d (значення k і m приведені в таблиці 17, роботи [5]). На основі рівнянь (9.27) і (9.28)

$$\frac{k}{1-\aleph} - m = \frac{P\psi^2}{\mu\omega} \quad (9.29)$$

Підставивши в рівняння (9.29) значення $\psi = S/d$ і $1-\aleph = \frac{2h_{\min}}{S}$, знайдене з рівняння (9.22), отримаємо

$$\frac{kS}{2h_{\min}} - m = \frac{PS^2}{\mu\omega d^2} \quad (9.30)$$

Замінивши в рівнянні (9.30) h_{\min} на $h_{\delta,\zeta}$, і розв'язавши його відносно S , знайдемо

$$S_{\min F} = \frac{k\mu_1\omega d^2 - \sqrt{(k\mu_1\omega d^2)^2 - 16Ph_{\delta,\zeta}m\mu_1\omega d^2}}{4Ph_{\delta,\zeta}} \quad (9.31)$$

$$S_{\max F} = \frac{k\mu_2\omega d^2 - \sqrt{(k\mu_2\omega d^2)^2 - 16Ph_{\delta,\zeta}m\mu_2\omega d^2}}{4Ph_{\delta,\zeta}} \quad (9.32)$$

В рівняння (9.31) та (9.32) необхідно підставляти значення динамічної в'язкості масла μ_1 і μ_2 , які відповідають середнім температурам змащуючого шару при $S_{\min F}$ і $S_{\max F}$. Для визначення значень середніх температур провадять тепловий розрахунок [6]. Рекомендується спрощений метод

вибору посадок для підшипників ковзання за відносним зазором ψ , який визначається з емпіричної формули [6]

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{v} \quad (9-33)$$

де v - колова швидкість цапфи, [м/с].

Є й інші методи вибору посадок із зазором.

Перехідні посадки призначені для нерухомих, але роз'єднуваних; з'єднань, які мають забезпечувати добре центрування деталей. Вони характеризуються зазорами і натягами, але значення зазорів чи натягів відносно малі. Нерухомість з'єднання в перехідних посадках забезпечується додатковим кріпленням (шпонками, штифтами, гвинтами тощо).

Перехідні посадки -(з числа рекомендованих) передбачені тільки в квалітетах 4...8. Точність вала в цих посадках повинна бути на один квалітет вищою від точності отвору.

Вибір перехідних посадок визначається необхідними точністю центрування і легкістю складання та розбирання з'єднання. Точність центрування визначається радіальним биттям втулки на валі, що виникає при зазорі та односторонньому зміщенні вала в отворі. Похибки форми та розміщення поверхонь спряжених деталей, змінання нерівностей, а також знос деталей при повторних складаннях і розбираннях приводять до збільшення радіального биття, тому для компенсації вказаних похибок, а також для створення запасу точності найбільший допустимий зазор в з'єднанні необхідно визначати з формули

$$S_{\max} = \frac{F_r}{K_T} \quad (9.34)$$

де F_r - допуск радіального биття, [мкм];,

K_T - коефіцієнт запасу точності ($K_T = 2 \dots 5$).

За величиною S_{\max} вибирають перехідну посадку, максимальний зазор якої менший S_{\max} .

Характер перехідних посадок визначається ймовірністю отримання в них натягів чи зазорів. При розрахунку ймовірності натягів і зазорів ґрунтуються на нормальному розподілі розмірів деталей під час виготовлення (відновлення).

Розподіл натягів - зазорів у цьому разі також підпорядкований нормальному закону, а ймовірність їх отримання визначається з допомогою інтегральної функції ймовірності - функції Лапласа.

Розрахунок проводиться в такій послідовності [4] :

- для вибраної (за аналогією) посадки визначають граничні й середній натяг (N_{\max}, N_{\min}, N_c) допуски отвору і вала (T_D, T_d);

- визначають середнє квадратичне відхилення натягу (зазору) за формулою

$$\sigma = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \quad (9.35)$$

- визначають границю інтегрування (при $N_i = 0$).

