

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/ G11.01.00.1/Б/ОК 15-2025
------------------------------------	---	---

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою

Державного університету

«Житомирська політехніка»

протокол від «__» _____ 20__ р.

№ __

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

для проведення практичних занять

з навчальної дисципліни

«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «БАКАЛАВР»

спеціальностей G9 «Прикладна механіка», G11.01 «Машинобудування» (верстати та інструменти) та J8 «Автомобільний транспорт»

факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки та робототехніки
кафедра механічної інженерії

Розглянуто і рекомендовано

на засіданні кафедри

механічної інженерії

протокол від «__» _____ 20__ р.

№ __

Розробники:

д.т.н., доцент Кирилович В.А.

к.т.н., доцент Мельник О.Л.

старший викладач каф. Механічної інженерії Отаманський В.В.

Житомир

2025 рік

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	--

Кирилович В.А., Мельник О.Л., Отаманський В.В. Методичні рекомендації для проведення практичних занять з навчальної дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр» спеціальностей G9 «Прикладна механіка», G11.01 «Машинобудування» (верстати та інструменти) та J8 «Автомобільний транспорт» – Житомир: Державний університет «Житомирська політехніка», 2025. – 209 с.

Методичні рекомендації розроблено у відповідності до робочої навчальної програми дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр» спеціальностей G9 «Прикладна механіка», G11.01 «Машинобудування» (верстати та інструменти) та J8 «Автомобільний транспорт», денної та заочної форми навчання. Цикл практичних робіт призначений для освоєння теоретичного матеріалу; набуття практичних умінь і навичок, що передбачає послідовне виконання практичних робіт в умовах, наближених до виробничих.

Методичні рекомендації можуть бути використані студентами при курсовому та дипломному проектуванні.

Розробники:

Кирилович Валерій Анатолійович
Мельник Олександр Леонідович
Отманський Валентин Владиславович

Рецензенти:

к.т.н., доцент
к.т.н., доцент кафедри МІ

Виговський Г.М.
Глембоцька Л.Є.

Розглянуто і рекомендовано на засіданні кафедри механічної інженерії
Протокол від «__» _____ 20__ р. № __

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Практична робота №1. Система допусків та посадок гладких з'єднань.	
Розрахунок параметрів посадок.....	6
Практична робота №2. Розрахунок та вибір посадок із зазором і підшипниках ковзання.....	36
Практична робота №3. Розрахунок та вибір посадок з натягом.....	52
Практична робота №4. Розрахунок перехідних посадок на імовірність отримання натягів і зазорів.....	63
Практична робота №5. Визначення розмірів калібрів для контролю циліндричних валів і отворів.....	71
Практична робота №6. Розрахунок розмірних ланцюг.....	79
Практична робота №7. Розрахунок та вибір підшипників кочення.....	102
Практична робота №8. Шпонкові з'єднання. Вибір розмірів та призначення посадок.....	109
Практична робота №9. Шліцьові з'єднання. Вибір розмірів та призначення посадок.....	118
Практична робота №10. Різьбові з'єднання. Основні параметри, допуски і посадки.....	128
Практична робота №11. Вибір степенів точності, виду спряження та комплексу показників для контролю циліндричних зубчастих коліс та передач...	137
ЛІТЕРАТУРА.....	146
СПИСОК НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ.....	147
ДОДАТКИ.....	151

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	---

ВСТУП

Дисципліні «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» передують такі загальноосвітні та загально-технічні дисципліни, як вища математика, фізика, хімія, нарисна геометрія та інженерна графіка в CAD-системах, технологія конструкційних матеріалів та матеріалознавство, інженерна механіка та опір матеріалів. Тому, опанувавши основи взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань, студенти цілком готові до осмисленого та творчого вивчення таких дисциплін як основи конструювання механізмів та машин, обладнання та оснащення машинобудівних виробництв, САМ-системи та програмування верстатів з ЧПУ, гідравліка, гідро- та пневмоприводи, технологічна оснастка тощо.

Програма дисципліни і навчальний матеріал розроблені з урахуванням вимог існуючих державних стандартів (ДСТУ, ДСТУ EN, ДСТУ ISO, ДСТУ IES, ДСТУ ISO/IES), міждержавних стандартів (ГОСТ), європейських норм (EN), міжнародних постанов (ISO/IES) та законів України «Про метрологію та метрологічну діяльність» та «Про стандартизацію».

Проектування і виробництво нових машин як в Україні, так і за кордоном ґрунтується на принципі функціональної взаємозамінності, для забезпечення якої необхідно враховувати умови роботи кожної деталі, складальної одиниці та механізму в цілому. Це вказує на необхідність враховувати характер навантажень, швидкість, прискорення, температуру, тертя, знос та інші фактори, що впливають на величину і точність функціональних параметрів виробів.

Для тривалого збереження заданих функціональних параметрів машин необхідно правильно регламентувати відхилення форми поверхонь деталей, їх взаємне розташування, хвилястість і шорсткість, а також забезпечувати взаємозамінність деталей за цими параметрами. Функціональна взаємозамінність за геометричними параметрами вимагає визначеної методики розрахунку допусків і посадок. Підвищення довговічності та надійності машин залежить не тільки від

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

правильного підбору деталей, механічної і термічної обробки, розрахунку їхніх розмірів, але в значній мірі і від правильного вибору допусків і посадок для деталей і вузлів машин.

Граничні відхилення і допуски, розраховані для забезпечення функціональної взаємозамінності, будуть мати реальне значення тільки при наявності досить точних і надійних методів вимірювання і вимірювальних засобів. Технічні вимірювання повинні бути органічно зв'язані з технологічним процесом і спрямовані головним чином на профілактику браку. Це досягається вбудованими в автоматичну лінію або встановленими безпосередньо на обладнанні засобами активного контролю, а також застосуванням статистичних методів контролю. Вибіркова, але регулярна перевірка якості тільки частини виробів дає можливість робити висновки про якість великої кількості виробів, вчасно виявляти причини появи браку і усувати їх за допомогою відповідного підналагодження технологічного процесу.

Основна мета вивчення курсу – навчити студентів користуватися стандартами, правильно визначати допуски і посадки на спроектовані деталі машин відповідно до їх службового призначення.

Методичні вказівки для кожного з практичних занять містять: мету заняття, завдання, короткі методичні вказівки, приклад виконання завдання, контрольні запитання з теми, рекомендовану літературу.

На практичних заняттях обов'язковими є самостійне виконання індивідуальних завдань.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

Практична робота №1

Система допусків та посадок гладких з'єднань. Розрахунок параметрів посадок

Мета: закріпити знання та практичні навички з використання стандартів Єдиної системи допусків та посадок гладких з'єднань для розрахунків посадок різного призначення.

Завдання:

1. Для заданих посадок зобразити схеми розташування полів допусків отвору та вала, вказати на схемах граничні відхилення.
2. Розрахувати найбільші та найменші розміри отворів та валів, найбільші та найменші зазори або натяги, а також допуск посадки.
3. Виконати робочі креслення окремих деталей та складальне креслення, вказавши розміри з умовними позначеннями полів допусків та числовими значеннями граничних відхилень.
4. Дати характеристики заданих посадок, вказати, чи є вони посадками переважного використання.

1.1. Короткі теоретичні відомості

Основні терміни та визначення з'єднань та їх елементів наведено за ДСТУ 2500-94 [16]. На цих термінах базуються поняття про допуски та посадки не тільки гладких елементів (циліндричних і обмежених паралельними площинами), а і будь-яких інших (конічних, різьбових тощо).

Розрізняють **номінальний, дійсний та граничний** розміри деталей.

Номінальний розмір — це розмір, відносно якого визначаються граничні розміри. Він проставляється на кресленні деталі і є спільним для спряжуваних деталей.

Два гранично допустимі розміри, між якими повинен знаходитись або яким має дорівнювати дійсний розмір придатної деталі, називають **граничними**.

Для спрощення складання креслень деталей на них поряд з номінальним розміром проставляють граничні відхилення від номіналу зі знаком + або –.

Умовні позначення номінальних та граничних розмірів, граничних відхилень, допусків отворів та валів наведені на рис. 1.1.

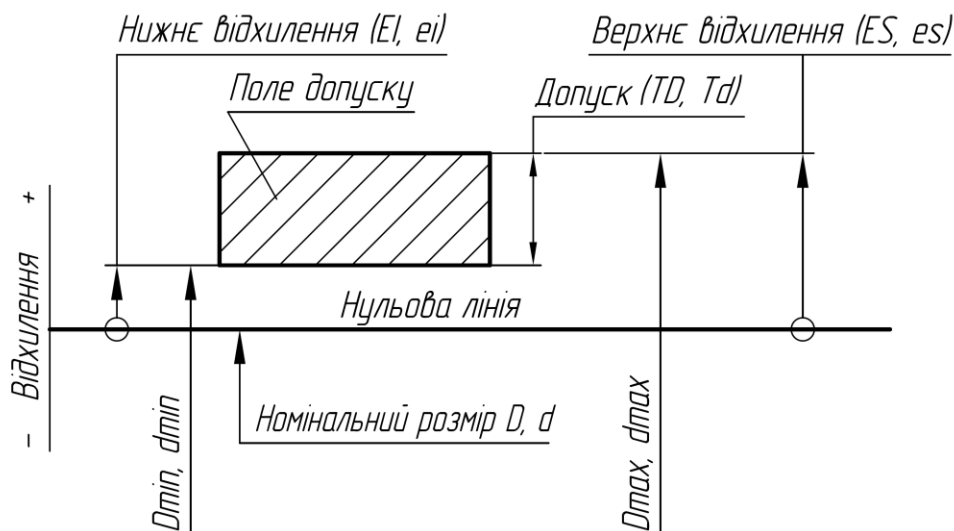


Рис. 1.1. Умовні позначення номінальних та граничних розмірів, граничних відхилень, допусків отворів та валів

На рис. 1.1 позначено:

D, d – номінальний діаметр з'єднання;

D_{max}, d_{max} – найбільший граничний розмір відповідно отвору та вала;

D_{min}, d_{min} – найменший граничний розмір відповідно отвору та вала;

ES, es – верхнє граничне відхилення відповідно отвору та вала;

EI, ei – нижнє граничне відхилення відповідно отвору та вала;

TD, Td – допуск відповідно отвору та вала.

Точність розмірів в ЄСДП нормують умовними рівнями точності, які називаються **квалітетами**. Для гладких з'єднань встановлено **19** квалітетів, що

позначаються порядковими номерами із зменшенням точності (01; 0; 1; 2;...; 17). Допуск будь якого з квалітетів позначають латинськими літерами **IT** та номером квалітету. Наприклад, IT7 означає допуск 7- го квалітету.

Існує 28 варіантів основних відхилень для валів та отворів. Кожне відхилення позначають латинською літерою: малою, якщо відхилення відноситься до вала, та великою якщо до отвору (рис. 1.2).

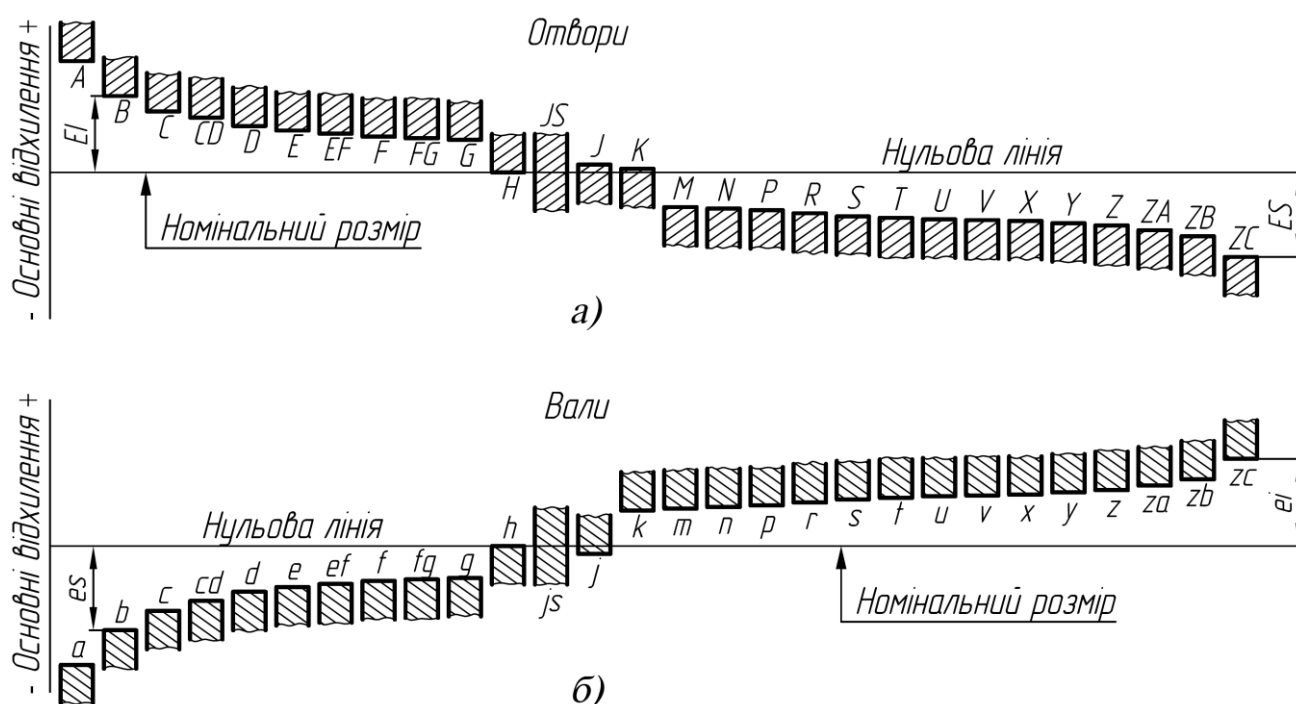


Рис. 1.2. Положення полів допусків (Основні відхилення):

a – отворів, б – валів

Основне відхилення – одне з двох відхилень (верхнє або нижнє), що використовується для визначення положення поля допуску відносно нульової лінії (розташоване ближче до нульової лінії).

Отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю, називають **основним** та позначають «**H**».

Вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю, називають **основним** та позначають «**h**».

Згідно з рис. 1.2 відхилення:

- (A...H) a...h призначені для утворення полів допусків в посадках із зазором;
- (Js...N) js...n – перехідних;
- (P...ZC) p...zc – з натягом.

Основні відхилення отворів, як правило (за деяким винятком), рівні за числовим значенням та протилежні за знаком до основних відхилень валів, що позначаються тією ж літерою. Тобто для отворів:

$$\begin{array}{ll} A...H & EI = -es \\ K...ZC & ES = -ei \end{array}$$

Поле допуску в ЄСДП утворюється сполученням одного із основних відхилень з допуском за одним із квалітетів, наприклад:

$$h6, d11, H6, F7.$$

Зв'язок між наведеними параметрами виражається наступними формулами:

$$D_{max} = D + ES; \quad d_{max} = d + es; \quad (1.1)$$

$$D_{min} = D + EI; \quad d_{min} = d + ei; \quad (1.2)$$

$$T_D = D_{max} - D_{min}; \quad T_d = d_{max} - d_{min}; \quad (1.3)$$

$$T_D = ES - EI; \quad T_d = es - ei; \quad (1.4)$$

Посадкою називають характер спряження двох деталей, що визначається величинами, які отримують при складанні зазорів або натягів.

Розрізняють посадки із зазором, натягом та перехідні (рис. 1.3).

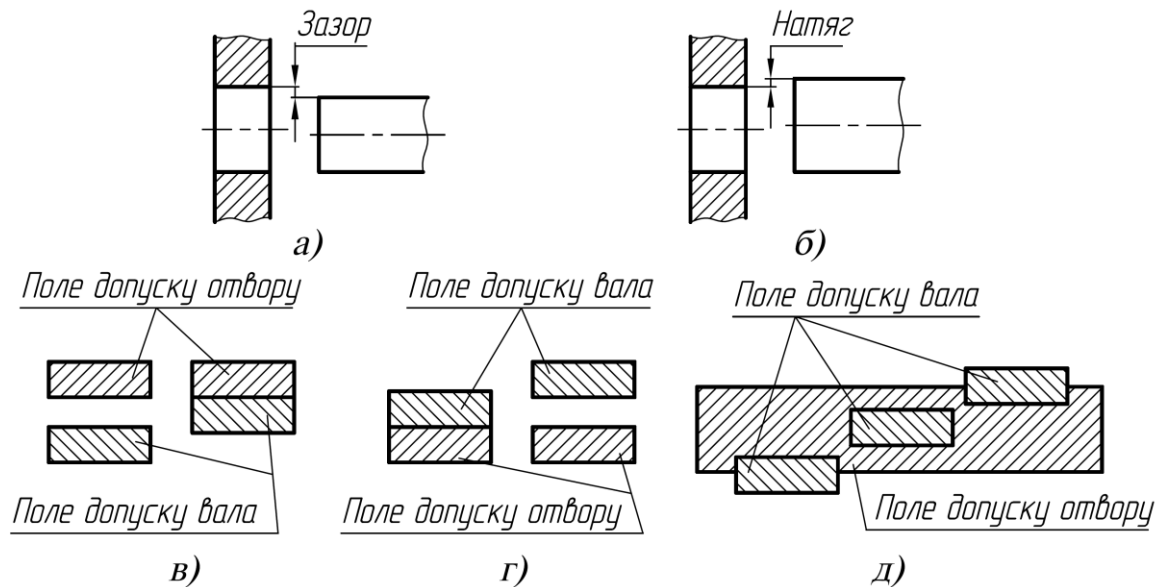


Рис. 1.3. Ескізи та схеми полів допусків посадок: із зазором (а, в), з натягом (б, г), перехідних (д)

Зазори та натяги для посадок розраховують за формулами:

– найбільший S_{max} та найменший S_{min} зазори:

$$S_{max} = ES - ei = D_{max} - d_{min}; \quad (1.5)$$

$$S_{min} = EI - es = D_{min} - d_{max}; \quad (1.6)$$

– найбільший N_{max} та найменший N_{min} натяги:

$$N_{max} = es - EI = d_{max} - D_{min}; \quad (1.7)$$

$$N_{min} = ei - ES = d_{min} - D_{max}; \quad (1.8)$$

Допуск посадки T дорівнює сумі допусків отвору та вала, що складають з'єднання:

$$T = T_D + T_d = T_S = T_N; \quad (1.9)$$

де: $T_S = S_{max} - S_{min}$ – допуск зазору;

$T_N = N_{max} - N_{min}$ – допуск натягу.

Посадки встановлюють поєднанням полів допусків отвору та вала. Наприклад, **H7/g6, N7/h6**, де в чисельнику вказане поле допуску отвору, а в знаменнику – вала.

Посадки в системі отвору – це посадки, в яких різні зазори та натяги отримуються з'єднанням різних валів з основним отвором.

Посадки в системі вала – це посадки, в яких різні зазори та натяги отримуються з'єднанням різних отворів з основним валом.

Правила позначення полів допусків граничних відхилень та посадок в технічних документах регламентуються **ДСТУ ISO 129-1:2007** [17] та **ДСТУ ГОСТ 2.307:2013** [18].

1.2. Короткі характеристики деяких типів посадок

1.2.1. Посадки із зазором

1.2.1.1. Посадки Н/н. Найменший гарантований зазор в цих посадках дорівнює нулю. Вони встановлені у всьому діапазоні точностей спряжуваних розмірів (4...12 квалітетів). Дані посадки часто використовуються для нерухомих з'єднань з додатковим кріпленням при необхідності їх частого розбирання (змінні деталі). В квалітетах 8...12 ковзні посадки можуть частково замінити відсутні в них перехідні посадки. Ковзні посадки використовують для центрування нерухомо з'єднаних деталей при відсутній необхідності в більш точному центруванні.

В рухомих з'єднаннях ковзні посадки слугують:

- для повільних переміщень, як правило, в поздовжньому напрямку;
- для точних прямувань при зворотно-поступальному русі;
- для з'єднань, деталі яких повинні легко переміщуватись або повертатись одна відносно другої при настроюванні, регулюванні або затягуванні в робоче положення тощо.

Оскільки отримання з'єднань з нульовим зазором практично малоімовірно, ковзні посадки в деяких випадках використовуються і для рухомих обертальних

з'єднань при невеликих швидкостях обертання, а в деяких відповідальних випадках – з використанням сортування та підбору деталей.

Посадки високої точності Н6/н4, Н6/н5 використовуються в нерухомих з'єднаннях при їх частому розбиранні або для змінних деталей з особливо високими вимогами до їх центрування.

Приклади використання даних посадок:

- вимірювальні зубчасті колеса на шпинделях зубовимірювальних приладів;
- втулка під шевер на валу шевінгувального верстату та шевер на цій втулці;
- шпиндель в корпусі зубодовбального верстату;
- піноль в корпусі задньої бабки токарного верстату.

В окремих випадках ці посадки використовуються для рухомих з'єднань при поздовжньому переміщенні деталей з невисокою швидкістю та особливими вимогами до точності центрування та напрямку, наприклад, шпиндель в корпусі задньої бабки верстату. В цілому використання посадок високої точності носить обмежений характер в зв'язку із значною складністю виготовлення деталей.

Посадка Н7/н6 широко розповсюджена, переважного використання. Вона використовується:

– в рухомих з'єднаннях за високих вимог до точності центрування деталей, що часто розбираються:

- змінні шестерні на валах металооброблених верстатів;
- фрикційні муфти та установчі кільця на валах; фрези на оправках;
- центрувальні корпуси під підшипники кочення в верстатах, автомобілях та інших машинах;
- центрувальні фланці клапанів; центрувальні виступи в гніздах тощо;
- для деталей, що повинні легко переміщуватись одна в іншій при налаштуванні та регулюванні:

- шпиндельні головки станин шевінгувальних верстатів;
- напрямні фаски мікрогвинтів мікрометрів в розточках ноніусних барабанів;

– нерозрізні кулачки на валах (положення кулачків на валу регулюються та фіксуються штифтами).

В рухомих з'єднаннях посадка використовується при зворотно поступальних переміщеннях та високих вимогах до точності напрямку:

- поршневі штоки в напрямних;
- поршні в циліндрах пневматичних свердлувальних машин;
- полозки поперечини радіально-свердлувальних машин;
- шпинделі в корпусах свердлувальних верстатів;
- хвостовики пружинних клапанів в напрямних.

Для таких з'єднань в окремих випадках може стати у потребі сортування чи підбір деталей. За цих умов посадки можуть замінити посадки **H6/g5** або **H7/g6**.

Посадка H8/h7 має приблизно те ж призначення, що й посадка **H7/h6**, але їй властиві ширші допуски, що полегшує виготовлення деталей. Вона є посадкою переважного використання згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] і використовується при більшій довжині з'єднання та у випадку, коли вимоги до точності центрування або напрямку можуть бути дещо знижені порівняно з умовами використання посадки **H7/h6**, наприклад:

- з'єднання змінних вимірювальних кінцевиків із стержнями приладів;
- нерухомі з'єднання зубчастих коліс відносно невисокої точності з довгими гладкими валами (посадка **H7/h8**).

Посадки H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9, що відносяться до посадок переважного використання, досить широко вживаються для рухомих та нерухомих з'єднань. Вони використовуються:

- в нерухомих з'єднаннях з невисокими вимогами до співвісності для встановлення на вали деталей, що передають крутні моменти через шпонки, штифти тощо за невеликих та спокійних навантажень;
- для нерухомих осей та пальців в опорах;
- для компенсаційних втулок, що закріплюються в корпусах;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	--

– для центрувальних циліндричних виступів та заточок у фланцевих з'єднаннях:

– для центрованих частин машин, що використовуються як корпуси підшипників;

– для з'єднання деталей, які повинні легко рухатись при настроюваннях та регулюваннях з подальшим затягуванням в робочому положенні тощо:

– в рухомих кронштейнах на колонах приладів, що закріплюються гвинтовими зажимами;

– в змінних шестернях на валах сільськогосподарських машин;

– в шківах на кінцях валів барабану молотарки;

– в ексцентриках на валах ексцентричних пресів;

– в ексцентриках ексцентрикових валів насосів;

– для нерухомих осей приводів в опорах змішувачів для хімічного виробництва:

– для центрування фланців картерів коробок передач і картерів маховиків автомобілів;

– для центрування плит для опок струшувальних механізмів формувальних машин;

– для болтів в головках шатунів;

– для лопастних гвинтів мішалок на валах;

– для запобіжникових муфт на валах скребкових конвеєрів;

– для вкладишів в корпусах роз'ємних підшипників ковзання.

Для рухомих з'єднань ці посадки використовуються за невисоких вимог до точності:

– повзуни на призматичних шпонках механізмів для відключення;

– напрямні стрижні в опоках;

– з'єднувальні муфти на валах;

– поршні та поршневі золотники в циліндрах;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	--

- шпинделі клапанів в напрямних деяких двигунів внутрішнього згорання;
- шатуни між буртами вкладишів шатунних головок компресорів;
- шестерні, зубчасті торцеві муфти та інші подібні деталі на валах при повільних або періодичних поступальних та обертальних рухах тощо.

Посадка H10/h10 не є посадкою переважного використання. Вона є заміною посадки **H9/h9**, якщо умови економічного виготовлення вимагають деякого розширення допусків, а умови роботи з'єднання допускають деяке зниження точності.

Посадки низької точності H11/h11 та H12/h12 призначені для нерухомих та рухомих з'єднань малої точності. Згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] посадкою переважного використання є посадка **H11/h11**.

Використовуються в нерухомих з'єднаннях:

- для центрувальних фланців кришок та корпусів арматури;
- для з'єднань, деталі яких повинні бути зварювані або паяні тощо;
- для кришок сальників в корпусах;
- для нерухомих з'єднань деталей електричної арматури, друкарських машинок;
- для зірочок тягових ланцюгів на валах;
- для спряження розпірних втулок, частин колонок, що розклепуються, жолобчастих штифтів тощо.

В рухомих з'єднаннях ці посадки використовуються:

- для невідповідальних шарнірів та роликів, що обертаються на валах;
- для з'єднань, в яких одна деталь повинна вільно ковзати відносно іншої при регулюванні, затягуванні тощо;
- для рухомих з'єднань деталей електроарматури;
- для шарнірів шпренгелів вагонних рам з башмаками;
- для шарнірів соломовідрізів молотарок;
- для фланцевих з'єднань корпусу арматури за внутрішнім діаметром тощо.

Поля допусків **H11, h11** та **H12, h12** часто використовуються для елементів, між якими в вузлах передбачаються конструктивні зазори, наприклад:

- висота шпонок;
- нецентрувальні діаметри шліцьових валів та втулок;
- діаметри перехідних отворів під кріпильні деталі при високій точності складання тощо.

1.2.1.2. Посадки H/g, G/h. Використовуються тільки при відносно високих точностях виготовлення деталей (вали 4...6 квалітетів, отвори 5...7 квалітетів) і в діапазоні цих точностей характеризуються мінімальними порівняно з іншими посадками, гарантованими зазорами.

Використовуються в основному для особливо точних та точних рухомих з'єднань, в яких потрібно забезпечити плавність та точність переміщень (переважно зворотно-поступальних) та обмежити зазор, щоб уникнути порушення співвісності, виникнення ударів (при реверсивних рухах або для збереження герметичності). При обертальному русі деталей ці посадки, як правило, не використовуються, за винятком підшипників особливо точних механізмів при малих навантаженнях на вал та незначних відхиленнях робочої температури від нормальної.

В рухомих з'єднаннях дані посадки використовуються для забезпечення легкої установки деталей (наприклад, змінних) при досить точній фіксації розташування.

Посадка H7/g6 є в даній групі посадкою переважного використання. В системі вала їй відповідає посадка **G7/h6**.

Деякі приклади використання:

- шпинделі точних верстатів та ділильних головок в напрямних;
- повзуни в напрямних довбальних верстатів;
- поршні в циліндрах індикаторів;
- клапанні шпинделі в напрямних втулках;
- клапанні коромисла на осях в механізмі розподілення двигунів;

- пересувні шестерні на валах коробок передач;
- шпинделі в напрямних втулках приладів Роквелла;
- золотники у втулках пневматичних свердлувальних машинах;
- шатунні головки з шийками колінчастих валів тракторів;
- наперсткові клапани компресорів в коробках;
- штоки запобіжних клапанів у втулках та опорні кришки в клапанних коробках;
- змінні втулки при установці в кондукторах та ін.

Посадки високої точності H6/g5, G6/h5 та H5/g4, G5/h4 використовуються в особливо точних механізмах, наприклад:

- плунжерні та золотникові пари;
- втулки валів в підшипниках шевінгувальних верстатів;
- шпинделі ділильних головок;
- підшипники точних шатунних механізмів.

1.2.1.3. Посадки H/f, F/h. Характеризуються помірним гарантованим зазором, достатнім для забезпечення вільного обертання в підшипниках ковзання при консистентних та рідинних мастилах при легких та середніх режимах роботи (помірні швидкості – до 150 рад/с, навантаження, невеликі температурні деформації). Лапі посадки використовуються також і в опорах поступального переміщення, які не потребують такої високої точності центрування, як в точних посадках руху або ковзання.

В нерухомих з'єднаннях використовуються для забезпечення легкого складання та розбирання за невисоких вимог до точності центрування деталей.

Посадки H7/f7 та F8/h6 є посадками переважного використання згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] для даного типу посадок і переважно використовуються в точних з'єднаннях.

До цієї групи посадок можуть бути віднесені посадки **H8/f7, F7/h7 та F8/h7**.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

Приклади використання даних посадок:

- підшипники валів в коробках передач, головних валів токарних, фрезерних та свердлувальних верстатів;
- ковзуни в напрямних;
- трансмісійні вали в підшипниках;
- вали в підшипниках малих та середніх електромашин, відцентрових насосів та інших ротативних машин;
- пальці кривошипів в головках шатунів;
- цапфи в підшипниках ексцентриків, ролики в напрямних;
- шатунні шийки валів в підшипниках автомобілів;
- поршні в циліндрах гідропресів;
- поршні в циліндрах компресорів;
- поршні в гальмівних циліндрах автомобілів;
- зубчасті колеса та шків, що вільно обертаються на валах;
- рухомі вздовж валів зубчасті колеса та муфти тощо.

Посадки високої точності H6/f6, f7/h5, F7/h6 використовуються при підвищених вимогах до точності центрування в механізмах високої точності.

Приклади використання цих посадок:

- корінні шийки колінчастих валів та шийок розподільних валів в підшипниках автомобільних двигунів підвищеної точності;
- посадкові місця (поле допуску **f6**) під підшипники кочення при місцевому навантаженні внутрішнього кільця.

Посадки пониженої точності H8/f8, F8/h8, H9/f9, F9/h8 та F9/h9, призначені для з'єднань з гарантованим зазором за невисоких вимог до точності. Вони широко використовуються:

- для підшипників ковзання при значних швидкостях обертання двоопорних валів;
- для крупних валів в підшипниках важкого машинобудування;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	---

- для валів в довгих підшипниках;
- для валів в далеко рознесених опорах і при декількох опорах;
- для поршнів в циліндрах машин з додатковим напрямком штоків;
- для напрямку поршневих і золотникових штоків та плунжерних скалок в сальниках;
- для зубчастих коліс, які вільно обертаються на валах, та інших деталей, що включаються зчепними муфтами;
- для зчепних муфт на валах;
- для центрування кришок циліндрів та інших деталей за невисоких вимог до їх співвісності;
- для з'єднань із значним зазором при невеликих робочих ходах, регулюванні, затягуванні тощо.

Приклади:

- вали в підшипниках відцентрових насосів;
- ексцентрикові вали пресів в опорах;
- поршні в циліндрі циркуляційного насосу високого тиску;
- вали барабанів молотарок в опорах;
- плунжери в циліндрах гідропідійомників та домкратів;
- кришки золотникових коробок в корпусах парових машин;
- дроселі у втулках клапанів пароповітряних молотів;
- з'єднання у вертикальних домкратах породопрохідних машин;
- холості шківни на валах тощо.

1.2.1.4. Посадки Н/е, Е/н. Характеризуються значним гарантованим зазором (вдвічі більшим, ніж для ходових посадок), що забезпечує вільний обертальний рух при підвищених режимах робіт (значні навантаження, високі швидкості обертання понад 150 рад/с, невеликі температурні зміни зазору) або ускладнених умовах монтажу (рознесені опори, багато-опорні вали, підвищена довжина з'єднання).

Використовуються в нерухомих з'єднаннях для деталей, що потребують значних зазорів при установках та регулюванні.

Посадки H7/e8, H8/e8 та E9/h8 є посадками переважного використання згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] для даного типу посадок. До цієї ж групи середньої точності відносяться посадки **E8/h8** та **E8/h7**.

Приклади використання даних посадок:

- підшипники рідинного тертя для валів турбогенераторів, великих електромашин, відцентрових насосів;
- приводний вал в підшипниках круглошліфувальних верстатів;
- корінні шийки колінчастих валів та шийки розподільних валів в підшипниках двигунів внутрішнього згорання;
- впускні клапани в напрямних автомобільного двигуна;
- блоки зубчастих коліс заднього ходу на осях в вантажних автомобілях;
- ходові гвинти супортів тощо.

Посадки високої точності H7/e6, H7/e7 та E8/h6 призначені головним чином для підшипників рідинного тертя в машинах підвищеної точності та довговічності і використовуються, наприклад:

- в корінних підшипниках колінчастих валів;
- в розподільних валах відповідальних двигунів внутрішнього згорання.

Посадки зниженої точності H8/e9, H9/e9, E9/h9 використовуються майже в тих випадках, що й посадки **H9/f9, F9/h9**. Застосовуються в менш відповідальних підшипниках ковзання для обертального або поступального переміщення та в нерухомих з'єднаннях при відносно невисокій точності центрування, якщо вимагається збільшити гарантований зазор для компенсації відхилень розташування поверхонь, які спряжуються, температурних деформацій тощо.

1.2.1.5. Посадки H/d, D/h. Характеризуються великим гарантованим зазором, який дозволяє компенсувати значні відхилення розташування поверхонь, які

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	---

спряжуються, і температурні деформації та забезпечити вільне переміщення деталей або їхнє регулювання та складання.

Посадки H7/d8, H8/d8 (D8/h6, D8/h7) відносяться до посадок підвищеної точності та призначені в основному для точних рухомих з'єднань при важких режимах роботи та великих температурних деформаціях.

Приклади використання даних посадок:

- підшипники рідинного тертя в турбінах для валків прокатних станів та в іншому металургійному обладнанні;
- вали в підшипниках швидкохідних трансмісій;
- впускні та випускні клапани в напрямних двигунів внутрішнього згорання;
- поршневі кільця в канавках поршня (по ширині);
- швидкохідні холості шківни та зубчасті колеса;
- шатунні шийки парових машин.

Посадки H8/d9, H9/d9, H8/d10, H9/d10 та D9/h8, D9/h9, D10/h9 призначені для з'єднань з невисокими вимогами до точності. Бажане використання у них посадок з полем допуску **d9**.

Приклади:

- трансмісійні вали в підшипниках;
- холості шківни на валах;
- сальники, поршні в циліндрах компресорів;
- клапанні коробки в корпусах компресорів, для зручності розбирання яких при утворенні нагару та високій температурі необхідний значний зазор.

Посадки низької точності H11/d11, D11/h11 призначені для рухомих з'єднань, що не потребують точності переміщень, та для нерухомих грубоцентрованих з'єднань. В грубих квалітетах (11, 12) – це посадки переважного використання з мінімальним гарантованим зазором, необхідним для компенсації відхилень розташування поверхонь, які спряжуються, захисних покриттів, що

наносяться на поверхні, або забезпечення рухомості з'єднань в умовах запилення та забруднення.

Приклади використання:

- шарніри та ролики на осях;
- грубі напрямні прямолінійного руху;
- кришки підшипників та розпірні втулки в корпусах;
- вали в підшипниках, шестерні та муфти, що вільно сидять на валах грубих механізмів;
- шарнірні з'єднання тяг, важелів тощо;
- маслоскидні поршневі кільця в канавках по ширині.

1.2.1.6. Посадки Н/а, Н/б, Н/с та А/н, В/н, С/н. З великими зазорами.

Характеризуються гарантованими зазорами в межах:

- $(0,006...0,020) \cdot d_n$, при розмірах до 30 мм;
- $(0,002...0,005) \cdot d_n$, при розмірах від 30 до 80 мм;
- $(0,001...0,0035) \cdot d_n$, при розмірах понад 120 мм.

де d_n – номінальний діаметр.

Використовуються в основному в грубих квалітетах (11, 12) для конструкцій малої точності, де великі зазори необхідні для компенсації відхилень розташування поверхонь, які спряжуються, (відхилення від співвісності, симетричності, перпендикулярності тощо), для компенсації розмірних змін деталей в процесі експлуатації під дією температури, водо- та маслопоглинання (в посадках із пластмас), для забезпечення вільного обертання або поступального переміщення в умовах запилення та забруднення тощо. В окремих випадках, що обґрунтовані розрахунком, посадки з великими зазорами використовуються і в більш точних рухомих з'єднаннях (8, 9 квалітетів), що працюють при особливо важких навантаженнях або при високих температурах, коли робочий зазор може значно

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	--

зменшитись через нерівномірні температурні деформації деталей. З цих посадок в основні включена теплова ходова посадка **H8/c8**.

Приклади використання посадки **H8/c8**:

- поршні в циліндрах та випускні клапани в напрямних втулках двигунів внутрішнього згорання та інших машин, що сильно розігріваються;
- підшипники рідинного тертя швидкохідних важко навантажених валів в прокатних станах, крупних турбінах, насосах, компресорах.

Нижче наведені приклади використання грубих посадок з великими зазорами.

Посадки H11/c11, H11/b11, C11/h11, B11/h11:

- кришки підшипників;
- фланцеві з'єднання;
- лінзи в оправках (з'єднання деталей з подальшим центруванням);
- вали в підшипниках сільськогосподарських машин;
- буферні тарілки, собачки пускових важелів, вали гальмівних тяг та інші деталі на осях;
- центрувальні фланці золотникових циліндрів в корпусах парових машин;
- з'єднання деталей під припій.

Посадки H12/b12, B12/h12:

- грубооброблені або необроблені вали в підшипниках сільськогосподарських та інших машин;
- з'єднання коліскових вагонних підвісок з осями;
- з'єднання шарнірних невідповідальних болтів;
- деталі електроапаратури;
- центрувальні фланці кришок та корпусів грубої арматури;
- змінні важелі та рукоятки;
- сальники арматурні тощо.

Посадки H11/a11, A11/h11:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

– з'єднання ресорних та гальмівних підвісок, шарнірних невідповідальних болтів, підшипників гальмівних валів тощо.

Перераховані посадки не є посадками переважного використання і при можливості для грубих з'єднань з великими зазорами слід використовувати посадку переважного використання **H11/d11**.

1.2.2. Перехідні посадки

1.2.2.1. Посадки H/js, Js/h. Для цих посадок переважно ймовірно отримання зазору, але можливі і невеликі натяги (до половини допуску вала). Тому при складанні та розбиранні необхідно передбачити використання зусиль (як правило, достатньо використання дерев'яного молотка). Ці посадки використовуються у випадку:

- якщо при centruванні деталей допускаються невеликі зазори або потрібно забезпечити легке складання;
- при необхідності в частих складаннях та розбираннях, наприклад, для змінних деталей;
- при відносно великій довжині з'єднання (більше трьох-чотирьох діаметрів);
- коли складання та розбирання утруднені компоновкою вузла, масою та розмірами деталей.

Складальні одиниці, що утворені з'єднаннями деталей за цією посадкою, є або нерухомими, або переміщуються з малою швидкістю при невеликій масі деталей. В окремих випадках ці посадки використовують для щільних рухомих з'єднань, коли деталі повинні переміщуватись одна відносно іншої без відчутного качання (при цьому необхідний підбір деталей за розміром, що виключає натяг).

Посадки H7/js6, Js7/h6 відносяться до посадок переважного використання:

- гільзи в корпусах шпиндельних головок розточувальних верстатів;
- зубчасті колеса шпиндельних головок шліфувальних верстатів;
- невеликі шківи та ручні маховички на кінцях валів;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

- змінні муфти на кінцях валів малих електромашин;
- стакани підшипників в корпусах (верстатобудування).

Посадки підвищеної точності H6/js6, Js6/h5:

- підшипникові щити в станинах електричних машин високої точності;
- конусні втулки в підшипниках передніх бабок токарних верстатів;
- рухомі пінолі задніх бабок токарних верстатів.

Посадки зниженої точності H8/js7, Js8/h7:

- центрування передніх кришок електромашин в корпусі;
- центрувальні елементи напівмуфт.

1.2.2.2. Посадки H/k, K/h. Це найбільш характерний для використання тип перехідних посадок. Імовірності отримання натягів та зазорів в з'єднанні приблизно однакові, але за рахунок впливів відхилення форми, особливо при великій довжині з'єднання (більшої за два-три діаметри), зазори в більшості випадків не відчуються. Складання та розбирання виконується без значних зусиль, наприклад, за допомогою ручних молотків. Невеликого натягу, який утворюється в більшості з'єднань, достатньо для центрування деталей та запобігання їхніх вібрацій в рухомих вузлах при обертанні з середніми швидкостями.

Посадки H7/k6, K7/h6 – посадки переважного використання:

- зубчасті колеса на валах редукторів верстатів та інших машин;
- шків, маховики, важелі та нероз'ємні ексцентрики на валах;
- знімні муфти на валах середніх електромашин;
- втулки в головках шатунів тракторних двигунів;
- підшипникові щитки в корпусах кранових електродвигунів;
- втулки, що закріплюються в маточинах, які обертаються на валах зубчастих коліс.

Посадки підвищеної точності H7/k6, K6/h5:

- поршневі пальці в бобишках поршнів;

– шестерні на валах відрахункових пристроїв у верстатах.

Посадки зниженої точності H8/k7, K8/h7 використовуються при знижених вимогах до точності, зокрема, в тракторному, шляховому, хімічному, сільськогосподарському машинобудуванні:

- крейцкопфні вали у отворах шатунів компресорів;
- поршні на штоках циркуляційних насосів тощо.

1.2.2.3. Посадки H/m, M/h. Дані посадки забезпечують переважно натяг. Ймовірність отримання в них зазорів (невеликих) відносно мала. Ці зазори, як правило, не відчуються за рахунок відхилень форми, особливо при збільшених довжинах з'єднання. Такі посадки використовуються для нерухомих з'єднань деталей на швидкооберткових валах з додатковим кріпленням або без нього (при малих навантаженнях та великих довжинах з'єднання). Використовуються також замість більш міцних посадок (типу **H/n**) при збільшених довжинах з'єднання (більших за 1,5...2 діаметри) або коли недопустимі великі деформації деталей.

Посадки H7/m6, M7/h6:

- зубчасті колеса на валах редукторів;
- посадки штифтів;
- посадки деталей на кінці валів електромашин;
- підшипникові щитки в корпусах електромашин;
- тонкостінні втулки, втулки в корпусах із кольорових сплавів;
- центрування кулачків на розподільних валів тощо.

Поля допусків **m6** та **M7** не відносяться до числа переважного використання і за можливістю повинні замінюватись найближчими полями переважного використання. Зокрема, до посадки **H7/m6** близькі за характером посадки **H8/k6** (менш точна) та **H6/k6** (більш точна), що утворені полями допусків переважного використання.

Посадки підвищеної точності H6/m6, M6/h5, приклади використання:

- поршневі пальці в бобишках поршнів компресорів;
- втулка фіксатора в корпусах верстатних пристосувань (без додаткового кріплення).

Посадки зниженої точності H8/m7, M8/h7:

- з'єднання барабанчиків із зубчастими колесами та втулками із корпусами в оптикомеханічних приладах;
- клапанні коробки в циліндрах парових машин тощо.

1.2.2.4. Посадки H/n, N/h. Найбільш міцні із перехідних посадок. Зазори при складанні практично не виникають. Для складання та розбирання деталей потрібно значне зусилля: використовуються преси, розпресовувальні пристосування, іноді термічні методи складання. Розбирання з'єднань виконується рідко, як правило, тільки при капітальному ремонті. Дані посадки використовуються для центрування деталей в нерухомих з'єднаннях, що передають великі зусилля, при наявності вібрацій та ударів (з додатковим кріпленням). При невеликих навантаженнях, наприклад, в приладобудуванні, вони забезпечують нерухомість з'єднання без додаткового кріплення.

Посадки H7/n6, N7/h6 – посадки переважного використання:

- важконавантажені зубчасті колеса;
- муфти, кривошипи та інші деталі на валах;
- зубчасті колеса на валах кувальних машин;
- зубчасті колеса на валах струшувальних механізмів та каменедробарок;
- черв'ячні колеса на валах;
- бронзові вінця черв'ячних коліс на чавунних маточинах;
- кулачкові напівмуфти на валах;
- знімні напівмуфти на валах великих електромашин;
- втулки в циліндрах циркуляційних насосів високого тиску;
- обойми комутаторів на валах;

- постійні кондукторні втулки в корпусах кондукторів;
- маточини вентиляторів на валах;
- установчі пальці та контрольні муфти верстатних пристосувань та кондукторів;
- втулки в корпусах підшипників ковзання;
- втулки штовхачів в блоках циліндрів тракторних двигунів;
- установчі кільця на валах тощо.

Посадки підвищеної точності H6/n5, N6/h5:

- поршневі пальці в бобишках поршнів тракторних двигунів.

Посадки зниженої точності H8/n7, N8/h7:

- ґрунд-букси в корпусах сальників;
- циліндрові стакани золотників в корпусах парових машин;
- гільзи дросельних клапанів пароповітряних молотів.

1.2.3. Посадки з натягом

1.2.3.1. Посадки H/p, P/h. Вони характеризуються мінімальним гарантованим натягом і встановлені в найбільш точних квалітетах (вали 4...5, отвори 5...7 квалітетів).

Використовуються:

- у випадках, коли крутні моменти чи осьові сили малі або випадкове відносне зміщення з'єднувальних деталей несуттєве для їхньої службової ролі;
- для з'єднання тонкостінних деталей, що не допускають великих деформацій;
- для центрування важконавантажених або швидкообертових крупногабаритних деталей (з додатковим кріпленням).

Для деталей із кольорових металів та легких сплавів ці посадки за своїм призначенням аналогічні посадкам **H/n, N/h** в з'єднаннях деталей із чорних металів.

Вали з полями допусків **P6** та **P7** використовуються також для посадкових місць під підшипники кочення.

Посадки H7/p6 та P7/h6 є посадками переважного використання для даного типу посадок. Приклади:

- клапанні сидла в гніздах при роботі в умовах вібрацій;
- втулки та кільця в корпусах;
- втулки та шестерні передньої бабки токарних верстатів;
- установчі кільця на валах електродвигунів;
- ущільнювальні кільця на валах для фіксації положення внутрішніх кілець підшипників кочення;
- зубчасті колеса на валах редукторів канатних барабанів та інших валах з додатковим кріпленням шпонкою.

Посадки підвищеної точності H6/p5 та P6/h5 використовуються в з'єднаннях високої точності, коли недопустимі значні коливання натягів, наприклад, для з'єднань тонкостінних втулок, що легко псуються при відносно великих довжинах.

1.2.3.2. Посадки H/r, H/s, H/t та R/h, S/h, T/h. Характеризуються помірними гарантованими натягами в межах $(0,0002...0,0006) \cdot d_n$, що забезпечує передачу навантажень середньої величини без додаткового кріплення. В деяких випадках, коли використання посадок з великими натягами недопустиме за умовами міцності деталей, посадки даної групи використовуються і в з'єднаннях, що сприймають важкі навантаження з додатковим кріпленням. Посадки **H/r** та **R/h** використовуються для деталей із кольорових матеріалів та легких сплавів, а при розмірах понад 80 мм і для деталей із чорних металів, ці посадки за призначенням аналогічні посадкам **H/p, P/h**. Посадки з натягами середньої величини характеризуються, як правило, наявністю пружних деформацій з'єднаних деталей. Встановлені для відносно високих точностей деталей (вали 5...7, отвори 6...7 квалітетів), вони, як правило, не вимагають попереднього сортування деталей за розмірами перед складанням. Складання

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	---

з'єднань можливе як під пресом, так і способом термічних деформацій. В посадках цієї групи допуск отвору приймають, як правило, на один квалітет грубішим, ніж вала.

Посадки середньої точності H7/r6, H7/s6, H8/s7, H7/t6, R7/h6, S7/h6. T7/h6.