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} \quad (9.36)$$

- за значенням Z визначають функцію Лапласа $\hat{O}_{(Z)}$;

- визначають ймовірність натягу (або відсоток натягів) і ймовірність зазору (або відсоток зазорів):

$$P'_N = 0,5 + \hat{O}_{(Z)} \quad \text{при } Z > 0 \quad (9.37)$$

$$P'_N = 0,5 - \hat{O}_{(Z)} \quad \text{при } Z < 0 \quad (9.38)$$

відсоток, натягів (відсоток з'єднань з натягом)

$$P_N = 100P'_N;$$

ймовірність зазору

$$P'_S = 0,5 - \hat{O}_{(Z)} \quad \text{при } Z > 0 \quad (9.39)$$

$$P'_S = 0,5 + \hat{O}_{(Z)} \quad \text{при } Z < 0 \quad (9.40)$$

відсоток зазорів (відсоток з'єднань із зазором) .

$$P_S = 100P'_S$$

Значення P_N, P_S^* для перехідних посадок за ДСТУ 25347-82 (СТ РЕВ 144-75) наводяться в довідковій літературі.

Різні перехідні посадки характеризуються різними величинами ймовірності натягу (зазору) і відсотка натягу (зазору), рис.9.4.

Запитання для самоконтролю

1. Які існують методи вибору посадок ?
2. Що враховують при розрахунку і виборі посадок з натягом ?
3. Що враховують при розрахунку і виборі посадок із зазором ?
4. Що враховують при виборі перехідних посадок ?
5. Суть перевірного розрахунку перехідних посадок.
6. Які вам відомі посадки в типових з'єднаннях металорізальних верстатів, автомобілів, нафтового обладнання ?

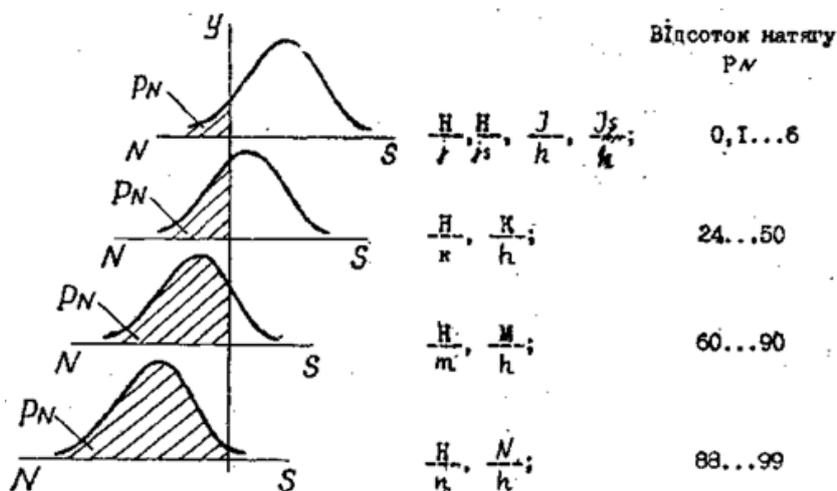


Рисунок 9.4 - Ймовірність зазорів-натягів у перехідних посадках

10 СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Підшипники кочення - це широко поширені стандартні складальні одиниці, які виготовляються на спеціалізованих заводах. Вони володають повною зовнішньою взаємозамінністю на приєднувальних поверхнях кілець і

неповною внутрішньою взаємозамінністю між тілами кочення та доріжками кочення кілець.

Якість підшипника визначається : 1) точністю приєднувальних розмірів, точністю форми і взаємного розміщення поверхонь кілець підшипника, їх шорсткістю; точністю форми та розмірів тіл кочення в одному підшипнику та шорсткістю їх поверхонь; 2) точністю обертання, що характеризується радіальним і осьовим биттям доріжок кочення та торців кілець.

Згідно ДСТУ 520-89 встановлені такі класи точності підшипників (в порядку підвищення точності):

- 0, 6, 5, 4, 2, Т - для кулькових і роликів радіальних та кулькових радіально-упорних підшипників;

- 0, 6, 5, 4, 2 - для упорних і упорно-радіальних підшипників;

- 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 - для роликів конічних підшипників.

Встановлені додаткові класи точності підшипників - 8 і 7 – нижче класу точності 0. Підшипники класів 8 і 7 виготовляються на замовлення споживачів для невідповідальних вузлів.

В залежності від вимог до рівня вібрацій або рівня інших додаткових технічних вимог встановлені три категорії підшипників - А, В, С. До категорії А відносяться підшипники класів точності 5,4,2,Т; до категорії В - підшипники класів точності 0, 6Х, 6, 5; до категорії С - підшипники класів точності 3, 7, 0, 6. До підшипників кожної категорії ГОСТ 520-89 ставить певні додаткові вимоги.