В цій групі найчастіше використовуються посадки **H7/r6** та **H7/t6**. Приклади:

- втулки підшипників ковзання в гніздах при важких та ударних навантаженнях;
- кришки корпусів пневматичних машин для свердлування;
- головки шатунів компресорів;
- зубчасті колеса на валах коробок швидкостей токарних верстатів;
- постійні кондукторні втулки, фіксатори та упори в пристосуваннях;
- вентилятори на валах кранових електродвигунів;
- гільзи циліндрів поршневих насосів;
- циліндрові гільзи в корпусах золотникових пристроїв;
- зубчасті колеса на проміжних валах в коробках передач вантажних автомобілів з додатковим кріпленням шпонкою;
- шестерні на валах масляних насосів тракторів з додатковим кріпленням шпонкою;
- черв'ячні колеса на валах редукторів (кріплення шпонкою);
- бронзові зубчасті вінці черв'ячних коліс на чавунних центрах з додатковим кріпленням гвинтами.

Посадки підвищеної точності H6/r5, H6/s5 використовуються для точних з'єднань, що потребують достатньої міцності без додаткового кріплення при недопустимості значних коливань натягів, наприклад:

- для втулок на валах електромашин;
- для упорних дисків на роторах турбін тощо.

1.2.3.3. Посадки H/u, H/x, H/z та U/h. Характеризуються великими гарантованими натягами $(0,001...0,002) \cdot d_n$. Призначені для з'єднань, на які діють

важкі, в тому числі і динамічні навантаження. Використовуються, як правило, без додаткового кріплення з'єднаних деталей. При таких великих натягах виникають в основному пружно-пластичні та пластичні деформації. Деталі повинні бути перевірені на міцність. Рекомендується дослідна перевірка вибраних посадок, особливо в масовому виробництві. Складання в основному реалізується методами термічних деформацій, але використовується й поздовжнє запресовування. В окремих випадках деталі перед складанням сортуються та відбираються за розмірами. Для посадок з великими натягами передбачені відносно широкі допуски деталей (8-го, іноді 7-го квалітету). В окремих випадках з метою отримання більшої міцності з'єднання та підвищення гарантованого натягу допуск основного отвору або основного вала може бути більш точним на один квалітет. **Посадки Н7/u7, Н8/u8, U8/h7** отримали найбільше використання серед важких пресових посадок, особливо посадка **Н8/u8**. Приклади:

- дискові та тарілчасті незнімні муфти на кінцях валів;
- зубчасті бронзові вінці на сталевих центрах; вагонні колеса на валах;
- бурти на валах;
- сталеві бандажі на роз'ємних центрах;
- установчі штифти в верстатних приладах;
- втулки поворотних кулаків тракторів;
- короткі втулки в маточинах зубчастих коліс;
- пальці ексцентриків кривошипно-шатунного апарату збиральних машин;
- втулки важелів очищення зернозбиральних комбайнів;
- металокерамічні втулки підшипників у сільськогосподарському машинобудуванні;
- з'єднання пальців кривошипів з дисками та кривошипних дисків із валами сільськогосподарських машин;
- кривошипні диски лебідок;
- елементи з'єднання ходової частини породовантажних машин;

– осі підйимальних пристроїв комбайнів для тонких пластів тощо.

Посадки H8/x8 та H8/z8 застосовуються в з'єднаннях, що зазнають змінних навантажень, ударів та вібрацій, та для деталей, що допускають великі напруження матеріалу. Приклади:

- контактні кільця на ізоляції в малих та середніх електричних машинах;
- кривошипні пальці в дисках кривошипів парових лебідок;
- втулки на валах ексцентрикових пресів;
- металокерамічні втулки в корпусах зчеплення тракторів;
- з'єднання безребордних кранових коліс з валами та тяг з кільцями універсального реверсу в вантажопідйомних машинах;
- з'єднання сталевих деталей з деталями із легких сплавів та пластмас.

1.3. Вихідні дані

У таблиці 1.1. для кожного варіанту наведені по дві посадки для яких необхідно зобразити схеми розташування полів допусків отвору та вала, вказавши на схемах граничні відхилення. Розрахуйте найбільші та найменші розміри отворів та валів, найбільші та найменші зазори або натяги, а також допуск посадки. Опишіть характеристики заданих посадок, і вкажіть, чи є вони посадками переважного використання.

Таблиця 1.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варі ант	Спряження		Варі ант	Спряження	
	Завдання 1	Завдання 2		Завдання 1	Завдання 2
1	$\varnothing 30 H7/e8$	$\varnothing 85 H7/n6$	16	$\varnothing 50 H6/f6$	$\varnothing 60 K7/h8$
2	$\varnothing 50 H6/h5$	$\varnothing 100 H7/p6$	17	$\varnothing 12 H8/d9$	$\varnothing 100 N8/h7$
3	$\varnothing 18 H8/u8$	$\varnothing 50 M7/h6$	18	$\varnothing 24 H9/d9$	$\varnothing 100 U8/h7$
4	$\varnothing 63 H9/d9$	$\varnothing 80 H7/f6$	19	$\varnothing 36 H10/h9$	$\varnothing 85 P6/h5$
5	$\varnothing 42 E9/h8$	$\varnothing 24 H6/h5$	20	$\varnothing 72 H11/h11$	$\varnothing 86 Js5/h4$

6	Ø 55 F9/h8	Ø 12 H6/r5	21	Ø 25 H7/g6	Ø 64 H7/k6
7	Ø 100 D11/h11	Ø 36 H7/s6	22	Ø 50 K7/h6	Ø 44 Js7/h6
8	Ø 60 F8/h6	Ø 50 H7/t6	23	Ø 74 H8/js7	Ø 26 G7/h6
9	Ø 60 K7/h6	Ø 25 H8/u8	24	Ø 24 H7/m6	Ø 44 S7/h6
10	Ø 40 G6/h5	Ø 100 H8/x8	25	Ø 42 G5/h4	Ø 12 H6/js6
11	Ø 100 H8/z8	Ø 20 R8/h6	26	Ø 66 M7/h6	Ø 40 F8/h7
12	Ø 80 M8/h7	Ø 80 H11/c11	27	Ø 120 H8/n7	Ø 18 G5/h4
13	Ø 65 H7/e8	Ø 78 K6/h5	28	Ø 64 H7/f7	Ø 38 H8/m7
14	Ø 22 Js6/h7	Ø 75 H11/d11	29	Ø 85 E9/h9	Ø 34 N6/h5
15	Ø 40 H7/g6	Ø 80 P7/h6	30	Ø 76 T7/h6	Ø 48 H7/e7

1.4. Приклад виконання роботи

Визначити граничні розміри отвору та вала, найбільший та найменший зазори (натяги), а також допуск для посадки **Ø45 H8/d9**.

Розв'язок.

За ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] або табл. Д.3.1 – Д.3.10; табл. Д.4.1 – Д.4.11 знаходимо граничні відхилення для:

- отвору **Ø45 H7**: $ES = 39$ мкм, $EI = 0$ мкм.
- вала **Ø45 f7**: $es = -80$ мкм, $ei = -142$ мкм.

Номінальний розмір з'єднання $D = d = 45$ мм. Граничні розміри отвору та валу визначаємо за формулами (1.1) та (1.2):

$$D_{max} = D + ES = 45 + 0,039 = 45,039 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D + EI = 45 + 0,000 = 45,000 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 45 + (-0,080) = 44,920 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 45 + (-0,142) = 44,858 \text{ мм}.$$

Допуски отвору та вала – за формулою (1.3):

$$T_D = D_{max} - D_{min} = 45,039 - 45 = 0,039 \text{ мм} = 39 \text{ мкм};$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 44,920 - 44,858 = 0,062 \text{ мм} = 62 \text{ мкм}.$$

Граничні зазори посадки знаходимо за формулами (1.5) та (1.6):

$$S_{max} = ES - ei = 39 - (-142) = 181 \text{ мкм} = 0,181 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-80) = 80 \text{ мкм} = 0,080 \text{ мм}.$$

Так як посадка з зазором, то граничних натягів не виникає і їх можна не обраховувати.

Допуск посадки за (1.9):

$$T = T_S = S_{max} - S_{min} = 181 - 80 = 101 \text{ мкм}.$$

Або:

$$T = T_D + T_d = 39 + 62 = 101 \text{ мкм}.$$

Опис характеристик заданої посадки $\Phi 45 \text{ H8/d9}$

Посадки H/d та D/h характеризуються великим гарантованим зазором, який дозволяє компенсувати значні відхилення розташування поверхонь, які спряжуються, і температурні деформації та забезпечити вільне переміщення деталей або їхнє регулювання та складання. Посадка H8/d9, призначена для з'єднань з невисокими вимогами до точності. Приклади: трансмісійні вали в підшипниках; холості шківни на валах; сальники, поршні в циліндрах компресорів.

Посадка H8/d9 виконана в системі отвору і є посадкою переважного використання ДСТУ ISO 286-2:2022 [20].

Схема полів допусків посадки $\Phi 45 \text{ H8/d9}$ зображена на рис. 1.4.

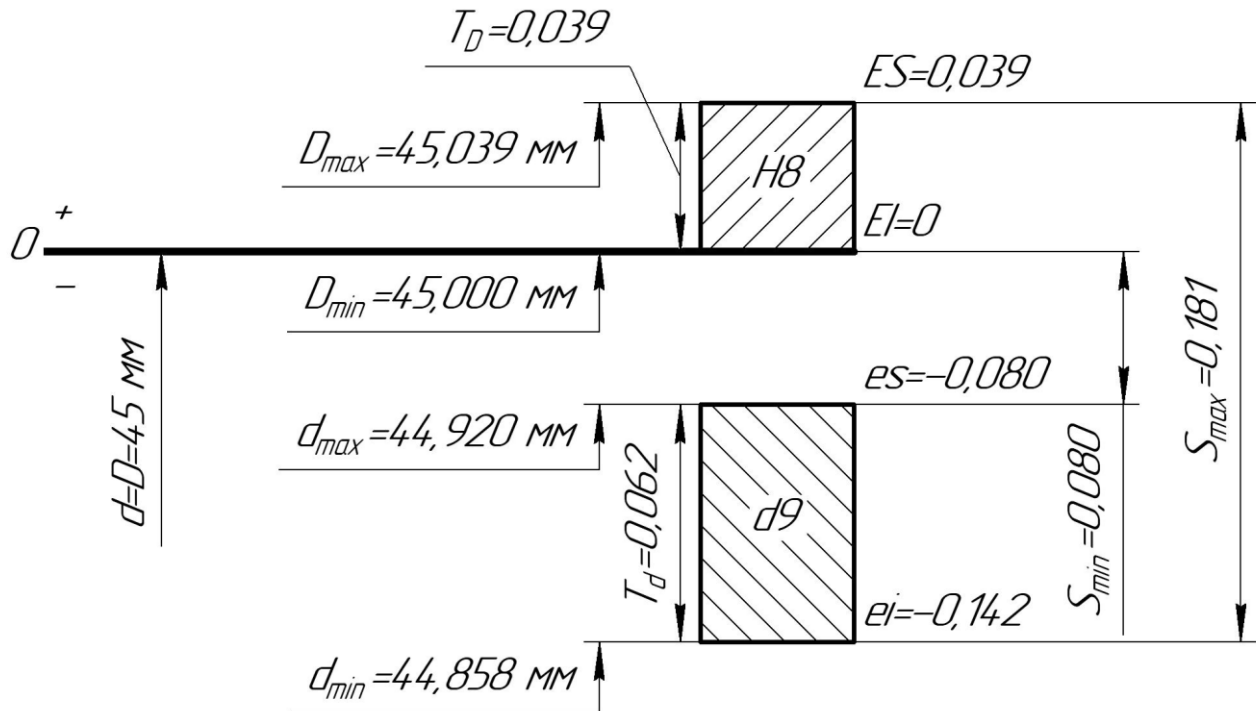


Рис. 1.4. Схема полів допусків посадки $\Phi 45$ H8/d9

1.5. Контрольні запитання

1. Зміст понять: розмір номінальний, дійсний, граничний.
2. Що називають допуском? Формули для обчислення допуску. Поле допуску.
3. Що називають відхиленням розміру? Види відхилень. Основні відхилення в ЄСДП.
4. Визначення посадки. Види посадок та їх параметри.
5. Що називають квалітетом і як визначають допуски для різних квалітетів?
6. Утворення посадок в ЄСДП. Система отвору та вала.
7. Графічне зображення схем полів допусків посадок.
8. Позначення полів допусків, відхилень та посадок на кресленнях.

Практична робота №2

Розрахунок та вибір посадок із зазором і підшипниках ковзання

Мета: закріпити знання та набути навички з розрахунку та вибору посадок у підшипниках ковзання.

Завдання:

1. Для заданих параметрів розрахувати середній тиск в підшипнику ковзання.
2. Визначити найменший та найбільший функціональні зазори, а також оптимальний зазор посадки.
3. На основі розрахованих параметрів обрати посадку.
4. Перевірити умову забезпечення рідинного тертя обраної посадки при мінімальному зазорі та при максимальному зношуванні.
5. Виконати схеми розташування полів допусків посадки.

2.1. Короткі теоретичні відомості

Розрахунок посадок підшипників ковзання ґрунтується на використанні гідродинамічної теорії змащування.

Для забезпечення рідинного тертя між вкладишем підшипника та цапфою вала необхідно, щоб між поверхнями тертя був мінімальний шар мастила. При обертанні вала в підшипнику мастило внаслідок в'язкості отримує деяку швидкість та нагнітається в клиновидний зазор, немов би піднімає гідродинамічним тиском вал, врівноважуючи навантаження. Вал "спливає" в отворі. При цьому цапфа зміщується в напрямку обертання за рахунок діаметрального зазору S , що має місце ($S = D - d$ в стані спокою. Див. рис. 2.1, а). Зазор ділиться на дві нерівні частини:

h – зазор в місці найбільшого зближення цапфи та вкладиша підшипника;

$H = S - h$ – зазор на протилежному боці (рис. 2.1, б).

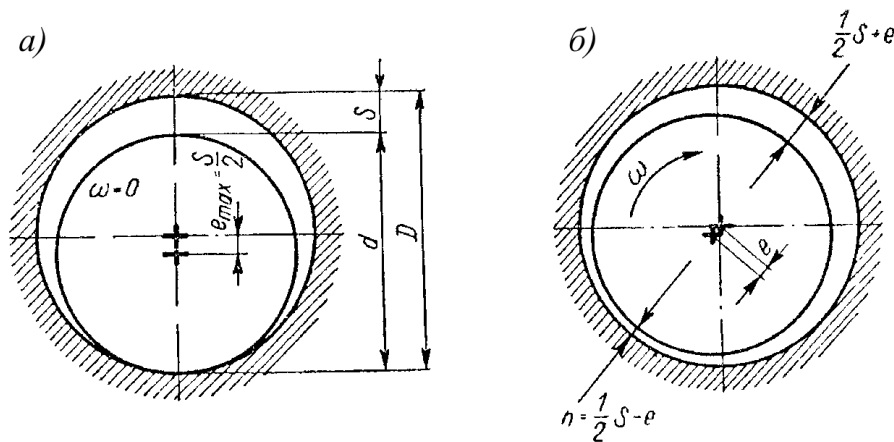


Рис. 2.1. Схема пояснення гідродинамічної теорії змащування

Положення вала в стані рівноваги буде визначатись абсолютним e та відносним $\chi = \frac{e}{S/2}$ ексцентриситетами.

Товщина масляного шару в місці найбільшого зближення

$$h = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot e}{S}\right) = \frac{S}{2} \cdot (1 - \chi); \quad (2.1)$$

Для забезпечення рідинного тертя необхідно, щоб мікронерівності цапфи та вкладиша підшипника не зачіплювались, тобто шар мастила не мав розривів. Це досягається при товщині мастильного шару в самому вузькому місці:

$$h_{рт} \geq R_{zd} + R_{zD} + \Delta_d,$$

де: R_{zd} , R_{zD} – висоти нерівностей поверхонь цапфи та вкладиша відповідно;

Δ_d – додаток на нерозривність рідинного шару, що враховує відхилення навантаження, швидкості, деформацію цапфи тощо; $\Delta_d = (2 \dots 3) \text{ мкм}$ [1, 5].

В практичних розрахунках мінімальну товщину рідинного шару визначають за формулою:

$$h_{min} \geq h_{рт} \geq k_{рт} \cdot (R_{zd} + R_{zD} + \Delta_d); \quad (2.2)$$

де: $k_{рт}$ – коефіцієнт запасу надійності по товщині шару мастила $k_{рт} > 2$.

Одночасно із забезпеченням рідинного тертя потрібно, щоб підшипник мав необхідну несучу здатність, що характеризується радіальною силою R .

За гідродинамічною теорією змащування несуча здатність підшипників при нерозривності шару мастила визначається за формулою:

$$R \approx \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d \cdot C_R; \quad (2.3)$$

де: R – радіальна сила, Н;

μ – динамічна в'язкість змащувального шару мастила, Па·с;

ω – кутова швидкість, рад/с, $\omega = \pi \cdot n/30$;

ψ – відносний зазор, $\psi = S/d$;

l, d – відповідно довжина підшипника та діаметр цапфи, м;

C_R – безрозмірний коефіцієнт навантаженості підшипника, що залежить від χ та відношення l/d значення якого наведені в [1, 4] або табл. Д.10.

В'язкість мастила при температурі $t_p = 50^\circ\text{C}$ приймають по [1, 4] або табл. Д.9. Динамічну в'язкість мастила при температурі, відмінній від 50°C , визначають за формулою:

$$\mu = \mu_{\text{табл.}} \cdot (50/t_{\text{роб}})^{2,8}; \quad (2.4)$$

При розрахунках робоча температура підшипника повинна бути не вища $60...75^\circ\text{C}$.

Із рівняння (2.3) видно, що несуча здатність підшипника при постійній робочій температурі зростає при збільшенні в'язкості мастила, швидкості обертання вала та розмірів підшипника і зменшується при збільшенні відносного зазору. Тобто, мастильний клин в підшипнику, що забезпечує рідинне тертя, виникає в області певних зазорів.

Для вибору оптимальних посадок необхідно знати залежність від зазору товщини шару мастила в місці найбільшого зближення поверхонь отвору та вкладиша підшипника.

Вид залежності $h = f(S)$ при постійних значеннях l/d та кута обхвату підшипника, встановлений експериментально, показаний на рис. 2.2.

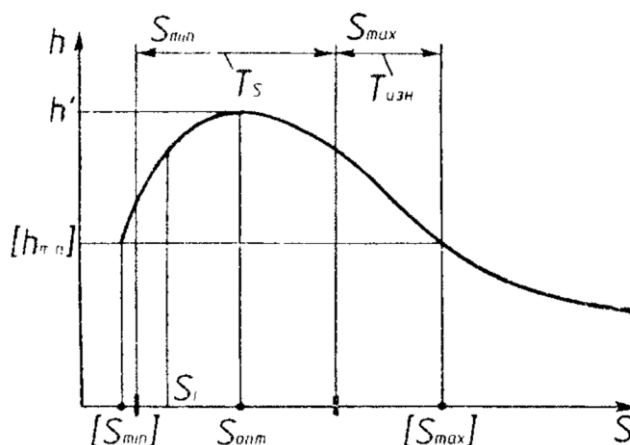


Рис. 2.2. Графік залежності товщини шару мастила від зазору

Цей графік показує, що рідинне тертя утворюється лише в певному діапазоні діаметральних зазорів, обмеженому найменшим $S_{min F}$ найбільшим $S_{max F}$ функціональними зазорами. В кожному з'єднанні має місце оптимальне значення зазору $S_{опт}$, при якому товщина шару мастила найбільша (найменші втрати на тертя та найбільша надійність роботи).

Задача розрахунку посадки — визначити оптимальний зазор, а також найменший та найбільший зазори, вибрати стандартну посадку для з'єднання.

Отримаємо рівняння для визначення функціональних зазорів. Розділимо обидві частини рівняння (2.3) на $l \cdot d$, та, позначивши середній тиск, що припадає на одиницю площі проекції опорної поверхні підшипника, через $p = R/(l \cdot d)$ отримаємо:

$$p = \frac{\mu \cdot \omega \cdot C_R}{\psi^2}; \quad (2.5)$$

Звідки:

$$C_R = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}; \quad (2.6)$$

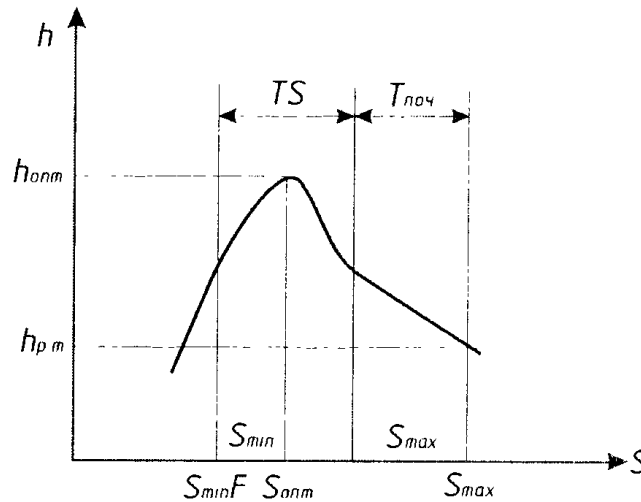


Рис. 2.3. Залежність $h=f(S)$ при постійних значеннях l/d та кута обхвату

Коефіцієнт навантаженості підшипника може бути представлений залежністю:

$$C_R = [k/(1 - \chi)] - m; \quad (2.7)$$

де: k та m – сталі для даного значення відношення l/d табл. Д.11.

З рівнянь (2.6) та (2.7):

$$\frac{k}{1 - \chi} - m = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}; \quad (2.8)$$

Підставляючи в рівняння (2.8) значення $\psi = S/d$ та $1 - \chi = 2 \cdot h_{min}/S$, отримуємо:

$$\frac{k \cdot S}{2 \cdot h_{min}} - m = \frac{p \cdot S^2}{\mu \cdot \omega \cdot d^2}; \quad (2.9)$$

Замінюючи в (2.9) h_{min} на h_{pt} та розв'язуючи його відносно S , знаходимо:

$$S_{min F} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2 - \sqrt{(k \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16 \cdot p \cdot h_{pt}^2 \cdot m \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2}}{4 \cdot p \cdot h_{pt}}; \quad (2.10)$$

$$S_{max F} = \frac{k \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2 + \sqrt{(k \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16 \cdot p \cdot h_{pt}^2 \cdot m \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2}}{4 \cdot p \cdot h_{pt}}; \quad (2.11)$$

Значення μ_1 та μ_2 повинні відповідати температурним режимам при $S_{min F}$ та $S_{max F}$.

Для визначення значень середніх температур проводять тепловий розрахунок. Як правило, в розрахунках $S_{min F}$, обчислюють при $t_p = 70^\circ\text{C}$, $S_{max F}$ – при $t_p = 50^\circ\text{C}$.

В роботі [1] рекомендується спрощений метод вибору посадок для підшипників ковзання за відносним зазором, що визначається за емпіричною формулою:

$$\psi_{opt} = 0,293 \cdot k_{\varphi\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}}; \quad (2.12)$$

$k_{\varphi\epsilon}$ – коефіцієнт, що враховує кут обхвату підшипника та відношення l/d (по [1] або табл. Д.12).

При цьому оптимальний діаметральний зазор:

$$S_{opt} = \psi_{opt} \cdot d; \quad (2.13)$$

Приймаючи оптимальний зазор за середній S_m посадки, згідно з ДСТУ ISO 286-2-2022 [20], вибирають посадку табл. Д.13. У вибраній посадці середній зазор повинен бути найбільш близьким до розрахункового, а коефіцієнт розрахункової точності максимальним:

$$\eta = \left(\frac{S_m}{T_s} \right) > 1; \quad (2.14)$$

де: T_s – допуск посадки (див. формулу (1.9)).

Мінімальний зазор в підібраній посадці:

$$S_{min} > S_{min F}; \quad (2.15)$$

де: $S_{min F}$ – мінімально допустимий зазор при якому товщина шару мастила $h = h_{рт}$.

Відносний ексцентриситет χ , що відповідає зазору S_{min} повинен бути $\chi_{min} > 0,3$. При малих зазорах ($\chi < 0,3$) можуть виникнути самозбурюючі коливання вала в підшипнику.

Для підвищення надійності необхідно при виборі посадки враховувати гарантований запас на спрацювання. При цьому

$$S_{max} < S_{max F}; \quad (2.16)$$

Запас на спрацювання:

$$T_{спр} = (S_{max F} - S_{min F}) - T_s; \quad (2.17)$$

де $T_s = T_D - T_d$ – допуск вибраної посадки.

Коефіцієнт запасу точності:

$$k_T = (S_{max F} - S_{min F})/T_s; \quad k_T > 1 \quad (2.18)$$

В реальних умовах задачу вибору посадки вирішують приблизно із введенням деяких припущень, що ілюструє наведений нижче приклад.

2.2. Вихідні дані

Підібрати посадку підшипника ковзання, що має наступні параметри (табл.

2.1):

- частота обертання **n**, об/хв.;
- радіальне навантаження **R**, кН;
- діаметр цапфи підшипника **d**, мм;
- довжина підшипника **l**, мм;
- мастило – **мастило індустріальне 20** (при $t_{роб.} = 50^{\circ}\text{C}$ динамічна в'язкість

$17 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$);

- робоча температура підшипника **t_p** , $^{\circ}\text{C}$;
- підшипник половинний з кутом обхвату 180° ;
- матеріал вкладиша підшипника – **Бронза Бр-АЖ9-4** із шорсткістю **R_{zD}** , мкм;
- матеріал цапфи – **сталь 40** із шорсткістю **R_{zd}** , мкм.

Таблиця 2.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	d , мм	l , мм	n , об/хв.	R , кН	R_{zd} , мкм	R_{zD} , мкм	$t_{роб.}$, $^{\circ}\text{C}$
1	70	63	1700	6,0	1,6	3,2	55
2	75	80	700	6,5	1,25	4,0	60
3	80	93	750	6,8	1,0	2,5	65
4	85	100	800	6,0	1,6	2,5	70
5	90	105	650	6,2	1,25	4,0	75
6	95	120	800	6,5	1,0	3,2	70
7	100	125	710	6,0	1,6	4,0	65
8	105	125	670	6,4	1,25	3,2	60
9	110	140	630	6,9	1,0	2,5	55
10	115	80	1600	5,8	1,6	4,0	60
11	120	90	1120	5,4	1,25	2,5	65
12	125	96	2000	5,7	1,0	3,2	70

Варіант	d , мм	l , мм	n , об/хв.	R , кН	R_{zd} , мкм	R_{zD} , мкм	$t_{роб.}$, °C
13	130	76	1000	6,5	1,6	3,2	75
14	70	96	1060	6,2	1,25	2,5	70
15	75	76	1120	5,8	1,0	4,0	65
16	90	105	990	5,6	1,6	2,5	60
17	85	102	850	6,3	1,25	3,2	55
18	90	90	800	6,5	1,0	4,0	60
19	95	84	750	6,2	1,6	2,5	65
20	100	130	710	5,9	1,25	2,5	70
21	105	120	1700	5,4	1,0	2,5	75
22	110	85	1100	5,8	1,6	3,2	70
23	115	90	1860	6,3	1,25	3,2	65
24	120	86	1640	5,1	1,0	3,2	60
25	125	104	1450	6,1	1,6	4,0	55
26	130	108	1250	6,2	1,25	4,0	60
27	70	100	960	6,8	1,0	4,0	65
28	75	92	1650	4,8	1,6	2,5	70
29	80	88	1360	6,7	1,25	3,2	75
30	85	110	1900	5,9	1,0	4,0	70

2.3. Приклад виконання роботи

Підібрати посадку для підшипника ковзання при наступних вихідних даних:

- номінальний розмір спряження $d = 70$ мм;
- довжина підшипника $l = 80$ мм;
- частота обертання $n = 3000$ об/хв.;
- радіальне навантаження на підшипник $R = 7,2$ кН;
- висота нерівностей профілю: цапфи $R_{zd} = 1,6$ мкм; вкладишів $R_{zD} = 3,2$ мкм;
- мастило, що використовується – мастило індустріальне 20;
- динамічна в'язкість $17 \cdot 10^{-3}$ Па·с., при $t_{роб.} = 50^\circ\text{C}$;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	--

- робоча температура підшипника $t_p = 75^\circ\text{C}$;
- підшипник половинний з кутом обхвату 180° .

Розв'язок:

1. Визначаємо:

- середній тиск в підшипнику:

$$P = \frac{R}{l \cdot d} = \frac{7,2 \cdot 10^3}{0,08 \cdot 0,07} = 1,29 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

- мінімальний функціональний зазор:

При $l/d = 80/70 = 1,14$ з табл. Д.11 визначаємо $k = 0,948$ та $m = 0,954$ для половинного підшипника.

Для мінімального зазору приймаємо $t = 70^\circ$. Тоді:

$$\mu_1 = \mu_{\text{табл.}} \cdot (50/t_{\text{роб}})^{2,8} = 0,017 \cdot (50/70)^{2,8} = 0,0066 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Кутову швидкість визначаємо з формули:

$$\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 3000/30 = 314 \text{ рад/с};$$

Товщину шару мастила, що достатня для рідинного тертя визначаємо за формулою (2.2):

$$h_{pt} \geq k_{pt} \cdot (R_{zd} + R_{zD} + \Delta_d) = 2 \cdot (1,6 + 3,2 + 2) = 13,6 \text{ мкм};$$

де: $k_{pt} = 2$ – коефіцієнт запасу надійності по товщині шару мастила;

R_{zd}, R_{zD} – відповідно висота нерівностей профілю поверхонь вкладиша та цапфи, мкм;

$\Delta_d = 2 \text{ мкм}$ – додаток, що враховує відхилення навантаження, швидкості, температури від розрахункових значень.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ ОК15-2025
------------------------------------	---	---

Підставляємо до формули 2.10 значення відповідних параметрів, отримуємо:

$$\begin{aligned}
 S_{\min F} &= \frac{k \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2 - \sqrt{(k \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16 \cdot P \cdot h_{pt}^2 \cdot t \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2}}{4 \cdot P \cdot h_{pt}} \\
 &= \frac{0,948 \cdot 0,0066 \cdot 314 \cdot 0,07^2}{4 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6}} \\
 &- \frac{\sqrt{(0,948 \cdot 0,0066 \cdot 314 \cdot 0,07^2)^2 - 16 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot (13,6 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 0,954 \cdot 0,0066 \cdot 314 \cdot 0,07^2}}{4 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6}} \\
 &= \frac{0,009626712 - \sqrt{0,000092674 - 0,000036983}}{70,176} = \frac{0,009626712 - 0,00746264}{70,176} = 0,0000308 \text{ м} \\
 &= 30,8 \text{ мкм}
 \end{aligned}$$

– максимальний функціональний зазор:

При визначенні максимального зазору приймаємо $t = 50^\circ$. Тоді:

$$\mu_2 = \mu_{\text{табл.}} = 0,017 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Підставляємо до формули 2.11 значення відповідних параметрів, отримуємо:

$$\begin{aligned}
 S_{\max F} &= \frac{k \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2 + \sqrt{(k \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16 \cdot P \cdot h_{pt}^2 \cdot t \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2}}{4 \cdot P \cdot h_{pt}} \\
 &= \frac{0,948 \cdot 0,017 \cdot 314 \cdot 0,07^2}{4 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6}} \\
 &+ \frac{\sqrt{(0,948 \cdot 0,017 \cdot 314 \cdot 0,07^2)^2 - 16 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot (13,6 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 0,954 \cdot 0,017 \cdot 314 \cdot 0,07^2}}{4 \cdot 1,29 \cdot 10^6 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6}} \\
 &= \frac{0,024796078 + \sqrt{0,000614845 - 0,00009526}}{70,176} = \frac{0,024796078 + 0,022794407}{70,176} = 0,0006782 \text{ м} \\
 &= 678,2 \text{ мкм}
 \end{aligned}$$

– оптимальний зазор:

$$S_{\text{опт}} = \psi_{\text{опт}} \cdot d$$

де: $\psi_{\text{опт}}$ – оптимальний відносний зазор, який визначається за формулою (2.12):

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot k_{\varphi\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{P}};$$

де: $k_{\varphi\varepsilon} = 1,078$ – коефіцієнт, що враховує кут обхвату підшипника та відношення l/d (при половинному підшипнику $\varphi = 180^\circ$, $l/d = 80/70 = 1,14$) (табл. Д.12)

μ – динамічна в'язкість мастила. При робочій температурі заданій за завданням $t = 75^\circ\text{C}$:

$$\mu = \mu_{\text{табл.}} \cdot (50/t_{\text{роб}})^{2,8} = 0,017 \cdot (50/75)^{2,8} = 0,0055 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Отже:

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot k_{\varphi\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{P}} = 0,293 \cdot 1,078 \cdot \sqrt{\frac{0,0055 \cdot 3000}{1,29 \cdot 10^6}} = 0,001126$$

$$S_{\text{опт}} = \psi_{\text{опт}} \cdot d = 0,001126 \cdot 70 = 0,0788 \text{ мм} = 78,8 \text{ мкм}$$

2. Приймаючи оптимальний зазор $S_{\text{опт}}$ за середній зазор посадки S_m згідно з ДСТУ ISO 286-2-2022 [20], вибираємо посадку за табл. Д.13. При цьому середній зазор повинен бути найбільш близьким до розрахункового, а коефіцієнт відносної точності максимальний:

$$\eta = \left(\frac{S_m}{T_s} \right) > 1;$$

Згідно з ДСТУ ISO 286-2-2022 [20] (табл. Д.13) найближчі посадки – це **H8/f9**, та **H8/e8**. Але розрахункове значення χ в посадці **H8/f9** дорівнює 0,2. При такому значенні χ можливі само збуджуючі коливання вала в підшипнику та нестійкий режим роботи підшипникової пари. Слід витримувати умови $\chi \geq 0,3$. Тоді приймаємо посадку **H8/e8**. Для цієї посадки:

$$\varnothing 70 \frac{\text{H8}}{\text{e8}} \begin{pmatrix} +0,046 \\ 0 \\ -0,060 \\ -0,106 \end{pmatrix}$$

$$S_{\text{max}} = 152 \text{ мкм} = 0,152 \text{ мм};$$

$$S_{\text{min}} = 60 \text{ мкм} = 0,060 \text{ мм.}$$

Середній зазор посадки:

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{152 + 60}{2} = 106 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки:

$$T_S = S_{max} - S_{min} = 152 - 60 = 92 \text{ мкм.}$$

Коефіцієнт відносної точності:

$$\eta = \frac{S_m}{T_S} = \frac{106}{92} = 1,15 > 1.$$

3. Перевіряємо, чи забезпечується рідинне тертя при найменшому зазорі цієї посадки $S_{min} = 60$ мкм. Визначаємо:

– при найменшому зазорі відносний зазор:

$$\psi = \frac{S_{min}}{d} = \frac{0,060}{70} = 0,000857;$$

– коефіцієнт завантаженості підшипника:

$$C_R = \frac{P \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{1,29 \cdot 10^6 \cdot 0,000857^2}{0,0055 \cdot 314} = 0,549;$$

C_R – відносний ексцентриситет при $l/d = 1,14$, $C_R = 0,549$ за табл. Д.10 знаходимо $\chi = 0,34$

– найменшу товщину шару мастила:

$$h_{min} = \frac{S_{min} \cdot (1 - \chi)}{2} = \frac{60 \cdot (1 - 0,34)}{2} = 19,8 \text{ мкм;}$$

– запас надійності по товщині шару мастила:

$$k_{pt} = \frac{h_{min}}{h_{pt}} = \frac{h_{min}}{R_{zd} + R_{zD} + \Delta_d} = \frac{19,8}{1,6 + 3,2 + 2} = 2,9$$

Посадка за найменшим зазором вибрана вірно, оскільки $k_{pt} = 2,9 > 2$.

Таким чином, $S_{min} = 0,060$ мм можна прийняти за мінімальний функціональний зазор $S_{min F}$.

– найбільший функціональний зазор розраховано вище і він дорівнює –
 $S_{max F} = 678,2$ мкм.

4. Перевіряємо, чи забезпечується рідинне тертя при такому зазорі:

– при найбільшому зазорі відносний зазор:

$$\psi = \frac{S_{max F}}{d} = \frac{0,678}{70} = 0,009686;$$

– коефіцієнт завантаженості підшипника:

$$C_R = \frac{P \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{1,29 \cdot 10^6 \cdot 0,009686^2}{0,0055 \cdot 314} = 70,075;$$

C_R – відносний ексцентриситет при $l/d = 1,14$, $C_R = 70,075$ за табл. Д.10
 знаходимо $\chi = 0,982$

– найменша товщина шару мастила при максимальному функціональному зазорі:

$$h_{min} = \frac{S_{max F} \cdot (1 - \chi)}{2} = \frac{678 \cdot (1 - 0,982)}{2} = 6,1 \text{ мкм};$$

– запас надійності по товщині шару мастила:

$$k_{pt} = \frac{h_{min}}{h_{pt}} = \frac{h_{min}}{R_{zd} + R_{zD} + \Delta_d} = \frac{6,1}{1,6 + 3,2 + 2} = 0,9 < 2.$$

Таким чином, при $S_{max F} = 678,2$ мкм рідинне тертя не буде забезпечено. Тому максимальне зношення робочих поверхонь слід обмежити. Прийmemo з врахуванням допуску на спрацювання $S_{max F} = 200$ мкм. Після перерахунку $k_{pt} \approx 2$, що є задовільним значенням.

5. Виконуємо схему полів допусків посадки (рис. 2.4):

$$\phi 70 \frac{H8}{e8} \begin{pmatrix} +0,046 \\ 0 \\ -0,060 \\ -0,106 \end{pmatrix}$$

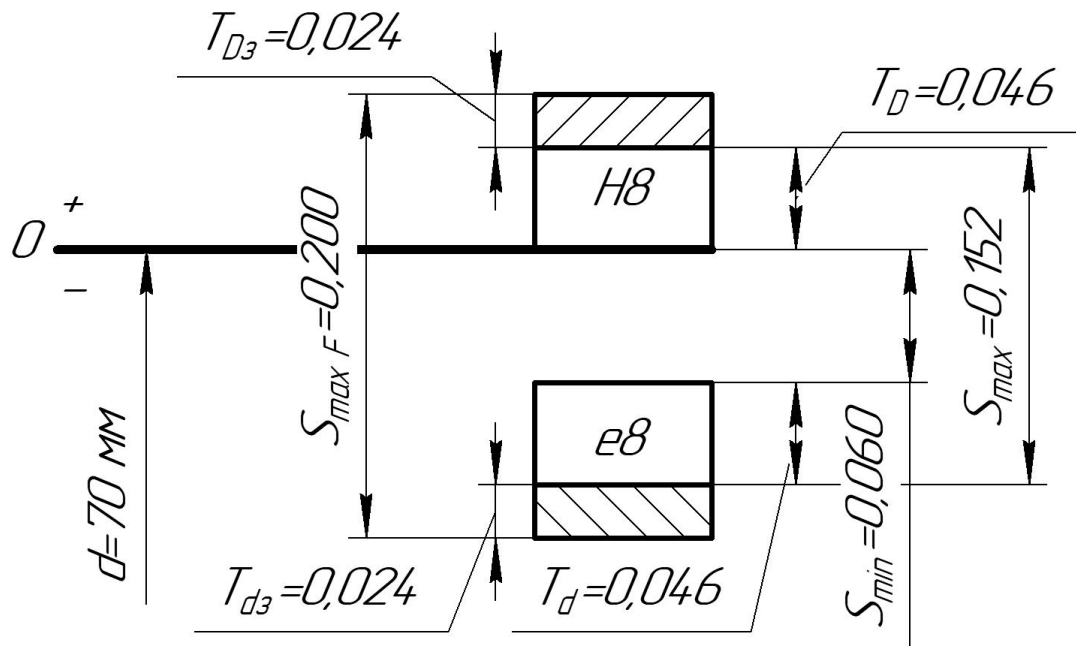


Рис. 2.4. Схема полів допусків посадки $\phi 70 H8/e8$

Визначаємо параметри посадки.

Найбільший та найменший діаметри отвору та валу визначасмо за формулами (1.1) та (1.2):

$$D_{max} = D + ES = 70 + 0,046 = 70,046 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D + EI = 70 + 0,000 = 70,000 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 70 + (-0,060) = 69,94 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 70 + (-0,106) = 69,894 \text{ мм}.$$

Допуски отвору та вала – за формулою (1.3):

$$T_D = D_{max} - D_{min} = 70,046 - 70 = 0,046 \text{ мм} = 46 \text{ мкм};$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 69,94 - 69,894 = 0,046 \text{ мм} = 46 \text{ мкм}.$$

Граничні зазори посадки знаходимо за формулами (1.5) та (1.6):

$$S_{max} = ES - ei = 46 - (-106) = 152 \text{ мкм} = 0,152 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-60) = 60 \text{ мкм} = 0,060 \text{ мм}.$$

Допуск посадки за (1.9):

$$T_S = S_{max} - S_{min} = 152 - 60 = 92 \text{ мкм}.$$

Допуск на спрацювання:

$$T_{D3} + T_{d3} = (S_{max F} - S_{min F}) - T_S = (200 - 60) - 92 = 48 \text{ мкм}.$$

Якщо вал та отвір будуть спрацьовуватися рівномірно, то допуск на спрацювання отвору та валу дорівнює 24 мкм.

2.4. Контрольні запитання

1. Призначення посадок із зазором.
2. Які поля допусків використовуються для утворення посадок із зазором?
3. На основі яких принципів виконують розрахунок посадок підшипників ковзання?
4. В якому порядку розраховуються посадки підшипників ковзання?
5. Умови вибору стандартних посадок із зазором.

Практична робота №3

Розрахунок та вибір посадок з натягом

Мета: закріпити знання та набути практичні навички з розрахунку та вибору посадок з натягом.

Завдання:

1. Визначити за заданим навантаженням та параметрами з'єднання (розмірами, матеріалами деталей, що спряжуються, тощо) мінімально необхідного натягу, що забезпечує міцність з'єднання;
2. Обчислити максимально допустимий натяг, що визначається міцністю деталей з'єднання;
3. Обрати стандартну посадку та розрахувати зусилля запресовування.

3.1. Короткі теоретичні відомості

Посадки з натягом призначені для утворення нерухомих нероз'ємних з'єднань деталей, як правило, без додаткового кріплення.

Відносна нерухомість деталей забезпечується за рахунок сил тертя, що виникають на контактуючих поверхнях внаслідок їхньої деформації, яка утворюється натягом при складанні з'єднання.

При одному і тому ж натязі міцність з'єднання залежить від матеріалу, розмірів, шорсткості з'єднуваних поверхонь, способу з'єднання та інших факторів. Тому вибір посадки з натягом виконують на основі розрахунків.

Основне завдання розрахунків – визначити граничні значення натягів, що задовольняють наступним умовам:

- посадка повинна забезпечувати міцність з'єднання, тобто передачу навантаження за мінімального натягу N_{min} ;

– за максимально допустимого натягу N_{max} в матеріалах деталей не повинні виникати напруження, що перевищують допустимі значення.

При запресовуванні деталей виникає розтягування втулки на величину T_D ; одночасно стиснення вала на величину T_d (див. рис. 3.1), причому повний натяг в з'єднанні $N = N_D + N_d$.

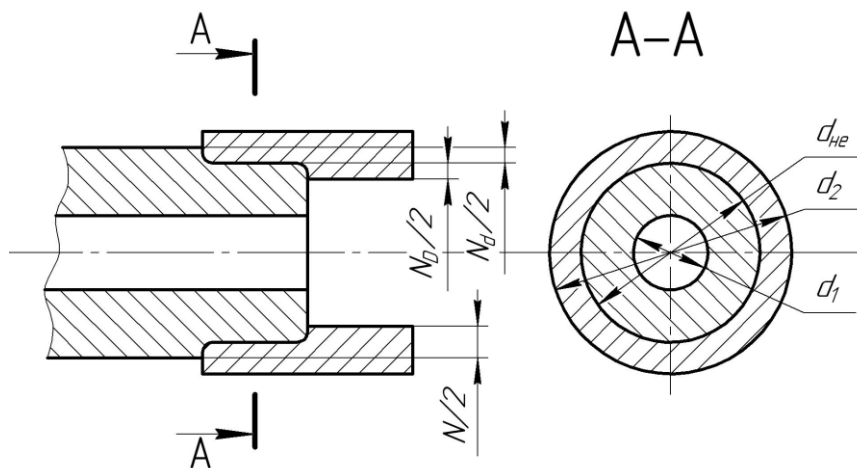


Рис. 3.1. Схеми запресовування деталей типу вал—втулка

Із задачі визначення напружень та переміщень в товстостінних порожнистих циліндрах [1, 2, 11] для N_{min} існує залежність:

$$N_{min} = P_{min} \cdot d_{не} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (3.1)$$

де: P_{min} – тиск на поверхнях контакту вала та втулки, що виникає під впливом натягу, Па;

$d_{не}$ – номінальний діаметр спряжуваних поверхонь, м;

C_1, C_2 – коефіцієнти Ляме;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів відповідно втулки та вала:

– для сталі: $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Па;

– для чавуну: $E = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па;

– для бронзи і латуні: $E = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па [5] або табл. Д.14.

Коефіцієнти Ляме визначають за формулами:

$$C_1 = \left(\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{\text{не}}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{не}}} \right)^2} \right) - \mu_1;$$

$$C_2 = \left(\frac{1 + \left(\frac{d_{\text{не}}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\text{не}}}{d_2} \right)^2} \right) + \mu_2;$$
(3.2)

де: d_1, d_2 – діаметри вала та втулки (див. рис. 3.1);

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона відповідно для вала та отвору:

- для сталі $\mu = 0,30$;
- для чавуну $\mu = 0,25$;
- для бронзи та латуні $\mu = 0,35$ [5] або табл. Д.14.

Мінімальний тиск $P_{\min}$ визначають із умови забезпечення нерухомості деталей, що складаються при:

- осьовому зсувному зусиллі:

$$P_{\min} = \frac{P_a}{\pi \cdot d_{\text{не}} \cdot l \cdot f};$$
(3.3)

- крутному моменті:

$$P_{\min} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d_{\text{не}}^2 \cdot l \cdot f};$$
(3.4)

- при їх спільній дії:

$$P_{\min} = \frac{\sqrt{(2 \cdot M_{\text{кр}}/d_{\text{не}})^2 + P_a^2}}{\pi \cdot d_{\text{не}} \cdot l \cdot f};$$
(3.5)

де: P_a – осьове зусилля, Н;

$d_{\text{не}}, l$ – відповідно номінальний діаметр та довжина з'єднання, м;

$M_{\text{кр}}$ – крутний момент, Н·м.

f – коефіцієнт тертя (зчеплення), $f = 0,08...0,14$. Більш детальні дані наведені в табл. Д.15 і Д.16.

Виходячи із P_{min} за формулою (3.1) обчислюємо необхідний найменший розрахунковий натяг:

$$N_{min} = P_{min} \cdot d_{не} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (3.6)$$

При визначенні розрахункового натягу повинні бути внесені поправки U_m та U_t :

U_m – враховує змінання нерівностей контактних поверхонь з'єднаних деталей [1]:

$$U_m = 1,2 \cdot (R_{zd} + R_{zD}) \approx 5 \cdot (R_{ad} + R_{aD}); \quad (3.7)$$

де: R_{zd} , R_{zD} – висота нерівностей поверхонь вала та втулки, мкм;

R_{ad} , R_{aD} – середні арифметичні значення нерівностей профілю деталей, які спряжуються, мкм; значення R_a або R_z беруть із креслень деталей;

U_t – поправка, що враховує різницю робочої температури деталей та температури складання:

$$U_t = [\alpha_1 \cdot (t_{p1} - t) - \alpha_2 \cdot (t_{p2} - t)] \cdot d_{не}; \quad (3.8)$$

де: α_1 , α_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталей вала та втулки (див. табл. Д.17 або [6]);

t_{p1} , t_{p2} – робочі температури з'єднаних деталей, як правило, $t_{p1} = t_{p2}$, °C;

t – температура складання, °C, $t = 20^\circ\text{C}$.

Мінімальний розрахунковий натяг з врахуванням поправок:

$$N_{min\text{ роз}} = N_{min} + U_m + U_t; \quad (3.9)$$

На основі теорії найбільших динамічних напружень [1, 4] визначається максимально допустимий тиск, при якому пластична деформація на поверхнях деталей відсутня:

– для вала і втулки відповідно:

$$\begin{aligned}
 P_{max1} &= 0,58 \cdot \sigma_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{не}} \right)^2 \right]; \\
 P_{max2} &= 0,58 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{не}}{d_2} \right)^2 \right];
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

де σ_{T1}, σ_{T2} – границі текучості матеріалів деталей вала та втулки при розтягуванні, Н/м² ([5], або табл. Д.14).

За розрахунковий питомий тиск вибирають найменше із двох значень P_{max1} та P_{max2} . Найбільший розрахунковий натяг із врахуванням поправок на шорсткість та температуру деталей:

$$N_{max\text{ роз}} = P_{max} \cdot d_{не} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + U_m - U_t;
 \tag{3.11}$$

Поправку U_t , необхідно враховувати, якщо при робочій температурі натяг збільшується.

Стандартну посадку вибирають із умови:

$$\begin{cases} N_{min T} \geq N_{min\text{ роз}}; \\ N_{max T} \leq N_{max\text{ роз}} \end{cases};
 \tag{3.12}$$

де: $N_{min T}, N_{max T}$ – відповідно мінімальний та максимальний натяги посадки згідно з ДСТУ ISO 286-2-2022 (табл. Д.18).

При силовому складанні з'єднання для підбору преса необхідно знати максимально можливе зусилля запресовування, Н:

$$R_n = f_n \cdot P_{max} \cdot \pi \cdot d_{не} \cdot l;
 \tag{3.13}$$

де: $f_n = (1,15 \dots 1,20) \cdot f$ – коефіцієнт тертя при запресовуванні;

P_{max} – максимальний контактний тиск, що відповідає максимальному натягу N_{max} стандартної посадки та обчислюється за формулою (3.11) при $N_{maxT} = N_{maxроз}$;

$d_{не}, l$ – відповідно діаметр та довжина з'єднання, мм.

3.2. Вихідні дані

Розрахувати та вибрати стандартну посадку з натягом для з'єднання (див. рис. 3.1) за наступних умов:

- крутний момент, який повинна витримувати посадка – $M_{кр}$, Н · м;
- осьова сила – P_a , Н;
- висота мікронерівностей поверхонь: вала – R_{zd} , мкм, втулки – R_{zD} , мкм;
- довжина з'єднання – l , мм;
- робоча температура з'єднання близька до температури складання;
- запресовування – механічне.

Таблиця 3.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Навантаження		Розміри з'єднання				Матеріал		Шорсткість	
	$M_{кр}$, Н · м	P_a , Н	$d_{не}$, мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , мм	втулки	вала	R_{zd} , мкм	R_{zD} , мкм
1	1000	-	90	70	130	100	Сталь 45	Сталь 45	10	6,3
2	1200	-	80	50	150	120	Сталь 30	Сталь 30	6,3	3,2
3	-	20000	160	55	220	110	БрА9ЖЗЛ	Сталь 35	6,3	3,2
4	-	16000	60	20	120	60	Сталь 25	СЧ-18	3,2	3,2
5	350	-	50	20	80	75	Сталь 45	Сталь 45	10	6,3
6	1800	-	80	-	150	140	Сталь 30	Сталь 25	6,3	3,2
7	185	-	60	-	100	60	Сталь 40	Сталь 30	10	6,3
8	250	-	50	-	80	75	Сталь 35	Сталь 35	6,3	3,2
9	275	-	80	40	160	160	Сталь 30	Сталь 45	10	6,3
10	250	-	65	-	110	60	Сталь 25	Сталь 40	6,3	3,2

Варіант	Навантаження		Розміри з'єднання				Матеріал		Шорсткість	
	$M_{кр},$ Н · м	$P_a,$ Н	$d_{не},$ мм	$d_1,$ мм	$d_2,$ мм	$l,$ мм	втулки	вала	$R_{zd},$ мкм	$R_{zD},$ мкм
11	80	60000	100	60	240	50	Сталь 45	Сталь 40	6,3	3,2
12	-	22000	170	50	200	100	БрА9ЖЗЛ	СЧ-18	6,3	3,2
13	8	5000	55	25	90	35	Сталь 30	Сталь 45	3,2	1,6
14	18	4000	75	40	115	35	Сталь 30	Сталь 45	3,2	1,6
15	18	6000	80	30	220	80	Сталь 50	Сталь 45	3,2	1,6
16	16	3000	180	70	240	100	Сталь 30	Сталь 45	6,3	3,2
17	16	3000	50	-	80	100	Сталь 30	Сталь 45	3,2	1,6
18	16	4000	180	80	230	100	Сталь 35	Сталь 45	6,3	3,2
19	1550	-	50	-	80	70	Сталь 40	Сталь 45	3,2	1,6
20	1200	-	65	-	90	80	Сталь 45	Сталь 45	6,3	1,6
21	1200	-	90	60	130	100	Сталь 30	Сталь 45	3,2	6,3
22	800	-	70	50	160	120	Сталь 45	Сталь 30	6,3	6,3
23	-	15000	180	55	240	110	БрА9ЖЗЛ	Сталь 35	6,3	10
24	-	20000	60	20	120	60	Сталь 25	СЧ-18	6,3	6,3
25	550	-	50	20	80	75	Сталь 35	Сталь 45	6,3	3,2
26	1700	-	90	-	150	150	Сталь 30	Сталь 25	3,2	1,6
27	265	-	50	-	80	80	Сталь 25	Сталь 30	6,3	3,2
28	220	-	60	-	90	60	Сталь 45	Сталь 35	3,2	6,3
29	375	-	70	40	110	160	Сталь 25	Сталь 45	6,3	6,3
30	2300	-	120	-	150	110	Сталь 30	Сталь 40	6,3	10

3.3. Приклад виконання роботи

Розрахувати та вибрати стандартну посадку з натягом для з'єднання (див. рис. 3.1) із розмірами:

- $d_{не} = 80$ мм; $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 120$ мм; $l = 90$ мм;
- діючий крутний момент $M_{кр} = 900$ Н · м;
- матеріал деталей – Сталь 45
- висота нерівностей поверхонь: вала $R_{zd} = 6,3$ мкм; отвору $R_{zD} = 10$ мкм;

- робоча температура з'єднання близька до температури складання;
- запресування – механічне.

Розв'язок:

1. Визначаємо необхідний мінімальний питомий тиск за відомим значенням зовнішнього навантаження $M_{кр}$ та розмірами з'єднання d та l за формулою (3.4):

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_{не}^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 900}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 0,09 \cdot 0,08} = 12,44 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

де $f = 0,08$ – коефіцієнт тертя (див. табл. Д.15 або [5]).

2. Знаходимо необхідний найменший розрахунковий натяг N_{min} за формулою (3.6) та попередньо коефіцієнти C_1 та C_2 за (3.2):

$$C_1 = \left(\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{не}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{не}} \right)^2} \right) - \mu_1 = \left(\frac{1 + \left(\frac{50}{80} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2} \right) - 0,3 = \left(\frac{1,39}{0,61} \right) - 0,3 = 1,98;$$

$$C_2 = \left(\frac{1 + \left(\frac{d_{не}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{не}}{d_2} \right)^2} \right) + \mu_2 = \left(\frac{1 + \left(\frac{80}{120} \right)^2}{1 - \left(\frac{80}{120} \right)^2} \right) + 0,3 = \left(\frac{1,44}{0,56} \right) + 0,3 = 2,9;$$

де: μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуасона для вала та отвору. Для сталі 45 $\mu_{1,2} = 0,3$ (табл. Д.14 або [5]).

Тоді:

$$N_{min} = P_{min} \cdot d_{не} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 12,44 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot \frac{2,9 + 1,98}{2,06 \cdot 10^{11}} = 23,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$= 23,6 \text{ мкм}$$

де: E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів втулки та вала, $E_1 = E_2 = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}$ (див. табл. Д.14 або [5]).

3. Мінімальний розрахунковий натяг із врахуванням поправок за формулою (3.9) дорівнює:

$$N_{\min \text{ роз}} = N_{\min} + U_m + U_t = 23,6 + 19,6 + 0 = 43,2 \text{ мкм};$$

де: $U_t = 0$ (за умовами задачі) – поправка, що враховує різницю робочої температури деталей та температури складання

U_m – враховує змінання нерівностей контактних поверхонь з'єднаних деталей (3.7):

$$U_m = 1,2 \cdot (R_{zd} + R_{zD}) = 1,2 \cdot (6,3 + 10) = 19,6 \text{ мкм}.$$

4. Розраховуємо за (3.10) максимально допустимий питомий тиск, при якому пластична деформація на контактних поверхнях деталей відсутня:

– для вала:

$$P_{\max 1} = 0,58 \cdot \sigma_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{не}}} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 3,53 \cdot 10^8 \cdot \left[1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2 \right] = 124,8 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

– для втулки:

$$P_{\max 2} = 0,58 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{не}}}{d_2} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 3,53 \cdot 10^8 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{120} \right)^2 \right] = 113,7 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

де σ_T – границі текучості матеріалів вала та втулки (табл. Д.14 або [5]).

Отже, приймаємо за розрахунковий мінімальний тиск найменше із двох значень: $P_{\max} = 113,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

5. Знаходимо максимально допустимий натяг за формулою (3.11):

$$\begin{aligned} N_{\max \text{ роз}} &= P_{\max} \cdot d_{\text{не}} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + U_m - U_t \\ &= 113,7 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot \frac{2,9 + 1,98}{2,06 \cdot 10^{11}} + 19,6 \cdot 10^{-6} - 0 \\ &= 215,5 \cdot 10^{-6} + 19,6 \cdot 10^{-6} - 0 = 235,1 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 235,1 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

6. По табл. Д.18 або [5] вибираємо посадку та будуємо схему полів допусків (рис. 3.2):

$$\varnothing 80 \frac{H7}{u7} \begin{pmatrix} +0,030 \\ 0 \\ +0,132 \\ +0,102 \end{pmatrix}$$

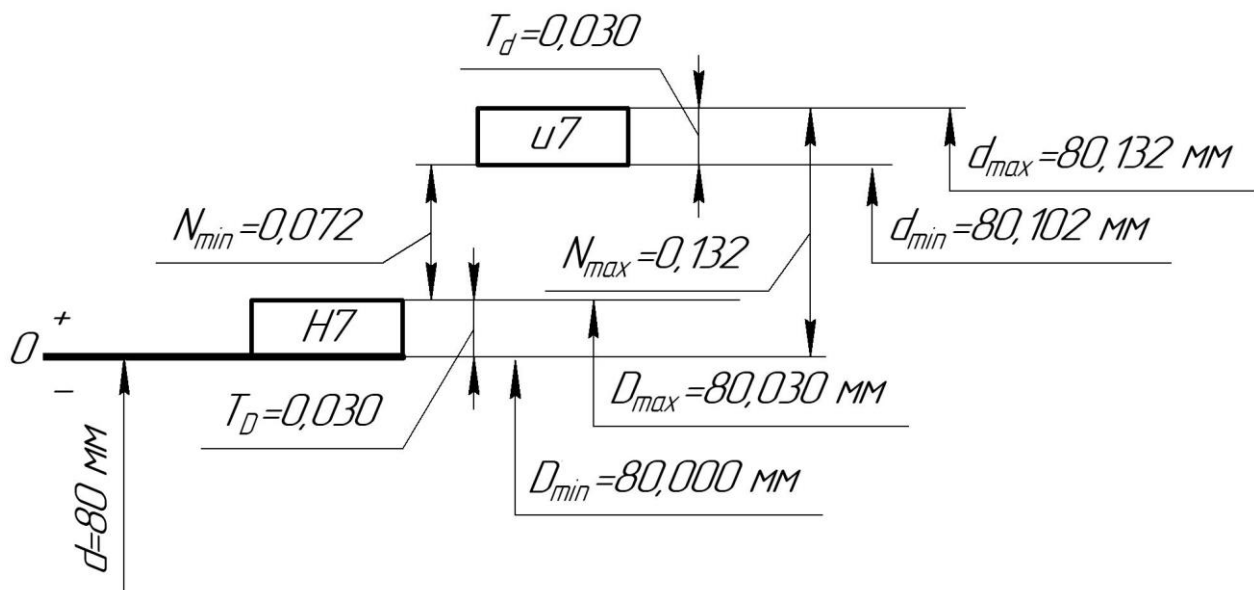


Рис. 3.2. Схема полів допусків посадки $\varnothing 80 H7/u7$

Визначаємо параметри посадки.

Найбільший та найменший діаметри отвору та валу визначаємо за формулами (1.1) та (1.2):

$$D_{max} = D + ES = 80 + 0,030 = 80,030 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D + EI = 80 + 0,000 = 80,000 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 80 + 0,132 = 80,132 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 80 + 0,102 = 80,102 \text{ мм}.$$

Граничні зазори посадки знаходимо за формулами (1.7) та (1.8):

$$N_{max} = es - EI = 132 - 0 = 132 \text{ мкм} = 0,132 \text{ мм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 102 - 30 = 72 \text{ мкм} = 0,072 \text{ мм}.$$

Допуск посадки за (1.9):

$$T_N = N_{max} - N_{min} = 132 - 72 = 60 \text{ мкм.}$$

Виконуємо перевірку посадки:

$$N_{max} = 132 \text{ мкм} < N_{max \text{ роз}} = 235,1 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = 72 \text{ мкм} > N_{min \text{ роз}} = 43,2 \text{ мкм.}$$

Запас міцності з'єднання даної посадки:

$$N_{min} - N_{min \text{ роз}} = 72 - 43,2 = 28,8 \text{ мкм.}$$

Запас міцності деталей:

$$N_{max \text{ роз}} - N_{max} = 235,1 - 132 = 103,1 \text{ мкм.}$$

Тобто умови вибору посадки виконані.

7. Зусилля запресування дорівнює (3.13):

$$R_n = f_n \cdot P_{max} \cdot \pi \cdot d_{не} \cdot l = 0,096 \cdot 59,3 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,09 = 128702 \text{ Н};$$

де: $f_n = 1,2 \cdot f = 1,2 \cdot 0,08 = 0,096$ – коефіцієнт тертя при запресовуванні;

P_{max} – максимальний контактний тиск, що відповідає максимальному натягу N_{max} стандартної посадки

$$P_{max} = \frac{N_{max} - U_m}{d_{не} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{(132 - 19,6) \cdot 10^{-6}}{0,08 \cdot \frac{2,9 + 1,98}{2,06 \cdot 10^{11}}} = \frac{112,4 \cdot 10^{-6}}{0,1895 \cdot 10^{-11}} = 59,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

3.4. Контрольні запитання

1. Призначення посадок із натягом.
2. Які поля допусків використовуються для утворення посадок із натягом?
3. На основі яких факторів виконують розрахунок посадок із натягом?
4. В якій послідовності виконується розрахунок посадок із натягом?
5. Умови вибору стандартної посадки із натягом.

Практична робота №4

Розрахунок перехідних посадок на імовірність отримання натягів і зазорів

Мета: закріпити знання по визначенню основних параметрів перехідних посадок та імовірності отримання натягів і зазорів.

Завдання:

1. Для заданих посадок визначити максимальний натяг та зазор; середній натяг (зазор); середньоквадратичне відхилення посадки та імовірність отримання натягу та зазору.
2. Побудувати схеми розташування полів допусків посадок.
3. Графік нормального розподілу з зазначенням частки імовірності натягу та зазору.

4.1. Короткі теоретичні відомості

Перехідні посадки призначені для нерухомих роз'ємних з'єднань деталей і забезпечують добре центрування з'єднаних деталей.

При виборі перехідних посадок необхідно враховувати, що для них характерна можливість отримання натягів та зазорів.

Натяги в перехідних посадках мають відносно малу величину та, як правило, не потребують перевірки деталей на міцність. Ці натяги недостатні для передавання зусиль крутних моментів, до того ж отримання натягу в посадках не гарантоване. Тому перехідні посадки використовують з додатковим кріпленням з'єднаних деталей.

Зазори, що утворюються в перехідних посадках, також відносно малі, що запобігає значному зміщенню (утворенню ексцентриситету) з'єднаних деталей.

Для утворення полів допусків посадок використовують основні відхилення $J_s(j_s)$, $K(k)$, $M(m)$, $N(n)$ у відносно точних квалітетах: вали – в 4...7-му, отвори — в 5...8-му. Відхилення розмірів отворів в перехідних посадках, як правило, приймають на один квалітет грубішими, ніж валів.

Вибір перехідних посадок частіше за все виконується за аналогією з відомими та надійно працюючими з'єднаннями. Розрахунки виконуються в основному як перевірочні, та містять:

- визначення максимального зазору за радіальним биттям деталі;
- імовірності отримання зазорів та натягів в з'єднанні;
- міцності деталей;
- зусилля складання за максимальним натягом.

Точність центрування визначається величиною F_r радіального биття втулки (колеса) на валу, що виникає при зазорі та однобічному зміщенні вала та отвору. Максимальний зазор посадки:

$$S_{max} = F_r / K_T; \quad (4.1)$$

де: $K_T = 2 \dots 5$ – коефіцієнт запасу точності.

Трудомісткість складання та розбирання з'єднань з перехідними посадками, як і характер цих посадок, залежить від імовірності отримання в них натягів та зазорів. В розрахунки імовірності отримання натягів та зазорів покладено ряд припущень:

- розсіювання дійсних розмірів деталей підлягає закону нормального розподілу;
- теоретичне розсіювання дорівнює допуску деталі;
- центр розсіювання співпадає із серединою поля допуску.

Із теорії імовірності відомо, що, якщо дійсні розміри підлягають закону нормального розподілу, то і посадки, які отримуються внаслідок їхніх довільних сполучень з цілком певними значеннями натягів та зазорів, також визначаються цим же законом. Центр розподілу посадки знаходять шляхом алгебраїчного додавання відповідних центрів відхилень середин полів допусків деталей, а величину розподілу

– шляхом додавання середніх квадратичних відхилень дійсних розмірів. Розподіл натягів та зазорів буде підлягати нормальному закону, а імовірність їх отримання визначатись за допомогою інтегральної функції імовірності $\Phi(z)$ (табл. Д.19 або [6]).

Розрахунок виконується таким чином:

1. Розраховують посадку та визначають:

- максимальний та мінімальний натяги (зазори) N_{max}, N_{min} ;
- середній натяг (зазор) N_m ;
- допуски отвору та вала T_D, T_d .

2. Розраховують середнє квадратичне відхилення отвору σ_D , вала σ_d та посадки σ_{Π} .

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6}; \quad \sigma_d = \frac{T_d}{6};$$

$$\sigma_{\Pi} = \sigma_N = \sigma_S = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{6}. \quad (4.2)$$

3. Будують криву розподілу натягів-зазорів для даної посадки (рис. 4.1). Центром групування є середнє значення N_m , а граничні значення – $\pm 3 \cdot \sigma_{\Pi}$. Незаштрихована площа характеризує імовірність отримання з'єднань з натягом.

4. Визначають границю інтегрування при $N_i = 0$:

$$Z = N_m / \sigma_{\Pi}; \quad (4.3)$$

5. Розраховують імовірність значень натягу в межах від 0 до N_m , тобто площу, обмежену лінією симетрії кривої Гауса та ординатою, розташованою на відстані N_m , від лінії симетрії. Імовірність натягів від 0 до N_m , знаходять із таблиці значень функції $\Phi(z)$ при $z = N_m / \sigma_{\Pi}$ (табл. Д.19 або [6]). Імовірність отримання натягів в з'єднанні:

при $z > 0$:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z); \quad (4.4)$$

при $z < 0$:

$$P'_N = 0,5 - \Phi(z); \quad (4.5)$$

Відсоток з'єднань з натягом:

$$P_N = P'_N \cdot 100\%; \quad (4.6)$$

Імовірність зазорів:

$$P'_S = 1 - P'_N; \quad (4.7)$$

Відсоток з'єднань із зазором:

$$P_S = P'_S \cdot 100\%; \quad (4.8)$$

Значення P_N та P_S для перехідних посадок наведені в табл. Д.20.

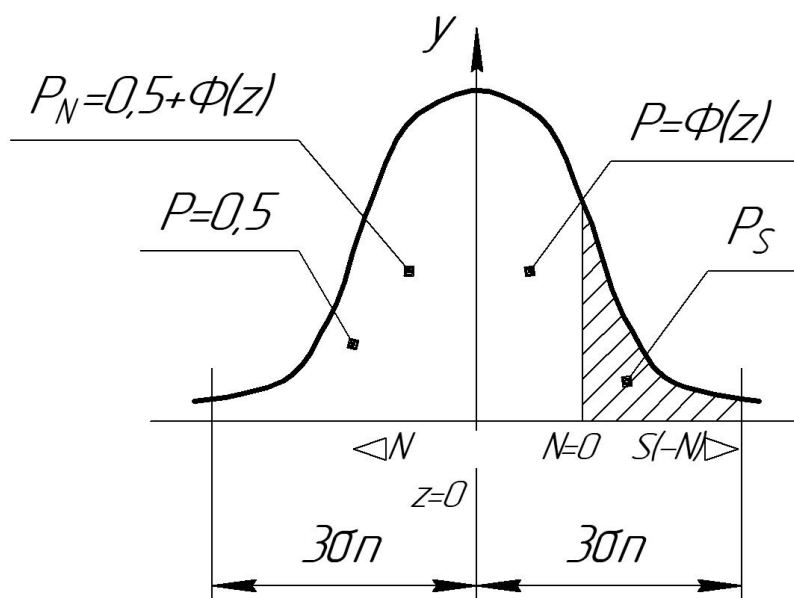


Рис. 4.1. Крива розподілу натягів-зазорів

4.2. Вихідні дані

Для заданих посадок визначити максимальний натяг та зазор; середній натяг (зазор); середньоквадратичне відхилення посадки та імовірність отримання натягу та зазору. Побудувати схеми розташування полів допусків посадок та графік нормального розподілу з зазначенням частки імовірності натягу та зазору.

Таблиця 4.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варі ант	d, мм	Варі ант	d, мм	Варі ант	d, мм
1	Ø 30 H7/n6	11	Ø 60 H8/js7	21	Ø 45 K7/h7
2	Ø 60 K8/h7	12	Ø 45 N7/h7	22	Ø 60 H7/m7
3	Ø 45 H7/m6	13	Ø 60 H6/k5	23	Ø 25 Js6/h5
4	Ø 30 Js8/h7	14	Ø 60 N8/h7	24	Ø 30 H7/k7
5	Ø 60 H7/js6	15	Ø 45 H6/n5	25	Ø 30 H6/m6
6	Ø 30 N8/h7	16	Ø 45 M7/h6	26	Ø 30 H7/js7
7	Ø 45 H8/n7	17	Ø 60 H8/m7	27	Ø 45 H6/n6
8	Ø 40 Js7/h7	18	Ø 70 H7/n7	28	Ø 60 H7/k6
9	Ø 45 H8/k7	19	Ø 30 H6/js5	29	Ø 35 H6/js6
10	Ø 60 M7/h7	20	Ø 60 Js7/h6	30	Ø 30 K7/h6

4.3. Приклад виконання роботи

Розрахувати очікувані при складанні частки з'єднань з натягом та зазором (імовірність натягу та зазору) для посадки:

$$\text{Ø}65 \frac{H7}{n6} \begin{pmatrix} +0,030 \\ 0 \\ +0,039 \\ +0,020 \end{pmatrix}$$

Розв'язок:

1. Розрахуємо посадку. Максимальний та мінімальний натяги:

$$N_{max} = es - EI = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 20 - 30 = -10 \text{ мкм};$$

Або:

$$S_{max} = N_{min} = 10 \text{ мкм}.$$

Середній натяг:

$$N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{39 + (-10)}{2} = 14,5 \text{ мкм.}$$

Допуски:

– отвору:

$$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм;}$$

– валу:

$$T_d = es - ei = 39 - 20 = 19 \text{ мкм;}$$

Схема розташування полів допусків зображена на рис. 4.2.

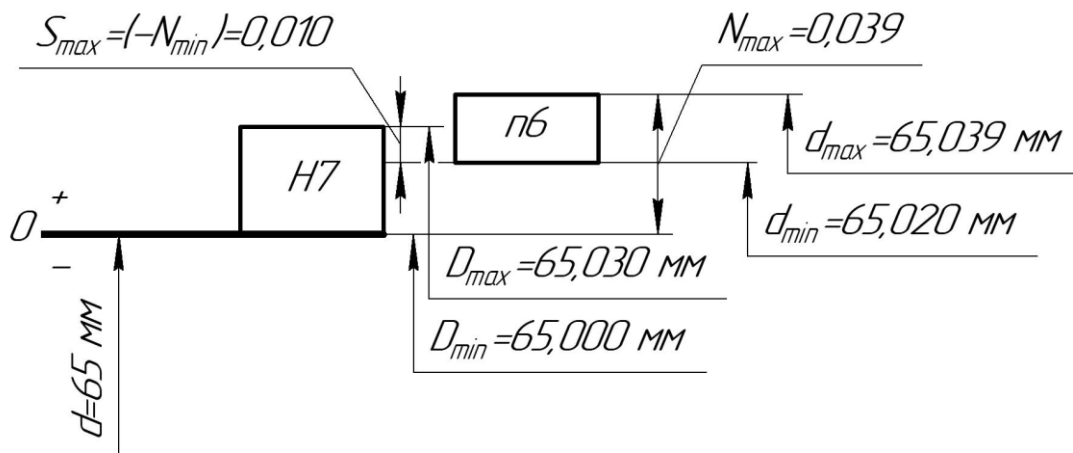


Рис. 4.2. Схема розташування полів допусків посадки $\Phi 65$ H7/p6

2. Визначаємо середнє квадратичне відхилення посадки за формулою (4.2):

$$\sigma_{\Pi} = \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{6} = \frac{\sqrt{30^2 + 19^2}}{6} = 5,92 \text{ мкм.}$$

3. Визначаємо границю інтегрування:

$$Z = \frac{N_m}{\sigma_{\Pi}} = \frac{14,5}{5,92} = 2,45.$$

4. Будуємо криву розподілу натягів-зазорів для даної посадки (рис. 4.3).

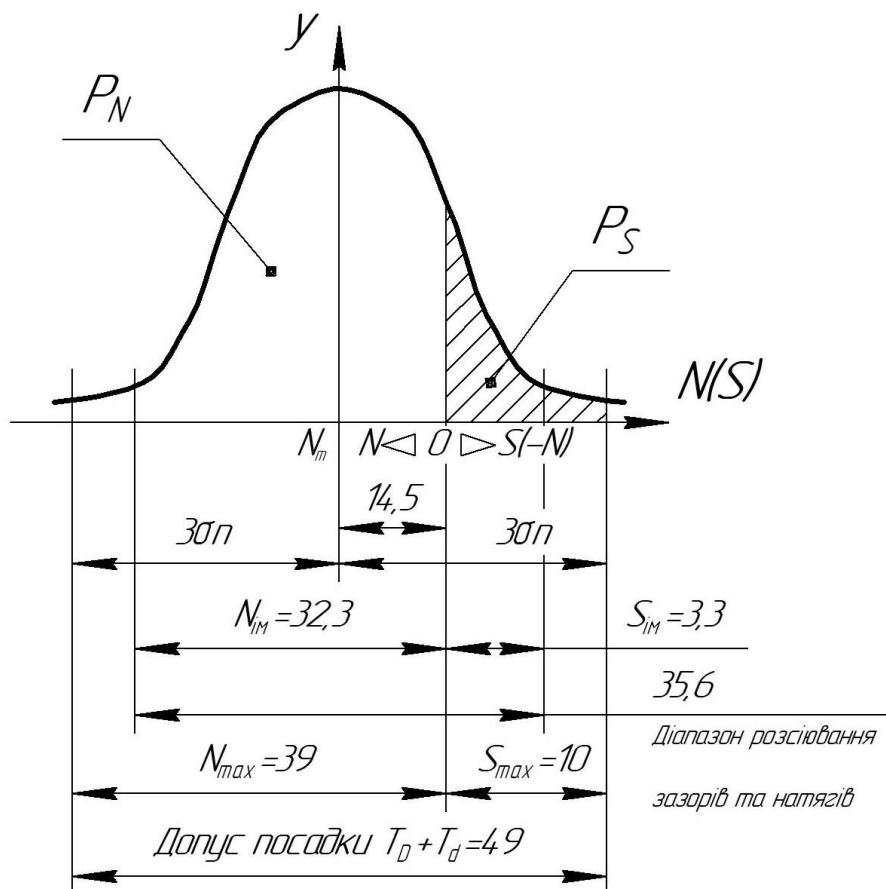


Рис. 4.3. Крива розподілу натягів-зазорів для посадки $\Phi 65 \text{ H7/n6}$

5. Розрахуємо імовірність отримання натягу в межах від 0 до $N_m = 14,5$ мкм скориставшись табл. Д.19.

$$\Phi(z) = \Phi(2,45) = 0,4928$$

Імовірність натягів за формулою (4.4) при $z > 0$:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,4928 = 0,9928;$$

$$P_N = P'_N \cdot 100\% = 0,9928 \cdot 100\% = 99,3\%.$$

6. Імовірність зазорів визначається за формулою (4.7):

$$P'_S = 1 - P'_N = 1 - 0,9928 = 0,0072;$$

$$P_S = P'_S \cdot 100\% = 0,0072 \cdot 100\% = 0,7\%.$$

Значення P_N та P_S відповідають даним табл. Д.20:

$$P_{N \text{ табл.}} = (99,1 - 99,6)\%;$$

$$P_{S \text{ табл.}} = (0,9 - 0,4)\%;$$

7. Імовірнісний максимальний натяг:

$$N_{\text{ім}} = N_m + 3 \cdot \sigma_{\Pi} = 14,5 + 3 \cdot 5,92 = 32,26 \text{ мкм.}$$

Максимальний імовірнісний зазор:

$$S_{\text{ім}} = 3 \cdot \sigma_{\Pi} - N_m = 3 \cdot 5,92 - 14,5 = 3,26 \text{ мкм.}$$

Таким чином, імовірнісні зазори та натяги $S_{\text{ім}}, N_{\text{ім}}$, значно менші за граничні зазори та натяги $S_{\text{max}}, N_{\text{max}}$.

4.4. Контрольні запитання

1. Призначення перехідних посадок.
2. Поля допусків, що використовуються для утворення перехідних посадок.
3. Вибір та розрахунок перехідних посадок.
4. Визначення граничних та середнього натягів посадки, середнього квадратичного відхилення посадки при нормальному законі розподілу розмірів, імовірності отримання зазорів та натягів посадки.

Практична робота №5

Визначення розмірів калібрів для контролю циліндричних валів і отворів

Мета: закріпити знання та набути практичні навички при визначенні граничних та виконавчих розмірів калібрів для контролю вала та отвору, а також при виборі конструкції калібрів в залежності від контрольованих розмірів.

Завдання:

1. Визначити граничні та виконавчі розміри робочих калібрів для контролю вала;
2. Визначити розміри робочих калібрів для контролю отвору;
3. Побудувати схеми розташування полів допусків калібрів;
4. Скласти ескіз робочих калібрів для вала або отвору за умовами завдання.

5.1. Короткі теоретичні відомості

Придатність деталей з допусками від **IT6** до **IT17**, особливо в масовому та крупносерійному виробництвах, найчастіше перевіряють граничними калібрами.

За призначенням калібри для гладких циліндричних виробів поділяються на калібри для перевірки валів (скоби та кільця) та калібри для перевірки отворів (пробки).

При контролі валів прохідні калібри у вигляді кілець використовують тільки в особливо відповідальних випадках, коли вимагається контролювати циліндричність.

Граничні калібри бувають робочі та контрольні. Робочі калібри (прохідний **ПР** та непрохідний **НЕ**) призначені для контролю виробів в процесі їх виготовлення. Контрольні калібри (**К-ПР** та **К-НЕ**) призначені для контролю нерегульованих та установки регульованих калібрів-скоб.

Допустиме спрацювання робочої прохідної скоби перевіряють контрольним калібром (**К И** – зношений).

Допуски та граничні відхилення гладких робочих та контрольних калібрів встановлені для розмірів: до 500 мм ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 (EN ISO 1938-1:2015, IDT; ISO 1938-1:2015, IDT) [35].

Для розмірів до 500 мм передбачено 8 варіантів схем розташування полів допусків робочих та контрольних калібрів відносно поля допуску контрольованої деталі.

Калібри для розмірів, більших за 500 мм, використовуються для контролю деталей 9...17 квалітетів та мають єдину систему полів допусків.

Початком відліку відхилень для прохідних калібрів є прохідна межа вала або отвору (найбільший граничний розмір вала або найменший – отвору), непрохідних – їхня непрохідна межа (найменший граничний розмір вала або найбільший – отвору).

На рис. 5.1 – 5.2 представлені схеми розташування полів допусків калібрів для контролю отворів та валів діаметром до 180 мм 6...8 та 9...17 квалітетів точності. На цих рисунках позначено:

D_{min} , D_{max} – найменший та найбільший розміри виробу;

T – допуск виробу;

H – допуск на виготовлення робочих калібрів для отворів;

H_S – допуск на виготовлення робочих калібрів із сферичними поверхнями для отворів;

H_1 – допуск на виготовлення калібрів для валів;

H_P – допуск на виготовлення контрольних калібрів для скоб;

z , z_1 – відхилення середини поля допуску прохідного калібру відповідно для калібру-пробки та калібру-скоби відносно прохідної межі;

y , y_1 – допустимий вихід розміру спрацьованого прохідного калібру відповідно для отвору та вала за границю поля допуску виробу.

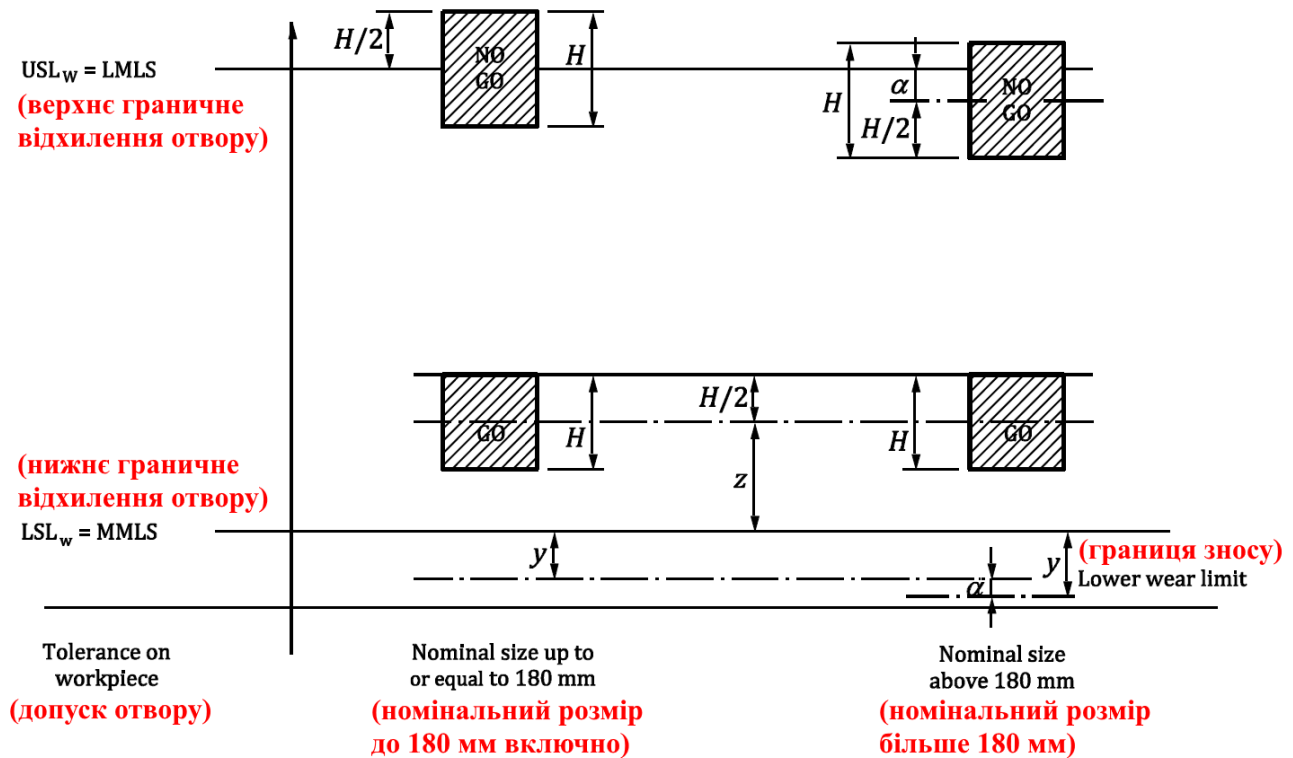


Рис. 5.1. Розміщення полів допусків калібрів відносно поля допуску отвору [35]

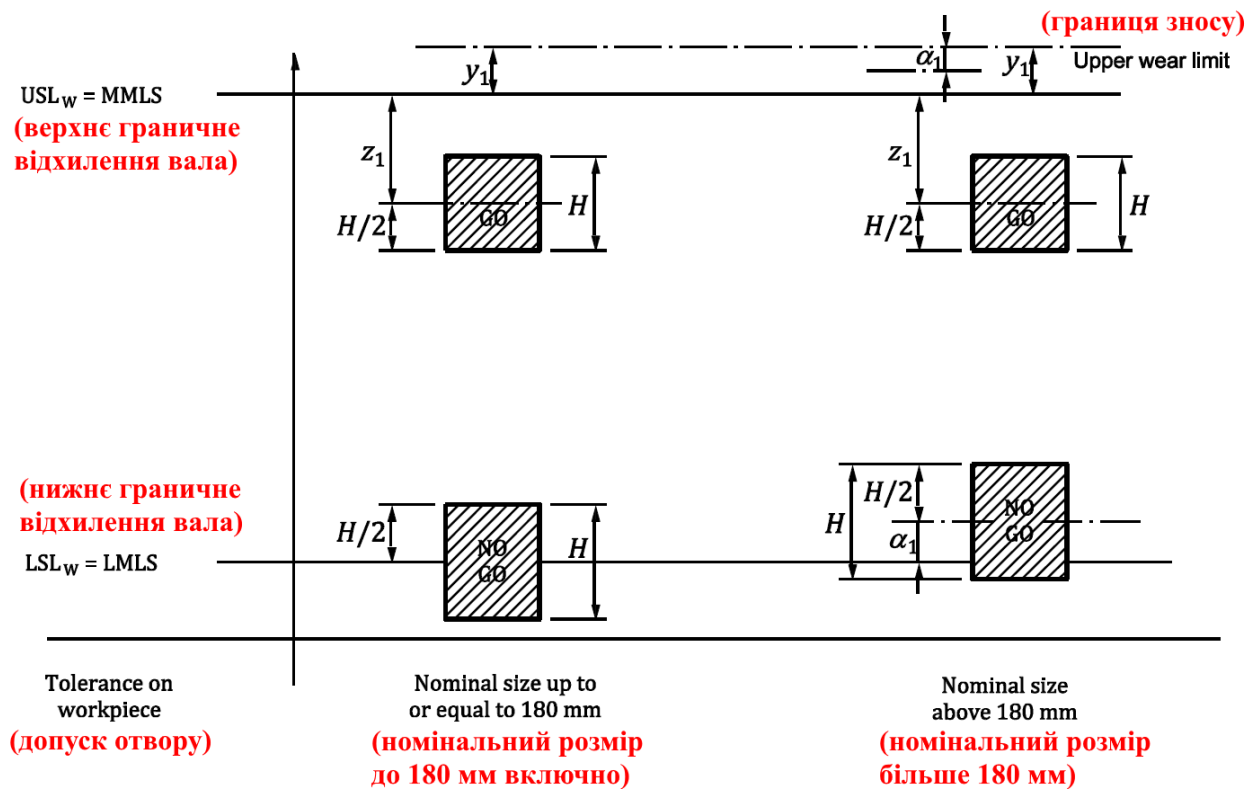


Рис. 5.2. Розміщення полів допусків калібрів відносно поля допуску вала [35]

Граничні розміри калібрів розраховуються на основі наведених в стандартах схем (див. рис. 5.1 – 5.2) та допусків.

На робочих кресленнях калібрів проставляють виконавчі розміри, розраховані на основі граничних. Виконавчий розмір калібру повинен мати допуск у вигляді одного відхилення, направлено в метал ("в тіло" калібру).

ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 (EN ISO 1938-1:2015, IDT; ISO 1938-1:2015, IDT) [35] регламентує технічні вимоги на виготовлення калібрів. При маркуванні на калібр наносять:

- номінальний розмір деталі, для якого призначений калібр;
- літерне позначення поля допуску калібру;
- цифрові величини граничних відхилень виробу в мм (на робочих калібрах);
- тип калібру (наприклад, ПР, НЕ, К-ПР, К-НЕ, К-И);
- товарний знак підприємства-виробника.

5.2. Вихідні дані

Розрахувати розміри калібрів для контролю отвору діаметром D та вала діаметром d . Згідно з табл. 5.1 виконати ескізи робочих калібрів для контролю отвору або вала з нанесенням виконавчих розмірів та маркування.

Таблиця 5.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варі ант	D , мм	d , мм	Ескіз робочих калібрів	Варі ант	D , мм	d , мм	Ескіз робочих калібрів
1	$\varnothing 30 H7$	$\varnothing 30 e8$	Вала	16	$\varnothing 84 H7$	$\varnothing 50 g6$	Отвору
2	$\varnothing 140 H7$	$\varnothing 40 e9$	Отвору	17	$\varnothing 15 H9$	$\varnothing 88 e8$	Вала
3	$\varnothing 35 H8$	$\varnothing 185 f8$	Вала	18	$\varnothing 75 H8$	$\varnothing 95 f9$	Отвору
4	$\varnothing 140 H9$	$\varnothing 45 n6$	Отвору	19	$\varnothing 126 H8$	$\varnothing 75 n7$	Вала

Варі ант	D, мм	d, мм	Ескіз робочих калібрів	Варі ант	D, мм	d, мм	Ескіз робочих калібрів
5	Ø 60 K7	Ø 50 d8	Вала	20	Ø 24 K8	Ø 76 d9	Отвору
6	Ø 50 H7	Ø 150 h6	Отвору	21	Ø 88 H8	Ø 160 h8	Вала
7	Ø 42 G7	Ø 50 js6	Вала	22	Ø 86 G8	Ø 24 js7	Отвору
8	Ø 38 E8	Ø 50 g6	Отвору	23	Ø 48 Js7	Ø 70 g7	Вала
9	Ø 80 F7	Ø 170 f6	Вала	24	Ø 60 Js9	Ø 124 f7	Отвору
10	Ø 120 D9	Ø 42 h6	Отвору	25	Ø 80 D8	Ø 86 h7	Вала
11	Ø 95 E7	Ø 30 h7	Вала	26	Ø 80 E8	Ø 24 h6	Отвору
12	Ø 42 H8	Ø 40 h8	Отвору	27	Ø 72 H9	Ø 74 h9	Вала
13	Ø 74 G7	Ø 35 h8	Вала	28	Ø 34 G7	Ø 24 js8	Отвору
14	Ø 48 H9	Ø 48 e7	Отвору	29	Ø 24 H9	Ø 102 e8	Вала
15	Ø 55 Js8	Ø 50 m6	Вала	30	Ø 75 Js7	Ø 140 m9	Отвору

5.3. Приклад виконання роботи

Визначити граничні та виконавчі розміри калібрів для контролю вала Ø 60 k6. Зобразити схему полів допусків калібрів та дати ескіз робочих калібрів з нанесенням виконавчих розмірів.

1. Згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022 [20] або табл. Д.4.1 – Д.4.11 знаходимо граничні відхилення для Ø 60 k6:

$$es = 21 \text{ мкм};$$

$$ei = 2 \text{ мкм};$$

$$\text{Ø } 60 \text{ k6} \begin{pmatrix} 0,021 \\ 0,002 \end{pmatrix}$$

Тобто:

$$d_{max} = d + es = 60 + 0,021 = 60,021 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 60 + 0,002 = 60,002 \text{ мм}.$$

2. Згідно з ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 [35] або табл. Д.22 виписуємо допуски та граничні відхилення калібрів. Для $\varnothing 60$ мм 6-го квалітету точності вони дорівнюють:

$$z_1 = 4 \text{ мкм}; y_1 = 3 \text{ мкм}; H = 5 \text{ мкм}.$$

3. Керуючись рис. 3 ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 (див. рис. 5.2) будуємо схему розташування полів допусків калібрів для контролю вала $\varnothing 60 k6$ (рис. 5.3).

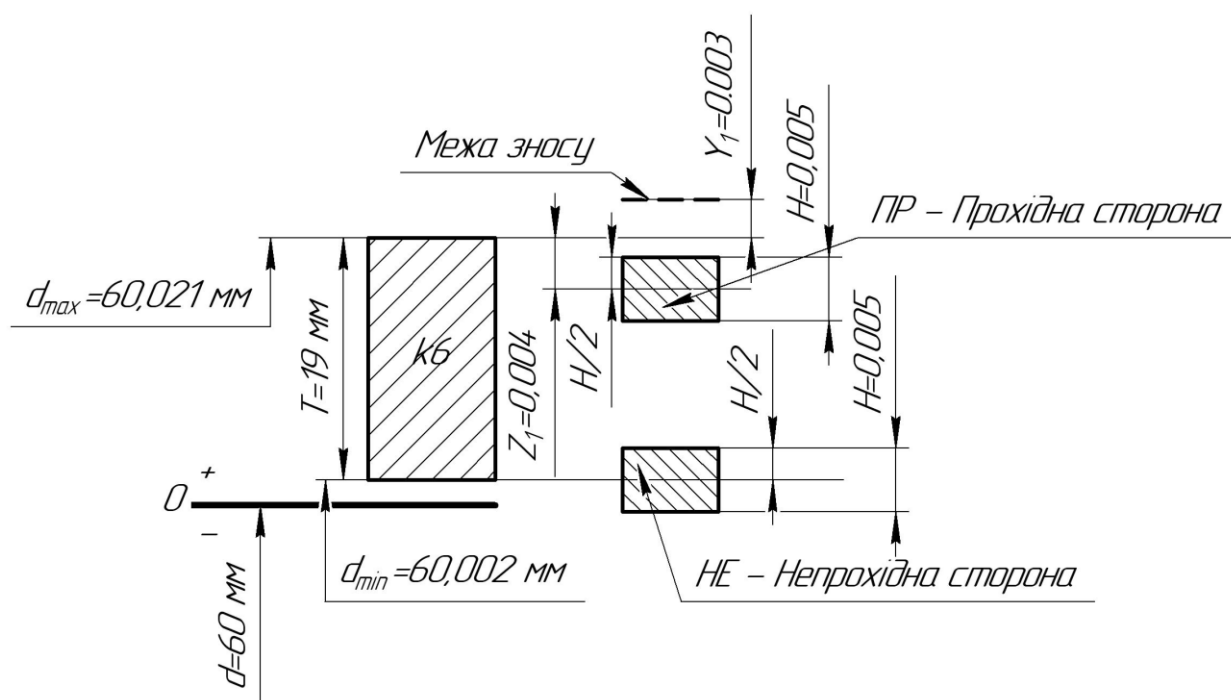


Рис. 5.3. Схема розташування полів допусків калібру-скоби для контролю вала $\varnothing 60 k6$

4. У відповідності з формулами ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 або табл. Д.24 та рис. 5.3 визначаємо розміри калібрів-скоби:

$$ПР_{max} = d_{max} - z_1 + H/2 = 60,021 - 0,004 + 0,005/2 = 60,0195 \text{ мм};$$

$$ПР_{min} = d_{max} - z_1 - H/2 = 60,021 - 0,004 - 0,005/2 = 60,0145 \text{ мм};$$

$$ПР_{зн.} = d_{max} + y_1 = 60,021 + 0,003 = 60,024 \text{ мм};$$

$$НЕ_{max} = d_{min} + H/2 = 60,002 + 0,005/2 = 60,0045 \text{ мм};$$

$$H_{E_{min}} = d_{min} - H/2 = 60,002 - 0,005/2 = 59,9995 \text{ мм.}$$

Виконавчі розміри калібрів:

$$ПР = 60,0145^{+0,005} \text{ мм;}$$

$$ПР_{зн.} = 60,024 \text{ мм;}$$

$$HE = 59,9995^{+0,005} \text{ мм;}$$

5. Конструкція робочого калібру-скоби з нанесенням виконавчих розмірів та маркування показана на рис. 5.4.