Параметр шорсткості R_a посадочних і монтажних торцевих поверхонь кілець підшипників встановлений в залежності від розмірів і класів точності підшипників.

На підшипниках повинно бути маркування їх умовного позначення. Зліва від основного позначення типорозміру підшипника, відокремлюючи знаком "тире", маркують знаки, що визначають категорію підшипників, ряд моменту тертя, групу радіального зазору, клас точності. Наприклад, А125 - 3000205, де 3000205 - основне позначення типорозміру підшипника, А - категорія підшипника, 1 - ряд моменту тертя, 2 - група радіального зазору, 5- - клас точності підшипника.

Згідно ДСТУ 520-89 допускаються різні відхилення від приведенного виду маркування.

У підшипниках кочення обидва кільця прийняті як основні деталі при створенні системи допусків і посадок. У цій системі зовнішній діаметр зовнішнього кільця служить основним валок, а внутрішній діаметр внутрішнього кільця підшипника - основним отвором. Проте поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розміщене в "мінус" від номінального розміру, а не в "плюс", як у звичайного основного отвору, тобто не в "тіло" кільця, а вниз від нульової лінії (рис.10.1). Це дозволяє отримати з основних відхилень для стандартних перехідних посадок (з ДСТУ 25347-82) ряд посадок із невеликими гарантованими натягами, а посадки з зазором з основними відхиленнями h і g - перетворити в перехідні з невеликими середньо ймовірними зазорами S_m . Таким чином, для отримання з'єднань кілець з валами з невеликим натягом не потрібно застосовувати спеціальні посадки. Посадки з великими натягами не використовують через тонкостінну конструкцію кілець підшипників і затруднення в отриманні необхідних робочих зазорів.

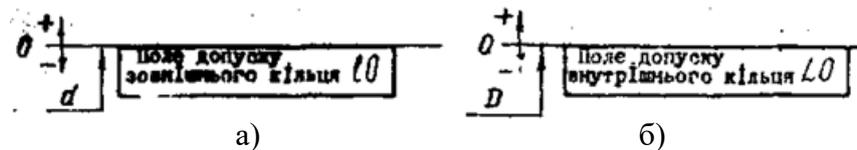


Рисунок 10.1 - Поля допусків зовнішнього а) та внутрішнього б) кілець підшипника класу 0

Для забезпечення високої якості підшипників овальність і середня конусоподібність отвору і зовнішньої циліндричної поверхні кілець кулькових і роликкових радіально-упорних підшипників класу 5, 4, 2 НЕ повинна перевищувати величин, регламентованих ДСТУ 3325-85.

Внаслідок овальності, конусоподібності та інших відхилень при вимірюванні можуть бути отримані різні значення діаметра кілець підшипника в різних перетинах. У зв'язку з цим стандартом встановлені граничні відхилення номінального d, D і середнього d_m, D_m діаметрів кілець. Середні діаметри

d_m, D_m визначають розрахунком як середнє арифметичне найбільшого і найменшого діаметрів, виміряних у двох крайніх перетинах кільця.

Вибір посадок підшипників кочення. Посадку підшипника кочення на вал і в корпус вибирають в залежності від типу та розміру підшипника, умов його експлуатації, значення і характеру діючих на нього навантажень і виду навантажень кілець.

На кільця можуть діяти три види навантажень: місцеве (М), циркуляційне (Ц), коливальне (К) (рис.10.2).

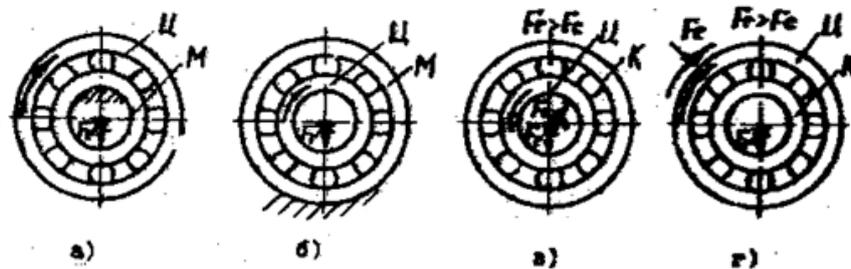


Рисунок 10.2 - Види навантажень кілець підшипника

При місцевому навантаженні кільце сприймає постійне за напрямом результуюче навантаження (радіальне) обмеженою ділянкою доріжки кочення, що викликає місцевий знос. Тому ідея приєднання таких кілець до відповідної деталі у виробі полягає в отриманні поведки з невеликими зазорами, внаслідок чого кільце в процесі роботи під дією окремих поштовхів, вібрацій та інших факторів буде періодично повертатися, знос доріжки стане більш рівномірним і довговічність кільця зросте.

Циркуляційний вид навантаження створюється на кільці при радіальному навантаженні з постійним напрямом, коли місце навантаження послідовно зміщується по колу з швидкістю його обертання.

Приклади місцевого і циркуляційного навантаження кілець підшипника приведені на рисунку 10.2. (а) - при нерухомому внутрішньому кільці; б) - при нерухомому зовнішньому кільці).

Коливальне навантаження має місце при одночасній дії на кільце двох радіальних навантажень - постійного за напрямом і яке обертається відносно осі кільця (рис.10.2, в,г). В результаті на одній ділянці доріжки кочення вони підсилюють одне другого, а на іншій - ослаблюють. Якщо одне з навантажень значно перевищує друге, то дією меншого можна знехтувати і рахувати вид навантаження місцевим або циркуляційним.

Посадка циркуляційно навантаженого кільця повинна забезпечувати гарантований натяг, який має виключати можливість відносних зміщень або проковзування цього кільця і деталі, так як їх поява приводить до розвальцювання поверхонь спряження, втрати точності, перегріву і швидкого виходу вузла з ладу.

При циркуляційному навантаженні посадку кільця вибирають, розраховуючи інтенсивність навантаження або мінімальний і допустимий натяги.

Інтенсивність навантаження визначають за формулою

$$P_R = \frac{F_r}{B - 2r} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (10.1)$$

де P_R - інтенсивність навантаження, [кН/м];

F_r - радіальне навантаження на опору, [кН];

B - ширина підшипника, [м];

r - координата монтажної фаски, [м];

k_1 - динамічний коефіцієнт посадки (при перевантаженнях до 150 %, плавній роботі $k_1 = 1$, при перевантаженнях до 300 %, сильних ударах та вібраціях $k_1 = 1,8$);

k_2 - коефіцієнт, який враховує послаблення натягу в посадці при порожнистому валу або тонкостінному корпусі (при суцільному валу $k_2 = 1$;

k_3 - коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження між рядами роликів у дворядних конічних роликоті підшипниках або між здвоєними кульковими підшипниками при наявності осьового навантаження F_a на

опору (k_3 залежить від величини $(\frac{F_a}{F_t} \text{ctg} \beta$, де β - кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця), для радіальних і радіально-упорних підшипників із одним зовнішнім або внутрішнім кільцем $k_3 = 1$

Залежно від величини P_R і розміру кільця знаходять рекомендовану посадку [1] .

.Коли посадку вибирають за мінімальним і допустимим натягом то обчислюють:

$$\text{- мінімальний натяг } N_{\min} = \frac{13F_r k}{(B - 2r)10^5} \quad (10.2)$$

$$\text{- допустимий натяг } N_{\text{дii}} = \frac{11,4kd[\sigma]_p}{(2k - 2)10^5} \quad (10.3)$$

де F_r - радіальне навантаження на підшипник, [кН];

k - коефіцієнт (для підшипників легкої серії - $k = 2,8$; середньої серії - $k = 2,3$ і важкої - $k = 2,0$);

$[\sigma]_p$ - допустиме напруження на розтяг (для підшипникової сталі $[\sigma]_p = 400$ МПа;

d - діаметр спряжуваного кільця підшипника, [м].

Умови вибору посадки:

$$\begin{aligned} N_{\min \text{нi}} &\geq N_{\min} \\ N_{\max \text{нi}} &\leq N_{\text{дii}} \end{aligned} \quad (10.4)$$

Позначення приєднувальних діаметрів кілець підшипника та підшипникових посадок. Основні відхилення приєднувальних діаметрів позначають буквою I, L . У поєднанні з цифрою класу точності підшипника отримані зручні позначення для полів допусків приєднувальних діаметрів зовнішніх кілець - l_0, l_6, \dots, l_2 і внутрішніх кілець - L_0, L_6, \dots, L_2 . Умовне позначення підшипникових посадок дається у вигляді дробу: у чисельнику - позначення поля допуску отвору (якщо отвором є внутрішнє кільце підшипника, то L_0, L_6, \dots, L_2), а в знаменнику - позначення поля

допуску вала (якщо валом є зовнішнє кільце підшипника, то l_0, l_6, \dots, l_2).