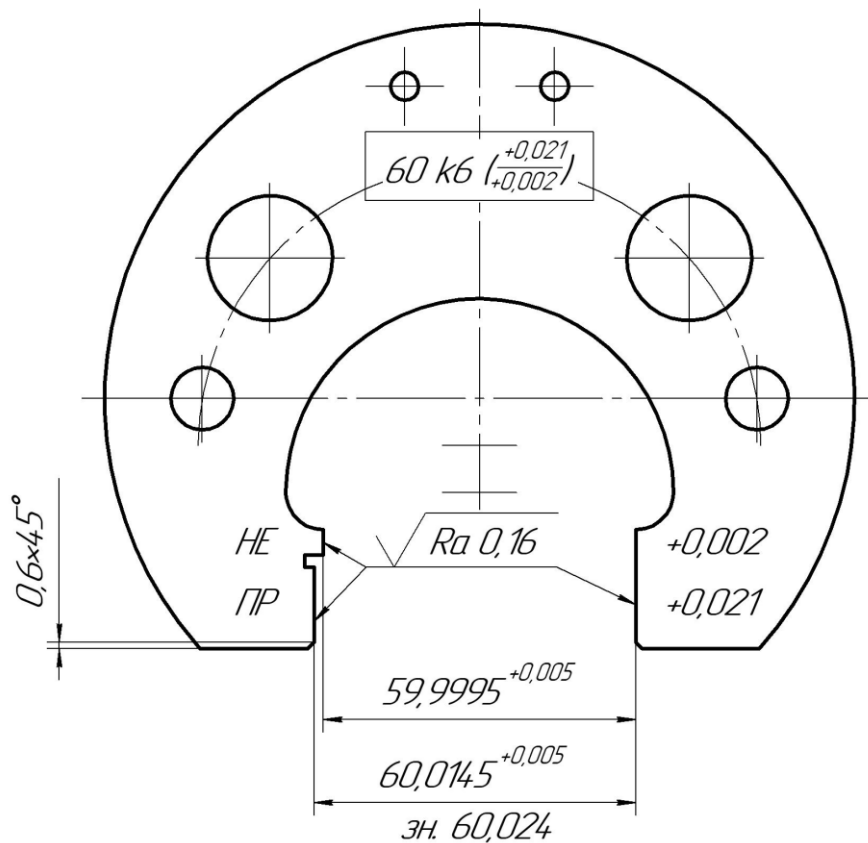


Рис. 5.4. Конструкція калібру-скоби для контролю вала $\Phi\ 60\ k6$

Розрахунки розмірів калібрів для контролю отворів проводяться у аналогічній послідовності по схемі рис. 5.1.

Конструкція робочого калібру-пробки з нанесенням виконавчих розмірів та маркування показана на рис. 5.5.

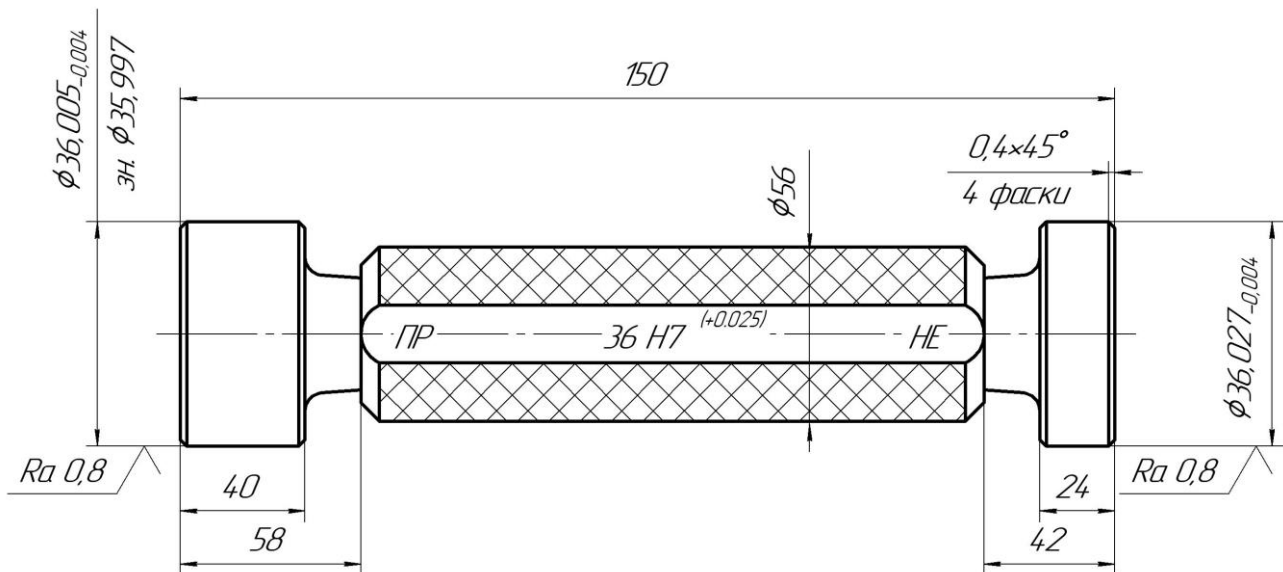


Рис. 5.5. Конструкція калібру-пробки для контролю отвору $\Phi 36 H7$

5.4. Контрольні запитання

1. Типи калібрів для контролю циліндричних валів та отворів.
2. Схеми розташування полів допусків калібрів та контркалібрів відносно поля допуску деталі, що перевіряється.
3. Розрахунок виконавчих розмірів калібрів.
4. Які розміри є виконавчими для калібрів-пробок та які – для калібрів-скоб.
5. Що таке контрольні калібри?
6. Залежність конструкції калібрів від розмірів.
7. Які відомості включає маркування калібрів?

Практична робота №6

Розрахунок розмірних ланцюгів

Мета: засвоїти методику розрахунку розмірних ланцюгів методами повної взаємозамінності, імовірнісним та з використанням компенсатора.

Завдання:

Визначити допуски та відхилення всіх складових ланок редуктора за граничним відхиленням зазору.

6.1. Короткі теоретичні відомості

Основні поняття та визначення в області розмірних ланцюгів викладені в рекомендованій літературі. При встановленні допусків на лінійні розміри, що входять до розмірних ланцюгів, користуються таблицями ДСТУ ISO 286-2:2022.[20]

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

Розрахунком розмірного ланцюга називають визначення граничних розмірів, граничних відхилень та допусків всіх ланок ланцюга.

Розмірні ланцюги використовують при розв'язуванні практичних задач двох типів:

— **зворотна задача** — визначення номінального розміру, допуску та граничних відхилень замикальної ланки за заданими розмірами та відхиленнями складових ланок;

– **пряма задача** – визначення допусків та граничних відхилень складових ланок за заданими номінальними розмірами всіх ланок ланцюга та заданими розмірами вихідної ланки.

В конструкторських завданнях переважно розв'язують задачі другого типу.

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

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

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

Складові ланки розмірного ланцюга поділяються на дві групи. До першої групи відносяться ланки, із збільшенням яких (при інших постійних) збільшується і замикальна ланка. Такі ланки називають **збільшувальними**.

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

Параметри (розміри, допуски, відхилення) збільшувальних та зменшувальних ланок позначаються літерою з індексами «**зб.**» та «**зм.**».

6.1.1. Метод повної взаємозамінності. Цей метод полягає в тому, що точність замикальної ланки досягається за будь-якого поєднання розмірів всіх інших складових ланок, які виготовлені в межах розрахованих допусків. Деталі під час складання з'єднуються без припасування, регулювання та підбору.

Розрахунок здійснюється методом максимуму-мінімуму, за якого враховуються тільки граничні відхилення складових ланок. Причому припускають, що в одному розмірному ланцюзі одночасно можуть бути всі ланки з граничними

розмірами: всі збільшувальні ланки з найбільшими граничними розмірами, а зменшувальні – з найменшими або навпаки [1, 3, 9]. Будь-яке з цих сполучень розмірів є несприятливим і призводить до найменшої точності замикальної ланки, хоча спрощується процес складання.

Для розрахунку розмірних ланцюгів з паралельними ланками даним методом використовують наступні формули.

Номінальні розміри в розмірному ланцюгу зв'язані рівнянням:

$$A_{\Delta} = \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}}; \quad (6.1)$$

де: A_{Δ} – номінальний розмір замикальної ланки;

$A_{i \text{ зб.}}$, $A_{i \text{ зм.}}$ – збільшувальні $\overrightarrow{A_i}$, та зменшувальні $\overleftarrow{A_i}$, ланки розмірного ланцюга;

$$A_{\Delta \max} = \sum A_{i \max} - \sum A_{i \min}; \quad (6.2)$$

Граничні розміри замикальної ланки:

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = \sum A_{i \text{ зб.} \max} - \sum A_{i \text{ зм.} \max} \\ A_{\Delta \min} = \sum A_{i \text{ зб.} \min} - \sum A_{i \text{ зм.} \min} \end{cases}; \quad (6.3)$$

Рівняння, що зв'язують граничні відхилення ланок:

$$\begin{cases} ES_{A_{\Delta}} = \sum ES_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum EI_{A_{i \text{ зм.}}} \\ EI_{A_{\Delta}} = \sum EI_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum ES_{A_{i \text{ зм.}}} \end{cases}; \quad (6.4)$$

Рівняння, що зв'язує допуски в розмірному ланцюзі:

$$TA_{\Delta} = \sum TA_{i \text{ зб.}} + \sum TA_{i \text{ зм.}} = \sum TA_i; \quad (6.5)$$

тобто допуск замикальної ланки дорівнює сумі допусків складових ланок.

Задачі першого типу (прямі) розв'язують за допомогою рівнянь (6.1), (6.2) або (6.3), а перевірку роблять за рівнянням (6.4).

Задачі другого типу (зворотні) розв'язують за допомогою рівнянь (6.1) (6.4). При цьому допуск TA_{Δ} вихідної ланки між складовими частіше розподіляють способом рівноточних допусків, призначаючи на всі складові ланки допуски одного квалітету з подальшим корегуванням відповідно до рівнянь (6.3) та (6.4).

Число одиниць допуску, за яким підбирають квалітет для допусків складових ланок з урахуванням стандартизованих деталей, дорівнює:

$$\alpha_{\text{ср.}} = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum i_i}; \quad (6.6)$$

де: f – сума допусків стандартних деталей;

$\sum i_i$ – сумарне значення чисел одиниць допуску складових ланок (без стандартних деталей);

i – одиниця допуску, що залежить від інтервалу розмірів (приймається по табл. Д. 25).

За середнім числом одиниць допуску а згідно з ДСТУ ISO 286-1-2022 [20] або табл. Д.27 підбирають квалітет та призначають допуски та граничні відхилення складових ланок з подальшим корегуванням за рівняннями (6.3) та (6.4).

Знаки граничних відхилень для складових ланок рекомендується приймати такими, щоб поля допусків були направлені в тіло виробу за ходом обробки, тобто:

«+» – для полів допусків розмірів, що охоплюють ланку;

«-» – для охоплюваних розмірів. Допускається також симетричне розташування відхилень.

6.1.2. Імовірнісний метод. За цим методом допускається, що для певної, наперед передбаченої, кількості виробів, розмір замикальної ланки вийде за межі

встановлених граничних розмірів. Деталі під час складання з'єднуються без припасування, регулювання та підбору.

Цей метод допускає певний відсоток (досить малий) бракованих виробів, але дозволяє призначати більш широкі та економічні, порівняно з методом повної взаємозамінності, допуски складових ланок [3].

При розрахунку розмірних ланцюгів даним методом використовують наступні формули:

– допуски замикальної (вихідної) ланки:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum TA_i^2}; \quad (6.7)$$

при цьому, у 0,27 % виробів розміри замикальної ланки можуть вийти за границі поля допуску.

Якщо за певних конкретних умов допускається інший відсоток виробів, у яких розміри замикальної ланки вийдуть за границі поля допуску, тоді рівняння для визначення допуску замикальної ланки розмірних ланцюгів, у яких розподіл розмірів замикальної ланки відбувається за нормальним законом, має вигляд:

$$TA_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}; \quad (6.8)$$

де: t – коефіцієнт ризику, який характеризує ймовірність виходу відхилень замикальної ланки за границі допуску, і залежить від прийнятого відсотку ризику P (відсотку бракованих виробів) – (табл. Д.26).

λ_i – коефіцієнти відносного розсіювання замикальної та складових ланок відповідно, які залежать від закону розподілу похибок складових та замикальної ланок.

В розрахунках розмірних ланцюгів найбільш часто застосовуються закони розподілу випадкових величин такі, як нормальний закон (закон Гауса), закон рівної ймовірності, закон трикутника (закон Сімпсона).

Коефіцієнт відносного розсіювання λ для наведених законів становить:

для нормального закону $\lambda = 1/3$;

для закону рівної ймовірності $\lambda = 1/\sqrt{3}$;

для закону трикутника $\lambda = 1/\sqrt{6}$;

– число одиниць допуску:

$$\alpha_{\text{ср.}} = \frac{TA_{\Delta}}{t \cdot \sqrt{\sum \lambda_i^2 \cdot i_i^2}}; \quad (6.9)$$

Якщо розмірний ланцюг містить стандартні вироби, тоді число одиниць допуску, за яким призначається квалітет складових ланок, розраховується, як:

$$\alpha_{\text{ср.}} = \frac{1}{t} \cdot \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - \sum f_i^2}{\sum \lambda_i^2 \cdot i_i^2}}; \quad (6.10)$$

При розв'язанні розмірних ланцюгів імовірнісним методом рівняння (6.2) та (6.3) виконуватись не будуть, оскільки вони розраховані на найгірші та малоімовірні випадки.

Для визначення граничних відхилень вводять середнє відхилення:

$$E_{m_{Ai}} = \frac{ES_{Ai} + EI_{Ai}}{2}; \quad (6.11)$$

При цьому граничні відхилення ланок, що виражаються через координати середини полів допусків, дорівнюють:

$$\begin{cases} ES_{Ai} = \sum E_{m_{Ai}} + TA_i/2; \\ EI_{Ai} = \sum E_{m_{Ai}} - TA_i/2; \end{cases} \quad (6.12)$$

Аналогічно і для замикальної ланки:

$$\begin{cases} ES_{A_{\Sigma}} = \sum E_{m_{A_{\Sigma}}} + TA_{\Sigma}/2 \\ EI_{A_{\Sigma}} = \sum E_{m_{A_{\Sigma}}} - TA_{\Sigma}/2 \end{cases}; \quad (6.13)$$

Співвідношення між середніми відхиленнями замикальної та складових ланок:

$$E_{m_{A_{\Delta}}} = \sum E_{m_{A_{i \text{ зб.}}}} - \sum E_{m_{A_{i \text{ зм.}}}}; \quad (6.14)$$

Послідовність розв'язку розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності та імовірнісним методом більш детально викладена в [1, 3, 9].

6.1.3. Метод регулювання використовують, якщо середня точність розмірів ланцюга, яка розрахована методом повної взаємозамінності або імовірнісним методом, є дуже високою та економічно неприйнятною.

Суть методу полягає в тому, що допуски складових ланок призначають за економічно прийнятними квалітетами (**IT10...IT12**), а необхідна точність замикальної ланки розмірного ланцюга досягається введенням в ланцюг компенсувальної ланки **К** для того, щоб шляхом зміни розміру **К** (без зняття шарів матеріалу) отримати замикальний розмір у встановлених межах.

Розмір компенсувальної ланки може входити в ланцюг як збільшувальний або як зменшувальний.

Номінальний розмір компенсувальної ланки згідно виразу (6.1):

$$A = A_{i \text{ зб.}} - A_{i \text{ зм.}} + K; \quad (6.15)$$

Значення **K** беруть із знаком «+», коли **К** – збільшувальний розмір, та знаком «-» – при **K** зменшувальному.

Співвідношення між допусками замикальної ланки, складових ланок та можливою зміною розміру компенсувальної ланки має вигляд:

$$TA_{\Delta} = \sum TA_i - V_K; \quad (6.16)$$

де: V_K – необхідна компенсація (вона не є допуском на розмір K , чим пояснюється знак « $-$ » перед V_K), $V_K = ESK - EIK$

Якщо K є збільшувальним, то при найбільших значеннях збільшувальних ланок потрібно поставити компенсатор найменшої величини.

Якщо K є зменшувальним, то при найбільших значеннях зменшувальних ланок потрібно поставити компенсатор найменшої величини.

Виходячи з цього у відповідності з виразами (6.2) та (6.3) отримуємо формули граничних розмірів та відхилень K :

– для K – збільшувальної ланки:

$$\begin{cases} A_{\Delta} = \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}} + K \\ A_{\Delta \max} = \sum A_{i \text{ зб.} \max} - \sum A_{i \text{ зм.} \max} + K_{\min}; \\ A_{\Delta \min} = \sum A_{i \text{ зб.} \min} - \sum A_{i \text{ зм.} \min} + K_{\max} \end{cases} \quad (6.17)$$

$$\begin{cases} ES_{A_{\Delta}} = \sum ES_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum EI_{A_{i \text{ зм.}}} + EIK \\ EI_{A_{\Delta}} = \sum EI_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum ES_{A_{i \text{ зм.}}} + ESK \end{cases}; \quad (6.18)$$

– для K – зменшувальної ланки:

$$\begin{cases} A_{\Delta} = \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}} - K \\ A_{\Delta \max} = \sum A_{i \text{ зб.} \max} - \sum A_{i \text{ зм.} \max} - K_{\max}; \\ A_{\Delta \min} = \sum A_{i \text{ зб.} \min} - \sum A_{i \text{ зм.} \min} - K_{\min} \end{cases} \quad (6.19)$$

$$\begin{cases} ES_{A_{\Delta}} = \sum ES_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum EI_{A_{i \text{ зм.}}} - EIK \\ EI_{A_{\Delta}} = \sum EI_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum ES_{A_{i \text{ зм.}}} - ESK \end{cases}; \quad (6.20)$$

В наборі прокладок компенсатора товщину постійної прокладки приймають рівною (з округленням в менший бік):

$$S_{\text{пост.}} \leq K_{\min}.$$

Товщина змінних прокладок повинна бути меншою за величину допуску замикальної ланки, тобто:

$$S \leq TA_{\Delta}$$

В протилежному випадку встановлення або зняття прокладки змінить розмір замикальної ланки. Для регулювання краще мати більшу кількість тонких прокладок.

Кількість змінних прокладок з округленням до цілого числа дорівнює:

$$n = \frac{V_K}{TA_{\Delta}} + 1; \quad (6.21)$$

Товщина змінних прокладок з округленням в бік зменшення:

$$S = \frac{V_K}{n}; \quad (6.22)$$

6.2. Вихідні дані

У редукторі (рис. 3.1) необхідно витримати зазор S в заданих межах. Вихідними даними для розрахунку є (табл. 6.1): номінальні розміри ланок: $A_1, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_{10}$, та клас точності підшипника. При розрахунках методом регулювання ланки A_2 та A_9 – прокладки-компенсатори, при розрахунках методом повної взаємозамінності та імовірнісним методом прийняти: $A_2 = A_9 = 1$ мм.

Таблиця 6.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Номинальні розміри, мм								Клас точності підшипника	Межі зміни S, мм	Метод розрахунку*
	A ₁	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	A ₁₀			
1	260	15	21	20	45	125	21	15	0	0,3...0,8	1
2	260	15	21	20	45	125	21	15	6	0,3...0,8	2
3	260	15	21	20	45	125	21	15	5	0,3...0,8	3
4	240	16	19	20	40	112	19	16	4	0,2...0,6	1
5	240	16	19	20	40	112	19	16	2	0,2...0,6	2
6	240	16	19	20	40	112	19	16	0	0,2...0,6	3
7	290	20	23	25	50	130	23	21	6	0,3...0,8	1
8	290	20	23	25	50	130	23	21	5	0,3...0,8	2
9	290	20	23	25	50	130	23	21	4	0,3...0,8	3
10	350	25	25	30	60	155	25	32	2	0,3...0,9	1
11	350	25	25	30	60	155	25	32	0	0,3...0,9	2
12	350	25	25	30	60	155	25	32	6	0,3...0,9	3
13	370	30	27	35	65	160	27	28	5	0,2...0,8	1
14	370	30	27	35	65	160	27	28	4	0,2...0,8	2
15	370	30	27	35	65	160	27	28	2	0,2...0,8	3
16	400	30	29	40	70	175	29	29	0	0,4...1,0	1
17	400	30	29	40	70	175	29	29	6	0,4...1,0	2
18	400	30	29	40	70	175	29	29	5	0,4...1,0	3
19	320	25	25	30	50	137	25	30	4	0,2...0,9	1
20	320	25	25	30	50	137	25	30	2	0,2...0,9	2
21	320	25	25	30	50	137	25	30	0	0,2...0,9	3
22	270	20	23	25	42	120	23	19	6	0,4...0,9	1
23	270	20	23	25	42	120	23	19	5	0,4...0,9	2
24	270	20	23	25	42	120	23	19	4	0,4...0,9	3
25	380	30	27	35	77	160	27	26	2	0,2...0,7	1
26	380	30	27	35	77	160	27	26	0	0,2...0,7	2
27	380	30	27	35	77	160	27	26	6	0,2...0,7	3
28	220	16	19	20	32	100	19	16	5	0,1...0,6	1
29	220	16	19	20	32	100	19	16	4	0,1...0,6	2
30	220	16	19	20	32	100	19	16	2	0,1...0,6	3

* Цифрами позначені методи розрахунку:

1 – повної взаємозамінності; 2 – імовірнісний; 3 – регулювання.

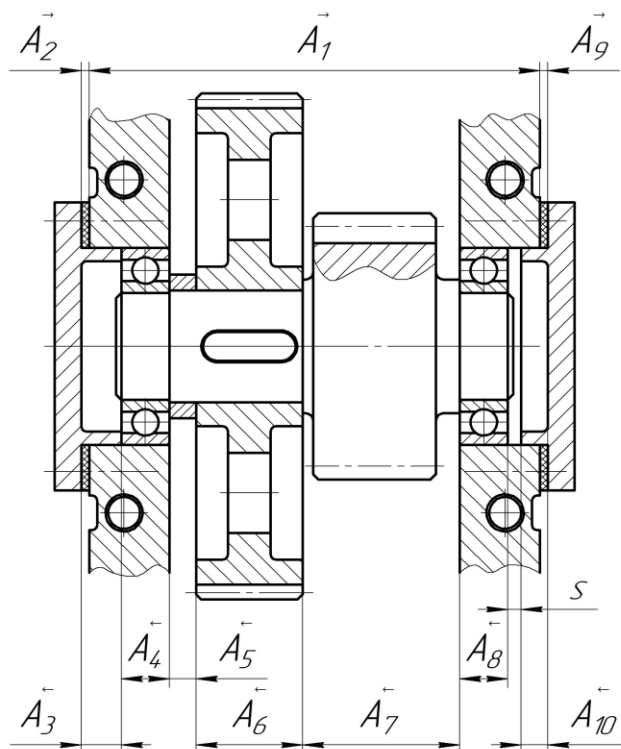


Рис. 6.1. Креслення (схема) та розмірний ланцюг редуктора

6.3. Приклад виконання роботи

6.3.1. Метод регулювання

В редукторі (рис. 6.1) необхідно витримати розмір S в межах $(0,5...1,0)$ мм. Задані розміри: $A_1 = 265$ мм; $A_3 = 16$ мм; $A_4 = 23$ мм; $A_5 = 20$ мм; $A_6 = 50$ мм; $A_7 = 120$ мм; $A_8 = 23$ мм; $A_{10} = 15$ мм. Клас точності підшипника – 0-й.

Розв'язок:

1. Виявляємо збільшувальні та зменшувальні складові ланки ланцюга (див. рис. 6.1). Сумарна величина $A_2 + A_9$ є компенсатором. В даному ланцюзі компенсатор K – збільшувальна ланка. Збільшувальною є також ланка A_1 , а решта ланок – зменшувальні. Зазор S може змінюватись в межах $(0,5...1,0)$ мм. Припустивши, що номінальний розмір дорівнює нулю, отримуємо:

$$S = 0^{+1,0}_{+0,5} \text{ мм.}$$

Визначаємо за (6.15) номінальну величину K :

$$A_{\Delta} = \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}} + K;$$

$$A_{\Delta} = A_1 - (A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 + A_8 + A_{10}) + K;$$

$$0 = 265 - (16 + 23 + 20 + 50 + 120 + 23 + 15) + K;$$

$$0 = 265 - 267 + K;$$

$$K = 267 - 265 = 2 \text{ мм.}$$

Розподілимо номінальний розмір K порівну між двома прокладками так, щоб $A_2 = 1 \text{ мм}$ та $A_9 = 1 \text{ мм}$.

2. Із розмірів складових ланцюга виділяємо розміри стандартних деталей. В даному ланцюгу стандартними є два шари́копідшипники шириною $A_4 = A_8 = 23 \text{ мм}$. Скориставшись табл. Д.29 можна визначити що такій ширині відповідає підшипник 308 з розмірами: $d=40 \text{ мм}$; $D=90 \text{ мм}$; $B=23 \text{ мм}$.

З табл. Д.30 для підшипника 0-го класу граничні розміри A_4 та A_8 (ширини внутрішнього кільця підшипника):

$$ES = 0 \text{ мм};$$

$$EI = -0,12 \text{ мм.}$$

3. Припустимо, що виготовлення деталей, які входять у даний редуктор, виконується за 10-м квалітетом точності. Визначивши допуски згідно з ДСТУ ISO 286-1-2022 [19] або за табл. Д.28, поставимо граничні відхилення в тіло деталей, тобто за ходом обробки поверхонь, які спряжуються.

Дані для розрахунку зведемо до табл. 6.2. Обчислимо величини, що необхідні для розрахунку:

Таблиця 6.2

Дані для розрахунку К

Розмір	Номинальний розмір	Ланка	ES, мкм	EI, мкм	Допуск, мкм
A_1	265	збільшувана	0	-210	210
A_2	1	К	Розраховується		
A_3	16	зменшувальна	+70	0	70
A_4	23	зменшувальна	0	-120	120
A_5	20	зменшувальна	0	-84	84
A_6	50	зменшувальна	0	-100	100
A_7	120	зменшувальна	0	-140	140
A_8	23	зменшувальна	0	-120	120
A_9	1	К	Розраховується		
A_{10}	15	зменшувальна	+70	0	70
A_Δ	0		+1000	+500	500

$$TA_\Delta = 500 \text{ мкм};$$

$$\sum TA_i = 210 + 70 + 120 + 84 + 100 + 140 + 120 + 70 = 914 \text{ мкм};$$

$$\sum ES_{A_{i36.}} = 0 + 0 = 0 \text{ мкм};$$

$$\sum ES_{A_{i3M.}} = 70 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 70 = 140 \text{ мкм};$$

$$\sum EI_{A_{i36.}} = -210 = -210 \text{ мкм};$$

$$\sum EI_{A_{i3M.}} = 0 - 120 - 84 - 100 - 140 - 120 - 0 = -564 \text{ мкм};$$

4. Визначаємо граничні відхилення для К за (6.17):

$$ES_{A_\Delta} = \sum ES_{A_{i36.}} - \sum EI_{A_{i3M.}} + EIK;$$

$$+1000 = 0 - (-564) + EIK;$$

$$EIK = 1000 - 564 = 436 \text{ мкм}.$$

$$EI_{A_{\Delta}} = \sum EI_{A_{i_{зб.}}} - \sum ES_{A_{i_{зм.}}} + ESK;$$

$$+500 = -210 - 140 + ESK;$$

$$ESK = 500 + 210 + 140 = 850 \text{ мкм.}$$

Перевіряємо величину V_K за формулою (6.16):

$$V_K = \sum TA_i - TA_{\Delta} = 914 - 500 = 414 \text{ мкм};$$

$$V_K = ESK - EIK = 850 - 436 = 414 \text{ мкм};$$

Отже:

$$K_{max} = K + ESK = 2 + 0,850 = 2,850 \text{ мм};$$

$$K_{min} = K + EIK = 2 + 0,436 = 2,436 \text{ мм.}$$

5. Визначаємо товщину та кількість прокладок.

Приймаємо $A_{2\ min} = A_{9\ min} = 1,2 \text{ мм} = S_{\text{пост.}}$ за постійні прокладки. Число змінних прокладок обчислюємо за (3.21):

$$n = \frac{V_K}{TA_{\Delta}} + 1 = \frac{414}{500} + 1 = 1,8 \approx 2;$$

А товщину змінних прокладок за (3.22):

$$S = \frac{V_K}{n} = \frac{414}{2} = 207 \text{ мкм} \approx 0,2 \text{ мм.}$$

Перевіряємо розрахунок компенсатора:

$$2 \cdot S_{\text{пост.}} + n \cdot S = 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 0,2 = 2,8 < K_{max},$$

що задовольняє вимогам складання.

6.3.2. Метод повної взаємозамінності

В редукторі (рис. 6.1) необхідно витримати розмір S в межах $(0,5...1,0)$ мм. Задані розміри: $A_1 = 265$ мм; $A_3 = 16$ мм; $A_4 = 23$ мм; $A_5 = 20$ мм; $A_6 = 50$ мм; $A_7 = 120$ мм; $A_8 = 23$ мм; $A_{10} = 15$ мм. Прокладки: $A_2 = A_9 = 1$ мм. Клас точності підшипника – 0-й.

Розв'язок:

1. Перевіряємо, чи правильно встановлені номінальні розміри складових ланок за формулою (6.1):

$$A_{\Delta} = \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}} = (265 + 1 + 1) - (16 + 23 + 20 + 50 + 120 + 23 + 15) \\ = 267 - 267 = 0 \text{ мм.}$$

Зазор S може змінюватись в межах $(0,5...1,0)$ мм. Припустивши, що номінальний розмір дорівнює нулю, отримуємо:

$$S = 0_{+0,5}^{+1,0} \text{ мм.}$$

Розрахований розмір A_{Δ} відповідає заданому зазору, отже, всі номінальні значення розмірів ланцюга пов'язані правильно між собою. За заданим граничним відхиленням A_{Δ} визначаємо його допуск:

$$TA_{\Delta} = ES_{A_{\Delta}} - EI_{A_{\Delta}} = 1,0 - (+0,5) = 0,5 \text{ мм.}$$

Результати розрахунку заносимо в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Розрахункова таблиця до розв'язку ланцюга вузла редуктора

Ланки розмірного ланцюга									Значення $9,45 \sqrt[3]{A_{i \text{ ср}}}$
Найменування	Позначення	Номінальний	Допуск, мм		Задані розрахункові або прийняті граничні відхилення		Квалітет точності		
			заданий або при першій спробі	Прий- нятий			при першій спробі	Прий- нятий	
					верхнє	нижнє			
Збіль- шуючі	A ₁	265	0,052	0,09	+0,618	+0,528	7	≈8	3,22
	A ₂	1	0,010	0,01	+0,005	-0,005	7	7	0,55
	A ₉	1	0,010	0,01	+0,005	-0,005	7	7	0,55
Змен- шуючі	A ₃	16	0,018	0,018	+0,009	-0,009	7	7	1,08
	A ₄	23	0,120	0,120	0	-0,120	-	-	-
	A ₅	20	0,021	0,021	0	-0,021	7	7	1,31
	A ₆	50	0,025	0,039	0	-0,039	7	8	1,56
	A ₇	120	0,035	0,054	0	-0,054	7	8	2,17
	A ₈	23	0,120	0,120	0	-0,120	-	-	-
	A ₁₀	15	0,018	0,018	+0,009	-0,009	7	7	1,08
Зами- каючі	A _Δ	0	0,5	0,5	+1,0	+0,5	-	-	-

2. Визначаємо середній квалітет точності ланцюга, для чого розраховуємо середню кількість одиниць допуску за формулою (6.6). Значення одиниці допуску для всіх номінальних розмірів ланок, крім тих, для яких заданий допуск, приймаємо по табл. Д.25. Заносимо їх в табл. 6.3.

Із розмірів складових ланцюга виділяємо розміри стандартних деталей. В даному ланцюгу стандартними є два шарикопідшипники шириною $A_4 = A_8 = 23$ мм. Скориставшись табл. Д.29 можна визначити що такій ширині відповідає підшипник 308 з розмірами: $d=40$ мм; $D=90$ мм; $B=23$ мм.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	---

З табл. Д.30 для підшипника 0-го класу граничні розміри A_4 та A_8 (ширини внутрішнього кільця підшипника): $ES = 0$ мм; $EI = -0,12$ мм.

Отже:

$$\alpha_{\text{ср.}} = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum i_i} = \frac{500 - (120 + 120)}{3,22 + 0,55 + 0,55 + 1,08 + 1,31 + 1,56 + 2,17 + 1,08} = \frac{260}{11,52} = 22,57$$

де: f – сума допусків стандартних деталей;

$\sum i_i$ – сумарне значення чисел одиниць допуску складових ланок (без стандартних деталей);

i – одиниця допуску, що залежить від інтервалу розмірів (приймається по табл. Д. 25).

За табл. Д.27 знаходимо, що така кількість одиниць допуску відповідає точності між 7-м та 8-м квалітетами. Попередньо приймаємо 7-й квалітет точності для всіх ланок.

3. Визначаємо допуски всіх складових розмірів по табл. Д.28 і дані заносимо в табл. 6.3. Визначаємо розрахункове значення допуску A_{Δ} :

$$TA_{\Delta} = 0,052 + 0,01 + 0,01 + 0,018 + 0,120 + 0,021 + 0,025 + 0,035 + 0,120 + 0,018 = 0,429 \text{ мм.}$$

Розрахунковий допуск замикаючої ланки виявився менше заданого, рівного 0,5 мм. Це означає, що всі або частину складових розмірів можуть бути виконані з великими допусками, що економічно доцільніше. Величина, на яку можуть бути збільшені допуски складових розмірів при збереженні допуску замикаючої ланки:

$$TA_{\Delta} - TA_{\Delta \text{ роз.}} = 0,50 - 0,429 = 0,071 \text{ мм.}$$

З технологічних міркувань найдоцільніше розширити допуск на складовий розмір A_1, A_6 та A_7 , прийнявши їх по 8-му квалітету. Тоді:

$$TA_1 = 0,081 \text{ мм; } TA_6 = 0,039 \text{ мм; } TA_7 = 0,054 \text{ мм.}$$

$$TA_{\Delta} = 0,081 + 0,01 + 0,01 + 0,018 + 0,120 + 0,021 + 0,039 + 0,054 + 0,120 + 0,018 = 0,491 \text{ мм.}$$

$$TA_{\Delta} - TA_{\Delta \text{ роз.}} = 0,50 - 0,491 = 0,009 \text{ мм.}$$

Маємо ще деякий запас, тому з технологічних міркувань ще розширимо допуск на складовий розмір A_1 , тоді:

$$TA_1 = 0,081 + 0,009 = 0,09 \text{ мм.}$$

що відповідає трохи більше 8-го квалітету точності. Тепер умова $TA_1 = \sum_1^n TA_i$ дотримана. Результати розрахунку заносимо у табл. 6.3.

4. Визначаємо граничні відхилення складових розмірів (крім залежного A_1), приймаючи розташування полів допусків: для охоплених поверхонь (A_5, A_6, A_7) зі знаком «-», для охоплюючих зі знаком «+» і для інших (A_3, A_{10}) – симетричне, в тому числі і для прокладок (A_2, A_9). Результати заносимо в графі 6 і 7 табл. 6.3.

Граничні відхилення залежного розміру розраховуємо за формулами:

$$ES_{A_{\Delta}} = \sum_1^m ES_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum_1^n EI_{A_{i \text{ зм.}}} ;$$

$$1 = (ES_{A_1} + 0,005 + 0,005) - (-0,009 - 0,12 - 0,021 - 0,039 - 0,054 - 0,12 - 0,009);$$

$$1 = ES_{A_1} + 0,01 - (-0,372);$$

$$ES_{A_1} = 0,618 \text{ мм.}$$

$$EI_{A_{\Delta}} = \sum_1^m EI_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum_1^n ES_{A_{i \text{ зм.}}} ;$$

$$0,5 = (EI_{A_1} - 0,005 - 0,005) - (0,009 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0,009);$$

$$0,5 = EI_{A_1} - 0,01 - 0,018;$$

$$EI_{A_1} = 0,528 \text{ мм.}$$

Таким чином, розмір залежної ланки:

$$A_1 = 265^{+0,618}_{+0,528} \text{ мм.}$$

Правильність розрахунку перевіряємо, визначивши допуск залежного розміру і порівнявши його з прийнятим ($TA_1 = 0,09 \text{ мм}$):

$$TA_1 = ES_{A_1} - EI_{A_1} = 0,618 - 0,528 = 0,09.$$

Після перевірки заносимо в табл. 6.3. граничні відхилення залежного розміру.

6.3.3. Ймовірнісний метод

В редукторі (рис. 6.1) необхідно витримати розмір S в межах $(0,5...1,0) \text{ мм}$. Задані розміри: $A_1 = 265 \text{ мм}$; $A_3 = 16 \text{ мм}$; $A_4 = 23 \text{ мм}$; $A_5 = 20 \text{ мм}$; $A_6 = 50 \text{ мм}$; $A_7 = 120 \text{ мм}$; $A_8 = 23 \text{ мм}$; $A_{10} = 15 \text{ мм}$. Прокладки: $A_2 = A_9 = 1 \text{ мм}$. Клас точності підшипника – 0-й. Розподіл розмірів складових та замикальної ланки відбувається за законом нормального розподілу. Призначити допуски та граничні відхилення складових ланок за умови, що у 0,27 % готових вузлів зазор може вийти за межі встановлених граничних розмірів.

Розв'язок:

1. Перевіряємо, чи правильно встановлені номінальні розміри складових ланок за формулою (6.1):

$$\begin{aligned}
 A_{\Delta} &= \sum A_{i \text{ зб.}} - \sum A_{i \text{ зм.}} = (265 + 1 + 1) - (16 + 23 + 20 + 50 + 120 + 23 + 15) \\
 &= 267 - 267 = 0 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Зазор S може змінюватись в межах $(0,5...1,0) \text{ мм}$. Припустивши, що номінальний розмір дорівнює нулю, отримуємо:

$$S = 0^{+1,0}_{+0,5} \text{ мм.}$$

Розрахований розмір A_{Δ} відповідає заданому зазору, отже, всі номінальні значення розмірів ланцюга пов'язані правильно між собою. За заданим граничним відхиленням A_{Δ} визначаємо його допуск:

$$TA_{\Delta} = ES_{A_{\Delta}} - EI_{A_{\Delta}} = 1,0 - (+0,5) = 0,5 \text{ мм.}$$

Таблиця 6.4

Розрахункова таблиця до розв'язку ланцюга вузла редуктора

Ланки розмірного ланцюга									Значення $9,45 \sqrt[3]{A_{i \text{ ср}}}$
Найменування	Позначення	Номинальний	Допуск, мм		Задані розрахункові або прийняті граничні відхилення		Квалітет точності		
			заданий або при першій спробі	Прий- нятий			при першій спробі	Прий- нятий	
					верхнє	нижнє			
Збіль- шуючі	A ₁	265	0,320	0,320	+0,535	+0,215	11	11	3,22
	A ₂	1	0,060	0,060	+0,030	-0,030	11	11	0,55
	A ₉	1	0,060	0,060	+0,030	-0,030	11	11	0,55
Змен- шуючі	A ₃	16	0,110	0,110	+0,055	-0,055	11	11	1,08
	A ₄	23	0,120	0,120	0	-0,120	-	-	-
	A ₅	20	0,130	0,130	0	-0,130	11	11	1,31
	A ₆	50	0,160	0,160	0	-0,160	11	11	1,56
	A ₇	120	0,220	0,220	0	-0,220	11	11	2,17
	A ₈	23	0,120	0,120	0	-0,120	-	-	-
	A ₁₀	15	0,110	0,110	+0,055	-0,055	11	11	1,08
Зами- каючі	A _Δ	0	0,5	0,5	+1,0	+0,5	-	-	-

2. Визначається число одиниць допуску. За умови, що можливий відсоток ризику Р (відсотку бракованих виробів) становить 0,27 %. За табл. Д.26 йому

відповідає коефіцієнт ризику $t = 3$. Коефіцієнт відносного розсіювання λ для закону нормального розподілу становить $\lambda=1/3$.

Розмірний ланцюг містить стандартні вироби, тому число одиниць допуску, за яким вибирається квалітет складових ланок, визначається за формулою (6.10).

Значення одиниці допуску для всіх номінальних розмірів ланок, крім тих, для яких заданий допуск, приймаємо по табл. Д.25. Заносимо їх в табл. 6.4.

Із розмірів складових ланцюга виділяємо розміри стандартних деталей. В даному ланцюгу стандартними є два шари́копідшипники шириною $A_4 = A_8 = 23$ мм. Скориставшись табл. Д.29 можна визначити що такій ширині відповідає підшипник 308 з розмірами: $d=40$ мм; $D=90$ мм; $B=23$ мм.

З табл. Д.30 для підшипника 0-го класу граничні розміри A_4 та A_8 (ширини внутрішнього кільця підшипника): $ES = 0$ мм; $EI = -0,12$ мм.

Отже:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{\text{ср.}} &= \frac{1}{t} \cdot \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - \sum f_i^2}{\sum \lambda_i^2 \cdot i_i^2}} \\
 &= \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{500^2 - (120^2 + 120^2)}{\frac{1}{9} \cdot (3,22^2 + 0,55^2 + 0,55^2 + 1,08^2 + 1,31^2 + 1,56^2 + 2,17^2 + 1,08^2)}} \\
 &= \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{250000 - 28800}{\frac{1}{9} \cdot (22,1648)}} = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{221200}{2,46}} = 99,9
 \end{aligned}$$

За табл. Д.27 знаходимо, що така кількість одиниць допуску відповідає точності трошки меншій ніж 11 квалітет. Приймаємо 11-й квалітет точності для всіх ланок.

3. Визначаємо допуски всіх складових розмірів по табл. Д.28 і дані заносимо в табл. 6.4. Визначаємо розрахункове значення допуску A_{Δ} :

$$\begin{aligned}
 TA_{\Delta} &= \sqrt{\sum TA_i^2} \\
 &= \sqrt{0,32^2 + 0,06^2 + 0,06^2 + 0,11^2 + 0,12^2 + 0,13^2 + 0,16^2 + 0,22^2 + 0,12^2 + 0,11^2} \\
 &= \sqrt{0,2535} = 0,503 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Отриманий розрахунковий допуск замикальної ланки відрізняється від заданого допуску $TA_{\Delta} = 0,5$ мм, тому визначається можливий відсоток ризику P за призначених значень допусків складових ланок та оцінюється його допустимість. Коефіцієнт ризику t розраховується за формулою:

$$t = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}} = \frac{0,5}{\sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 \cdot (0,2535)}} = \frac{0,5}{0,1678} = 2,98;$$

За табл. Д.26 цьому коефіцієнту відповідає відсоток ризику $P = 0,28$ %, який є задовільним, так як він наближено дорівнює заданому $P = 0,27$ %.

Значення допусків заносяться в табл. 6.4.

4. Визначаємо граничні відхилення складових розмірів (крім залежного A_1), приймаючи розташування полів допусків: для охоплених поверхонь (A_5, A_6, A_7) зі знаком «-», для охоплюючих зі знаком «+» і для інших (A_3, A_{10}) – симетричне, в тому числі і для прокладок (A_2, A_9). Результати заносимо в графи 6 і 7 табл. 6.4.

Далі необхідно визначити середини полів допусків складових ланок, за винятком залежної ланки A_1 , за формулою:

$$EC_{A_i} = \frac{ES_{A_i} + EI_{A_i}}{2}$$

Після цього визначається середина поля допуску залежної ланки A_1 :

$$EC_{A_{\Delta}} = \sum EC_{A_{i \text{ зб.}}} - \sum EC_{A_{i \text{ зм.}}} ;$$

$$0,75 = (EC_{A_1} + 0 + 0) - (0 - 0,06 - 0,065 - 0,08 - 0,11 - 0,06 + 0);$$

$$0,75 = EC_{A_1} - (-0,375);$$

$$EC_{A_1} = 0,375 \text{ мм};$$

Граничні відхилення залежного розміру розраховуємо за формулами:

$$ES_{A_1} = EC_{A_1} + \frac{TA_1}{2} = 0,375 + \frac{0,32}{2} = 0,535$$

$$EI_{A_1} = EC_{A_1} - \frac{TA_1}{2} = 0,375 - \frac{0,32}{2} = 0,215$$

Таким чином, розмір залежної ланки:

$$A_1 = 265^{+0,535}_{+0,215} \text{ мм.}$$

Заносимо в табл. 6.4. граничні відхилення залежного розміру.

6.4. Контрольні запитання

1. Що називають розмірним ланцюгом? Для вирішення яких задач використовують розрахунки розмірних ланцюгів?
2. Які ознаки та розбіжності замикальної (вихідної) та складових ланок?
3. Які ознаки та розбіжності збільшувальних та зменшувальних ланок?
4. Рівняння та методика розрахунку розмірних ланцюгів за методом повної взаємозамінності.
5. На яких положеннях базується розрахунок розмірних ланцюгів імовірнісним методом?

Практична робота №7

Розрахунок та вибір підшипників кочення

Мета: набути навичок вибору посадок підшипників кочення на вал та в корпус.

Завдання:

1. Обрати поля допусків для спряження кілець підшипника з валом та корпусом.
2. Зобразити схеми полів допусків обраних посадок.
3. Провести розрахунок граничних зазорів (натягів) та визначити характеристики посадок.

7.1. Короткі теоретичні відомості

В залежності від точності виготовлення та складання ДСТУ ГОСТ 520:2014 [36] встановлює п'ять класів точності підшипників, що позначаються в порядку підвищення точності: **P0, P6, P5, P4, P2**. Допускається позначати класи точності без літери: **0, 6, 5, 4, 2**. Клас точності ставиться перед номером підшипника, наприклад, **P2-205** або **2-205**. Нульовий клас як найпоширеніший не позначається.

Для скорочення номенклатури підшипники виготовляють з відхиленнями номінальних **D , d** та середніх **D_m , d_m** приєднувальних діаметрів, що не залежать від посадки, за якою їх будуть монтувати.

Середній діаметр визначається розрахунком як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметра в двох крайніх перерізах.

Для всіх класів **верхнє відхилення** приєднувальних середніх діаметрів **прийняте рівним нулю**, а **відхилення спрямовані в «мінус» від нульової лінії**.

Таким чином, діаметри зовнішнього D_m та внутрішнього d_m кілець прийняті відповідно за діаметри основних вала та отвору, а, як наслідок, посадки зовнішнього кільця з корпусом виконують за системою вала, а внутрішнього з валом за системою отвору. Але **поле допуску внутрішнього кільця розташоване в "мінус" від номінального розміру**, а не в "плюс", як у звичайного основного отвору.

Внаслідок відмінностей у відхиленнях, а для внутрішніх кілець і в розташуванні полів допусків основних отворів, підшипникові посадки відрізняються від звичайних посадок циліндричних з'єднань при однаковому позначенні полів допусків деталі, яка спряжується з підшипником.

Параметри в посадках кілець підшипників кочення розраховують за граничними відхиленнями середніх діаметрів D_m та d_m .

З'єднання підшипників кочення з валами (осями) та корпусами виконуються згідно з **ISO 492:2023** [50].

Поля допусків для з'єднання підшипників кочення з валом та корпусом підбирають з врахуванням умов роботи, типу, розміру, класу точності підшипника, а також виду навантаження його кілець.

В залежності від характеру з'єднання поля допусків валів та отворів корпусів для установки підшипників кочення згідно **ISO 492:2023** вибираються за табл. Д.32.

Вид навантаження залежить від того, обертаються чи ні кільця щодо навантаження, яке на них діє.

В більшості випадків (редуктори, коробки швидкостей верстатів тощо) внутрішнє кільце підшипника обертається разом із валом – **циркуляційне навантаження**, зовнішнє кільце встановлене в нерухомому корпусі – **місцеве навантаження**.

Посадки необхідно вибирати так, щоб одне обертове кільце підшипника, що знаходиться під дією місцевого навантаження, було змонтоване з зазором; друге кільце, на яке діє циркуляційне навантаження, необхідно монтувати із натягом. При таких посадках виключається заклинювання тіл обертання, а кільце, змонтоване із

зазором, під дією поштовхів та вібрацій поступово повертається посадковою поверхнею, тому відбувається рівномірне зношування доріжок.

Рекомендовані поля допусків вала та отвору корпусу під внутрішні та зовнішні місцево-навантажені кільця наведені в [1, 3, 6] або в табл. Д.33. При циркуляційному навантаженні кільця підшипників посадки на вал та в корпус вибирають за величиною P_R – інтенсивністю радіального навантаження на посадочну поверхню кільця, яка визначається за формулою:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot k_{\pi} \cdot F \cdot F_a; \quad (7.1)$$

де: R – розрахункова радіальна реакція опори, Н;

b – робоча ширина посадочного місця, мм;

$b = B - 2r$ – для шарикопідшипників;

$b = B - (r + r_i)$ – для роликотпідшипників;

B – ширина підшипника, мм;

r – радіус заокруглення або ширина фаски кільця підшипника: значення B та r беруться з табл. Д.29;

k_{π} – динамічний коефіцієнт посадки;

$k_{\pi} = 1$ – при перевантаженні до 150%, помірних поштовхах та вібрації;

$k_{\pi} = 1,8$ – при перевантаженні до 300%, значних поштовхах та вібрації;

F – коефіцієнт, що враховує степінь послаблення посадкового натягу у порожнистому валу або тонкостінному корпусі, приймається за табл. Д.34;

F_a – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження R між рядами роликів в дворядних конічних роликотпідшипниках або між здвоєними шарикотпідшипниками при наявності осьового навантаження A на опорі, приймається за табл. Д.35.

За величиною P_R та розміром кільця підшипника згідно [1, 3] або табл. Д.36 знаходять рекомендоване поле допуску посадочної поверхні вала або отвору корпусу.

7.2. Вихідні дані

Для підшипників кочення циліндричного редуктора:

- підібрати посадки для спряження кілець підшипника з валом та корпусом;
- зобразити схему полів допусків;
- визначити параметри обраних посадок;

Таблиця 7.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Тип підшипника	Клас точності	Радіальне навантаження, кН	Характер навантаження
1	204	0	8	Спокійне з помірними поштовхами, перенавантаження до 150%
2	210	6	15	
3	304	5	16	
4	310	4	10	
5	405	0	12	
6	205	6	9	Навантаження з поштовхами та вібрацією, перенавантаження до 300%
7	211	5	13	
8	305	4	25	
9	311	0	28	
10	406	6	22	
11	206	5	18	Спокійне, перенавантаження до 150%
12	212	4	16	
13	306	0	21	
14	312	6	34	
15	407	5	42	
16	207	4	10	Навантаження з поштовхами, перенавантаження до 300%
17	213	0	17	
18	307	6	29	
19	313	5	30	
20	408	4	38	
21	208	0	14	

22	214	6	24	Спокійне з помірною вібрацією, перенавантаження до 150%
23	308	5	32	
24	314	4	36	
25	409	0	41	
26	209	6	15	Навантаження з вібрацією, перенавантаження до 300%
27	215	5	25	
28	309	4	23	
29	315	0	39	
30	410	6	49	

7.3. Приклад виконання роботи

Для підшипника кочення 5-205, встановленого на опорі вала редуктора, підібрати поля допусків для спряження кілець підшипника з валом та корпусом, накреслити схеми полів допусків та визначити параметри посадок. Радіальне навантаження $R = 8$ кН, навантаження з поштовхами, перенавантаження 200%

Розв'язок:

1. Згідно табл. Д.29 визначаємо розміри підшипника:

$$D = 52 \text{ мм}; d = 25 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; r = 1,5 \text{ мм}.$$

2. Підбираємо поле допуску отвору корпусу. Зовнішнє кільце підшипника знаходиться під дією місцевого навантаження. Заданим умовам згідно табл. Д.33 та табл. Д.32 відповідає поле допуску **Js6**.

3. Підбираємо поле допуску для внутрішнього кільця підшипника, що знаходиться під дією циркуляційного навантаження.

Визначаємо інтенсивність навантаження за (7.1):

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot k_{\Pi} \cdot F \cdot F_a = \frac{8000}{12} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1200 \text{ Н/мм};$$

де: $b = B - 2r = 15 - 2 \cdot 1,5 = 12 \text{ мм};$

$k_{\Pi} = 1,8; F = 1$ (див. табл. Д.34); $F_a = 1$ (див. табл. Д.35).

Заданим умовам для вала та $P_R = 1200 \text{ Н/мм}$ відповідає поле допуску **k5** (табл. Д.36).

4. Креслимо схеми полів допусків посадок для внутрішнього та зовнішнього кілець (рис. 7.1).

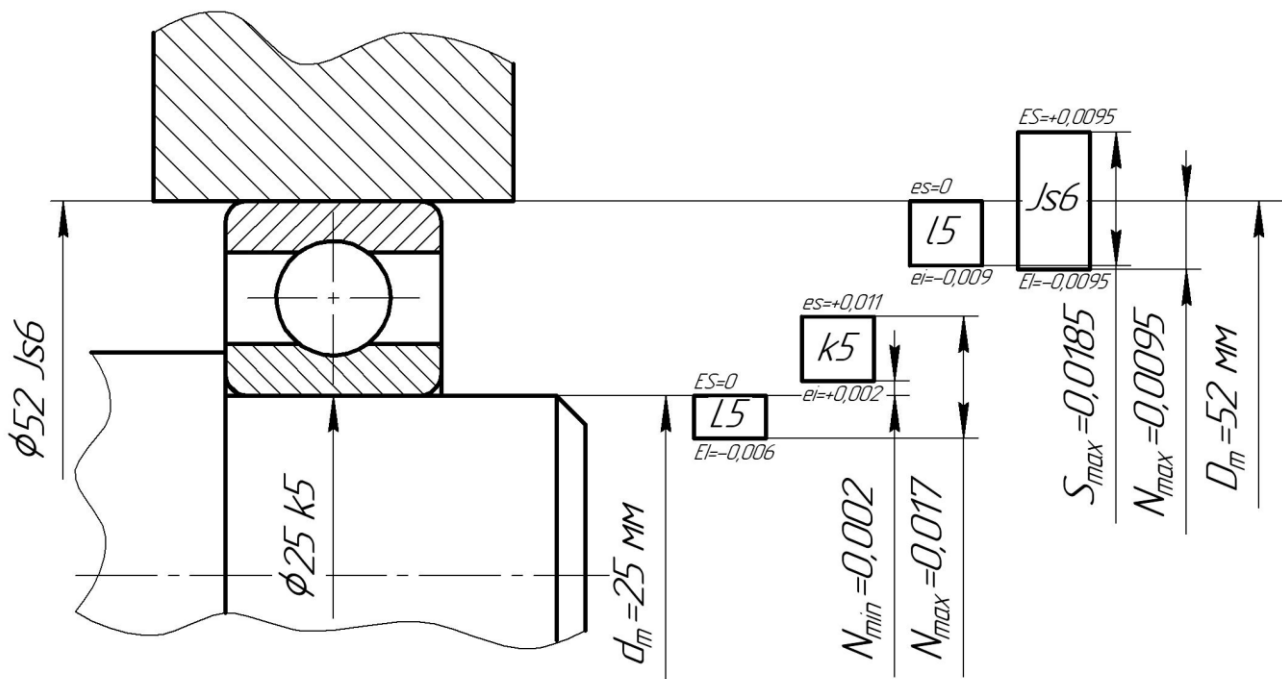


Рис. 7.1. Схема полів допусків для посадок внутрішнього $\varnothing 25$ L5/k5 та зовнішнього $\varnothing 52$ Js6/l5 кілець підшипника 5-205

5. За **ISO 492:2023** [50], або табл. Д.30 та Д.31 знаходимо відхилення середніх діаметрів кілець:

– зовнішнього з полем допуску **l5**: верхнє $es = 0 \text{ мкм};$

нижнє $ei = -9 \text{ мкм}.$

– внутрішнього з полем допуску $L5$: верхнє $ES = 0$ мкм;

нижнє $EI = -6$ мкм.

6. За ДСТУ ISO 286-2:2022 або табл. Д.3.1 – Д.3.10 та табл. Д.4.1 – Д.4.11 знаходимо граничні відхилення:

– для поля допуску $Js6$: верхнє $ES = +9,5$ мкм;

нижнє $EI = -9,5$ мкм.

– для поля допуску $k5$: верхнє $es = +11$ мкм;

нижнє $ei = +2$ мкм.

7. Параметри посадок підшипника 5-205 наступні:

– зовнішнього кільця:

$$S_{max} = ES - ei = 0,0095 - (-0,009) = 0,0185 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,0095) = 0,0095 \text{ мм}.$$

– внутрішнього кільця:

$$N_{max} = es - EI = 0,011 - (-0,006) = 0,017 \text{ мм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 0,002 - 0 = 0,002 \text{ мм}.$$

7.4. Контрольні запитання

1. Класи точності підшипників кочення, їхнє умовне позначення.
2. Області використання підшипників кочення окремих класів точності.
3. Фактори, що впливають на вибір підшипникових посадок.
4. Види навантажень кілець підшипників.
5. Що враховують та які посадки призначають для місцево навантажених та циркуляційно-навантажених кілець?
6. Позначення посадок кілець підшипників кочення на кресленнях.

Практична робота №8

Шпонкові з'єднання. Вибір розмірів та призначення посадок

Мета: набути навичок з вибору розмірів шпонки та призначення посадки шпонки з пазом вала та шпонки з пазом втулки.

Завдання:

1. Для заданих розмірів з'єднання вала з втулкою обрати розміри призматичної або сегментної шпонки.
2. Призначити посадки шпонки з пазом вала та шпонки з пазом втулки, та провести розрахунок їх параметрів.
3. Побудувати схеми полів допусків з'єднання та виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

8.1. Короткі теоретичні відомості

Шпонкові з'єднання призначені для передачі крутних моментів від вала до зубчастих коліс, шківів, маховиків, муфт та інших деталей або в зворотному напрямку.

Шпонка – це з'єднувальна деталь, що вставляється в пазах вала та отвору і призначена для передачі обертання або взаємного зміщення під дією зовнішніх сил.

У машинобудуванні найчастіше використовують з'єднання з **призматичними** шпонками, та рідше з **сегментними, клиновими та тангенціальними** шпонками.

Призматичні шпонки бувають нормальної висоти, високі та напрямні шпонки з кріпленням на валу. Бічні грані шпонок є робочими і саме вони передають крутний момент. Розміри перерізу шпонки залежать від діаметра вала, а довжина – від крутного моменту.

Розміри, допуски, посадки і граничні відхилення з'єднань з призматичними шпонками встановлено **DIN 6885** [48], **ISO 773** або **ГОСТ 23360-78**. Стандартом встановлені поля допусків по ширині шпонки ***b*** і шпонкових пазів на валу та у втулці для **вільного, нормального і щільного** шпонкових з'єднань:

– **вільне з'єднання** застосовують у разі дії нереверсивних рівномірних навантажень, за ускладнених умов складання, а також для одержання рухомих з'єднань для легких умов роботи.

– **нормальне з'єднання** застосовують для нерухомих з'єднань, що не потребують частого розбирання, не сприймають ударних реверсивних навантажень, за сприятливих умов складання.

– **щільне з'єднання** застосовують для реверсивних навантажень, коли з'єднання рідко розбираються, складання здійснюється пресуванням.

Таблиця 8.1

Рекомендовані поля допусків шпонок та шпонкових пазів (DIN 6885)

Елементи з'єднання	Поля допусків розміру <i>b</i>		
	Вид з'єднання		
	Вільне	Нормальне	Щільне
Ширина шпонки	h9	h9	h9
Ширина пазу на валу	H9	N9	P9
Ширина пазу на втулці	D10	Js9	P9

Для ширини шпонки рекомендується лише одне поле допуску – **h9**, яке є полем допуску основного валу. Отже, посадки шпонкових з'єднань виконуються в системі вала. Висота шпонки регламентована полем допуску **h11**. Для довжини шпонки застосовують поле допуску **h14**. Довжина пазу на валу має поле допуску H15.

Стандартом допускається будь-яка комбінація полів допусків пазів на валу та у втулці з числа рекомендованих. При цьому, як правило, посадка шпонки у пазу вала повинна бути більш щільною, ніж у пазу втулки.

Граничні відхилення на глибину пазів залежно від розмірів шпонки наведені в табл. 8.2

Таблиця 8.2

Граничні відхилення для глибини пазів на валу та у втулці (DIN 6885)

Висота шпонки h , мм	Граничні відхилення на глибину паза на валу t_1 та у втулці $d + t_2$ мм	
	верхнє відхилення	нижнє відхилення
від 2 до 6	+0,1	0
від 6 до 18	+0,2	0
від 18 до 50	+0,3	0

Довжину шпонки слід обирати з стандартного ряду: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500 мм.

Для зниження концентрації контактних тисків шпонковий паз повинен бути паралельним та симетричним відносно осі посадкового вала або отвору.

Допуск паралельності розраховують за формулою (8.1), а допуск симетричності за (8.2). Отримані за цими залежностями значення допусків розташування округляють до найближчого стандартного значення за ДСТУ EN ISO 1101:2018 [27] (табл. Д.7.1 – Д.7.5).

$$TPA = 0,5 \cdot T_{\text{шп.}}; \quad (8.1)$$

$$TPS = 2 \cdot T_{\text{шп.}} \quad (8.2)$$

де: $T_{\text{шп.}}$ – допуск на ширину шпонкового пазу.

Вибір параметрів шорсткості шпонкового паза виконується за DIN 6885 (табл. 8.3).

Таблиця 8.3

Параметри шорсткості поверхонь елементів шпонкових з'єднань за DIN 6885

Квалітет	Номинальні розміри, мм			
	до 18	від 18 до 50	від 50 до 120	від 120 до 500
	Ra, мкм, не більше			
IT9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT10	3,2	6,3	6,3	6,3
IT11	6,3	6,3	12,5	12,5
IT14, IT15	12,5	25	50	50

Примітки:

- 1) Параметри шорсткості поверхонь з невказаними граничними відхиленнями – Ra20 мкм.
- 2) Параметр шорсткості дна шпонкового пазу – Ra 6,3 мкм.

Слід зауважити, що вільне з'єднання для сегментних шпонок не передбачається, а рекомендовані поля допусків для нормального та щільного з'єднання такі самі, як і для призматичних шпонок (табл. 8.1). ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ИСО 3912:1977) [37] Основні норми взаємозамінності. Сегментні шпонки та шпонкові пази.

8.2. Вихідні дані

Для з'єднання заданого з'єднання (табл. 8.4) з призматичною або сегментною шпонкою вибрати розміри шпонки та шпонкових пазів, призначити посадки шпонки з пазом вала та шпонки з пазом втулки, визначити граничні відхилення елементів шпонкового з'єднання, навести схеми посадок; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

Таблиця 8.4

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Номинальний діаметр та посадка з'єднання, мм	Тип шпонки	Тип з'єднання
1	Ø54 H7/m6	призматична	щільне
2	Ø34 H8/h7	призматична	нормальне
3	Ø66 N7/h6	призматична	вільне
4	Ø28 H7/h6	сегментна	щільне
5	Ø24 M7/h6	сегментна	нормальне
6	Ø44 K8/h7	призматична	щільне
7	Ø66 H8/k7	призматична	нормальне
8	Ø36 N8/h7	призматична	вільне
9	Ø90 Js6/h5	сегментна	щільне
10	Ø38 H8/js7	сегментна	нормальне
11	Ø46 H6/h5	призматична	щільне
12	Ø64 K7/h6	призматична	нормальне
13	Ø25 H8/m7	призматична	вільне
14	Ø36 N6/h5	сегментна	щільне
15	Ø74 H7/k6	сегментна	нормальне
16	Ø46 Js7/h6	призматична	щільне
17	Ø28 H7/js6	призматична	нормальне
18	Ø44 H7/n6	призматична	вільне
19	Ø30 H5/js5	сегментна	щільне
20	Ø34 K7/h6	сегментна	нормальне
21	Ø56 H6/m5	призматична	щільне
22	Ø 74 H8/js7	призматична	нормальне
23	Ø 46 N7/h7	призматична	вільне
24	Ø 62 H6/k5	сегментна	щільне
25	Ø 60 N8/h7	сегментна	нормальне
26	Ø 44 H6/n5	призматична	щільне
27	Ø 46 M7/h6	призматична	нормальне
28	Ø 60 H8/m7	призматична	вільне
29	Ø 70 H7/n7	сегментна	щільне
30	Ø 35 H6/js5	сегментна	нормальне

8.3. Приклад виконання роботи

Для з'єднання $\varnothing 46\ N7/h6$ з призматичною шпонкою вибрати розміри шпонки та шпонкових пазів, призначити посадки шпонки з пазом вала та шпонки з пазом втулки, визначити граничні відхилення елементів шпонкового з'єднання, навести схеми посадок; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності. Вид шпонкового з'єднання – нормальне.

Розв'язок:

1. Вибір елементів шпонкового з'єднання (DIN 6885, або табл. Д.37):

– розміри шпонки:

– ширина $b = 14$ мм;

– висота $h = 9$ мм;

– довжина $l = 36 \dots 160$ мм, приймаємо $l = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 46 = 69$ мм.

Вибираємо з стандартного ряду $l = 70$ мм.

– розміри паза на валу:

– ширина паза $b = 14$ мм;

– глибина паза $t_1 = 5,5$ мм;

– довжина паза $l = 70$ мм;

– радіус заокруглення дна паза $r_{max} = 0,4$ мм.

– розміри паза у втулці:

– ширина паза $b = 14$ мм;

– глибина паза $t_2 = 3,8$ мм;

– радіус заокруглення дна паза $r_{max} = 0,4$ мм.

2. Призначення посадок.

За рекомендаціями табл. 8.1 для щільного виду шпонкового з'єднання призначаються посадки:

14 N9/h9 – посадка шпонки у паз вала;

14 Js9/h9 – посадка шпонки у паз втулки;

70 H15/h14 – посадка на довжину шпонкового з'єднання.

3. Визначення граничних відхилень елементів шпонкового з'єднання:

– шпонка:

– ширина $b = 14\ h9\left(-0,043\right)$ (табл. Д.4.1 – Д.4.11);

– висота $h = 9\ h11\left(-0,09\right)$ (табл. Д.4.1 – Д.4.11);

– довжина $l = 70\ h14\left(-0,74\right)$ (табл. Д.4.1 – Д.4.11);

– паз на валу:

– ширина паза $b = 14\ N9\left(-0,043\right)$ (табл. Д.3.1 – Д.3.10);

– глибина паза $t_1 = 5,5\ ^{+0,2}$ (табл. 8.2);

– довжина паза $l = 70\ H15\left(+1,2\right)$ (табл. Д.3.1 – Д.3.10).

– паз у втулці:

– ширина паза $b = 14\ Js9\left(+0,0215\right)$ (табл. Д. 3.1 – Д. 3.10);

– глибина паза $t_2 = 3,8\ ^{+0,2}$ (табл. 8.2), на кресленні проставляється

розмір $d + t_2 = 46 + 3,8 = 49,8$ мм з допуском $+0,2$ мм, тобто $49,8\ ^{+0,2}$ мм.

4. Визначення характеристик посадок:

– з'єднання шпонка-паз на валу **14 N9/h9**:

– найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 0 - (0,043) = 0,043$ мм;

– найбільший натяг $N_{max} = es - EI = 0 - (-0,043) = 0,043$ мм;

– допуск посадки $T = T_D + T_d = 0,043 + 0,043 = 86$ мм.

– з'єднання шпонка-паз на втулці **14 Js9/h9**:

– найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 0,0215 - (-0,043) = 0,0645$ мм;

- найбільший натяг $N_{max} = es - EI = 0 - (-0,0215) = 0,0215$ мм;
- допуск посадки $T = T_D + T_d = 0,0645 + 0,0215 = 0,086$ мм.

5. Схема посадки по ширині шпонки.

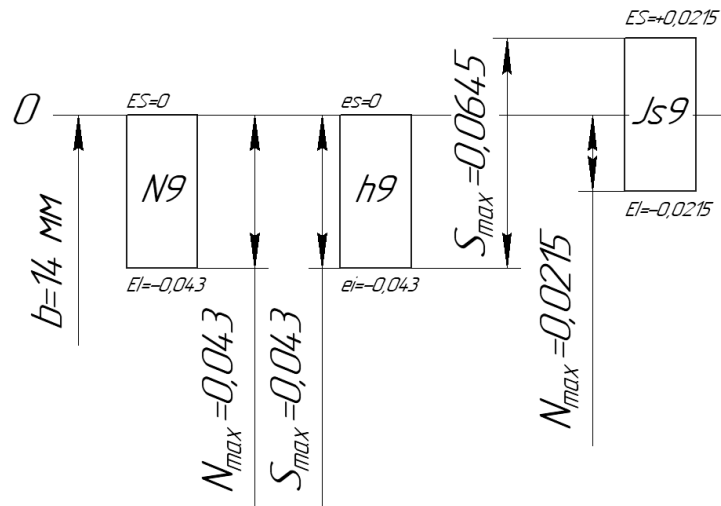


Рис. 8.1. Схема посадок: шпонка-паз на валу 14 N9/h9;
шпонка-паз на втулці 14 Js9/h9

6. Вибір допусків розташування поверхонь пазів (8.1) (8.2):

- допуск паралельності пазів на валу та у втулці:

$$TPA = 0,5 \cdot T_{шп.} = 0,5 \cdot 43 = 21,5 \text{ мкм};$$

приймаємо найближче значення за стандартом $TPA = 0,02$ мм (табл. Д.7.3);

- допуск симетричності пазів:

$$TPS = 2 \cdot T_{шп.} = 2 \cdot 43 = 86 \text{ мкм};$$

приймаємо найближче значення за стандартом $TPS = 0,08$ мм (табл. Д.7.4);

7. Вибір параметрів шорсткості поверхонь пазів:

- шорсткість бічних поверхонь пазів на валу та у втулці: Ra 3,2 мкм (табл. 8.3);
- шорсткість дна шпонкових пазів – Ra 6,3 мкм.

7. Ескізи шпонкового з'єднання, вала та втулки показано на рис. 8.2.

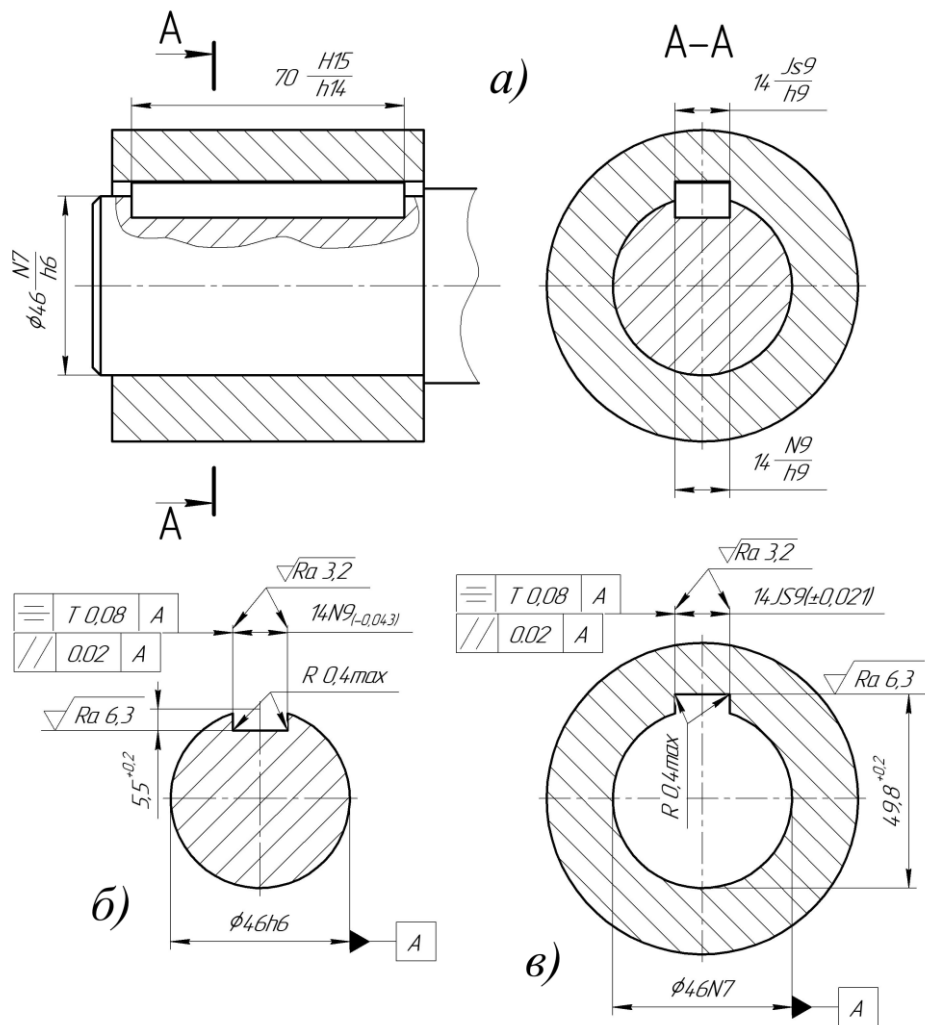


Рис. 8.2. Креслення шпонкового з'єднання а) у зборі; б) паза на валу; в) паза у втулці

8.4. Контрольні запитання

1. Яке призначення шпонкового з'єднання та в яких випадках застосовують вільне, нормальне та щільне шпонкові з'єднання?
2. Які поля допусків передбачені для призматичних шпонок на ширину, висоту та довжину шпонки?
3. Які посадки задають для вільного, нормального та щільного шпонкових з'єднань з призматичними шпонками, в якій системі вони виконуються?

Практична робота №9

Шліцьові з'єднання. Вибір розмірів та призначення посадок

Мета: набути навичок вибору посадок у шліцьових з'єднаннях.

Завдання:

1. Для заданого шліцьового з'єднання призначити посадки в залежності від умов роботи.
2. Побудувати схеми полів допусків з'єднання.
3. Виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

9.1. Короткі теоретичні відомості

Шліцьові з'єднання мають таке ж саме призначення, що і **шпонкові**, але мають перед останніми значні переваги. Шліцьові з'єднання передають великі крутні моменти, мають великий опір утомі, високу точність центрування та направлення. Для забезпечення концентричності поверхні втулки відносно осі обертання вала у шліців деталей, що спрягаються, передбачена центрувальна поверхня.

В залежності від профілю зубців шліцьові з'єднання поділяються на прямобічні, евольвентні, трапецеїдальні та трикутні.

Шліцьові прямобічні з'єднання застосовуються для рухомих і нерухомих з'єднань. Усі розміри шліцьових з'єднань, а також допуски на зовнішній діаметр **D**, внутрішній діаметр **d**, ширину шліця **b** регламентовані стандартом. Відповідно до DIN ISO 14:1986 або ISO 14:1982 [49] передбачено три серії з'єднань (легка, середня і важка), які різняться за висотою і кількістю зубів. Вибір елементів з'єднань здійснюється за навантажувальною здатністю, яка визначається за критеріями зминання та зношення.

Похибки, що виникають в процесі виготовлення втулок та валів, не дозволяють під час складання отримати точні посадки одночасно по всіх поверхнях (зовнішній та внутрішній циліндричній поверхнях та бічних гранях зубів). Тому за одним з параметрів (центруючим) виконується точна посадка, а за іншими (нецентруючими) створюється гарантований зазор. У прямобічних шліцевих з'єднаннях застосовують три способи центрування схеми яких представлені на рис. 9.1.

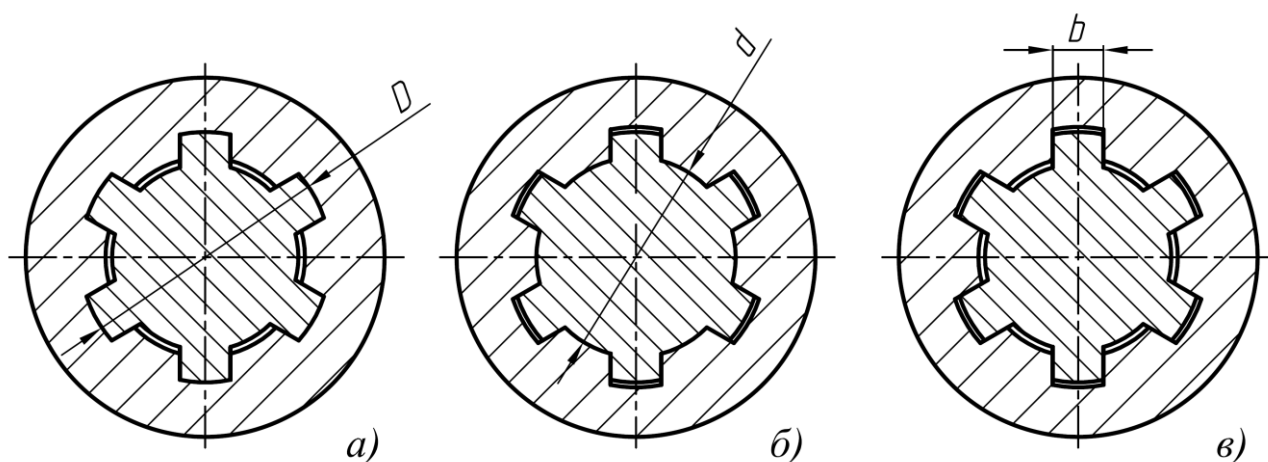


Рис. 9.1. Способи центрування отвору втулки на шліцевому валу: а – за зовнішнім діаметром D ; б – за внутрішнім діаметром d ; в – за бічними сторонами зубів b

Центрування по зовнішньому діаметра D рекомендується при підвищених вимогах до точності співвісності елементів з'єднання, коли втулку термічно не обробляють, або коли твердість її матеріалу після термічної обробки дозволяє використовувати метод чистового протягування, а для обробки вала – використовувати метод фрезерування до отримання кінцевих розмірів зубів.

Такий спосіб простий і економічний, використовується для нерухомих з'єднань, а також для рухомих, які передають незначний крутний момент, тобто для з'єднань з малим зношенням поверхонь.

Центрування по внутрішньому діаметру d використовується в випадках підвищених вимог до співпадіння геометричних осей; якщо втулка має високу твердість після термічної обробки, і це не дозволяє обробити отвір чистовим протягуванням (отвір шліфують на звичайному внутрішньошліфувальному верстаті); коли можуть виникнути значні короблення довгих валів після термічної обробки.

Спосіб забезпечує точне centruвання і використовується переважно для рухомих з'єднань, але значно дорожчий за інші.

Центрування по бічній стороні зубців b використовується при передаванні знако-перемінних навантажень, великих крутних моментів, а також при реверсивному русі, за відсутності радіальних навантажень.

Цей метод сприяє більш рівномірному розподіленню навантаження між зубами, але не забезпечує високої точності centruвання. Метод простий і економічний, але застосовується рідко.

Для різних способів centruвання ISO 14:1982 встановлює поля допусків і рекомендовані посадки для валів і втулок. Переважні посадки шліцьових з'єднань наведені в табл. Д.39.

Посадки шліцьових з'єднань призначені в системі отвору для центруючої циліндричної поверхні та бокових поверхонь впадин втулки і зубів вала (тобто по **D** і **b** при centruванні по **D**; по **d** і **b** при centruванні по **d**; по **b** при centruванні по **b**).

Числові значення допусків і основних відхилень для розмірів D , d , b шліцьового з'єднання призначаються згідно з ДСТУ ISO 286-2:2022.

Сполучення посадок по D і b або по d і b стандартом не регламентовано (встановлюється конструктором).

На кресленнях позначення шліцьового з'єднання виконується на поличці лінії виноски і складається: з літери, яка позначає поверхню centruвання; з числа зубців та номінальних розмірів **d**, **D**, **b** з'єднання вала і втулки; позначення полів допусків (для деталей) або посадок (для з'єднання) за розмірами **d**, **D**, **b**.

Приклад умовного позначення з'єднання вала і втулки:

$$d - 6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{F8}{f7}$$

де: d – центрування по внутрішньому діаметру;

6 – кількість зубів;

$23 \frac{H7}{f7}$ – номінальний внутрішній діаметр $d=23$ мм та посадка $\frac{H7}{f7}$;

$26 \frac{H10}{a11}$ – номінальний зовнішній діаметр $D=26$ мм та посадка $\frac{H10}{a11}$;

$6 \frac{F8}{f7}$ – номінальна ширина зуба $b=6$ мм та посадка $\frac{F8}{f7}$;

Допуски симетричності бічних сторін шліців відносно осі центруючого елемента приймають за 7-м квалітетом (IT7) для ширини шліця **b** і округлюють до ближнього значення по ДСТУ EN ISO 1101:2018 [27] або табл. Д.7.1. – Д.7.5. Шорсткість поверхні рекомендується призначати для центруючих поверхонь валів і отворів – $Ra\ 0,8 \dots 3,2$ мкм, для нецентруючих – $Ra\ 1,6 \dots 6,3$ мкм, шліцьових поверхонь валів і втулок – $Ra\ 1,6 \dots 3,2$ мкм.

9.2. Вихідні дані

Для заданого шліцьового з'єднання з прямобічним профілем (табл. 9.1) та умов роботи призначити посадки, навести схеми полів допусків; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

Таблиця 9.1

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Шліцьове з'єднання z x d x D	Поверхня центрування	Рухомість з'єднання
1	6 x 26 x 30	D	нерухоме
2	10 x 92 x 102	D	рухоме
3	16 x 52 x 60	D	нерухоме
4	6 x 28 x 32	b	рухоме
5	10 x 82 x 92	b	нерухоме
6	16 x 56 x 65	b	рухоме
7	8 x 32 x 36	d	нерухоме
8	10 x 72 x 82	d	рухоме
9	16 x 72 x 82	d	нерухоме
10	8 x 42 x 46	D	рухоме
11	6 x 16 x 20	D	нерухоме
12	20 x 82 x 92	D	рухоме
13	8 x 46 x 50	b	нерухоме
14	6 x 18 x 22	b	рухоме
15	20 x 92 x 102	b	нерухоме
16	8 x 52 x 58	d	рухоме
17	6 x 26 x 32	d	нерухоме
18	20 x 102 x 115	d	рухоме
19	8 x 62 x 68	D	нерухоме
20	6 x 28 x 34	D	рухоме
21	10 x 42 x 52	D	нерухоме
22	10 x 72 x 78	b	рухоме
23	8 x 36 x 42	b	нерухоме
24	10 x 28 x 35	b	рухоме
25	10 x 82 x 88	d	нерухоме
26	8 x 46 x 54	d	рухоме
27	10 x 26 x 32	d	нерухоме
28	10 x 102 x 108	D	рухоме
29	8 x 56 x 65	b	нерухоме
30	10 x 18 x 20	d	рухоме

9.3. Приклад виконання роботи

Для шліцьового прямобічного з'єднання з розмірами 8 х 36 х 40 (DIN ISO 14:1986) призначити посадки, навести схеми полів допусків на всі поверхні; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності. Спосіб центрування – за зовнішнім діаметром D, вид з'єднання – рухоме.

Розв'язок:

1. Вибір посадки.

З DIN ISO 14:1986 або табл. Д.38 визначаємо, що задані шліці відносяться до легкої серії і мають наступні параметри: число зубців $z=8$; внутрішній діаметр $d=36$ мм; зовнішній діаметр $D=40$ мм; ширина шліці $b=7$ мм; діаметр d_1 – не менше 34,5 мм; величина фаски $c=0,4$ мм, відхилення на розмір c : $+0,2$ мм; радіус заокруглення r – не більше 0,3 мм.

З огляду на спосіб центруванні та умови роботи з конструктивних міркувань призначаємо посадку з'єднання:

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{g6} \times 7 \frac{F8}{f7}$$

2. Визначення характеристик посадки за центруючим діаметром $D - \varnothing 40 \frac{H7}{g6}$ за ДСТУ ISO 286-2:2022 або табл. Д.3 та табл. Д.4:

– визначаємо граничні відхилення для отвору:

$$\varnothing 40 H7 \left(\begin{matrix} +0,025 \\ 0 \end{matrix} \right);$$

– визначаємо граничні відхилення для валу:

$$\varnothing 40 g6 \left(\begin{matrix} -0,009 \\ -0,025 \end{matrix} \right);$$

Дана посадка із зазором, тому:

- найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 0,025 - (-0,025) = 0,05$ мм;
- найбільший натяг $S_{min} = EI - es = 0 - (-0,009) = 0,009$ мм;
- допуск посадки $T = T_D + T_d = 0,025 + 0,016 = 0,041$ мм.

3. Визначення характеристик посадки за нецентруючим діаметром $d - \emptyset 36$ (Посадка за діаметром d за умови центрування за D і b стандартом не передбачена. Встановлюються лише окремо поля допусків для втулки і вала):

– визначаємо граничні відхилення для отвору. За табл. Д.3 рекомендується поле допуску H11, тоді:

$$\emptyset 36 H11 \left(\begin{smallmatrix} +0,160 \\ 0 \end{smallmatrix} \right);$$

– визначаємо граничні відхилення для валу. За стандартом вказано найменший граничний розмір вала: $d_{min} = d_1 = 34,5$ мм. Тоді нижнє відхилення:

$$ei = d_{min} - d = 34,5 - 36 = -1,5 \text{ мм} = -1500 \text{ мкм.}$$

Допуск на нецентруючий розмір призначається зазвичай за 14 або 16 квалітетами. Приймаємо 14 квалітет. Визначається допуск IT14 для розміру $d = 36$ мм (ДСТУ ISO 286-1:2022 або табл. Д.2): $T_d = 620$ мкм. Тоді верхнє відхилення вала:

$$es = ei + T_d = -1500 + 620 = -880 \text{ мкм.}$$

Виконавчий розмір вала:

$$\emptyset 36 \begin{smallmatrix} -0,880 \\ -1,5 \end{smallmatrix} ;$$

Дана посадка із зазором, тому:

- найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 0,160 - (-1,5) = 1,660$ мм;
- найбільший натяг $S_{min} = EI - es = 0 - (-0,880) = 0,880$ мм;
- допуск посадки $T = T_D + T_d = 0,160 + 0,620 = 0,780$ мм.

4. Визначення характеристик посадки за шириною шліця $b - 7 \frac{F8}{f7}$ за ДСТУ ISO

286-2:2022 або табл. Д.3 та табл. Д.4:

– визначаємо граничні відхилення шліцевого паза у втулці (отвір):

$$7 F8 \begin{pmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{pmatrix};$$

– визначаємо граничні відхилення шліця валу:

$$7 f7 \begin{pmatrix} -0,013 \\ -0,028 \end{pmatrix};$$

Дана посадка із зазором, тому:

– найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 0,035 - (-0,028) = 0,063$ мм;

– найбільший натяг $S_{min} = EI - es = 0,013 - (-0,013) = 0,026$ мм;

– допуск посадки $T = T_D + T_d = 0,022 + 0,013 = 0,037$ мм.

5. Будуємо схеми посадок за розмірами D , d та b (рис. 9.2).

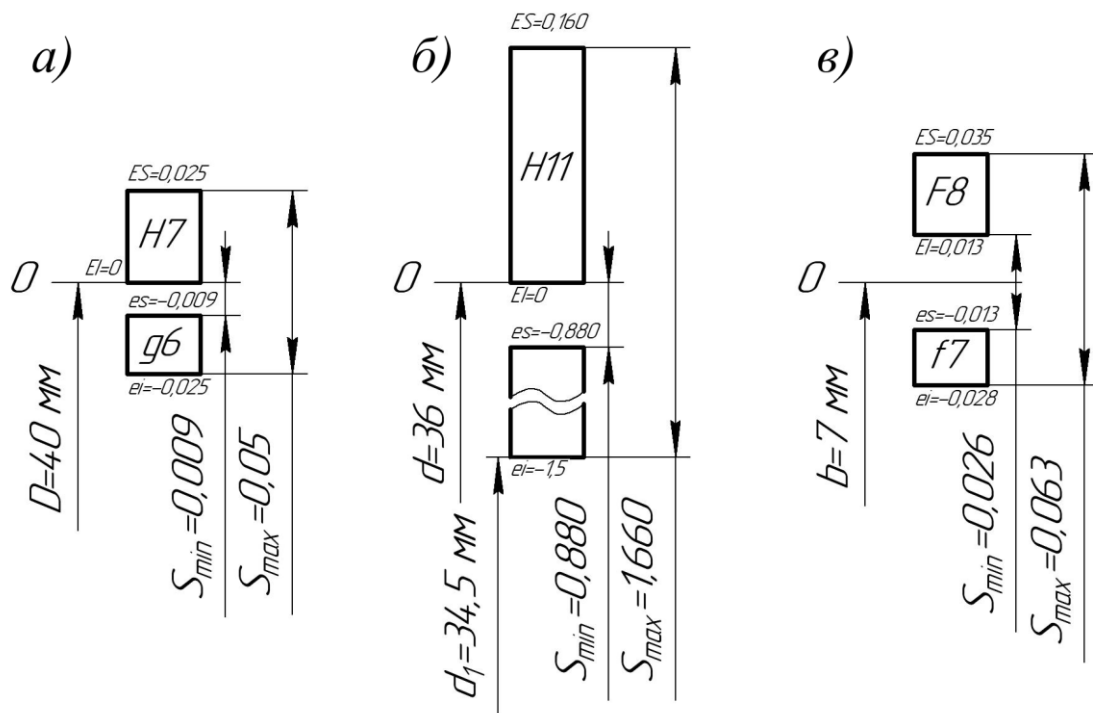


Рис. 9.2. Схеми посадок: а) за зовнішнім діаметром D ;

б) за внутрішнім діаметром d ; в) за шириною шліця b

6. Вибір допусків розташування та шорсткості поверхонь:

- допуск симетричності пазів та шліців відносно осі втулки чи вала приймаються за 7-м квалітетом для ширини шліця b : $IT7 = 15$ мкм (табл. Д.2). Отримане значення округляється до стандартного за табл. Д.7.4: $TPS = 0,016$ мм.
- шорсткість циліндричної центруючої поверхні D : вала – $Ra\ 0,8$ мкм; втулки – $Ra\ 1,6$ мкм;
- шорсткість циліндричної нецентруючої поверхні d : вала і втулки – $Ra\ 3,2$ мкм;
- шорсткість бічних поверхонь b : вала – $Ra\ 1,6$ мкм; втулки – $Ra\ 3,2$ мкм.

7. Ескізи шліцевого з'єднання, вала та втулки наведені на рис. 9.3.

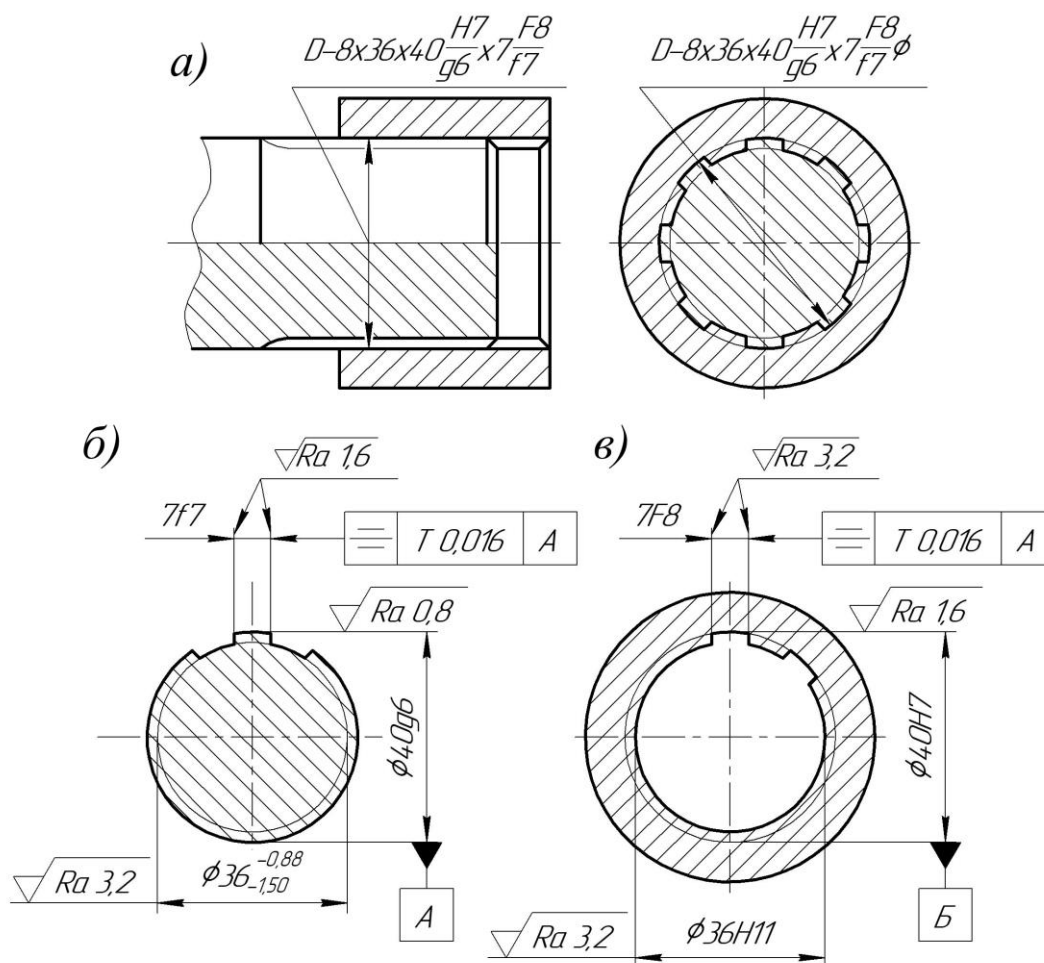


Рис. 9.3. Ескізи: а) шліцевого з'єднання; б) шліцевого вала; в) шліцевої втулки

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.05- 05.02/2/G9.00.1/Б/ OK15-2025
------------------------------------	---	--

9.4. Контрольні запитання

1. Які є види шліцевих з'єднань залежно від форми профілю зубів, їх застосування?
2. Способи центрування шліцевих прямобічних з'єднань. Які фактори впливають на вибір способу центрування?
3. Посадки прямобічних шліцевих з'єднань з центруванням за D, d та b.
4. Як умовно позначаються шліцеві з'єднання на кресленнях?
5. Як оформляються робочі креслення шліцевих валів та втулок?

Практична робота №10

Різьбові з'єднання. Основні параметри, допуски і посадки

Мета: закріпити знання основних параметрів різей та набути навичок вибору та розрахунку допусків і посадок у різьбових з'єднаннях.

Завдання:

1. Для заданого різьбового з'єднання визначити граничні розміри різьби болта та гайки.
2. Побудувати схеми полів допусків з'єднання.
3. Виконати ескізи з'єднання, з позначенням параметрів точності.

10.1. Короткі теоретичні відомості

Побудова різьби ґрунтується на принципі гвинтової лінії. Гвинтова лінія утворюється в результаті одночасного здійснення двох рухів обертального та поступального. Якщо до поверхні циліндра, що рівномірно обертається на верстаті, врізатись на деяку глибину різцем і рівномірно переміщувати його вздовж осі циліндра, то на поверхні цього циліндра утвориться гвинтова лінія.

Терміни та визначення параметрів різьби нормує ДСТУ 2497-94. Номінальні розміри параметрів різьби є однаковими для болта та гайки (див. рис. 10.1).

Номінальним діаметром різьби є зовнішній діаметр $d=D$ – діаметр циліндра, дотичного до вершин зовнішньої різьби чи западин внутрішньої різьби.

Середній діаметр $d_2=D_2$ – це діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, де ширина канавки дорівнює половині номінального кроку $P/2$ для однозахідної різьби. Твірна циліндра перетинає номінальний профіль різьби (витків) так, що ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Внутрішній діаметр $d_1=D_1$ – це діаметр уявного циліндра, вписаного дотично до вершин внутрішньої різьби чи западин зовнішньої різьби.

Крок P – це відстань між сусідніми однойменними бічними сторонами профілю, обмірювана в напрямку, паралельному осі різьби.

Кут профілю α – це кут між бічними сторонами профілю в осьовій площині.

Крім того, профіль різьби характеризується параметром **H – висотою вихідного профілю**, та **ϕ – кут ходу (підйому) гвинтової лінії різьби** (на рисунку не вказаний).

Форма западини зовнішньої і внутрішньої різьби не регламентована і виконується заокругленою. Форма западини зовнішньої різьби може бути плоскозрізаною.

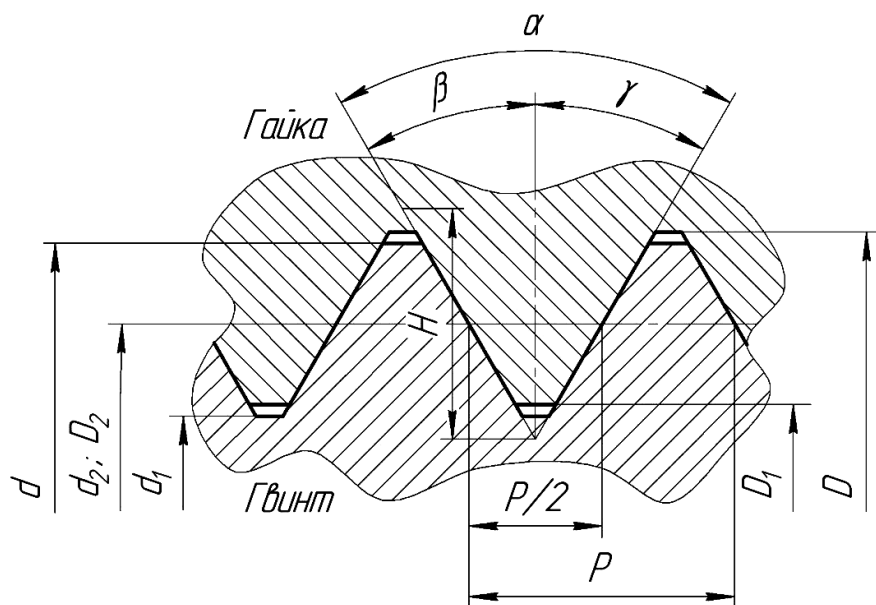


Рис. 10.1. Основні параметри метричної різьби

В залежності від форми твірної фігури всі різьби поділяються на **трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, упорні та круглі**.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють різьби **праві** (різьба створена за годинниковою стрілкою) та **ліві** (різьба створена проти годинникової стрілки).

За числом заходів різьба буває **однозахідна, двозахідна та багатозахідна**.

Різьбові гвинти поділяються на дві основні групи – **кріпильні та вантажні**. Для кріпильних гвинтових виробів застосовують виключно трикутну різьбу, а для вантажних – прямокутну, трапецеїдальну та упорну різьби, у яких тертя між гвинтом та гайкою менше.