Приклад. Позначення посадок підшипника однорядного радіального N 308 (клас точності 0):

- посадка підшипника в корпус $\varnothing 90 \frac{H7}{l_0}$,
- посадки підшипника на вал $\varnothing 40 \frac{k6}{L_0}$.

Запитання для самоконтролю

1. Які існують класи точності підшипників кочення? У залежності від яких параметрів вонизначаються?
2. Маркування підшипників кочення.
3. Особливості розташування полів допусків на приєднувальні розміри кільця підшипників кочення.
4. Які передбачені поля допусків для вала і корпуса, що з'єднуються з підшипниками кочення?
5. Що враховується при виборі посадок підшипників кочення?
6. Як вибирають посадки при місцевому виді навантаження кільця підшипника?
7. Як вибирають посадки при циркуляційному виді навантаження кільця підшипника?
8. Як позначаються поля допусків приєднувальних розмірів підшипника?
9. Як позначаються посадки підшипників кочення на кресленні?

11 КАЛІБРИ ГЛАДКІ ДЛЯ РОЗМІРІВ ДО 500 мм

У виробництві, особливо масовому і великосерійному, контроль деталей часто здійснюється калібрами і шаблонами. Калібри і шаблони — це безшкальні вимірювальні інструменти, призначені для виявлення, чи знаходиться контрольований параметр між допустимими межами, чи виходить за ці межі.

Калібри класифікуються за такими ознаками:

- видом контролюваних виробів і параметрів : гладкі, різьбові, шліцьові, для контролю довжини, глибини й висоти, взаємного розміщення поверхонь та осей;

- кількістю одночасно контролюваних елементів : елементні, комплексні;

- умовами оцінки придатності деталі: нормальні і граничні (прохідні й непрохідні). Найпоширенішими є гладкі граничні калібри для контролю циліндричних виробів; -

- за технологічним призначенням : робочі й контрольні.

Робочі калібри використовуються для контролю деталей на робочих місцях у процесі їх виготовлення (ПР - прохідний робочий; НЕ - непрохідний робочий). Контрольні калібри використовують для контролю або регулювання робочих калібрів (К-ПР - контрольний калібр для прохідного робочого калібру; К-НЕ - контрольний калібр для контролю непрохідного робочого калібру; К-ЗН - контрольний калібр для контролю спрацювання прохідної сторони робочого калібру).

За конструктивними ознаками калібри бувають жорсткі, регульовані, одно- і двосторонні.

Для контролю отвору призначені калібри-пробки; для контролю вала -калібри-скоби.

Конструкції калібрів стандартизовані.

Робочими калібрами ПР та НЕ користуються робітники і контролери БТК заводу-виготовлювача, причому в останньому випадку застосовують частково зношені калібри ПР і нові калібри НЕ.

Регульовані скоби порівняно із жорсткими мають меншу точність і надійність, тому їх часто не застосовують для контролю виробів восьмого і більш грубих квалітетів.

Вали і отвори з допусками IT5 і точнішими не рекомендується контролювати калібрами, так як вони вносять велику похибку вимірювань. Такі деталі перевіряють універсальними засобами вимірювання.

Для зниження затрат на калібри стараються збільшити їх зносостійкість. Зараз виготовляють скоби листові та пробки, оснащені твердим сплавом, зносостійкість яких у 50...150 раз вища порівняно з зносостійкістю сталевих калібрів у 25...40 раз

вища зносостійкості хромованих калібрів при підвищенні вартості калібрів тільки у 3. ..5 раз.

При контролі деталей калібрами заборонено прикладати зусилля при накладанні скоби на вал і при введенні пробки в отвір; перевіряти деталі, які обертаються на верстаті.

При конструюванні калібрів дотримуються принципу подібності (принцип Тейлора), за яким прохідні калібри мають бути прототипом деталі, спряженої з контрольованою, непрохідні - мати точковий контакт (лінійний).