Кріпильна різьба буває трьох систем: **метрична, трубна та дюймова**. Остання при проектуванні та побудові нових машин не застосовується, але є в машинах старого типу і машинах іноземних марок.

Метрична різьба має кут при вершині $\alpha = 60^\circ$. Вершини виступів та западин плоско зрізані, щоб уникнути заклинювання при нагвинчуванні гайки. Елементи метричної різьби даються в міліметрах.

Дюймова різьба відрізняється від метричної тим, що кут при вершині $\alpha = 55^\circ$ і елементи різьби даються в дюймах. Замість кроку, в дюймовій різьбі вказується число ниток (витків) на дюйм.

Трубна різьба може бути з плоскими вершинами та із заокругленими вершинами. Профіль трубної різьби такий же, як і у дюймової, але вона дрібніша, що потрібно для уникнення послаблення труб. Трубна різьба забезпечує високу щільність з'єднання, бо зазори, що мають місце в кріпильній різьбі, тут виключені.

Номінальні діаметри різьби **$d(D)$, $d_1(D_1)$, $d_2(D_2)$** і крок **P** для метричної різі можна визначити за формулами (10.1 – 10.5) і вони є нормовані за ДСТУ ISO 262:2005 або.

$$D_2 = D - 2 \cdot 3/8 \cdot H = D - 0,649519053 \cdot P; \quad (10.1)$$

$$d_2 = d - 2 \cdot 3/8 \cdot H = D - 0,649519053 \cdot P; \quad (10.2)$$

$$D_1 = D - 2 \cdot 5/8 \cdot H = D - 1,082531755 \cdot P; \quad (10.3)$$

$$d_1 = d - 2 \cdot 5/8 \cdot H = d - 1,082531755 \cdot P; \quad (10.4)$$

$$d_3 = d - 2 \cdot 17/24 \cdot H = D - 1,226869322 \cdot P. \quad (10.5)$$

Система допусків метричної різьби (ДСТУ ISO 965-1:2005) передбачає: номер квалітету (ступінь точності) і положення поля допуску різьби, а також вибір комбінацій квалітетів і положень поля допуску.

Допуски встановлюються для середнього діаметра (d_2 , D_2) та діаметра вершин зовнішньої та внутрішньої різьби (d , D_1) за ступенями точності (**квалітети допусків різьби**), що позначаються цифрами (табл. 10.1).

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різьби d_1 та зовнішній діаметр D внутрішньої різьби не встановлено.

Таблиця 10.1

Квалітети допусків внутрішньої та зовнішньої різьби для посадок з зазором (за ДСТУ ISO 965-1:2005).

Діаметр зовнішньої різьби:	Квалітети (ступені точності)
– зовнішній d	4; 6; 8
– середній d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
Діаметр внутрішньої різьби:	
– внутрішній D_1	4; 5; 6; 7; 8
– середній D_2	4; 5; 6; 7; 8

Основні відхилення та поля допусків різьби. Встановлено п'ять основних відхилень для зовнішніх різьб – **d, e, f, g, h** і чотири – для внутрішніх – **E, F, G, H**. Основні відхилення **E** і **F** встановлені лише для спеціального призначення у разі значних товщин шару захисного покриття різьби. Числові значення основних відхилень однакові для діаметрів d_2 , d , d_1 , а також для D_2 , D , D_1 . Основним відхиленням діаметрів зовнішніх різьб є верхнє **es**, а для діаметрів внутрішніх різьб – нижнє **EI**. Відхилення відраховують від номінального профілю різьби у напрямі, перпендикулярному до осі різьби.

На схемах полів допусків відкладаються значення половини відхилень та допусків, оскільки вважається, що болт і гайка є співвісними і інша половина відхилень чи допуску розміщена по іншій бік осі.

Довжини згвинчування. Для вибору ступеню точності залежно від довжини згвинчування різьби встановлено три групи довжин згвинчування: **S – короткі, N – нормальні та L – довгі**. До нормальної N довжини згвинчування відносять довжини понад $2,24 \cdot P \cdot d^{0,2}$ до $6,7 \cdot P \cdot d^{0,2}$, де **P** – крок різьби, **d** – зовнішній діаметр. Довжини згвинчування менші від нормальних відносять до групи S, а більші – до групи L. Якщо фактична довжина згвинчування невідома (як під час виробництва стандартних болтів), рекомендовано застосовувати групу N.

Класи точності. Поля допусків зовнішньої та внутрішньої різьб передбачені у трьох класах точності: точному, середньому та грубому (табл. 10.2, 10.3). Поняття про класи точності умовне, його використовують для порівняння точності різьби. Основні правила для вибору класу точності:

- точний клас: для прецизійних різьб, якщо необхідно забезпечити невелике коливання зазору;
- середній клас: для різьб загального призначення;
- грубий клас: для випадків, коли можуть виникати виробничі труднощі, наприклад, під час нарізування різьби на гарячекатаних стержнях або в довгих глухих отворах.

Поля допусків, вказані в рамках, вибирають для зовнішньої і внутрішньої різьби загального призначення. Поля допусків, які надруковані напівгрубим шрифтом, треба вибирати в першу чергу, звичайним шрифтом – другу чергу; вказані в круглих дужках – останню чергу.

Таблиця 10.2

Рекомендовані поля допусків зовнішньої різьби (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування								
	S		N			L			
	Поля допуску зовнішньої різьби								
Точний	-	(3h4h)	-	-	(4g)	4h	-	(5g4g)	(5h4h)
Середній	(5g6g)	(5h6h)	6e	6f	6g	6h	(7e6e)	(7g6g)	(7h6h)
Грубий	-	-	(8e)	-	8g	-	(9e8e)	(9g8g)	-

Таблиця 10.3

Рекомендовані поля допусків внутрішньої різьби (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування					
	<i>S</i>		<i>N</i>		<i>L</i>	
	Поля допуску внутрішньої різьби					
Точний	-	4H	-	5H	-	6H
Середній	(5G)	5H	6G	6H	(7G)	7H
Грубий	-	-	7G	7H	(8G)	8H

10.2. Вихідні дані

Визначити граничні розміри діаметрів різьби болта та гайки для заданого з'єднання (табл. 10.4). Побудувати схеми полів допусків. Виконати ескізи з'єднання, з позначенням параметрів точності.

Таблиця 10.4

Варіанти індивідуальних завдань

Варі ант	Різьбове з'єднання	Варі ант	Різьбове з'єднання	Варі ант	Різьбове з'єднання
1	M16-7H/6f	11	M62-8H/7g6g	21	M22-7H/6g
2	M18-8H/7g6g	12	M64x3-7H/7e6e	22	M24-6H/6e
3	M20x2-8G/8h	13	M10x1-6H/6d	23	M27-7H/6d
4	M68-8H/7e6e	14	M12x1,5-6G/6h	24	M30-7G/8h
5	M60x3-7G/8h	15	M14x1,5-6H/6f	25	M33-8H/8g
6	M22x1,5-6H/6e	16	M16x1-6G/6g	26	M36x2-6G/6g
7	M24x2-7H/7g6g	17	M18x1,5-6H/6e	27	M39-8H/8h
8	M27x2-6H/6e	18	M20x1,5-7H/7e6e	28	M16-5H/6h
9	M30x3-8H/8g	19	M68x3-6G/6d	29	M6-4H5h/6g
10	M33x2-7G/7e6e	20	M56-8G/7g6g	30	M8-6H/5h6h

10.3. Приклад виконання роботи

Визначити граничні розміри діаметрів різьби болта та гайки для різьбового з'єднання: М33×3 – 8G/7g6g. Побудувати схему розташування полів допусків. Виконати ескізи з'єднання, з позначенням параметрів точності.

Розв'язок:

1. Визначаємо номінальні розміри різьбового з'єднання за ДСТУ ISO 262:2005 або формулами (10.1 – 10.5):

- зовнішній діаметр зовнішньої різі/внутрішньої різі – $d=D=33$ мм;
- середній діаметр болта/гайки – $d_2=D_2=31,051$ мм;
- внутрішній діаметр болта/гайки – $d_1=D_1=29,752$ мм;
- внутрішній діаметр болта по дну паза – $d_3=29,319$ мм;
- крок різі – $P=3$ мм.

2. Визначаємо граничні розміри гайки М33×3 – 8G.

Поле допуску різьби гайки 8G (тобто поле допуску середнього діаметра D_2 – 8G та поле допуску внутрішнього діаметра D_1 – 8G). За ДСТУ ISO 965-1:2005 або табл. Д.41, Д.42, Д.43 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

D_2 :	$ES_{D_2} = +473$ мкм;	$EI_{D_2} = +48$ мкм;
D_1 :	$ES_{D_1} = +848$ мкм;	$EI_{D_1} = +48$ мкм;
D :	не встановлюється	$EI_D = +48$ мкм;

Отже, граничні розміри гайки:

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 31,051 + 0,473 = 31,524 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 31,051 + 0,048 = 31,099 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 29,752 + 0,848 = 30,600 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 29,752 + 0,048 = 29,800 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 33 + 0,048 = 33,048 \text{ мм};$$

$$D_{\max} - \text{не встановлюється.}$$

3. Визначаємо граничні розміри болта М33×3 – 7g6g.

Поле допуску різьби болта 7g6g (тобто поле допуску середнього діаметра $d_2 - 7g$ та поле допуску зовнішнього діаметра $d - 6g$). За ДСТУ ISO 965-1:2005 або табл. Д.41, Д.42, Д.43 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$d_2: \quad es_{d_2} = -48 \text{ мкм}; \quad ei_{d_2} = -298 \text{ мкм};$$

$$d_1: \quad es_{d_1} = -48 \text{ мкм}; \quad \text{не встановлюється}$$

$$d: \quad es_d = -48 \text{ мкм}; \quad ei_d = -423 \text{ мкм};$$

Отже, граничні розміри болта:

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 31,051 + (-0,048) = 31,003 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 31,051 + (-0,298) = 30,753 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 29,752 + (-0,048) = 29,704 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не встановлюється};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 33 + (-0,048) = 32,952 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 33 + (-0,423) = 32,577 \text{ мм};$$

4. Будується схема розташування полів допусків болта та гайки (рис. 10.2). На схемі величини відхилень та допусків зменшують вдвічі, бо вважають, що болт та гайка є співвісними.

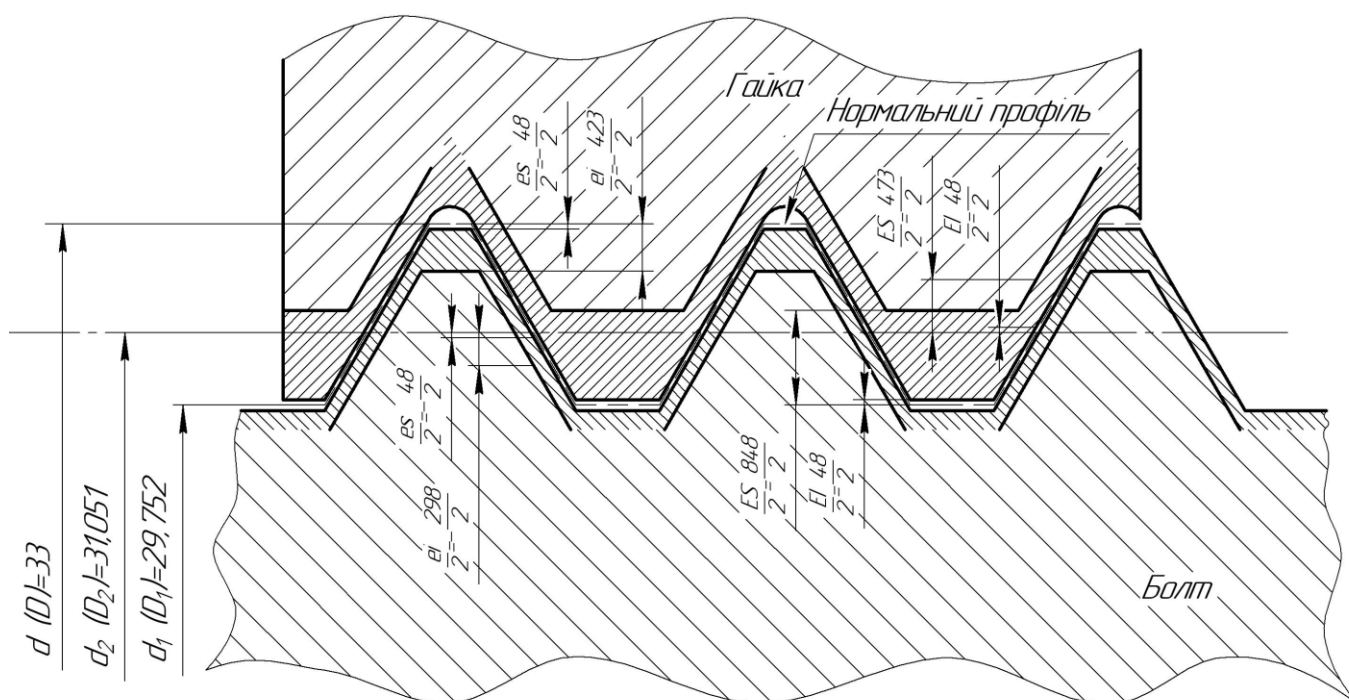


Рис. 10.2. Схема розташування полів допусків різьбового з'єднання
 $M33 \times 3 - 8G/7g6g$

10.4. Контрольні запитання

1. Основні види кріпильних різьб.
2. Основні експлуатаційні вимоги до різьбових сполучень у залежності від їхнього призначення.
3. Намалювати профіль метричної різьби з простановкою основних її параметрів.
4. Які основні відхилення встановлені для різьб болта і гайки?
5. Які встановлені групи довжин згвинчування?
6. Привести схему розташування полів допусків для різьбових посадок із зазором.

Практична робота №11

Вибір степенів точності, виду спряження та комплексу показників для контролю циліндричних зубчастих коліс та передач

Мета: закріпити отримані знання та набути практичні навички з обґрунтування вибору степенів точності та виду спряження циліндричних зубчастих передач, а також з вибору комплексу показників для контролю коліс.

Завдання:

1. Вибрати степені точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубів.
2. Розрахувати мінімальний боковий зазор та вибрати вид спряження;
3. Вибрати комплекс показників для контролю передачі за нормами точності;
4. Визначення за ДСТУ ISO/TR 10064-1:2006, ДСТУ ISO/TR 10064-2:2006 значень допусків та відхилень контрольованих показників.

11.1. Короткі теоретичні відомості

Допуски циліндричних зубчастих коліс та передач, встановлені ДСТУ ISO/TR 10064-1:2006 [42] – Колеса зубчасті циліндричні. Правила контролю. Частина 1. Контроль однойменних профілів зубців зубчастих коліс, ДСТУ ISO/TR 10064-2:2006 [43] – Передачі циліндричні зубчасті. Правила приймання. Частина 2. Перевірка вимірювальної міжосьової відстані, биття, товщини зуба і бічного зазору, які розповсюджуються на евольвенті циліндричні зубчасті передачі зовнішнього та внутрішнього зачеплення з нрямозубими, косозубими та шевронними зубчастими колесами з ділильним діаметром до 6300 мм, модулем від 1 до 55 мм та вихідним контуром за ДСТУ ISO 53-2001 – Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур

Встановлено 12 степенів точності зубчастих коліс та передач, що позначаються в порядку зменшення точності (арабськими цифрами від 1 до 12). Степені 1 та 2 поки що не мають встановлених норм і є резервними для майбутнього розвитку.

Вибір найбільш поширених степенів точності в залежності від призначення зубчастих передач можна виконувати за даними табл. Д.44.

Для кожного степеня точності встановлені окремо норми кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубів.

Кінематична точність коліс визначає неузгодженість обертання колеса при його зачепленні з ведучим точним колесом. Показник норми кінематичної точності особливо важливий для керувальних або слідкувальних систем.

Плавність роботи характеризує рівномірність ходу колеса. Норми плавності роботи мають найбільше значення за наявності вимог до безшумної роботи передач, відсутності вібрацій, наприклад, автомобільних та тракторних зубчастих коліс, що входять до коробки швидкостей.

Контакт зубів визначає величину та розташування області прилягання бічних поверхонь зубів спряжених коліс в передачі, що важливо для важконавантажених передач, які працюють з невеликими швидкостями, без реверсування.

Ці три види норм можуть комбінуватись та призначатись із різних степенів точності або бути для всіх норм однаковими.

Вибір степенів точності за кожним видом норм виконується в залежності від призначення передач. Рекомендації щодо вибору степенів точності подані в [1, 3, 9].

Приклади використання степенів точності:

3-5 для: – вимірювання зубчастих коліс;

– зуборізального інструменту;

– в передачах прецизійних машин та механізмів;

6-7 – у відповідальних передачах верстатів, автомобілів, літаків тощо;

8-9 – призначають на колеса зубчастих передач середньої точності в загальному машинобудуванні;

10-12 – задають для маловідповідальних передач.

При комбінуванні норм різних степенів точності норми плавності можуть бути не більше, ніж на 2 степеня точніші або на 1 степінь грубіші за норми кінематичної точності; норми контакту зубів можуть призначатись залюбими степенями, що точніші, ніж норми плавності.

Для усунення заклинювання зубів при роботі передачі стандартом передбачено незалежно від степеня точності виготовлення 6 видів зубів в передачі (H, E, D, C, B, A), що характеризуються різними мінімальними (гарантованими) боковими зазорами $j_{n\min}$ (рис. 11.1).

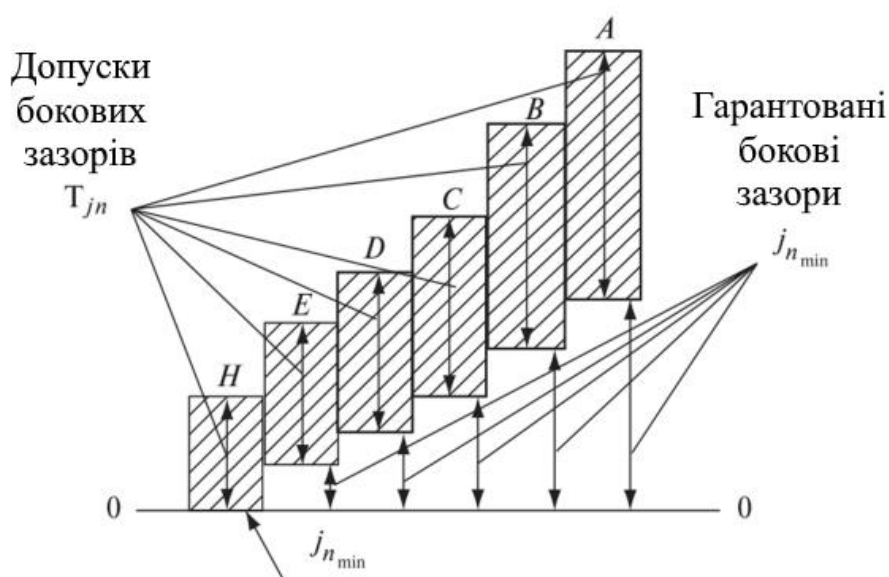


Рис. 11.1. Види допусків T_{jn} на боковий зазор $j_{n\min}$

На боковий зазор встановлено 8 видів допусків T_{jn} , що призначаються в порядку їх збільшення **h, d, c, b, a, z, y, x**. При відсутності спеціальних вимог видам спряжень **H** та **E** відповідає вид допуску на боковий зазор **h**, а видам спряжень **D, C, B, A** – відповідно види допусків **d, c, b, a**. Відповідність видів спряжень та допусків дозволяється змінювати, використовуючи при цьому і види допусків **z, y, x**.

На гарантований боковий зазор значно впливає допуск на міжосьову відстань. Встановлено 6 класів відхилень міжосьових відстаней (МОВ), що позначаються в порядку зменшення точності римськими цифрами **I-VI**. Спряження **H** та **E** забезпечуються при **II** класі, а **D, C, B, A** – відповідно при класах **III, IV, V, VI** (див. табл. 11.1).

Таблиця 11.1

Деякі показники циліндричних зубчастих передач

Найменування	Позначення					
Вид спряження	H	E	D	C	B	A
Допуск	h	h	d	c	b	a
Клас відхилення	II	II	III	IV	V	VI
Для степенів точності	3-7	3-7	3-8	3-9	3-11	3-12

В обґрунтованих випадках відповідність виду допуску та виду спряження можна змінювати. При цьому змінюється гарантований боковий зазор, який вказують в позначенні передачі.

Прийняті для зубчастої передачі єдиний степінь точності та визначений вид спряження позначають умовно, наприклад, **8-B ДСТУ ISO 1328-1:2006**.

При комбінуванні степенів точності:

- перша цифра показує степінь за нормами кінематичної точності;
- друга – за плавністю роботи;
- третя – за нормами контакту. Наприклад, **8-7-7-C ДСТУ ISO 1328-1:2006**.

Вид допуску на боковий зазор вказують лише у випадках, коли він не відповідає виду спряження, наприклад, **7-6-7- Be ДСТУ ISO 1328-1:2006**.

Клас точності міжосьової відстані вказують лише у випадках, коли він не відповідає рекомендованому виду спряження. При цьому також вказують мінімальний боковий зазор, наприклад, **7-Sa/y-113 ДСТУ ISO 1328-1:2006**.

Вид спряження в зубчастій передачі призначають в залежності від гарантованого бокового зазору, мкм:

$$j_{n\min} = j_{n1} + j_{n2}; \quad (11.1)$$

де: j_{n1} – боковий зазор, що відповідає температурній компенсації;

$$j_{n1} = a_w \cdot [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)] \cdot 2 \cdot \sin \alpha; \quad (11.2)$$

де: a_w – міжосьова відстань передачі, мм;

α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширювання матеріалу колеса та корпусу, $^\circ\text{C}^{-1}$;

t_1, t_2 – робочі температури колеса та корпусу;

α – кут зачеплення, для евольвентного зачеплення $\alpha = 20^\circ, 2 \cdot \sin \alpha = 0,684$;

j_{n2} – боковий зазор (мкм), що забезпечує нормальні умови змащування.

$$j_{n2} = (10 \dots 30) \cdot m; \quad (11.3)$$

де: m – нормальний модуль, мм.

В (11.3) коефіцієнт 10 приймають для тихохідних передач, коефіцієнт 30 – для високошвидкісних.

За ДСТУ ISO 1328-1:2006 вибирають вид спряження, що має гарантований боковий зазор, рівний або дещо більший розрахованого за формулою (11.1).

Після призначення степенів точності та виду спряження згідно з ДСТУ ISO 1328-1:2006 вибирають допуски та відхилення контрольованих показників за всіма видами норм точності (кінематичної точності, плавності роботи, плями контакту зубів) та бокового зазору.

Оскільки степінь точності може бути охарактеризований рядом комплексних та поелементних показників, контроль виконується за комплексами. Вибір комплексу контролю виконується в залежності від степеня точності передачі та наявності вимірювальних засобів (табл. Д.45).

11.2. Вихідні дані

Для прямозубої циліндричної передачі, при роботі якої температура коліс підвищується до t_1 та корпусу до t_2 , з кількістю зубців сталевих коліс Z_1 та Z_2 , модулем m , корпусом із сірого чавуну вибрати: степінь точності; вид спряження; комплекс показників для контролю. Інші данні представлені у табл. 8.2.

Таблиця 11.2

Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	m , мм	Z_1	Z_2	t_1 , °C	t_2 , °C	Умови роботи
1	2	16	16	50	25	Ділильний механізм металорізального верстату
2	2,5	16	32	55	25	Коробка швидкостей металорізального верстату
3	3	17	51	55	30	Редуктор загального призначення
4	3,5	19	60	60	30	Редуктор загального призначення
5	4	20	40	65	28	Коробка подач металорізального верстату
6	5	22	60	65	28	Коробка подач металорізального верстату
7	6	20	60	50	25	Редуктор турбіни (високі швидкості)
8	2	17	34	50	25	Особливо точна передача відлікового пристрою
9	2,5	19	57	45	30	Особливо точна передача відлікового пристрою
10	3	16	32	45	40	Ділильний механізм металорізального верстату
11	4	19	38	50	30	Редуктор вантажопідйомного механізму
12	5	21	42	50	30	Редуктор вантажопідйомного механізму
13	6	17	34	60	25	Редуктор вантажопідйомного механізму
14	2,5	19	38	60	25	Вантажна лебідка з ручним приводом
15	3	22	60	60	25	Вантажна лебідка з ручним приводом
16	3,5	20	40	65	35	Вантажна лебідка з ручним приводом
17	4	22	60	65	35	Коробка швидкостей металорізального верстату
18	4	17	30	70	35	Коробка швидкостей металорізального верстату
19	5	17	34	65	35	Редуктор турбіни (високі швидкості)
20	6	19	57	60	25	Редуктор турбіни (високі швидкості)
21	1	34	56	45	30	Особливо точна передача відлікового пристрою

22	2	13	27	50	25	Коробка подач металорізального верстату
23	3	23	64	70	30	Ділильний механізм металорізального верстату
24	1,5	38	50	45	35	Редуктор загального призначення
25	2,5	47	62	65	30	Ділильний механізм металорізального верстату
26	3,5	37	55	50	25	Коробка подач металорізального верстату
27	4	12	28	60	25	Вантажна лебідка з ручним приводом
28	5	18	34	55	25	Редуктор вантажопідйомного механізму
29	6	25	50	45	30	Редуктор вантажопідйомного механізму
30	2	24	42	60	30	Редуктор загального призначення

11.3. Приклад виконання роботи

Для циліндричної зубчастої передачі, яка входить до механізму подачі токарно-гвинторізного верстату, із сталевих коліс ($\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $m = 4 \text{ мм}$, $z_1 = 19$, $z_2 = 76$), що монтуються в чавунний корпус ($\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) та експлуатуються в наступному температурному режимі: нагрів зубчастих коліс $t_1 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$, корпусу $t_2 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$, вибрати: степінь точності; вид спряження; комплекс показників для контролю колеса $z_1 = 19$.

Розв'язок:

1. У відповідності з табл. Д.44 для коліс механізму подачі верстату, де необхідна узгодженість рухів, приймаємо степінь точності 7. Такий же степінь приймаємо за нормами плавності та нормами контакту зубів.

2. Визначаємо розрахунковий мінімальний боковий зазор $j_{n \min}$ за формулою (11.2):

$$\begin{aligned}
 j_{n1} &= a_w \cdot [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)] \cdot 2 \cdot \sin \alpha \\
 &= 190 \cdot [11,5 \cdot 10^{-6} \cdot (60 - 20) - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot (30 - 20)] \cdot 2 \cdot \sin 20 \\
 &= 190 \cdot 355 \cdot 10^{-6} \cdot 0,684 = 0,046 \text{ мм} = 46 \text{ мкм}.
 \end{aligned}$$

де: $a_w = m \cdot (z_1 + z_2)/2 = 4 \cdot (19 + 76)/2 = 190 \text{ мм}$.

За формулою (11.3):

$$j_{n2} = (10 \dots 30) \cdot m = 15 \cdot 4 = 60 \text{ мкм};$$

за формулою (11.1):

$$j_{nmin} = j_{n1} + j_{n2} = 46 + 60 = 106 \text{ мкм.}$$

3. Згідно з ДСТУ ISO 1328-1:2006 приймаємо:

- вид спряження – С;
- вид допуску – с;
- клас відхилень МОВ – IV;
- $j_{nmin} = 115 > 106 \text{ мкм.}$

Таким чином, позначення вибраної точності та спряження зубчастої передачі наступне: 7-С ДСТУ ISO 1328-1:2006.

4. За **ДСТУ ISO 1328-1:2006** вибираємо комплекс за номером **3, 4, 1, 2** показників для контролю, а за ДСТУ ISO 1328-1:2006 – значення допусків та відхилень контрольованих показників.

Кінематична точність:

- коливання вимірювальної МОВ за 1 оберт колеса $F_i''' = 56 \text{ мкм}$ (табл. Д.45);
- коливання довжини загальної нормалі $F_{vw} = 22 \text{ мкм}$ (табл. Д.45).

Плавність роботи:

- коливання вимірювальної МОВ на одному зубі $f = 25 \text{ мкм}$ (табл. Д.45).

Контакт зубів (табл. Д.45):

- сумарна пляма контакту:
 - по висоті – не менше 45%;
 - по довжині – не менше 60%.

Боковий зазор:

– граничні відхилення вимірювальної МОВ (табл. Д.45):

$$E_{as} = +f_i'' = +25 \text{ мкм};$$

$$E_{ai} = -T_H = -120 \text{ мкм (при } F_r = 42 \text{ мкм)}.$$

Вказані вище показники контролюються міжцентроміром та нормалеміром.

11.4. Контрольні запитання

1. Які норми на степені точності встановлені в системі допусків для циліндричних зубчастих передач?
2. Обґрунтування вибору степенів точності та виду спряження зубчастих передач.
3. Види допусків, що встановлені на боковий зазор.
4. Зв'язок між видом спряження, допуском бокового зазору та класом відхилення МОВ.
5. Правила позначення точності зубчастих коліс та передач.
6. Показники кінематичної точності, плавності роботи контакту зубів та показники, що забезпечують гарантований боковий зазор.
7. Вибір комплексів для контролю зубчастих коліс.

ЛІТЕРАТУРА

1. Желєзна А.М., Кирилович В.А. Основи взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань: Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2004. – 796 с.
2. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1: навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с.
3. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2: навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.
4. Якимчук Г.К., Кирилюк Ю.Є., Саранча Г.А. Взаємозамінність, стандартизація метрологія та технічні вимірювання: Підручник / За ред. Г.К.Якимчук. – К.: “Основа”, 2016. – 560 с.
5. Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Плівак О.А. Допуски і посадки: Довідник. – Частина 1. – К.: Основа, 2011. – 96 с.
6. Якимчук Г.К. та ін. Допуски і посадки: Довідник. – Частина II. / Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Майданюк С.В., Плівак О.А. – К.: Основа, 2012. – 96 с.
7. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підруч. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.
8. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шебаніна і І. М. Бендери. – Миколаїв, 2014. – 576 с.
9. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання (2-е видання доповнене і перероблене): Підручник / За ред. Сірого І.С. – К.: Аграрна освіта, 2009. – 353 с.

10. Набродов В.З. Допуски, посадки та технічні вимірювання: підруч. для здобувачів професійної (професійно-технічної) освіти / В.З. Набродов. – Київ: Літера ЛТД, 2019. – 224 с.

11. Raghavendra, N. V.; Krishnamurthy, L. Engineering metrology and measurements. Oxford, UK:: Oxford University Press, 2013.

12. Gayler, J.F.W. and C.R. Shotbolt, Metrology for Engineers, 5th edition, English Language Weinheim Book Society / Cassell, Cassell Publishers Ltd, London, 1990.

13. Gupta, I.C., A Textbook of Engineering Metrology, 7th edition, Dhanpat Rai and Co. Pvt Ltd, New Delhi, 2012.

СПИСОК НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ

14. ДСТУ EN ISO 9000:2022 (EN ISO 9000:2015, IDT; ISO 9000:2015, IDT). Системи управління якістю. Основні положення та словник термінів. – Чинний від: 31.12.2023.

15. ДСТУ EN ISO 9001:2018 (EN ISO 9001:2015, IDT; ISO 9001:2015, IDT). Системи управління якістю. Вимоги. – Чинний від: 30.11.2018.

16. ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми. – Чинний від: 01.07.1995.

17. ДСТУ ISO 129-1:2007. Кресленики технічні. Проставлення розмірів і допусків. Частина 1. Загальні принципи. – Чинний від: 01.07.2009.

18. ДСТУ ГОСТ 2.307:2013. Єдина система конструкторської документації. Нанесення розмірів і граничних відхилів. – Чинний від: 01.09.2014.

19. ДСТУ EN ISO 286-1:2022 (EN ISO 286-1:2010, IDT; ISO 286-1:2010, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Система кодів ISO для допусків на лінійні розміри. Частина 1. Основи допусків, відхилень і посадок. – Чинний від: 31.12.2023.

20. ДСТУ EN ISO 286-2:2022 (EN ISO 286-2:2010, IDT; ISO 286-2:2010, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Система кодів ISO для допусків на лінійні розміри. Частина 2. Таблиці стандартних класів допусків і граничних відхилень для отворів і валів. – Чинний від: 31.12.2023.
21. ДСТУ EN ISO 14405-1:2022 (EN ISO 14405-1:2016, IDT; ISO 14405-1:2016, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Допуски на розміри. Частина 1. Лінійні розміри. – Чинний від: 31.12.2023.
22. ДСТУ EN ISO 14405-2:2022 (EN ISO 14405-2:2019, IDT; ISO 14405-2:2018, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Допуски на розміри. Частина 2. Розміри, відмінні від лінійних або кутових. – Чинний від: 31.12.2023.
23. ДСТУ EN ISO 14405-3:2022 (EN ISO 14405-3:2017, IDT; ISO 14405-3:2017, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Допуски на розміри. Частина 3. Кутові розміри. – Чинний від: 31.12.2023.
24. ДСТУ ГОСТ 2.308:2013. Єдина система конструкторської документації. Зазначення допусків форми та розміщення поверхонь. – Чинний від: 01.09.2014.
25. ДСТУ 2498-94. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення. – Чинний від: 01.07.1995.
26. ДСТУ ISO 5458-2001. Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Встановлення геометричних допусків. Позиційні допуски. – Чинний від: 01.01.2003.
27. ДСТУ EN ISO 1101:2018 (EN ISO 1101:2017, IDT; ISO 1101:2017, IDT). Технічні вимоги до геометричних характеристик продукції (GPS). Визначення геометричних допусків. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття. – Чинний від: 01.01.2019.
28. ДСТУ 2409-94. Вимірювання параметрів шорсткості. Терміни та визначення. – Чинний від: 01.01.1995.
29. ДСТУ 2413-94. Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення. – Чинний від: 01.01.1995.

30. ДСТУ ISO 4287:2012. Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Структура поверхні. Профільний метод. Терміни, визначення понять і параметри структури. – Чинний від: 01.03.2013.

31. ДСТУ ISO 4288-2001. Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Структура поверхні. Профільний метод. Правила і процедури оцінення структури. – Чинний від: 01.01.2003.

32. ДСТУ EN ISO 21920-1:2022 (EN ISO 21920-1:2022, IDT; ISO 21920-1:2022, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Текстура поверхні: профіль. Частина 1. Позначення текстури поверхні. – Чинний від: 31.12.2023.

33. ДСТУ EN ISO 21920-2:2022 (EN ISO 21920-2:2022, IDT; ISO 21920-2:2022, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Текстура поверхні: профіль. Частина 2. Терміни, визначення та параметри текстури поверхні. – Чинний від: 31.12.2023.

34. ДСТУ EN ISO 21920-3:2022 (EN ISO 21920-3:2022, IDT; ISO 21920-3:2022, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Текстура поверхні: профіль. Частина 3. Специфікаційні оператори. – Чинний від: 31.12.2023.

35. ДСТУ EN ISO 1938-1:2022 (EN ISO 1938-1:2015, IDT; ISO 1938-1:2015, IDT). Геометричні специфікації виробу (GPS). Обладнання для вимірювання розмірів. Частина 1. Гладкі граничні калібри лінійних розмірів. – Чинний від: 31.12.2023.

36. ДСТУ ГОСТ 520:2014. Підшипники кочення. Загальні технічні умови. – Чинний від: 01.01.2015.

37. ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ISO 3912:1977). Основні норми взаємозамінності. Сегментні шпонки та шпонкові пази. – Чинний від: 01.07.2006.

38. ДСТУ ISO 261:2005. Нарізі метричні ISO загальної призначеності. Загальні положення. – Чинний від: 01.01.2008.

39. ДСТУ ISO 965-1:2005. Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики. – Чинний від: 01.10.2007.

40. ДСТУ ISO 965-2:2005. Нарізи метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 2. Граничні розміри зовнішніх і внутрішніх нарізей. Середній клас точності. – Чинний від: 01.10.2007.

41. ДСТУ ISO 965-3:2005. Нарізи метричні ISO загальної призначеності. Допуски. Частина 3. Відхили. – Чинний від: 01.07.2007.

42. ДСТУ ISO/TR 10064-1:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Правила контролю. Частина 1. Контроль однойменних профілів зубців зубчастих коліс. – Чинний від: 01.10.2007.

43. ДСТУ ISO/TR 10064-2:2006. Передачі циліндричні зубчасті. Правила приймання. Частина 2. Перевірка вимірювальної міжосьової відстані, биття, товщини зуба і бічного зазору. – Чинний від: 01.10.2007.

44. ДСТУ ISO 262:2005. Нарізи метричні ISO загальної призначеності. Вибір розмірів для гвинтів, болтів та гайок. – Чинний від: 01.01.2008.

45. ДСТУ 2497-94. Основні норми взаємозамінності. Різьба і різьбові з'єднання. Терміни та визначення. – Чинний від: 01.07.1995.

46. ДСТУ ISO 53-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур. – Чинний від: 01.05.2002.

47. ДСТУ ISO 1328-1:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Система точності ISO. Частина 1. Терміни та визначення понять і встановлені допуски відхилень бокових поверхонь зубців зубчастого колеса. – Чинний від: 01.10.2007.

48. DIN 6885. Mitnehmerverbindungen Ohne Anzug; Paßfedern, Nuten, Hohe Form

49. ISO 14:1982. Straight-sided splines for cylindrical shafts with internal centering. Dimensions, tolerances and verification

50. ISO 492:2023. Rolling bearings. Radial bearings. Geometrical product specifications (GPS) and tolerance values.

ДОДАТКИ

Таблиця Д.1

Нормальні лінійні розміри, мм

Діапазон розмірів	Ряд	Нормальні лінійні розміри, мм
1-9,5	Ra5	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3
	Ra10	1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0
	Ra20	1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0
	Ra40	1,0; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5
10-95	Ra5	10; 16; 25; 40; 63
	Ra10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80
	Ra20	10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90
	Ra40	10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95
100-950	Ra5	100; 160; 250; 400; 630
	Ra10	100; 120; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800
	Ra20	100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900
	Ra40	100; 105; 110; 115; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950

Примітка: 1. Слід вважати пріоритетними розміри з більш крупною градацією розмірів, тобто ряду Ra5.

2. Ряди номінальних розмірів не поширюються на технологічні між операційні розміри, діаметри підшипників кочення, діаметри різьб.

Таблиця Д.2

Числові значення допусків (за ДСТУ EN ISO 286-1:2022)

Інтервал розмірів, мм		Квалітет																			
		0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
		1	МКМ										ММ								
-	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	2,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600	8	11	15	21	29	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500	11	15	22	30	41	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150	13	18	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

Примітка: Для розмірів менше 1 мм квалітети від 14-го до 18-го не застосовуються.

Таблиця Д.3.1

Граничні відхилення отворів **A, B і C** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		А					В						С					
Понад	До включно	9	10	11	12	13	8	9	10	11	12	13	8	9	10	11	12	13
-	3	+295 +270	+310 +270	+330 +270	+370 +270	+410 +270	+154 +140	+165 +140	+180 +140	+200 +140	+240 +140	+280 +140	+74 +60	+85 +60	+100 +60	+120 +60	+160 +60	+200 +60
3	6	+300 +270	+318 +270	+345 +270	+390 +270	+450 +270	+158 +140	+170 +140	+188 +140	+215 +140	+260 +140	+320 +140	+88 +70	+100 +70	+118 +70	+145 +70	+190 +70	+250 +70
6	10	+316 +280	+338 +280	+370 +280	+430 +280	+500 +280	+172 +150	+186 +150	+208 +150	+240 +150	+300 +150	+370 +150	+102 +80	+116 +80	+138 +80	+170 +80	+230 +80	+300 +80
10	18	+333 +290	+360 +290	+400 +290	+470 +290	+560 +290	+177 +150	+193 +150	+220 +150	+260 +150	+330 +150	+420 +150	+122 +95	+138 +95	+165 +95	+205 +95	+275 +95	+365 +95
18	30	+352 +300	+384 +300	+430 +300	+510 +300	+630 +300	+193 +160	+212 +160	+244 +160	+290 +160	+370 +160	+490 +160	+143 +110	+162 +110	+194 +110	+240 +110	+320 +110	+440 +110
30	40	+372 +310	+410 +310	+470 +310	+560 +310	+700 +310	+209 +170	+232 +170	+270 +170	+330 +170	+420 +170	+560 +170	+159 +120	+182 +120	+220 +120	+280 +120	+370 +120	+510 +120
40	50	+382 +320	+420 +320	+480 +320	+570 +320	+710 +320	+219 +180	+242 +180	+280 +180	+340 +180	+430 +180	+570 +180	+169 +130	+192 +130	+230 +130	+290 +130	+380 +130	+520 +130
50	65	+414 +340	+460 +340	+530 +340	+640 +340	+800 +340	+236 +190	+264 +190	+310 +190	+380 +190	+490 +190	+650 +190	+186 +140	+214 +140	+260 +140	+330 +140	+440 +140	+600 +140
65	80	+434 +360	+480 +360	+550 +360	+660 +360	+820 +360	+246 +200	+274 +200	+320 +200	+390 +200	+500 +200	+660 +200	+196 +150	+224 +150	+270 +150	+340 +150	+450 +150	+610 +150
80	100	+467 +380	+520 +380	+600 +380	+730 +380	+920 +380	+274 +220	+307 +220	+360 +220	+440 +220	+570 +220	+760 +220	+224 +170	+257 +170	+310 +170	+390 +170	+520 +170	+710 +170
100	120	+497 +410	+550 +410	+630 +410	+760 +410	+950 +410	+294 +240	+327 +240	+380 +240	+460 +240	+590 +240	+780 +240	+234 +180	+267 +180	+320 +180	+400 +180	+530 +180	+720 +180
120	140	+560 +460	+620 +460	+710 +460	+860 +460	+1090 +460	+323 +260	+360 +260	+420 +260	+510 +260	+660 +260	+890 +260	+263 +200	+300 +200	+360 +200	+450 +200	+600 +200	+830 +200
140	160	+620 +520	+680 +520	+770 +520	+920 +520	+1150 +520	+343 +280	+380 +280	+440 +280	+530 +280	+680 +280	+910 +280	+273 +210	+310 +210	+370 +210	+460 +210	+610 +210	+840 +210
160	180	+680 +580	+740 +580	+830 +580	+980 +580	+1210 +580	+373 +310	+410 +310	+470 +310	+560 +310	+710 +310	+940 +310	+293 +230	+330 +230	+390 +230	+480 +230	+630 +230	+860 +230
180	200	+775 +660	+845 +660	+950 +660	+1120 +660	+1380 +660	+412 +340	+455 +340	+525 +340	+630 +340	+800 +340	+1060 +340	+312 +240	+355 +240	+425 +240	+530 +240	+700 +240	+960 +240
200	225	+855 +740	+925 +740	+1030 +740	+1200 +740	+1460 +740	+452 +380	+495 +380	+565 +380	+670 +380	+840 +380	+1100 +380	+332 +260	+375 +260	+445 +260	+550 +260	+720 +260	+980 +260
225	250	+935 +820	+1005 +820	+1110 +820	+1280 +820	+1540 +820	+492 +420	+535 +420	+605 +420	+710 +420	+880 +420	+1140 +420	+352 +280	+395 +280	+465 +280	+570 +280	+740 +280	+1000 +280
250	280	+1050 +920	+1130 +920	+1240 +920	+1440 +920	+1730 +920	+561 +480	+610 +480	+690 +480	+800 +480	+1000 +480	+1290 +480	+381 +300	+430 +300	+510 +300	+620 +300	+820 +300	+1110 +300
280	315	+1180 +1050	+1260 +1050	+1370 +1050	+1570 +1050	+1860 +1050	+621 +540	+670 +540	+750 +540	+860 +540	+1060 +540	+1350 +540	+411 +330	+460 +330	+540 +330	+650 +330	+850 +330	+1140 +330
315	355	+1340 +1200	+1430 +1200	+1560 +1200	+1770 +1200	+2000 +1200	+689 +600	+740 +600	+830 +600	+960 +600	+1170 +600	+1490 +600	+449 +360	+500 +360	+590 +360	+720 +360	+930 +360	+1250 +360
355	400	+1490 +1350	+1580 +1350	+1710 +1350	+1920 +1350	+2240 +1350	+769 +680	+820 +680	+910 +680	+1040 +680	+1250 +680	+1570 +680	+489 +400	+540 +400	+630 +400	+760 +400	+970 +400	+1290 +400
400	450	+1655 +1500	+1750 +1500	+1900 +1500	+2130 +1500	+2470 +1500	+857 +760	+915 +760	+1010 +760	+1160 +760	+1390 +760	+1730 +760	+537 +440	+595 +440	+690 +440	+840 +440	+1070 +440	+1410 +440
450	500	+1805 +1650	+1900 +1650	+2050 +1650	+2280 +1650	+2620 +1650	+937 +840	+995 +840	+1090 +840	+1240 +840	+1470 +840	+1810 +840	+577 +480	+635 +480	+730 +480	+880 +480	+1110 +480	+1450 +480

Таблиця Д.3.2

Граничні відхилення отворів **D** і **E** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		D								E					
Понад	До включно	6	7	8	9	10	11	12	13	5	6	7	8	9	10
-	3	+26 +20	+30 +20	+34 +20	+45 +20	+60 +20	+80 +20	+120 +20	+160 +20	+18 +14	+20 +14	+24 +14	+28 +14	+39 +14	+54 +14
3	6	+38 +30	+42 +30	+48 +30	+60 +30	+78 +30	+105 +30	+150 +30	+210 +30	+25 +20	+28 +20	+32 +20	+38 +20	+50 +20	+68 +20
6	10	+49 +40	+55 +40	+62 +40	+76 +40	+98 +40	+130 +40	+190 +40	+260 +40	+31 +25	+34 +25	+40 +25	+47 +25	+61 +25	+83 +25
10	18	+61 +50	+68 +50	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+160 +50	+230 +50	+320 +50	+40 +32	+43 +32	+50 +32	+59 +32	+75 +32	+102 +32
18	30	+78 +65	+86 +65	+98 +65	+117 +65	+149 +65	+195 +65	+275 +65	+395 +65	+49 +40	+53 +40	+61 +40	+73 +40	+92 +40	+124 +40
30	50	+96 +80	+105 +80	+119 +80	+142 +80	+180 +80	+240 +80	+330 +80	+470 +80	+61 +50	+66 +50	+75 +50	+89 +50	+112 +50	+150 +50
50	80	+119 +100	+130 +100	+146 +100	+174 +100	+220 +100	+290 +100	+400 +100	+560 +100	+73 +60	+79 +60	+90 +60	+106 +60	+134 +60	+180 +60
80	120	+142 +120	+155 +120	+174 +120	+207 +120	+260 +120	+340 +120	+470 +120	+660 +120	+87 +72	+94 +72	+107 +72	+125 +72	+159 +72	+212 +72
120	180	+170 +145	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+545 +145	+775 +145	+103 +85	+110 +85	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85
180	250	+199 +170	+216 +170	+242 +170	+285 +170	+355 +170	+460 +170	+630 +170	+890 +170	+120 +100	+129 +100	+146 +100	+172 +100	+215 +100	+285 +100
250	315	+222 +190	+242 +190	+271 +190	+320 +190	+400 +190	+510 +190	+710 +190	+1000 +190	+133 +110	+142 +110	+162 +110	+191 +110	+240 +110	+320 +110
315	400	+246 +210	+267 +210	+299 +210	+350 +210	+440 +210	+570 +210	+780 +210	+1100 +210	+150 +125	+161 +125	+182 +125	+214 +125	+265 +125	+355 +125
400	500	+270 +230	+293 +230	+327 +230	+385 +230	+480 +230	+630 +230	+860 +230	+1200 +230	+162 +135	+175 +135	+198 +135	+232 +135	+290 +135	+385 +135

Таблиця Д.3.3

Граничні відхилення отворів **D** і **E** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		F								G							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	+8 +6	+9 +6	+10 +6	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+31 +6	+46 +6	+4 +2	+5 +2	+6 +2	+8 +2	+12 +2	+16 +2	+27 +2	+42 +2
3	6	+12,5 +10	+14 +10	+15 +10	+18 +10	+22 +10	+28 +10	+40 +10	+58 +10	+6,5 +4	+8 +4	+9 +4	+12 +4	+16 +4	+22 +4	+34 +4	+52 +4
6	10	+15,5 +13	+17 +13	+19 +13	+22 +13	+28 +13	+35 +13	+49 +13	+71 +13	+7,5 +5	+9 +5	+11 +5	+14 +5	+20 +5	+27 +5	+41 +5	+63 +5
10	18	+19 +16	+21 +16	+24 +16	+27 +16	+34 +16	+43 +16	+59 +16	+86 +16	+9 +6	+11 +6	+14 +6	+17 +6	+24 +6	+33 +6	+49 +6	+76 +6
18	30	+24 +20	+26 +20	+29 +20	+33 +20	+41 +20	+53 +20	+72 +20	+104 +20	+11 +7	+13 +7	+16 +7	+20 +7	+28 +7	+40 +7	+59 +7	+91 +7
30	50	+29 +25	+32 +25	+36 +25	+41 +25	+50 +25	+64 +25	+87 +25	+125 +25	+13 +9	+16 +9	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+48 +9	+71 +9	+109 +9
50	80			+43 +30	+49 +30	+60 +30	+76 +30	+104 +30				+23 +10	+29 +10	+40 +10	+56 +10		
80	120			+51 +36	+58 +36	+71 +36	+90 +36	+123 +36				+27 +12	+34 +12	+47 +12	+66 +12		
120	180			+61 +43	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43				+32 +14	+39 +14	+54 +14	+77 +14		
180	250			+70 +50	+79 +50	+96 +50	+122 +50	+165 +50				+35 +15	+44 +15	+61 +15	+87 +15		
250	315			+79 +56	+88 +56	+108 +56	+137 +56	+186 +56				+40 +17	+49 +17	+69 +17	+98 +17		
315	400			+87 +62	+98 +62	+119 +62	+151 +62	+202 +62				+43 +18	+54 +18	+75 +18	+107 +18		
400	500			+95 +68	+108 +68	+131 +68	+165 +68	+223 +68				+47 +20	+60 +20	+83 +20	+117 +20		

Таблиця Д.3.4

Граничні відхилення отворів **H** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		H													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Понад	До включно	Відхили													
		МКМ											ММ		
-	3	+0,8 0	+1,2 0	+2 0	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+0,1 0	+0,14 0	+0,25 0
3	6	+1 0	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+5 0	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+0,12 0	+0,18 0	+0,3 0
6	10	+1 0	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+6 0	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+0,15 0	+0,22 0	+0,36 0
10	18	+1,2 0	+2 0	+3 0	+5 0	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+0,18 0	+0,27 0	+0,43 0
18	30	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+6 0	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+0,21 0	+0,33 0	+0,52 0
30	50	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+0,25 0	+0,39 0	+0,62 0
50	80	+2 0	+3 0	+5 0	+8 0	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+0,30 0	+0,46 0	+0,74 0
80	120	+2,5 0	+4 0	+6 0	+10 0	+15 0	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+0,35 0	+0,54 0	+0,87 0
120	180	+3,5 0	+5 0	+8 0	+12 0	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+0,40 0	+0,63 0	+1 0
180	250	+4,5 0	+7 0	+10 0	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+0,46 0	+0,72 0	+1,15 0
250	315	+6 0	+8 0	+12 0	+16 0	+23 0	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+0,52 0	+0,81 0	+1,3 0
315	400	+7 0	+9 0	+13 0	+18 0	+25 0	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+0,57 0	+0,89 0	+1,4 0
400	500	+8 0	+10 0	+15 0	+20 0	+27 0	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+0,63 0	+0,97 0	+1,55 0

Таблиця Д.3.5

Граничні відхилення отворів **JS** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		JS													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Понад	До включно	Відхили													
		МКМ										МКМ			
-	3	±0,4	±0,6	±1	±1,5	±2	±3	±5	±7	±12,5	±20	±30	±0,05	±0,07	±0,125
3	6	±0,5	±0,75	±1,25	±2	±2,5	±4	±6	±9	±15	±24	±37,5	±0,06	±0,09	±0,15
6	10	±0,5	±0,75	±1,25	±2	±3	±4,5	±7,5	±11	±18	±29	±45	±0,075	±0,11	±0,18
10	18	±0,6	±1	±1,5	±2,5	±4	±5,5	±9	±13,5	±21,5	±35	±55	±0,09	±0,135	±0,215
18	30	±0,75	±1,25	±2	±3	±4,5	±6,5	±10,5	±16,5	±26	±42	±65	±0,105	±0,165	±0,26
30	50	±0,75	±1,25	±2	±3,5	±5,5	±8	±12,5	±19,5	±31	±50	±80	±0,125	±0,195	±0,31
50	80	±1	±1,5	±2,5	±4	±6,5	±9,5	±15	±23	±37	±60	±95	±0,15	±0,23	±0,37
80	120	±1,25	±2	±3	±5	±7,5	±11	±17,5	±27	±43,5	±70	±110	±0,175	±0,27	±0,435
120	180	±1,75	±2,5	±4	±6	±9	±12,5	±20	±31,5	±50	±80	±125	±0,2	±0,315	±0,5
180	250	±2,25	±3,5	±5	±7	±10	±14,5	±23	±36	±57,5	±92,5	±145	±0,23	±0,36	±0,575
250	315	±3	±4	±6	±8	±11,5	±16	±26	±40,5	±65	±105	±160	±0,26	±0,405	±0,65
315	400	±3,5	±4,5	±6,5	±9	±12,5	±18	±28,5	±44,5	±70	±115	±180	±0,285	±0,445	±0,7
400	500	±4	±5	±7,5	±10	±13,5	±20	±31,5	±48,5	±77,5	±125	±200	±0,315	±0,485	±0,775

Таблиця Д.3.6

Граничні відхилення отворів **К** та **М** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		К								М							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	0 -2	0 -3	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	0 -40	-2 -4	-2 -5	-2 -6	-2 -8	-2 -12	-2 -16	-2 -27	-2 -42
3	6	0 -2,5	+0,5 -3,5	0 -5	+2 -6	+3 -9	+5 -13			-3 -5,5	-2,5 -6,5	-3 -8	-1 -9	0 -12	+2 -16	-4 -34	-4 -52
6	10	0 -2,5	+0,5 -3,5	+1 -5	+2 -7	+5 -10	+6 -16			-5 -7,5	-4,5 -8,5	-4 -10	-3 -12	0 -15	+1 -21	-6 -42	-6 -64
10	18	0 -3	+1 -4	+2 -6	+2 -9	+6 -12	+8 -19			-6 -9	-5 -10	-4 -12	-4 -15	0 -18	+2 -25	-7 -50	-7 -77
18	30	-0,5 -4,5	0 -6	+1 -8	+2 -11	+6 -15	+10 -23			-6,5 -10,5	-6 -12	-5 -14	-4 -17	0 -21	+4 -29	-8 -60	-8 -92
30	50	-0,5 -4,5	+1 -6	+2 -9	+3 -13	+7 -18	+12 -27			-7,5 -11,5	-6 -13	-5 -16	-4 -20	0 -25	+5 -34	-9 -71	-9 -109
50	80			+3 -10	+4 -15	+9 -21	+14 -32					-6 -19	-5 -24	0 -30	+5 -41		
80	120			+2 -13	+4 -18	+10 -25	+16 -38					-8 -23	-6 -28	0 -35	+6 -48		
120	180			+3 -15	+4 -21	+12 -28	+20 -43					-9 -27	-8 -33	0 -40	+8 -55		
180	250			+2 -18	+5 -24	+13 -33	+22 -50					-11 -31	-8 -37	0 -46	+9 -63		
250	315			+3 -20	+5 -27	+16 -36	+25 -56					-13 -36	-9 -41	0 -52	+9 -72		
315	400			+3 -22	+7 -29	+17 -40	+28 -61					-14 -39	-10 -46	0 -57	+11 -78		
400	500			+2 -25	+8 -32	+18 -45	+29 -68					-16 -43	-10 -50	0 -63	+11 -86		

Таблиця Д.3.7

Граничні відхилення отворів **N** та **P** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		N										P									
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	11	3	4	5	6	7	8	9	10			
-	3	-4 -6	-4 -7	-4 -8	-4 -10	-4 -14	-4 -18	-4 -29	-4 -44	-4 -64	-6 -8	-6 -9	-6 -10	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-6 -31	-6 -46			
3	6	-7 -9,5	-6,5 -10,5	-7 -12	-5 -13	-4 -16	-2 -20	0 -30	0 -48	0 -75	-11 -13,5	-10,5 -14,5	-11 -16	-9 -17	-8 -20	-12 -30	-12 -42	-12 -60			
6	10	-9 -11,5	-8,5 -12,5	-8 -14	-7 -16	-4 -19	-3 -25	0 -36	0 -58	0 -90	-14 -16,5	-13,5 -17,5	-13 -19	-12 -21	-9 -24	-15 -37	-15 -51	-15 -73			
10	18	-11 -14	-10 -15	-9 -17	-9 -20	-5 -23	-3 -30	0 -43	0 -70	0 -110	-17 -20	-16 -21	-15 -23	-15 -26	-11 -29	-18 -45	-18 -61	-18 -88			
18	30	-13,5 -17,5	-13 -19	-12 -21	-11 -24	-7 -28	-3 -36	0 -52	0 -84	0 -130	-20,5 -24,5	-20 -26	-19 -28	-18 -31	-14 -35	-22 -55	-22 -74	-22 -106			
30	50	-15,5 -19,5	-14 -21	-13 -24	-12 -28	-8 -33	-3 -42	0 -62	0 -100	0 -160	-24,5 -28,5	-23 -30	-22 -33	-21 -37	-17 -42	-26 -65	-26 -88	-26 -126			
50	80			-15 -28	-14 -33	-9 -39	-4 -50	0 -74	0 -120	0 -190			-27 -40	-26 -45	-21 -51	-32 -78	-32 -106				
80	120			-18 -33	-16 -38	-10 -45	-4 -58	0 -87	0 -140	0 -220			-32 -47	-30 -52	-24 -59	-37 -91	-37 -124				
120	180			-21 -39	-20 -45	-12 -52	-4 -67	0 -100	0 -160	0 -250			-37 -55	-36 -61	-28 -68	-43 -106	-43 -143				
180	250			-25 -45	-22 -51	-14 -60	-5 -77	0 -115	0 -185	0 -290			-44 -64	-41 -70	-33 -79	-50 -122	-50 -165				
250	315			-27 -50	-25 -57	-14 -66	-5 -86	0 -130	0 -210	0 -320			-49 -72	-47 -79	-36 -88	-56 -137	-56 -186				
315	400			-30 -55	-26 -62	-16 -73	-5 -94	0 -140	0 -230	0 -360			-55 -80	-51 -87	-41 -98	-62 -151	-62 -202				
400	500			-33 -60	-27 -67	-17 -80	-6 -103	0 -155	0 -250	0 -400			-61 -88	-55 -95	-45 -108	-68 -165	-68 -223				

Таблиця Д.3.8

Граничні відхилення отворів **R** та **S** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **ES**; нижній граничний відхил = **EI**

Номинальний розмір, мм		R								S							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	-10 -12	-10 -13	-10 -14	-10 -16	-10 -20	-10 -24	-10 -35	-10 -50	-14 -16	-14 -17	-14 -18	-14 -20	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-14 -54
3	6	-14 -16,5	-13,5 -17,5	-14 -19	-12 -20	-11 -23	-15 -33	-15 -45	-15 -63	-18 -20,6	-17,5 -21,5	-18 -23	-16 -24	-15 -27	-19 -37	-19 -49	-19 -67
6	10	-18 -20,5	-17,5 -21,5	-17 -23	-16 -25	-13 -28	-19 -41	-19 -55	-19 -77	-22 -24,5	-21,5 -25,5	-21 -27	-20 -29	-17 -32	-23 -45	-23 -59	-23 -81
10	18	-22 -25	-21 -26	-20 -28	-20 -31	-16 -34	-23 -50	-23 -66	-23 -93	-27 -30	-26 -31	-25 -33	-25 -36	-21 -39	-28 -55	-28 -71	-28 -98
18	30	-26,5 -30,5	-26 -32	-25 -34	-24 -37	-20 -41	-28 -61	-28 -80	-10 -112	-33,5 -37,5	-33 -39	-32 -41	-31 -44	-27 -48	-35 -68	-35 -87	-35 -119
30	50	-32,5 -36,5	-31 -38	-30 -41	-29 -45	-25 -50	-34 -73	-34 -96	-34 -134	-41,5 -45,5	-40 -47	-39 -50	-38 -54	-34 -59	-43 -82	-43 -105	-43 -143
50	65			-36 -49	-35 -54	-30 -60	-41 -87					-48 -61	-47 -66	-42 -72	-53 -99	-53 -127	
65	80			-38 -51	-37 -56	-32 -62	-43 -89					-54 -67	-53 -72	-48 -78	-59 -105	-59 -133	
80	100			-46 -61	-44 -66	-38 -73	-51 -105					-66 -81	-64 -86	-58 -93	-71 -125	-71 -158	
100	120			-49 -64	-47 -69	-41 -76	-54 -108					-74 -89	-72 -94	-66 -101	-79 -133	-79 -166	
120	140			-57 -75	-56 -81	-48 -88	-63 -126					-86 -104	-85 -110	-77 -117	-92 -155	-92 -192	
140	160			-59 -77	-58 -83	-50 -90	-65 -128					-94 -112	-93 -118	-85 -125	-100 -163	-100 -200	
160	180			-62 -80	-61 -86	-53 -93	-68 -131					-102 -120	-101 -126	-93 -133	-108 -171	-108 -208	
180	200			-71 -91	-68 -97	-60 -106	-77 -149					-116 -136	-113 -142	-105 -151	-122 -194	-122 -237	
200	225			-74 -94	-71 -100	-63 -109	-80 -152					-124 -144	-121 -150	-113 -159	-130 -202	-130 -245	
225	250			-78 -98	-75 -104	-67 -113	-84 -156					-134 -154	-131 -160	-123 -169	-140 -212	-140 -255	
250	280			-87 -110	-85 -117	-74 -126	-94 -175					-151 -174	-149 -181	-138 -190	-158 -239	-158 -288	
280	315			-91 -114	-89 -121	-78 -130	-98 -179					-163 -186	-161 -193	-150 -202	-170 -251	-170 -300	
315	355			-101 -126	-97 -133	-87 -144	-108 -197					-183 -208	-179 -215	-169 -226	-190 -279	-190 -330	
355	400			-107 -132	-103 -139	-93 -150	-114 -203					-201 -226	-197 -233	-187 -244	-208 -297	-208 -348	
400	450			-119 -146	-113 -153	-103 -166	-126 -223					-225 -252	-219 -259	-209 -272	-232 -329	-232 -387	
450	500			-125 -152	-119 -159	-109 -172	-132 -229					-245 -272	-239 -279	-229 -292	-252 -349	-252 -407	

Таблиця Д.3.9

Граничні відхилення отворів Т, U та V (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

Номинальний розмір, мм		Т				U						V			
Понад	До включно	5	6	7	8	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8
-	3					-18 -22	-18 -24	-18 -28	-18 -32	-18 -43	-18 -58				
3	6					-22 -27	-20 -28	-19 -31	-23 -41	-23 -53	-23 -71				
6	10					-26 -32	-25 -34	-22 -37	-28 -50	-28 -64	-28 -86				
10	18					-30 -38	-30 -41	-26 -44	-33 -60	-33 -76	-33 -103	-36 -44	-36 -47	-32 -50	-39 -66
18	24					-38 -47	-37 -50	-33 -54	-41 -74	-41 -93	-41 -125	-44 -53	-43 -56	-39 -60	-47 -80
24	30	-38 -47	-37 -50	-33 -54	-41 -74	-45 -54	-44 -57	-40 -61	-48 -81	-48 -100	-48 -132	-52 -61	-51 -64	-47 -68	-55 -88
30	40	-44 -55	-43 -59	-39 -64	-48 -87	-56 -67	-55 -71	-51 -76	-60 -99	-60 -122	-60 -160	-64 -75	-63 -79	-59 -84	-68 -107
40	50	-50 -61	-49 -65	-45 -70	-54 -93	-66 -77	-65 -81	-61 -86	-70 -109	-70 -132	-70 -170	-77 -88	-76 -92	-72 -97	-81 -120
50	65		-60 -79	-55 -85	-66 -112		-81 -100	-76 -106	-87 -133	-87 -161	-87 -207		-96 -115	-91 -121	-102 -148
65	80		-69 -88	-64 -94	-75 -121		-96 -115	-91 -121	-102 -148	-102 -176	-102 -222		-114 -133	-109 -139	-120 -166
80	100		-84 -106	-78 -113	-91 -145		-117 -139	-111 -146	-124 -178	-124 -211	-124 -264		-139 -161	-133 -168	-146 -200
100	120		-97 -119	-91 -126	-104 -158		-137 -159	-131 -166	-144 -198	-144 -231	-144 -284		-165 -187	-159 -194	-172 -226
120	140		-115 -140	-107 -147	-122 -185		-163 -188	-155 -195	-170 -233	-170 -270	-170 -330		-195 -220	-187 -227	-202 -265
140	160		-127 -152	-119 -159	-134 -197		-183 -208	-175 -215	-190 -253	-190 -290	-190 -350		-221 -246	-213 -253	-228 -291
160	180		-139 -164	-131 -171	-146 -209		-203 -228	-195 -235	-210 -273	-210 -310	-210 -370		-245 -270	-237 -277	-252 -315
180	200		-157 -186	-149 -195	-166 -238		-227 -256	-219 -265	-236 -308	-236 -351	-236 -421		-275 -304	-267 -313	-284 -356
200	225		-171 -200	-163 -209	-180 -252		-249 -278	-241 -287	-258 -330	-258 -373	-258 -43		-301 -330	-293 -339	-310 -382
225	250		-187 -216	-179 -225	-196 -268		-275 -304	-267 -313	-284 -356	-284 -399	-284 -469		-331 -360	-323 -369	-340 -412
250	280		-209 -241	-198 -250	-218 -299		-306 -338	-295 -347	-315 -396	-315 -445	-315 -525		-376 -408	-365 -417	-385 -466
280	315		-231 -263	-220 -272	-240 -321		-341 -373	-330 -382	-350 -431	-350 -480	-350 -560		-416 -448	-405 -457	-425 -506
315	355		-257 -293	-247 -304	-268 -357		-379 -415	-369 -426	-390 -479	-390 -530	-390 -620		-464 -500	-454 -511	-475 -564
355	400		-283 -319	-273 -330	-294 -383		-424 -460	-414 -471	-435 -524	-435 -575	-435 -665		-519 -555	-509 -566	-530 -619
400	450		-317 -357	-307 -370	-330 -427		-477 -517	-467 -530	-490 -587	-490 -645	-490 -740		-582 -622	-572 -635	-595 -692
450	500		-347 -387	-337 -400	-360 -457		-527 -567	-517 -580	-540 -637	-540 -695	-540 -790		-647 -687	-637 -700	-660 -757

Таблиця Д.3.10

Граничні відхилення отворів X, Y та Z (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

Номинальний розмір, мм		X						Y					Z					
Понад	До включно	5	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10	11
-	3	-20 -24	-20 -26	-20 -30	-20 -34	-20 -45	-20 -60						-26 -32	-26 -36	-26 -40	-26 -51	-26 -66	-26 -86
3	6	-27 -32	-25 -33	-24 -36	-28 -46	-28 -58	-28 -76						-32 -40	-31 -43	-35 -53	-35 -65	-35 -83	-35 -110
6	10	-32 -38	-31 -40	-28 -43	-34 -56	-34 -70	-34 -92						-39 -48	-36 -51	-42 -64	-42 -78	-42 -100	-42 -132
10	14	-37 -45	-37 -48	-33 -51	-40 -67	-40 -83	-40 -110						-47 -58	-43 -61	-50 -77	-50 -93	-50 -120	-50 -160
14	18	-42 -50	-42 -53	-38 -56	-45 -72	-45 -88	-45 -115						-57 -68	-53 -71	-60 -87	-60 -103	-60 -130	-60 -170
18	24	-51 -60	-50 -63	-46 -67	-54 -87	-54 -106	-54 -138	-59 -72	-55 -76	-63 -96	-63 -115	-63 -147	-69 -82	-65 -86	-73 -106	-73 -125	-73 -157	-73 -203
24	30	-61 -70	-60 -73	-56 -77	-64 -97	-64 -116	-64 -148	-71 -84	-67 -88	-75 -108	-75 -127	-75 -159	-84 -97	-80 -101	-88 -121	-88 -140	-88 -172	-88 -218
30	40	-76 -87	-75 -91	-71 -96	-80 -119	-80 -142	-80 -180	-89 -105	-85 -110	-94 -133	-94 -156	-94 -194	-107 -123	-103 -128	-112 -151	-112 -174	-112 -212	-112 -272
40	50	-93 -104	-92 -108	-88 -113	-97 -136	-97 -159	-97 -197	-109 -125	-105 -130	-114 -153	-114 -176	-114 -214	-131 -147	-127 -152	-136 -175	-136 -198	-136 -236	-136 -296
50	65		-116 -135	-111 -141	-122 -168	-122 -196		-138 -157	-133 -163	-144 -190				-161 -191	-172 -218	-172 -246	-172 -292	-172 -362
65	80		-140 -159	-135 -165	-146 -192	-146 -220		-168 -187	-163 -193	-174 -220				-199 -229	-210 -256	-210 -284	-210 -330	-210 -400
80	100		-171 -193	-165 -200	-178 -232	-178 -265		-207 -229	-201 -236	-214 -268				-245 -280	-258 -312	-258 -345	-258 -398	-258 -478
100	120		-203 -225	-197 -232	-210 -264	-210 -297		-247 -269	-241 -276	-254 -308				-297 -332	-310 -364	-310 -397	-310 -450	-310 -530
120	140		-241 -266	-233 -273	-248 -311	-248 -348		-293 -318	-285 -325	-300 -363				-350 -390	-365 -428	-365 -465	-365 -525	-365 -615
140	160		-273 -298	-265 -305	-280 -343	-280 -380		-333 -358	-325 -365	-340 -403				-400 -440	-415 -478	-415 -515	-415 -575	-415 -665
160	180		-303 -328	-295 -335	-310 -373	-310 -410		-373 -398	-365 -405	-380 -443				-450 -490	-465 -528	-465 -565	-465 -625	-465 -715
180	200		-341 -370	-333 -379	-350 -422	-350 -465		-416 -445	-408 -454	-425 -497				-503 -549	-520 -592	-520 -635	-520 -705	-520 -810
200	225		-376 -405	-368 -414	-385 -457	-385 -500		-461 -490	-453 -499	-470 -542				-558 -604	-575 -647	-575 -690	-575 -760	-575 -865
225	250		-416 -445	-408 -454	-425 -497	-425 -540		-511 -540	-503 -549	-520 -592				-623 -669	-640 -712	-640 -755	-640 -825	-640 -930
250	280		-466 -498	-455 -507	-475 -556	-475 -605		-571 -603	-560 -612	-580 -661				-690 -742	-710 -791	-710 -840	-710 -920	-710 -1030
280	315		-516 -548	-505 -557	-525 -606	-525 -655		-641 -673	-630 -682	-650 -731				-770 -822	-790 -871	-790 -920	-790 -1000	-790 -1110
315	355		-579 -615	-569 -626	-590 -679	-590 -730		-719 -755	-709 -766	-730 -819				-879 -936	-900 -989	-900 -1040	-900 -1130	-900 -1260
355	400		-649 -685	-639 -696	-660 -749	-660 -800		-809 -845	-799 -856	-820 -909				-979 -1036	-1000 -1089	-1000 -1140	-1000 -1230	-1000 -1360
400	450		-727 -767	-717 -780	-740 -837	-740 -895		-907 -947	-897 -960	-920 -1017				-1077 -1140	-1100 -1197	-1100 -1255	-1100 -1350	-1100 -1500
450	500		-807 -847	-797 -860	-820 -917	-820 -975		-987 -1027	-977 -1040	-1000 -1097				-1227 -1290	-1250 -1347	-1250 -1405	-1250 -1500	-1250 -1650

Таблиця Д.4.1

Граничні відхилення валів **a**, **b** і **c** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		a					b						c				
Понад	До включно	9	10	11	12	13	8	9	10	11	12	13	8	9	10	11	12
-	3	-270 -295	-270 -310	-270 -330	-270 -370	-270 -410	-140 -154	-140 -165	-140 -180	-140 -200	-140 -240	-140 -280	-60 -74	-60 -85	-60 -100	-60 -120	-60 -160
3	6	-270 -300	-270 -318	-270 -345	-270 -390	-270 -450	-140 -158	-140 -170	-140 -188	-140 -215	-140 -260	-140 -320	-70 -88	-70 -100	-70 -118	-70 -145	-70 -190
6	10	-280 -316	-280 -338	-280 -370	-280 -430	-280 -500	-150 -172	-150 -186	-150 -208	-150 -240	-150 -300	-150 -370	-80 -102	-80 -116	-80 -136	-80 -170	-80 -230
10	18	-290 -333	-290 -360	-290 -400	-290 -470	-290 -560	-150 -177	-150 -193	-150 -220	-150 -260	-150 -330	-150 -420	-95 -122	-95 -138	-95 -165	-95 -205	-95 -275
18	30	-300 -352	-300 -384	-300 -430	-300 -510	-300 -630	-160 -193	-160 -212	-160 -244	-160 -290	-160 -370	-160 -490	-110 -143	-110 -162	-110 -194	-110 -240	-110 -320
30	40	-310 -372	-310 -410	-310 -470	-310 -560	-310 -700	-170 -209	-170 -232	-170 -270	-170 -330	-170 -420	-170 -660	-120 -159	-120 -182	-120 -220	-120 -280	-120 -370
40	50	-320 -382	-320 -420	-320 -480	-320 -570	-320 -710	-180 -219	-180 -242	-180 -280	-180 -340	-180 -430	-180 -570	-130 -169	-130 -192	-130 -230	-130 -290	-130 -380
50	65	-340 -414	-340 -460	-340 -530	-340 -640	-340 -800	-190 -236	-190 -264	-190 -310	-190 -380	-190 -490	-190 -650	-140 -186	-140 -214	-140 -260	-140 -330	-140 -440
65	80	-360 -434	-360 -480	-360 -550	-360 -660	-360 -820	-200 -246	-200 -274	-200 -320	-200 -390	-200 -500	-200 -660	-150 -196	-150 -224	-150 -270	-150 -340	-150 -450
80	100	-380 -467	-380 -520	-380 -600	-380 -730	-380 -920	-220 -274	-220 -307	-220 -360	-220 -440	-220 -570	-220 -760	-170 -224	-170 -257	-170 -310	-170 -390	-170 -520
100	120	-410 -497	-410 -550	-410 -630	-410 -760	-410 -950	-240 -294	-240 -327	-240 -380	-240 -460	-240 -590	-240 -780	-180 -234	-180 -267	-180 -320	-180 -400	-180 -530
120	140	-460 -560	-460 -620	-460 -710	-460 -860	-400 -1030	-260 -323	-260 -360	-260 -420	-260 -510	-260 -660	-260 -890	-200 -263	-200 -300	-200 -360	-200 -450	-200 -600
140	160	-520 -620	-520 -680	-520 -770	-520 -920	-520 -1150	-280 -343	-280 -380	-280 -440	-280 -530	-280 -680	-280 -910	-210 -273	-210 -310	-210 -370	-210 -460	-210 -610
160	180	-580 -680	-580 -740	-580 -830	-580 -980	-580 -1210	-310 -373	-310 -410	-310 -470	-310 -560	-310 -710	-310 -940	-230 -293	-230 -330	-230 -390	-230 -480	-230 -630
180	200	-660 -775	-660 -845	-660 -950	-660 -1120	-660 -1380	-340 -412	-340 -455	-340 -525	-340 -630	-340 -800	-340 -1060	-240 -312	-240 -355	-240 -425	-240 -530	-240 -700
200	225	-740 -855	-740 -925	-740 -1030	-740 -1200	-740 -1460	-380 -452	-380 -495	-380 -565	-380 -670	-380 -840	-380 -1100	-260 -332	-260 -375	-260 -445	-260 -550	-260 -720
225	250	-820 -935	-820 -1005	-820 -1110	-820 -1280	-820 -1540	-420 -492	-420 -535	-420 -605	-420 -710	-420 -880	-420 -1140	-280 -352	-280 -395	-280 -465	-280 -570	-280 -740
250	280	-920 -1050	-920 -1130	-920 -1240	-920 -1440	-920 -1730	-480 -561	-480 -610	-480 -690	-480 -800	-480 -1000	-480 -1290	-300 -381	-300 -430	-300 -510	-300 -620	-300 -820
280	315	-1050 -1180	-1050 -1260	-1050 -1370	-1050 -1570	-1050 -1860	-540 -621	-540 -670	-540 -750	-540 -860	-540 -1060	-540 -1350	-330 -411	-330 -460	-330 -540	-330 -650	-330 -850
315	355	-1200 -1340	-1200 -1430	-1200 -1560	-1200 -1770	-1200 -2090	-600 -689	-600 -740	-600 -830	-600 -960	-600 -1170	-600 -1490	-360 -449	-360 -500	-360 -590	-360 -720	-360 -930
355	400	-1350 -1490	-1350 -1580	-1350 -1710	-1350 -1920	-1350 -2240	-680 -769	-680 -820	-680 -910	-680 -1040	-680 -1250	-680 -1570	-400 -89	-400 -540	-400 -630	-400 -760	-400 -970
400	450	-1500 -1655	-1500 -1750	-1500 -1900	-1500 -2130	-1500 -2470	-760 -857	-760 -915	-760 -1010	-760 -1160	-760 -1390	-760 -1730	-440 -537	-440 -595	-440 -690	-440 -840	-440 -1070
450	500	-1650 -1805	-1650 -1900	-1650 -2050	-1650 -2280	-1650 -2620	-840 -937	-840 -995	-840 -1090	-840 -1240	-840 -1470	-840 -1810	-480 -577	-480 -635	-480 -730	-480 -880	-480 -1110

Таблиця Д.4.2

Граничні відхилення валів **d** і **e** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		d									e					
Понад	До включно	5	6	7	8	9	10	11	12	13	5	6	7	8	9	10
-	3	-20 -24	-20 -26	-20 -30	-20 -34	-20 -45	-20 -60	-20 -80	-20 -120	-20 -160	-14 -18	-14 -20	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-14 -54
3	6	-30 -35	-30 -38	-30 -42	-30 -48	-30 -60	-30 -78	-30 -105	-30 -150	-30 -210	-20 -25	-20 -28	-20 -32	-20 -38	-20 -50	-20 -68
6	10	-40 -46	-40 -49	-40 -55	-40 -62	-40 -76	-40 -98	-40 -130	-40 -190	-40 -260	-25 -31	-25 -34	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-25 -83
10	18	-50 -58	-50 -61	-50 -68	-50 -77	-50 -93	-50 -120	-50 -160	-50 -230	-50 -320	-32 -40	-32 -43	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-32 -102
18	30	-65 -74	-65 -78	-65 -86	-65 -98	-65 -117	-65 -149	-65 -195	-65 -275	-65 -395	-40 -49	-40 -53	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-40 -124
30	50	-80 -91	-80 -96	-80 -105	-80 -119	-80 -142	-80 -180	-80 -240	-80 -330	-80 -470	-50 -61	-50 -66	-50 -75	-50 -89	-50 -112	-50 -150
50	80	-100 -113	-100 -119	-100 -130	-100 -146	-100 -174	-100 -220	-100 -290	-100 -400	-100 -560	-60 -73	-60 -79	-60 -90	-60 -106	-60 -134	-60 -180
80	120	-120 -135	-120 -142	-120 -155	-120 -174	-120 -207	-120 -260	-120 -340	-120 -470	-120 -660	-72 -87	-72 -94	-72 -107	-72 -126	-72 -159	-72 -212
120	180	-145 -163	-145 -170	-145 -185	-145 -208	-145 -245	-145 -305	-145 -395	-145 -545	-145 -775	-85 -103	-85 -110	-85 -125	-85 -148	-85 -185	-85 -245
180	250	-170 -190	-170 -199	-170 -216	-170 -242	-170 -285	-170 -355	-170 -460	-170 -630	-170 -890	-100 -120	-100 -129	-100 -146	-100 -172	-100 -215	-100 -285
250	315	-190 -213	-190 -222	-190 -242	-190 -271	-190 -320	-190 -400	-190 -510	-190 -710	-190 -1000	-110 -133	-110 -142	-110 -162	-110 -191	-110 -240	-110 -320
315	400	-210 -235	-210 -246	-210 -267	-210 -299	-210 -350	-210 -440	-210 -570	-210 -780	-210 -1100	-125 -150	-125 -161	-125 -182	-125 -214	-125 -265	-125 -355
400	500	-230 -257	-230 -270	-230 -293	-230 -327	-230 -385	-230 -480	-230 -630	-230 -860	-230 -1200	-135 -162	-135 -175	-135 -198	-135 -232	-135 -290	-135 -385

Таблиця Д.4.3

Граничні відхилення валів **f** і **g** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		f								g							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	-6 -8	-6 -9	-6 -10	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-6 -31	-6 -46	-2 -4	-2 -5	-2 -6	-2 -8	-2 -12	-2 -16	-2 -27	-2 -42
3	6	-10 -12,5	-10 -14	-10 -15	-10 -18	-10 -22	-10 -28	-10 -40	-10 -58	-4 -6,5	-4 -8	-4 -9	-4 -12	-4 -16	-4 -22	-4 -34	-4 -52
6	10	-13 -15,5	-13 -17	-13 -19	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-13 -49	-13 -71	-5 -7,5	-5 -9	-5 -11	-5 -14	-5 -20	-5 -27	-5 -41	-5 -63
10	18	-16 -19	-16 -21	-16 -24	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-16 -59	-16 -86	-6 -9	-6 -11	-6 -14	-6 -17	-6 -24	-6 -33	-6 -49	-6 -76
18	30	-20 -24	-20 -26	-20 -29	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-20 -72	-20 -104	-7 -11	-7 -13	-7 -16	-7 -20	-7 -28	-7 -40	-7 -59	-7 -91
30	50	-25 -29	-25 -32	-25 -36	-25 -41	-25 -50	-25 -64	-25 -87	-25 -125	-9 -13	-9 -16	-9 -20	-9 -25	-9 -34	-9 -48	-9 -71	-9 -109
50	80		-30 -38	-30 -43	-30 -49	-30 -60	-30 -76	-30 -104			-10 -18	-10 -23	-10 -29	-10 -40	-10 -56		
80	120		-36 -46	-36 -51	-36 -58	-36 -71	-36 -90	-36 -123			-12 -22	-12 -27	-12 -34	-12 -47	-12 -66		
120	180		-43 -55	-43 -61	-43 -68	-43 -83	-43 -106	-43 -143			-14 -26	-14 -32	-14 -39	-14 -54	-14 -77		
180	250		-50 -64	-50 -70	-50 -79	-50 -96	-50 -122	-50 -165			-15 -29	-15 -35	-15 -44	-15 -61	-15 -87		
250	315		-56 -72	-56 -79	-56 -88	-56 -108	-56 -137	-56 -185			-17 -33	-17 -40	-17 -49	-17 -69	-17 -98		
315	400		-62 -80	-62 -87	-62 -98	-62 -119	-62 -151	-62 -202			-18 -36	-18 -43	-18 -54	-18 -75	-18 -107		
400	500		-68 -88	-68 -95	-68 -108	-68 -131	-68 -165	-68 -223			-20 -40	-20 -47	-20 -60	-20 -83	-20 -117		

Таблиця Д.4.4

Граничні відхилення валів **h** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номінальний розмір, мм		h													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Понад	До включно	Відхили													
		МКМ											ММ		
-	3	0 -0,8	0 -1,2	0 -2	0 -3	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	0 -40	0 -60	0 -0,1	0 -0,14	0 -0,25
3	6	0 -1	0 -1,5	0 -2,5	0 -4	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	0 -30	0 -48	0 -75	0 0,12	0 -0,18	0 -0,3
6	10	0 -1	0 -1,5	0 -2,5	0 -4	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	0 -36	0 -58	0 -90	0 -0,15	0 -0,22	0 -0,36
10	18	0 -1,2	0 -2	0 -3	0 -5	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	0 -43	0 -70	0 -110	0 -0,18	0 -0,27	0 -0,43
18	30	0 -1,5	0 -2,5	0 -4	0 -6	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	0 -52	0 -84	0 -130	0 -0,21	0 -0,33	0 -0,52
30	50	0 -1,5	0 -2,5	0 -4	0 -7	0 -11	0 -16	0 -25	0 -39	0 -62	0 -100	0 -160	0 -0,25	0 -0,39	0 -0,62
50	80	0 -2	0 -3	0 -5	0 -8	0 -13	0 -19	0 -30	0 -46	0 -74	0 -120	0 -190	0 -0,3	0 -0,46	0 -0,74
80	120	0 -2,5	0 -4	0 -6	0 -10	0 -15	0 -22	0 -35	0 -54	0 -87	0 -140	0 -220	0 -0,35	0 -0,54	0 -0,87
120	180	0 -3,5	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	0 -25	0 -40	0 -63	0 -100	0 -160	0 -250	0 -0,4	0 -0,63	0 -1
180	250	0 -4,5	0 -7	0 -10	0 -14	0 -20	0 -29	0 -46	0 -72	0 -115	0 -185	0 -290	0 -0,46	0 -0,72	0 -1,15
250	315	0 -6	0 -8	0 -12	0 -16	0 -23	0 -32	0 -52	0 -81	0 -130	0 -210	0 -320	0 -0,52	0 -0,81	0 -1,3
315	400	0 -7	0 -9	0 -13	0 -18	0 -25	0 -36	0 -57	0 -89	0 -140	0 -230	0 -360	0 -0,57	0 -0,89	0 -1,4
400	500	0 -8	0 -10	0 -15	0 -20	0 -27	0 -40	0 -63	0 -97	0 -155	0 -250	0 -400	0 -0,63	0 -0,97	0 -1,55

Таблиця Д.4.5

Граничні відхилення валів **js** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номінальний розмір, мм		js													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Понад	До включно	Відхили													
		МКМ										МКМ			
-	3	±0,4	±0,6	±1	±1,5	±2	±3	±5	±7	±12,5	±20	±30	±0,05	±0,07	±0,125
3	6	±0,5	±0,75	±1,25	±2	±2,5	±4	±6	±9	±15	±24	±37,5	±0,06	±0,09	±0,15
6	10	±0,5	±0,75	±1,25	±2	±3	±4,5	±7,5	±11	±18	±29	±45	±0,075	±0,11	±0,18
10	18	±0,6	±1	±1,5	±2,5	±4	±5,5	±9	±13,5	±21,5	±35	±55	±0,09	±0,135	±0,215
18	30	±0,75	±1,25	±2	±3	±4,5	±6,5	±10,5	±16,5	±26	±42	±65	±0,105	±0,165	±0,26
30	50	±0,75	±1,25	±2	±3,5	±5,5	±8	±12,5	±19,5	±31	±50	±80	±0,125	±0,195	±0,31
50	80	±1	±1,5	±2,5	±4	±6,5	±9,5	±15	±23	±37	±60	±95	±0,15	±0,23	±0,37
80	120	±1,25	±2	±3	±5	±7,5	±11	±17,5	±27	±43,5	±70	±110	±0,175	±0,27	±0,435
120	180	±1,75	±2,5	±4	±6	±9	±12,5	±20	±31,5	±50	±80	±125	±0,2	±0,315	±0,5
180	250	±2,25	±3,5	±5	±7	±10	±14,5	±23	±36	±57,5	±92,5	±145	±0,23	±0,36	±0,575
250	315	±3	±4	±6	±8	±11,5	±16	±26	±40,5	±65	±105	±160	±0,26	±0,405	±0,665
315	400	±3,5	±4,5	±6,5	±9	±12,5	±18	±28,5	±44,5	±70	±115	±180	±0,285	±0,445	±0,7
400	500	±4	±5	±7,5	±10	±13,5	±20	±31,5	±48,5	±77,5	±125	±200	±0,315	±0,485	±0,775

Таблиця Д.4.6

Граничні відхилення валів **j** та **k** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		j				k										
Понад	До включно	5	6	7	8	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
-	3	±2	+4 -2	+6 -4	+8 -6	+2 0	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	+140 0
3	6	+3 -2	+6 -2	+8 -4		+2,5 0	+5 +1	+6 +1	+9 +1	+13 +1	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0	+180 0
6	10	+4 -2	+7 -2	+10 -5		+2,5 0	+5 +1	+7 +1	+10 +1	+16 +1	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0	+220 0
10	18	+5 -3	+8 -3	+12 -6		+3 0	+6 +1	+9 +1	+12 +1	+19 +1	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0	+270 0
18	30	+5 -4	+9 -4	+13 -8		+4 0	+8 +2	+11 +2	+15 +2	+23 +2	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0	+330 0
30	50	+6 -5	+11 -5	+15 -10		+4 0	+9 +2	+13 +2	+18 +2	+27 +2	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0	+390 0
50	80	+6 -7	+12 -7	+18 -12			+10 +2	+15 +2	+21 +2	+32 +2	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0	+460 0
80	120	+6 -9	+13 -9	+20 -15			+13 +3	+18 +3	+25 +3	+38 +3	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0	+540 0
120	180	+7 -11	+14 -11	+22 -18			+15 +3	+21 +3	+28 +3	+43 +3	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0	+630 0
180	250	+7 -13	+16 -13	+25 -21			+18 +4	+24 +4	+33 +4	+50 +4	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0	+720 0
250	315	+7 -16	±16	±26			+20 +4	+27 +4	+36 +4	+56 +4	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+520 0	+810 0
315	400	+7 -18	±18	+29 -28			+22 +4	+29 +4	+40 +4	+61 +4	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0	+890 0
400	500	+7 -20	±20	+31 -32			+25 +5	+32 +5	+45 +5	+68 +5	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0	+970 0

Таблиця Д.4.7

Граничні відхилення валів **m** та **n** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		m							n						
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	3	4	5	6	7	8	9
-	3	+4 +2	+5 +2	+6 +2	+8 +2	+12 +2	+16 +2	+27 +2	+6 +4	+7 +4	+8 +4	+10 +4	+14 +4	+18 +4	+29 +4
3	6	+6,5 +4	+8 +4	+9 +4	+12 +4	+16 +4	+22 +4	+34 +4	+10,5 +8	+12 +8	+13 +8	+16 +8	+20 +8	+26 +8	+38 +8
6	10	+8,5 +6	+10 +6	+12 +6	+15 +6	+21 +6	+28 +6	+42 +6	+12,5 +10	+14 +10	+16 +10	+19 +10	+25 +10	+32 +10	+46 +10
10	18	+10 +7	+12 +7	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+34 +7	+50 +7	+15 +12	+17 +12	+20 +12	+23 +12	+30 +12	+39 +12	+55 +12
18	30	+12 +8	+14 +8	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+41 +8	+60 +8	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+28 +15	+36 +15	+48 +15	+67 +15
30	50	+13 +9	+16 +9	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+48 +9	+71 +9	+21 +17	+24 +17	+28 +17	+33 +17	+42 +17	+56 +17	+79 +17
50	80		+19 +11	+24 +11	+30 +11	+41 +11				+28 +20	+33 +20	+39 +20	+50 +20		
80	120		+23 +13	+28 +13	+35 +13	+48 +13				+33 +23	+38 +23	+45 +23	+58 +23		
120	180		+27 +15	+33 +15	+40 +15	+55 +15				+39 +27	+45 +27	+52 +27	+67 +27		
180	250		+31 +17	+37 +17	+46 +17	+63 +17				+45 +31	+51 +31	+60 +31	+77 +31		
250	315		+36 +20	+43 +20	+52 +20	+72 +20				+50 +34	+57 +34	+66 +34	+86 +34		
315	400		+39 +21	+46 +21	+57 +21	+78 +21				+55 +37	+62 +37	+73 +37	+94 +37		
400	500		+43 +23	+50 +23	+63 +23	+86 +23				+60 +40	+67 +40	+80 +40	+103 +40		

Таблиця Д.4.8

Граничні відхилення валів **p** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		p							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	+8 +6	+9 +6	+10 +6	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+31 +6	+46 +6
3	6	+14,5 +12	+16 +12	+17 +12	+20 +12	+24 +12	+30 +12	+42 +12	+60 +12
6	10	+17,5 +15	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+30 +15	+37 +15	+51 +15	+73 +15
10	18	+21 +18	+23 +18	+26 +18	+29 +18	+36 +18	+45 +18	+61 +18	+88 +18
18	30	+26 +22	+28 +22	+31 +22	+35 +22	+43 +22	+55 +22	+74 +22	+106 +22
30	50	+30 +26	+33 +26	+37 +26	+42 +26	+51 +26	+65 +26	+88 +26	+126 +26
50	80		+40 +32	+45 +32	+51 +32	+62 +32	+78 +32		
80	120		+47 +37	+52 +37	+59 +37	+72 +37	+91 +37		
120	180		+55 +43	+61 +43	+68 +43	+83 +43	+106 +43		
180	250		+64 +50	+70 +50	+79 +50	+96 +50	+122 +50		
250	315		+72 +56	+79 +56	+88 +56	+108 +56	+137 +56		
315	400		+80 +62	+87 +62	+98 +62	+119 +62	+151 +62		
400	500		+88 +68	+95 +68	+108 +68	+131 +68	+165 +68		

Таблиця Д.4.9

Граничні відхилення валів **r** та **s** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

верхній граничний відхил = **es**; нижній граничний відхил = **ei**

Номинальний розмір, мм		r								s							
Понад	До включно	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	+12 +10	+13 +10	+14 +10	+16 +10	+20 +10	+24 +10	+35 +10	+50 +10	+16 +14	+17 +14	+18 +14	+20 +14	+24 +14	+28 +14	+39 +14	+54 +14
3	6	+17,5 +15	+19 +15	+20 +15	+23 +15	+27 +15	+33 +15	+45 +15	+63 +15	+21,5 +19	+23 +19	+24 +19	+27 +19	+31 +19	+37 +19	+49 +19	+67 +19
6	10	+21,5 +19	+23 +19	+25 +19	+28 +19	+34 +19	+41 +19	+55 +19	+77 +19	+25,5 +23	+27 +23	+29 +23	+32 +23	+38 +23	+45 +23	+59 +23	+81 +23
10	18	+26 +23	+28 +23	+31 +23	+34 +23	+41 +23	+50 +23	+66 +23	+93 +23	+31 +28	+33 +28	+36 +28	+39 +28	+46 +28	+55 +28	+71 +28	+98 +28
18	30	+32 +28	+34 +28	+37 +28	+41 +28	+48 +28	+61 +28	+80 +28	+112 +28	+39 +35	+41 +35	+44 +35	+48 +35	+56 +35	+68 +35	+87 +36	+119 +36
30	50	+38 +34	+41 +34	+45 +34	+50 +34	+59 +34	+73 +34	+96 +34	+134 +34	+47 +43	+50 +43	+54 +43	+59 +43	+68 +43	+82 +43	+105 +43	+143 +43
50	65		+49 +41	+54 +41	+60 +41	+71 +41	+87 +41				+61 +53	+66 +53	+72 +53	+83 +53	+99 +53	+127 +53	
65	80		+51 +43	+56 +43	+62 +43	+73 +43	+89 +43				+67 +59	+72 +59	+78 +59	+89 +59	+105 +59	+133 +59	
80	100		+61 +51	+66 +51	+73 +51	+86 +51	+105 +51				+81 +71	+86 +71	+93 +71	+106 +71	+125 +71	+158 +71	
100	120		+64 +54	+69 +54	+76 +54	+89 +54	+108 +54				+89 +79	+94 +79	+101 +79	+114 +79	+133 +79	+166 +79	
120	140		+75 +63	+81 +63	+88 +63	+103 +63	+126 +63				+104 +92	+110 +92	+117 +92	+132 +92	+155 +92	+192 +92	
140	160		+77 +65	+83 +65	+90 +65	+105 +65	+128 +65				+112 +100	+118 +100	+125 +100	+140 +100	+163 +100	+200 +100	
160	180		+80 +68	+86 +68	+93 +68	+108 +68	+131 +68				+120 +108	+126 +108	+133 +108	+148 +108	+171 +108	+208 +108	
180	200		+91 +77	+97 +77	+106 +77	+123 +77	+149 +77				+36 +122	+142 +122	+151 +122	+168 +122	+194 +122	+237 +122	
200	225		+94 +80	+100 +80	+109 +80	+126 +80	+152 +80				+144 +130	+150 +130	+159 +130	+176 +130	+202 +130	+245 +130	
225	250		+98 +84	+104 +84	+113 +84	+130 +84	+156 +84				+154 +140	+160 +140	+169 +140	+186 +140	+212 +140	+255 +140	
250	280		+110 +94	+117 +94	+126 +94	+146 +94	+175 +94				+174 +158	+181 +158	+190 +158	+210 +158	+239 +158	+288 +158	
280	315		+114 +98	+121 +98	+130 +98	+150 +98	+179 +98				+186 +170	+193 +170	+202 +170	+222 +170	+251 +170	+300 +170	
315	355		+126 +106	+133 +108	+144 +108	+165 +108	+197 +108				+208 +190	+215 +190	+226 +190	+247 +190	+279 +190	+330 +190	
355	400		+132 +114	+139 +114	+150 +114	+171 +114	+203 +114				+226 +206	+233 +208	+244 +208	+265 +208	+297 +208	+348 +208	
400	450		+146 +126	+153 +126	+166 +126	+189 +126	+223 +126				+252 +232	+259 +232	+272 +232	+295 +232	+329 +232	+387 +232	
450	500		+152 +132	+159 +132	+172 +132	+195 +132	+229 +132				+272 +252	+279 +252	+292 +252	+315 +252	+349 +252	+407 +252	