Номінальні розміри калібрів визначаються граничними розмірами деталей. Схема для вибору номінальних розмірів граничних калібрів зображена на рис. 11.1.

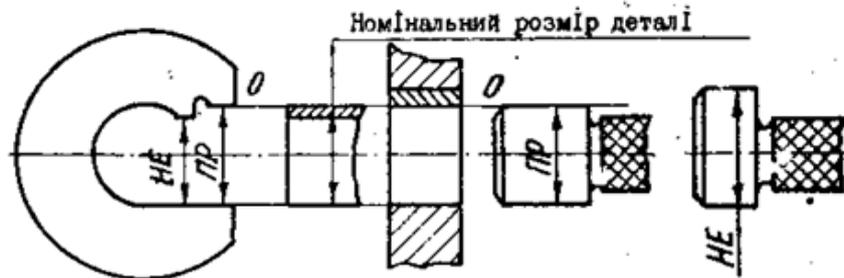


Рисунок 11.1 - Схема для вибору номінальних розмірів граничних гладких калібрів

Допуски калібрів. ГОСТ24853-81 на гладкі калібри встановлює такі допуски на виготовлення: H - робочих калібрів-пробок для отворів (H_s - тих же калібрів, але із сферичними вимірювальними поверхнями); H_1 - калібрів-скоб для валів; H_p - контрольних калібрів для скоб (рис.11.2). Для прохідних калібрів, які в процесі контролю зношуються, крім допуску на виготовлення, передбачається допуск на знос. Для розмірів до 500 мм знос калібрів ПР з допуском до IT 8 включно може виходити за межу поля допуску деталі на величину Y для пробок і Y_1 для скоб; для калібрів ПР із допусками від IT9 до IT 18 знос обмежується прохідною межею, тобто $Y = 0$ і $Y_1 = 0$.

Для всіх прохідних калібрів поля допусків $H(H_s)$ і H_1

виготовлення і більшу ймовірність отримання придатних калібрів. Граничні розміри калібрів визначають за формулами, наведеними в таблиці 1 ГОСТ 24853-81.

Між допусками калібра (контркалибра) і допуском деталі існує певна залежність.

Точність калібрів: $H = fIT$; $H = 5...25 \%IT$; $H_p \approx 0,5H$,
де IT - допуск деталі.

Допуск форми калібрів: $IT 1 \dots IT 5$.

Шорсткість поверхонь робочих калібрів: $Ra = 0,16...0,63$ мкм; контрольних калібрів – $Ra = 0,04...0,16$ мкм.

Маркування калібрів. При маркуванні на калібр наносять номінальний розмір деталі, для якого призначений калібр, буквенне (умовне) позначення поля допуску виробу, числові значення граничних відхилень виробу в міліметрах (на робочих калібрах), тип калібру (наприклад, ПР, НЕ, К-ПР тощо) і товарний знак заводу-виготовлювача.

Запитання для самоконтролю.

1. Сутність контролю граничними калібрами. Які існують правила контролю граничними калібрами ?
2. Навести схему розташування полів допусків калібра для контролю циліндричного отвору розміром до 180 мм; розміром більшим 180 мм.
3. Навести схему розташування полів допусків калібра для контролю вала розміром до 180 мм; розміром більшим 180 мм.
4. Що таке контрольні калібри (контркалибри) де вони використовуються.
5. Чому не використовуються контркалибри для налібрів-пробок ?
6. Чому прохідна налібр-пробка значно довша від непрохідної ?
7. Для яких калібрів за призначенням встановлюється межа зносу і чому ?
8. Як визначити виконавчий розмір пробки; скоби; контркалибра ?
9. Яка існує залежність між допусками калібрів і допуском контрольованої деталі ?

12 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- 6-е изд.- М.: Машиностроение, 1986. - 350 с.
2. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. -М.: Машиностроение, 1984. - 272 с.
3. Зябрева Н.Н., Лерельман 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.В.Д.Мягкова. - Л.: Машиностроение, 1962. - 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. Решетов Д.Н. Детали машин. -3-е изд. - М.: Машиностроение, 1974. -655 с.
7. Шуляр І.О. Методичні вказівки до практичних занять з курсу "Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання". Єдина система допусків і посадок. - Івано-Франківськ. 2015.- 50 с.