Таблиця Д.4.10

Граничні відхилення валів **t**, **u** та **v** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

Номинальний розмір, мм		t				u					v			
Понад	До включно	5	6	7	8	5	6	7	8	9	5	6	7	8
-	3					+22 +18	+24 +18	+28 +18	+32 +18	+43 +18				
3	6					+28 +23	+31 +23	+35 +23	+41 +23	+53 +23				
6	10					+34 +28	+37 +28	+43 +28	+50 +28	+64 +28				
10	18					+41 +33	+44 +33	+51 +33	+60 +33	+76 +33	+47 +39	+50 +39	+57 +39	+66 +39
18	24					+50 +41	+54 +41	+62 +41	+74 +41	+93 +41	+56 +47	+60 +47	+68 +47	+80 +47
24	30	+50 +41	+54 +41	+62 +41	+74 +41	+57 +48	+61 +48	+69 +48	+81 +48	+100 +48	+64 +55	+68 +55	+76 +55	+88 +55
30	40	+59 +48	+64 +48	+73 +48	+87 +48	+71 +60	+76 +60	+85 +60	+99 +60	+122 +60	+79 +68	+84 +68	+93 +68	+107 +68
40	50	+65 +54	+70 +54	+79 +54	+93 +54	+81 +70	+86 +70	+95 +70	+109 +70	+132 +70	+92 +81	+97 +81	+106 +81	+120 +81
50	65	+79 +66	+85 +66	+96 +66	+112 +66	+100 +87	+106 +87	+117 +87	+133 +87	+161 +87	+115 +102	+121 +102	+132 +102	+148 +102
65	80	+88 +75	+94 +75	+105 +75	+121 +75	+115 +102	+121 +102	+132 +102	+148 +102	+176 +102	+133 +120	+139 +120	+150 +120	+166 +120
80	100	+106 +91	+113 +91	+126 +91	+145 +91	+139 +124	+146 +124	+159 +124	+178 +124	+211 +124	+161 +146	+168 +146	+181 +146	+200 +146
100	120	+119 +104	+126 +104	+139 +104	+158 +104	+159 +144	+166 +144	+179 +144	+198 +144	+231 +144	+187 +172	+194 +172	+207 +172	+226 +172
120	140	+140 +122	+147 +122	+162 +122	+185 +122	+188 +170	+195 +170	+210 +170	+233 +170	+270 +170	+220 +202	+227 +202	+242 +202	+265 +202
140	160	+152 +134	+159 +134	+174 +134	+197 +134	+208 +190	+215 +190	+230 +190	+253 +190	+290 +190	+246 +228	+253 +228	+268 +228	+291 +228
160	180	+164 +146	+171 +146	+186 +146	+209 +146	+228 +210	+235 +210	+250 +210	+273 +210	+310 +210	+270 +252	+277 +252	+292 +252	+315 +252
180	200	+186 +166	+195 +166	+212 +166	+238 +166	+256 +236	+265 +236	+282 +236	+308 +236	+351 +236	+304 +284	+313 +284	+330 +284	+356 +284
200	225	+200 +180	+209 +180	+226 +180	+252 +180	+278 +258	+287 +258	+304 +258	+330 +258	+373 +258	+330 +310	+339 +310	+356 +310	+382 +310
225	250	+216 +196	+225 +196	+242 +196	+268 +196	+304 +284	+313 +284	+330 +284	+356 +284	+399 +284	+360 +340	+369 +340	+386 +340	+412 +340
250	280	+241 +218	+250 +218	+270 +218	+299 +218	+338 +315	+347 +315	+367 +315	+396 +315	+445 +315	+408 +385	+417 +385	+437 +385	+466 +385
280	315	+263 +240	+272 +240	+292 +240	+321 +240	+373 +350	+382 +350	+402 +350	+431 +350	+480 +350	+448 +425	+457 +425	+477 +425	+506 +425
315	355	+293 +268	+304 +268	+325 +268	+357 +268	+415 +390	+426 +390	+447 +390	+479 +390	+530 +390	+500 +475	+511 +475	+532 +475	+564 +475
355	400	+319 +294	+330 +294	+351 +294	+383 +294	+460 +435	+471 +435	+492 +435	+524 +435	+575 +435	+555 +530	+566 +530	+587 +530	+619 +530
400	450	+357 +330	+370 +330	+393 +330	+427 +330	+517 +490	+530 +490	+553 +490	+587 +490	+645 +490	+622 +595	+635 +595	+658 +595	+692 +595
450	500	+387 +360	+400 +360	+423 +360	+457 +360	+567 +540	+580 +540	+603 +540	+637 +540	+695 +540	+687 +660	+700 +660	+723 +660	+757 +660

Таблиця Д.4.11

Граничні відхилення валів **x**, **y** та **z** (Скорочено) (за ДСТУ EN ISO 286-2:2022)

Номинальний розмір, мм		x						y					z					
Понад	До включно	5	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10	11
-	3	+24 +20	+26 +20	+30 +20	+34 +20	+45 +20	+60 +20						+32 +26	+36 +26	+40 +26	+51 +26	+66 +26	+86 +26
3	6	+33 +28	+36 +28	+40 +28	+46 +28	+58 +28	+76 +28						+43 +35	+47 +35	+53 +35	+65 +35	+83 +35	+110 +35
6	10	+40 +34	+43 +34	+49 +34	+56 +34	+70 +34	+92 +34						+51 +42	+57 +42	+64 +42	+78 +42	+100 +42	+132 +42
10	14	+48 +40	+51 +40	+58 +40	+67 +40	+83 +40	+110 +40						+61 +50	+68 +50	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+160 +50
14	18	+53 +45	+56 +45	+63 +45	+72 +45	+88 +45	+115 +45						+71 +60	+78 +60	+87 +60	+103 +60	+130 +60	+170 +60
18	24	+63 +54	+67 +54	+75 +54	+87 +54	+106 +54	+138 +54	+76 +63	+84 +63	+96 +63	+115 +63	+147 +63	+86 +73	+94 +73	+106 +73	+125 +73	+157 +73	+203 +73
24	30	+73 +64	+77 +64	+85 +64	+97 +64	+116 +64	+148 +64	+88 +75	+96 +75	+108 +75	+127 +75	+159 +75	+101 +88	+109 +88	+121 +88	+140 +88	+172 +88	+218 +88
30	40	+91 +80	+96 +80	+105 +80	+119 +80	+142 +80	+180 +80	+110 +94	+119 +94	+133 +94	+156 +94	+194 +94	+128 +112	+137 +112	+151 +112	+174 +112	+212 +112	+272 +112
40	50	+108 +97	+113 +97	+122 +97	+136 +97	+159 +97	+197 +97	+130 +114	+139 +114	+153 +114	+176 +114	+214 +114	+152 +136	+161 +136	+175 +136	+198 +136	+236 +136	+296 +136
50	65	+135 +122	+141 +122	+152 +122	+168 +122	+196 +122	+242 +122	+163 +144	+174 +144	+190 +144			+191 +172	+202 +172	+218 +172	+246 +172	+292 +172	+362 +172
65	80	+159 +146	+165 +146	+176 +146	+192 +146	+220 +146	+266 +146	+193 +174	+204 +174	+220 +174			+229 +210	+240 +210	+256 +210	+284 +210	+330 +210	+400 +210
80	100	+193 +178	+200 +178	+213 +178	+232 +178	+265 +178	+318 +178	+236 +214	+249 +214	+268 +214			+280 +258	+293 +258	+312 +258	+345 +258	+398 +258	+478 +258
100	120	+225 +210	+232 +210	+245 +210	+264 +210	+297 +210	+350 +210	+276 +254	+289 +254	+308 +254			+332 +310	+345 +310	+364 +310	+397 +310	+450 +310	+530 +310
120	140	+266 +248	+273 +248	+288 +248	+311 +248	+348 +248	+408 +248	+325 +300	+340 +300	+363 +300			+390 +365	+405 +365	+428 +365	+465 +365	+525 +365	+615 +365
140	160	+298 +280	+305 +280	+320 +280	+343 +280	+380 +280	+440 +280	+365 +340	+380 +340	+403 +340			+440 +415	+455 +415	+478 +415	+515 +415	+575 +415	+665 +415
160	180	+328 +310	+335 +310	+350 +310	+373 +310	+410 +310	+470 +310	+405 +380	+420 +380	+443 +380			+480 +465	+505 +465	+528 +465	+565 +465	+625 +465	+715 +465
180	200	+370 +350	+379 +350	+396 +350	+422 +350	+465 +350	+535 +350	+454 +425	+471 +425	+497 +425			+549 +520	+566 +520	+592 +520	+635 +520	+705 +520	+810 +520
200	225	+405 +385	+414 +385	+431 +385	+457 +385	+500 +385	+570 +385	+499 +470	+516 +470	+542 +470			+604 +575	+621 +575	+647 +575	+690 +575	+760 +575	+865 +575
225	250	+445 +425	+454 +425	+471 +425	+497 +425	+540 +425	+610 +425	+549 +520	+566 +520	+592 +520			+669 +640	+686 +640	+712 +640	+755 +640	+825 +640	+930 +640
250	280	+498 +475	+507 +475	+527 +475	+556 +475	+605 +475	+685 +475	+612 +580	+632 +580	+661 +580			+742 +710	+762 +710	+791 +710	+840 +710	+920 +710	+1030 +710
280	315	+548 +525	+557 +525	+577 +525	+606 +525	+655 +525	+735 +525	+682 +650	+702 +650	+731 +650			+822 +790	+842 +790	+871 +790	+920 +790	+1000 +790	+1110 +790
315	355	+615 +590	+626 +590	+647 +590	+679 +590	+730 +590	+820 +590	+766 +730	+787 +730	+819 +730			+936 +900	+957 +900	+989 +900	+1040 +900	+1130 +900	+1260 +900
355	400	+685 +660	+696 +660	+717 +660	+749 +660	+800 +660	+890 +660	+856 +820	+877 +820	+909 +820			+1036 +1000	+1057 +1000	+1089 +1000	+1140 +1000	+1230 +1000	+1360 +1000
400	450	+767 +740	+780 +740	+803 +740	+837 +740	+895 +740	+990 +740	+960 +920	+983 +920	+1017 +920			+1140 +1100	+1163 +1100	+1197 +1100	+1255 +1100	+1350 +1100	+1500 +1100
450	500	+847 +820	+860 +820	+883 +820	+917 +820	+975 +820	+1070 +820	+1040 +1000	+1063 +1000	+1097 +1000			+1290 +1250	+1313 +1250	+1347 +1250	+1405 +1250	+1500 +1250	+1650 +1250

Таблиця Д.5.1

Рекомендовані та переважні ☐ посадки в системі отвору для номінальних розмірів від 1 до 500 мм. (за ДСТУ EN ISO 286-1:2022)

Основні відхилення валів	Поле допуску основного отвору							
	<i>H5</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
	Посадки							
<i>a</i>							$\frac{H11}{a11}$	
<i>b</i>							$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H12}{b12}$
<i>c</i>			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H8}{c8}$			$\frac{H11}{c11}$	
<i>d</i>			$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H8}{d8}$, $\frac{H8}{d9}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H10}{d10}$	$\frac{H11}{d11}$	
<i>e</i>			$\frac{H7}{e7}$, $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H8}{e8}$, $\frac{H8}{e9}$	$\frac{H9}{e8}$, $\frac{H9}{e9}$			
<i>f</i>		$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H8}{f7}$, $\frac{H8}{f8}$, $\frac{H8}{f9}$	$\frac{H9}{f8}$, $\frac{H9}{f9}$			
<i>g</i>	$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H7}{g6}$					
<i>h</i>	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$, $\frac{H8}{h9}$	$\frac{H9}{h8}$, $\frac{H9}{h9}$	$\frac{H10}{h9}$, $\frac{H10}{h10}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$
<i>js</i>	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H8}{js7}$				
<i>k</i>	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H8}{k7}$				
<i>m</i>	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H8}{m7}$				
<i>n</i>	$\frac{H5}{n4}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H8}{n7}$				
<i>p</i>		$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H7}{p6}$					
<i>r</i>		$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H7}{r6}$					
<i>s</i>		$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H8}{s7}$				
<i>t</i>			$\frac{H7}{t6}$					
<i>u</i>			$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{u8}$				
<i>x</i>				$\frac{H8}{x8}$				
<i>z</i>				$\frac{H8}{z8}$				

Таблиця Д.5.2

Рекомендовані та переважні ☐ посадки в системі вала для номінальних розмірів від 1 до 500 мм. (ДСТУ EN ISO 286-1:2022)

Основні відхилення отворів	Поле допуску основного вала								
	$h4$	$h5$	$h6$	$h7$	$h8$	$h9$	$h10$	$h11$	$h12$
	Посадки								
A								$\frac{A11}{h11}$	
B								$\frac{B11}{h11}$	$\frac{B12}{h12}$
C								$\frac{C11}{h11}$	
D			$\frac{D8}{h6}$	$\frac{D8}{h7}$	$\frac{D8}{h8}; \frac{D9}{h8}$	$\frac{D9}{h9}; \frac{D10}{h9}$	$\frac{D10}{h10}$	$\frac{D11}{h11}$	
E			$\frac{E8}{h6}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{E8}{h8}; \frac{E9}{h8}$	$\frac{E9}{h9}$			
F		$\frac{F7}{h5}$	$\frac{F7}{h6}; \frac{F8}{h6}$	$\frac{F8}{h7}$	$\frac{F8}{h8}; \frac{F9}{h8}$	$\frac{F9}{h9}$			
G	$\frac{G5}{h4}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{G7}{h6}$						
H	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h8}; \frac{H9}{h8}$	$\frac{H8}{h9}; \frac{H9}{h9}; \frac{H10}{h9}$	$\frac{H10}{h10}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$
JS	$\frac{JS5}{h4}$	$\frac{JS6}{h5}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{JS8}{h7}$					
K	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{K6}{h6}$	$\frac{K8}{h7}$					
M	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{M8}{h7}$					
N	$\frac{N5}{h4}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{N8}{h7}$					
P		$\frac{P6}{h5}$	$\frac{P7}{h6}$						
R			$\frac{R7}{h6}$						
S			$\frac{S7}{h6}$						
T			$\frac{T7}{h6}$						
U				$\frac{U8}{h7}$					

Таблиця Д.6

Показники геометричних характеристик допусків (за ДСТУ ГОСТ 2.308:2013 та ДСТУ EN ISO 1101:2018)

Група допусків	Вид допуску	Познака	Обов'язковість бази	Примітка
Допуск форми	Допуск прямолінійності		ні	
	Допуск площинності		ні	
	Допуск круглості		ні	
	Допуск циліндричності		ні	
	Допуск профілю поздовжнього перетину		ні	тільки за ДСТУ ГОСТ 2.308:2013
	Допуск профілю будь-якого контуру		ні	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
	Допуск профілю будь-якої поверхні		ні	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
Допуск орієнтації	Допуск паралельності		так	
	Допуск перпендикулярності		так	
	Допуск нахилу		так	
	Допуск профілю будь-якого контуру		так	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
	Допуск профілю будь-якої поверхні		так	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
Допуск розташування	Допуск концентричності (для центрових точок)		так	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
	Допуск співвісності (для осей)		так	
	Допуск симетричності		так	
	Позиційний допуск		так чи ні	
	Допуск перетину осей		так	тільки за ДСТУ ГОСТ 2.308:2013
	Допуск профілю будь-якого контуру		так	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
	Допуск профілю будь-якої поверхні		так	тільки за ДСТУ EN ISO 1101:2018
Допуск биття	Допуск радіального биття		так	
	Допуск торцевого биття		так	
	Допуск биття в заданому напрямку		так	
	Допуск повного радіального биття		так	
	Допуск повного торцевого биття		так	

Таблиця Д.7.1

Допуски площинності  та прямолінійності 

Інтервал номінальних розмірів, мм	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ												ММ			
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	0,06	0,1	0,16	0,25
Понад 10 до 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Понад 16 до 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Понад 25 до 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Понад 40 до 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Понад 63 до 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 100 до 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 160 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 400 до 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 630 до 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 1000 до 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 1600 до 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Понад 2500 до 4000	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
Понад 4000 до 6300	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
Понад 6300 до 10000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8

Примітка. Під номінальним розміром розуміється номінальна довжина нормованої ділянки. Якщо нормована ділянка не вказана, то під номінальним розміром розуміється номінальна довжина більшої сторони поверхні або номінальний більший діаметр торцевої поверхні.

Таблиця Д.7.2

Допуски циліндричності , круглості  та профілю поздовжнього перерізу 

Інтервал номінальних розмірів, мм	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ												ММ			
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Понад 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Понад 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Понад 18 до 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Понад 30 до 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 50 до 120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 120 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 400 до 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 630 до 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 1000 до 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 1600 до 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4

Примітка. Під номінальним розміром розуміється номінальний діаметр поверхні.

Таблиця Д.7.3

Допуски паралельності $\parallel$, перпендикулярності $\perp$, нахилу $\angle$,
торцевого биття $\nearrow$ та повного торцевого биття $\nearrow$

Інтервал номінальних розмірів, мм	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ												ММ			
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Понад 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Понад 16 до 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Понад 25 до 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 40 до 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 63 до 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 100 до 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 160 до 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 250 до 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 400 до 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 630 до 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Понад 1000 до 1600	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
Понад 1600 до 2500	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
Понад 2500 до 4000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
Понад 4000 до 6300	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10
Понад 6300 до 10000	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3	5	8	12

Примітка. Під час призначення допусків паралельності, перпендикулярності та нахилу за номінальний розмір приймається довжина нормованої ділянки або номінальна довжина всієї поверхні, що нормується. Під час призначення допуску торцевого биття за номінальний розмір приймається вказаний номінальний діаметр або номінальний більший діаметр торцевої поверхні. Під час призначення допуску повного торцевого биття за номінальний розмір приймається номінальний більший діаметр торцевої поверхні, що нормується.

Таблиця Д.7.4

Допуски радіального биття $\nearrow$ та повного радіального биття $\nearrow$. Допуск співвісності $\odot$, симетричності $\equiv$, перетину осей $\times$ в діаметральному вираженні

Інтервал номінальних розмірів, мм	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ												ММ			
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 10 до 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 18 до 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 30 до 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 50 до 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 120 до 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 250 до 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Понад 400 до 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
Понад 630 до 1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
Понад 1000 до 1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
Понад 1600 до 2500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10

Примітка. Під час призначення допуску радіального биття та повного радіального биття за номінальний розмір приймається номінальний діаметр поверхні, що нормується. Під час призначення допуску співвісності, симетричності, перетину осей за номінальний розмір приймається номінальний діаметр поверхонь обертання, що нормуються.

Таблиця Д.7.5

Допуски співвісності $\odot$, симетричності $\equiv$ та перетину осей $\times$ в радіусному вираженні

Інтервал номінальних розмірів, мм	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 3	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Понад 3 до 10	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Понад 10 до 18	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Понад 18 до 30	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 30 до 50	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 50 до 120	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 120 до 250	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 250 до 400	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 400 до 630	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 630 до 1000	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 1000 до 1600	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Понад 1600 до 2500	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5

Примітка. За номінальний розмір приймається номінальний діаметр поверхні обертання, що нормується або номінальний розмір між поверхнями, які утворюють симетричний елемент. Якщо база не вказується, то допуск визначається за елементом з більшим розміром.

Таблиця Д.8.1

Рекомендовані значення середньо арифметичного відхилення профілю R_a , мкм
(за ДСТУ EN ISO 1302:2018)

100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
10	8	6,3	5	4	3,2	2,5	2	1,6	1,25
1	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,02	0,016	0,012
0,01	0,008	-	-	-	-	-	-	-	-

Примітка. Переважні значення параметрів виділені.

Таблиця Д.8.2

Рекомендовані значення висоти нерівностей профілю по 10 точкам R_z та найбільшої висоти нерівностей профілю R_{max} , мкм (за ДСТУ EN ISO 1302:2018)

-	-	-	-	-	-	-	-	1600	1250
1000	800	630	500	400	320	250	200	160	125
100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
1	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	-	-	-

Примітка. Переважні значення параметрів виділені.

Таблиця Д.8.3

Рекомендовані значення середнього кроку нерівностей S_m та середнього кроку місцевих виступів профілю S , мкм (за ДСТУ EN ISO 1302:2018)

-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,5
10	8	6,3	5	4	3,2	2,5	2	1	1,25
1	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,02	0,016	0,0125
0,01	0,008	0,006	0,005	0,004	0,003	0,002	-	-	-

Таблиця Д.8.4

Рекомендовані числові значення параметрів t_p , p , l (за ДСТУ EN ISO 1302:2018)

Назва параметра	Умовне позначення, одиниці вимірювання	Числові значення
Відносна опорна довжина профілю	t_p , %	10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90
Рівні перерізу профілю	p , % від R_{max}	5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90
Базова довжина профілю	l , мм	0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25

Таблиця Д.9

В'язкість основних мастил машино- то приладобудування

Марка мастила	В'язкість при $t = 50^\circ\text{C}$	
	кінематична $V, \times 10 \text{ м/с}$	динамічна $\mu, \text{Па} \cdot \text{с}$
Індустріальне: 12	10...14	0,009...0,013
20	17...23	0,015...0,021
30	27...33	0,024...0,030
40	35...52	0,034...0,047
50	42...58	0,038...0,052
Турбінне: 22	20...23	0,018...0,021
30	28...32	0,025...0,029
46	44...48	0,040...0,043
57	55...59	0,050...0,053
Моторне Т	62...68	0,056...0,061
Сепараторне: Л	6...10	0,056...0,061
Т	14...17	0,013...0,015

Таблиця Д.10

Коефіцієнт завантаженості C_R для половинних* підшипників

Відносний Ексцентриситет χ	C_R при l/d											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,300	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763
0,400	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091
0,500	0,216	0,307	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,030	1,111	1,248	1,483
0,600	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,379	1,489	1,590	1,763	2,070
0,650	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446
0,700	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,925	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981
0,750	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671
0,800	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778
0,850	1,779	2,428	3,036	3,580	4,053	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947	6,545
0,900	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,380	11,910	12,350	12,730	13,340	14,340
0,950	8,393	10,706	12,670	14,140	15,370	16,370	17,180	17,860	18,430	18,910	19,680	20,970
0,975	21,000	25,620	29,170	31,880	33,990	35,660	37,060	38,120	39,040	39,810	41,070	43,110
0,990	65,260	75,860	83,210	88,900	92,890	96,350	98,950	101,20	102,90	104,40	106,80	110,80

Визначення товщини мастильного шару h при даному зазорі S : відносний зазор $\psi = S/d$; величина середнього питомого тиску $p = R/(l \cdot d)$; коефіцієнт навантаженості $C_R = p \cdot \psi^2 / \mu \cdot \omega$; із таблиці по C_R визначається χ ; товщина мастильного шару $h = (S/2) \cdot (1 - \chi)$.

Примітка. Проміжні значення слід отримувати інтерполяцією табличних даних.

*У половинних підшипниках (з кутом обхвату 180°) мастильний шар утворюється на половині довжини кола.

Таблиця Д.11

Значення коефіцієнтів k та m

l/d	k		m	
	повний підшипник	половинний підшипник	повний підшипник	половинний підшипник
0,4	0,255	0,409	0,356	0,641
0,5	0,355	0,533	0,472	0,792
0,6	0,452	0,638	0,568	0,893
0,7	0,539	0,723	0,634	0,948
0,8	0,623	0,792	0,698	0,972
0,9	0,690	0,849	0,705	0,976
1,0	0,760	0,895	0,760	0,963
1,1	0,823	0,932	0,823	0,942
1,2	0,880	0,972	0,880	0,972

Таблиця Д.12

Значення коефіцієнту $k_{\varphi e}$, що враховує кут обхвату та відношення l/d при $\varphi = 180^\circ$

l/d	$k_{\varphi e}$
0,2	0,262
0,3	0,385
0,4	0,502
0,5	0,608
0,6	0,706
0,7	0,794
0,8	0,870
0,9	0,940
1,0	1,000
1,1	1,050
1,2	1,120
1,3	1,140

Таблиця Д.13

Граничні зазори в посадках із зазором при розмірах від 50 до 180 мм згідно з
ДСТУ EN ISO 286-2:2022

Посадки в системі отвору	Посадки в системі валу	Номінальний розмір, мм								
		Від 50 до 80			Від 80 до 120			Від 120 до 180		
		Граничні зазори, мкм								
		S_{max}	S_{min}	S_m	S_{max}	S_{min}	S_m	S_{max}	S_{min}	S_m
H5/g4	G5/h4	31	10	20,5	37	12	24,5	44	14	29
H5/h4	H5/h4	21	0	10,5	25	0	12,5	30	0	15
H6/f6	-	62	30	46	73	36	54,5	86	43	64,5
-	F7/h5	73	30	51,5	86	36	61	101	43	72
H6/g5	G6/h5	42	10	26	49	12	30,5	57	14	35,5
H6/h5	H6/h5	32	0	16	37	0	18,5	43	0	21,5
-	D8/h6	165	100	132,5	196	120	158	233	145	189
H7/d8	D8/h7	276	100	188	209	120	164,5	248	145	196,5
H7/e7	-	120	60	90	142	72	107	165	85	125
-	E8/h6	125	60	92,5	147	72	109,5	173	85	129
H7/e8	E8/h7	136	60	98	161	72	116,5	188	85	136,5
H7/f7	F7/h7	90	30	60	106	36	71	123	43	83
-	F7/h6	79	30	54,5	93	36	64,5	108	43	75,5
-	F8/h6	95	30	62,5	112	36	74	131	43	87
H7/g6	G7/h6	59	10	34,5	69	12	40,5	79	14	46,5
H7/h6	H7/h6	49	0	24,5	57	0	28,5	65	0	32,5
H8/d8	D8/h8	192	100	146	228	120	174	271	145	208
H8/d9	D9/h8	220	100	160	261	120	190,5	308	145	226,5
H8/e8	E8/h8	152	60	106	180	72	126	211	85	148
H8/e9 H9/e8	E9/h8	180	60	120	213	72	142,5	248	85	166,5
H8/f7	F8/h7	106	30	68	125	36	80,5	146	43	94,5
H8/f8	F8/h8	122	30	76	144	36	90	169	43	106
H8/f9 H9/f8	F9/h8	150	30	90	177	36	106,5	206	43	124,5
H8/h7	H8/h7	76	0	38	89	0	44,5	103	0	51,5
H8/h8	H8/h8	92	0	46	108	0	54	126	0	63
H8/h9 H9/h8	H8/h9	120	0	60	141	0	70,5	163	0	81,5
H9/d9	D9/h9	248	100	174	294	120	207	345	145	245
-	D10/h9	294	100	197	347	120	233,5	405	145	275
H9/e9	E9/h9	208	60	134	246	72	159	285	85	185
H9/f9	F9/h9	178	30	104	210	36	123	243	43	143
H9/h9	-	148	0	74	174	0	87	200	0	100
H10/d10	D10/h10	340	100	220	400	120	260	465	145	305
H10/h9	H10/h9	194	0	97	227	0	113,5	260	0	130
H10/h10	H10/h10	240	0	120	280	0	140	320	0	160
H11/d11	D11/h11	480	100	290	560	120	340	645	145	395
H11/h11	H11/h11	380	0	190	440	0	220	500	0	250
H12/h12	H12/h12	600	0	300	700	0	350	800	0	400

Таблиця Д.14

Значення модулів пружності E , границь текучості σ_T та коефіцієнта Пуассона μ для деяких матеріалів

Матеріал	$E \times 10^{11}, \text{Н/м}$	$\sigma_T \times 10^8, \text{Па}$	μ
Сталь та сталіне лиття	1,96	-	0,3
Сталь 25	1,98	2,74	0,3
Сталь 30	2	2,94	0,3
Сталь 35	2,06	3,14	0,3
Сталь 40	2,13	3,33	0,3
Сталь 45	2	3,53	0,3
Чавунне лиття	0,74...1,05	-	0,25
Чавун СЧ 18	0,74...1,05	-	0,25
Бронза оловяниста	0,84	2,74	0,35
Бронза Бр. АЖН-11-6-6	0,84	3,92	0,35
Латунь ЛмцОС 58-2-2-2	0,78	3,43	0,38
Пластмаси	0,205...0,350	-	0,12...0,18

Таблиця Д.15

Значення коефіцієнтів тертя f при сталому процесі роз пресування або повертання

Матеріал спряжуваних деталей	Коефіцієнт тертя f
Сталь – Сталь	0,06...0,13
Сталь – чавун	0,07...0,12
Сталь- Магнієво – алюмінієві сплави	0,03...0,05
Сталь – латунь	0,05...0,10
Сталь – пластмаси	0,15...0,25

Примітка: при утворенні з'єднань з використанням температурних деформацій (нагрівання охоплюючої або охолодження охоплюваної деталі) значення f в 1,5...1,6 вище наведених. При чавунних та сталіних деталях часто приймають $f = 0,14$

Таблиця Д.16

Значення коефіцієнтів тертя в залежності від методу запресування, матеріалу деталей та мастила

Метод	Матеріал деталей		Мастило	Коефіцієнти тертя при розпресовуванні в момент зсуву	
	охоплюваної	охоплюючої		осьовому	круглому
Механічне запресування	Сталь 30...50	Сталь 30...50	Машинне мастило	0,20	0,08
		Чавун СЧ 18		0,17	0,09
		Магнієво- алюмінієві сплави	Всуху	0,09	0,03
		Латунь	Всуху	0,10	0,04
		Бронза	Всуху	0,07	
Нагрівання або охолодження	Сталь 30...50	Сталь 30...50	Нагрівання	Всуху	0,40
			охолодження	Всуху	0,40
		Чавун СЧ 28	Всуху	0,18	0,13
		Магнієво- алюмінієві сплави	Всуху	0,15	0,10
		Латунь		0,25	0,17
	Бр. ОЦСБ-6-3	Чавун СЧ 15	Всуху	0,07	
	Бр. АЖ-9-4 Бр. АЖН-11-6-6	Сталь 45	Всуху	0,07	

Таблиця Д.17

Значення коефіцієнтів лінійного розширення α для матеріалів

Матеріал	α , град ⁻¹
Сталь 25	$12,6 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Сталь 30	$12,6 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Сталь 35	$11,1 \pm 1 \cdot 10^{-6}$
Сталь 40	$12,4 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Сталь 45	$11,6 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Сталь 50	$12 \pm 1 \cdot 10^{-6}$
Чавун	$11 \pm 1 \cdot 10^{-6}$
Бронза Бр. Оцс-6-6-3	$17,1 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Бронза Бр. АЖ-9-4	$17,8 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Латунь ЛАЖ Мц 66-6-3-2	$18,7 \pm 2 \cdot 10^{-6}$
Латунь ЛмцОС 58-2-2-2	$17 \pm 1 \cdot 10^{-6}$

Таблиця Д.18

Граничні натяги в посадках з натягом при розмірах від 30 до 225 мм згідно з
ДСТУ EN ISO 286-2:2022

Посадки в системі отвору	Посадки в системі валу	Номинальний розмір, мм													
		Від 50 до 65		Від 65 до 80		Від 80 до 100		Від 100 до 120		Від 120 до 140		Від 140 до 160		Від 160 до 180	
		Граничні натяги, мкм													
		N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}	N_{max}	N_{min}
H6/p5	P6/h5	45	13	45	13	52	15	52	15	61	18	61	18	61	18
H6/r5		54	22	54	24	66	29	69	32	81	38	83	40	86	43
H6/s5		66	34	72	40	86	49	94	37	110	67	118	75	126	83
H7/p6	P7/h6	51	2	51	2	59	2	59	2	68	3	68	3	68	3
H7/r6	R7/h6	60	11	62	13	73	16	76	19	88	23	90	25	93	28
H7/s6	S7/h6	72	23	78	29	93	36	101	44	117	52	125	60	133	68
H7/s7		83	23	89	29	106	36	114	44	132	52	140	60	148	68
H7/t6	T7/h6	85	36	94	45	113	56	126	69	147	82	159	91	174	106
H7/u7		117	57	132	72	159	89	179	109	210	130	230	150	250	170
H8/s7		83	7	89	13	106	17	114	25	132	29	140	37	148	45
H8/u8		133	41	148	56	178	70	198	90	233	107	253	127	273	147
	U8/h7	133	57	148	72	178	89	198	109	233	130	253	150	273	170
H8/x8		168	76	192	100	232	124	264	156	311	185	343	217	373	247
H8/z8		218	126	256	164	312	204	364	256	428	302	478	352	528	402

Таблиця Д.19

$$\text{Значення функції } \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_a^z \text{Exp}\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz$$

<i>z</i>	$\Phi(z)$	<i>z</i>	$\Phi(z)$	<i>z</i>	$\Phi(z)$	<i>z</i>	$\Phi(z)$
0,01	0.0040	0,31	0.1217	0,72	0.2642	1,80	0.4641
0,02	0.0080	0,32	0.1255	0,74	0.2763	1,85	0.4678
0,03	0.0120	0,33	0.1293	0,76	0.2764	1,90	0.4713
0,04	0.0160	0,34	0.1331	0,78	0.2823	1,95	0.4744
0,05	0.0199	0,35	0.1368	0,80	0.2881	2,00	0.4772
0,06	0.0239	0,36	0.1406	0,82	0.2939	2,10	0.4821
0,07	0.0279	0,37	0.1443	0,84	0.2995	2,20	0.4861
0,08	0.0319	0,38	0.1480	0,86	0.3051	2,30	0.4893
0,09	0.0359	0,39	0.1517	0,88	0.3106	2,40	0.4918
0,10	0.0398	0,40	0.1554	0,90	0.3159	2,50	0.4938
0,11	0.0478	0,41	0.1591	0,92	0.3212	2,60	0.4953
0,12	0.0478	0,42	0.1628	0,94	0.3264	2,70	0.4965
0,13	0.0517	0,43	0.1664	0,96	0.3315	2,80	0.4974
0,14	0.0557	0,44	0.1700	0,98	0.3365	2,90	0.4981
0,15	0.0596	0,45	0.1736	1,00	0.3413	3,00	0.4986
0,16	0.0639	0,46	0.1772	1,05	0.3531	3,20	0.49931
0,17	0.0675	0,47	0.1808	1,10	0.3643	3,40	0.48966
0,18	0.0714	0,48	0.1844	1,15	0.3749	3,60	0.49984
0,19	0.0753	0,49	0.1879	1,20	0.3849	3,80	0.49992
0,20	0.0793	0,50	0.1915	1,25	0.3944	4,00	0.49996
0,21	0.0832	0,52	0.1985	1,30	0.4032	4,50	0.49999
0,22	0.0871	0,54	0.2054	1,35	0.4115	5,00	0.49999
0,23	0.0910	0,56	0.2123	1,40	0.4192		
0,24	0.0948	0,58	0.2190	1,45	0.4265		
0,25	0.0987	0,60	0.2257	1,50	0.4332		
0,26	0.1020	0,62	0.2324	1,55	0.4394		
0,27	0.1064	0,64	0.2389	1,60	0.4452		
0,28	0.1103	0,66	0.2454	1,65	0.4505		
0,29	0.1141	0,68	0.2517	1,70	0.4554		
0,3	0.1179	0,70	0.2580	1,75	0.4599		

Таблиця Д.20

Відсоток натягів P_N для перехідних посадок при розмірах від 3 до 500 мм

Посадка		Відсоток натягів P_N	Посадка		Відсоток натягів P_N
H5/m4	M5/h4	99,93...99,98	H7/m6	M7/h6	80...85
H5/k4	K5/h4	38...68	H7/k6	K7/h6	24...34
H5/js4	Js5/h4	0,5...1,0	H7/js6	Js7/h6	0,5...0,6
H6/m5	M6/h5	94...99	H8/n7	N8/h7	88...93
H6/k5	K6/h5	38...50	H8/m7	M8/h7	60...71
H6/js5	Js6/h5	0,1...2,6	H8/k7	K8/h7	24...29
H7/n6	N7/h6	99,1...99,6	H8/js7	Js8/h7	0,6...2,7
Примітка: відсоток P_S отримується за формулою: $P_S = 100 - P_N$					

Таблиця Д.21

Значення **H** і **F** для розрахунку граничних калібрів MPL у стандартних ступенях допуску згідно з ДСТУ EN ISO 286-1:2022 (за ДСТУ EN ISO 1938-1:2022).

Type of gauge	Workpiece standard tolerance grades									
	IT6		IT7		IT8 to IT10		IT11 and IT12		IT13 to IT18	
	Size	Form and orientation	Size	Form and orientation	Size	Form and orientation	Size	Form and orientation	Size	Form and orientation
	H	2 × F	H	2 × F	H	2 × F	H	2 × F	H	2 × F
Full form cylindrical plug gauge	IT2	IT1	IT3	IT2	IT3	IT2	IT5	IT4	IT7	IT5
Segmental cylindrical bar gauge										
Segmental cylindrical bar gauge with reduced gauging surfaces										
Full form spherical plug gauge	IT2	IT1	IT2	IT1	IT2	IT1	IT4	IT3	IT6	IT5
Segmental spherical plug gauge										
Bar gauge	IT2	IT1	IT3	IT2	IT3	IT2	IT5	IT4	IT7	IT5
Rod gauge with spherical ends	IT2	IT1	IT2	IT1	IT2	IT1	IT4	IT3	IT6	IT5
Full form cylindrical ring gauge	IT3	IT2	IT3	IT2	IT4	IT3	IT5	IT4	IT7	IT5
Full form notch gauge	IT3	IT2	IT3	IT2	IT4	IT3	IT5	IT4	IT7	IT5
Gap gauge	IT3	IT2	IT3	IT2	IT4	IT3	IT5	IT4	IT7	IT5

Таблиця Д.22

Значення в мікрометрах параметра для визначення меж калібру відносно меж заготовки – Стандартні класи допуску заготовки IT6 (за ДСТУ EN ISO 1938-1:2022)

Nominal dimension mm		Workpiece standard tolerance grades					
		IT6					
>	≤	T	z	z ₁	α, α ₁	y	y ₁
—	3	6	1	1,5	0	1	1,5
3	6	8	1,5	2	0	1	1,5
6	10	9	1,5	2	0	1	1,5
10	18	11	2	2,5	0	1,5	2
18	30	13	2	3	0	1,5	3
30	50	16	2,5	3,5	0	2	3
50	80	19	2,5	4	0	2	3
80	120	22	3	5	0	3	4
120	180	25	4	6	0	3	4
180	250	29	5	7	2	4	5
250	315	32	6	8	3	5	6
315	400	36	7	10	4	6	6
400	500	40	8	11	5	7	7

Таблиця Д.23

Значення в мкм параметра для визначення меж калібру відносно меж заготовки – Стандартні класи допуску заготовки IT7...IT9 (за ДСТУ ISO 1938-1:2022)

Nominal dimension mm		Workpiece standard tolerance grades											
		IT 7				IT 8				IT 9			
>	≤	T	z, z ₁	α, α ₁	y, y ₁	T	z, z ₁	α, α ₁	y, y ₁	T	z, z ₁	α, α ₁	y, y ₁
—	3	10	1,5	0	1,5	14	2	0	3	25	5	0	0
3	6	12	2	0	1,5	18	3	0	3	30	6	0	0
6	10	15	2	0	1,5	22	3	0	3	36	7	0	0
10	18	18	2,5	0	2	27	4	0	4	43	8	0	0
18	30	21	3	0	3	33	5	0	4	52	9	0	0
30	50	25	3,5	0	3	39	6	0	5	62	11	0	0
50	80	30	4	0	3	46	7	0	5	74	13	0	0
80	120	35	5	0	4	54	8	0	6	87	15	0	0
120	180	40	6	0	4	63	9	0	6	100	18	0	0
180	250	46	7	3	6	72	12	4	7	115	21	4	0
250	315	52	8	4	7	81	14	6	9	130	24	6	0
315	400	57	10	6	8	89	16	7	9	140	28	7	0
400	500	63	11	7	9	97	18	9	11	155	32	9	0

Таблиця Д.24

Виконавчі розміри калібрів для контролю номінальних розмірів деталей до 180 мм

Калібр		Робочий калібр		Контрольний калібр	
		Розмір	Допуск	Розмір	Допуск
Для отвору	Прохідна сторона нова	$D_{min} + z$	$\pm H/2$	-	-
	Прохідна сторона спрацьована	$D_{min} - y$	-	-	-
	Непрохідна сторона	D_{max}	$\pm H/2$	-	-
Для валу	Прохідна сторона нова	$D_{max} - z_1$	$\pm H/2$	$D_{max} - z_1$	$\pm H_p/2$
	Прохідна сторона спрацьована	$D_{max} + y_1$	-	$D_{max} + y_1$	$\pm H_p/2$
	Непрохідна сторона	D_{min}	$\pm H/2$	D_{min}	$\pm H_p/2$

Примітка. При розрахунку виконавчих розмірів калібрів (найбільших для отворів та найменших для валів) необхідно користуватись наступним правилом округлення:

- округлення розмірів робочих калібрів (найбільших для отворів та найменших для валів) для виробів квалітетів 15-17 слід виконувати за ціною поділки мікрометра;
- для виробів квалітетів 6-14 слід округлювати до величин, кратних 0,5 мкм, при цьому допуск на калібри зберігається;
- розміри, що закінчуються на 0,25 та 0,75 мкм, слід округлювати до величин, кратних 0,5 мкм в сторону зменшення виробничого допуску виробу.

Таблиця Д.25

Одиниці допуску $i(I)$, мкм, для основних інтервалів номінальних розмірів ЄСДП

Номінальні розміри, мм	$i(I)$	Номінальні розміри, мм	$i(I)$
до 3	0,55	180-250	2,89
3-6	0,73	250-315	3,22
6-10	0,90	315-400	3,54
10-18	1,08	400-500	3,89
18-30	1,31	500-630	4,35
30-50	1,56	630-800	5,00
50-80	1,86	800-1000	5,70
80-120	2,17	1000-1250	6,60
120-180	2,52	1250-1600	7,70

Таблиця Д.26

Значення коефіцієнта t за нормального розподілу розмірів замикальної ланки для різних відсотків ризику P

P, %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Таблиця Д.27

Числа одиниць допуску a для квалітетів ЄСДП (згідно з ДСТУ ISO 286-1-2022)

Квалітет	a	Наближене значення квалітету
01	1	Кінцеві міри довжини
0	1,41	
1	2	
2	2,74	Калібри, особливо точні міри
3	3,74	
4	5,12	
5	7	Спряжувані розміри
6	10	
7	16	
8	25	
9	40	
10	64	
11	100	
12	160	
13	250	
14	400	Розміри з невказаними допусками
15	640	
16	1000	
17	1600	

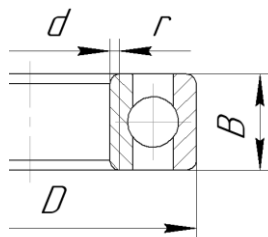
Таблиця Д.28

Допустимі похибки вимірювань δ в залежності від допусків

Номінальні розміри, мм	Квалітети в залежності від допусків, мкм													
	5		6		7		8		9		10		11	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	5	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,0	25	6	40	8	60	12
3-6	5	1,6	8	2,0	12	3,0	18	4,0	30	8	48	10	75	16
6-10	6	2,0	9	2,0	15	4,0	22	5,0	36	9	58	12	90	18
10-18	8	2,8	11	3,0	18	5,0	27	7,0	43	10	70	14	110	30
18-30	9	3,0	13	4,0	21	6,0	33	8,0	52	12	84	18	130	30
30-50	11	4,0	16	4,5	25	7,0	39	10,0	62	16	100	20	160	40
50-80	13	4,0	19	5,0	30	9,0	46	12,0	74	18	120	30	190	40
80-120	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	12,0	87	20	140	30	220	50
120-180	18	6,0	25	7,0	40	12,0	63	16,0	100	30	160	40	250	50
180-250	20	7,0	29	8,0	46	12,0	72	18,0	115	30	185	40	290	60
250-315	23	8,0	32	10,0	52	14,0	81	20,0	130	30	210	50	320	70
315-400	25	9,0	36	10,0	57	16,0	89	24,0	140	40	230	50	350	80
400-500	27	9,0	40	12,8	63	18,0	97	26,0	155	40	250	50	400	80

Таблиця Д.29

Деякі геометричні та силові параметри шарикопідшипників радіальних однорядних



Позначення	Розміри, мм				Вантажопідйомність, Н	
	d	D	B	r	C_r	C_o
Легка серія						
204	20	47	14	1,5	10	6,3
205	25	52	15	1,5	11	7,1
206	30	62	16	1,5	15,3	10,2
207	35	72	17	2	20,1	13,9
208	40	80	18	2	25,6	17,8
209	45	85	19	2	25,7	18,1
210	50	90	20	2	27,5	20,2
211	55	100	21	2,5	34	25,6
212	60	110	22	2,5	41,1	31,1
213	65	120	23	2,5	44,1	31,7
214	70	125	24	2,5	48,8	38,1
215	75	130	25	2,5	51,9	41,9
Середня серія						
304	20	52	15	2	12,5	7,9
305	25	62	17	2	17,6	11,6
306	30	72	19	2	22	15,1
307	35	80	21	2,5	26,2	17,9
308	40	90	23	2,5	31,9	22,7
309	45	100	25	2,5	37,8	26,7
310	50	110	27	3	48,5	36,3
311	55	120	29	3	56	42,6
312	60	130	31	3,5	64,1	49,4
313	65	140	33	3,5	72,7	56,7
314	70	150	35	3,5	81,7	61,3
315	75	160	37	3,5	89	72,8
Важка серія						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47	26,7
407	35	100	25	2,5	55,8	31
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	54,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52

Таблиця Д.30

Точність розмірів, форми та взаємного розташування поверхонь.

Підшипники шарикові, роликові та шарикові радіально-упорні. Кільця внутрішні
(за ДСТУ ГОСТ 520:2014)

Номінальний діаметр отвору d, мм	Отвір циліндричний				Ширина кільця		U_p	R_i
	d_m		d					
	Відхилення, мкм							
	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	не більше	
Клас точності P0								
50-80	0	-15	+4	-19	0	-150	25	20
80-120	0	-20	+5	-25	0	-200	25	25
120-180	0	-25	+6	-31	0	-250	30	30
180-250	0	-30	+8	-38	0	-300	30	40
Клас точності P6								
2,5-10	0	-7	+1	-8	0	-120	15	6
10-18	0	-7	+1	-8	0	-120	20	7
18-30	0	-8	+1	-9	0	-120	20	8
30-50	0	-10	+1	-11	0	-120	20	10
50-80	0	-12	+2	-14	0	-150	25	10
80-120	0	-15	+3	-18	0	-200	25	13
120-180	0	-18	+3	-21	0	-250	30	18
180-250	0	-22	+4	-26	0	-300	30	20
Клас точності P5								
2,5-10	0	-5	0	-5	0	-40	5	3,5
10-18	0	-5	0	-5	0	-40	5	3,5
18-30	0	-6	0	-6	0	-80	5	4
30-50	0	-8	0	-8	0	-120	5	5
50-80	0	-9	0	-9	0	-150	6	5
80-120	0	-10	0	-10	0	-200	7	6
120-180	0	-13	0	-13	0	-250	8	8
180-250	0	-15	0	-15	0	-300	10	10

Номінальний діаметр отвору d, мм	Отвір циліндричний				Ширина кільця		U_p	R_i
	d_m		d					
	Відхилення, мкм							
	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	не більше	
Клас точності P4								
2,5-10	0	-4	0	-4	0	-40	2,5	2,5
10-18	0	-4	0	-4	0	-80	2,5	2,5
18-30	0	-5	0	-5	0	-120	3	4
30-50	0	-6	0	-6	0	-120	3	4
50-80	0	-7	0	-7	0	-150	4	4
80-120	0	-8	0	-8	0	-200	4	5
120-180	0	-10	0	-10	0	-250	5	6
180-250	0	-12	0	-12	0	-300	8	7
Клас точності P2								
2,5-10	0	-2,5	0	-2,5	0	-40	1,5	1,5
10-18	0	-2,5	0	-2,5	0	-80	1,5	1,5
18-30	0	-2,5	0	-2,5	0	-120	1,5	2,5
30-50	0	-2,5	0	-2,5	0	-120	1,5	2,5
50-80	0	-4	0	-4	0	-150	1,5	2,5
80-120	0	-5	0	-5	0	-200	2,5	2,5
120-150	0	-7	0	-7	0	-250	2,5	2,5
150-180	0	-7	0	-7	0	-250	5	4
180-250	0	-8	0	-8	0	-300	5	5

Примітка: d_m, d – відповідно середній та номінальний діаметри внутрішнього кільця підшипника;

d_m – визначається як середнє арифметичне найбільшого та найменшого діаметрів, що вимірюється в різних перерізах кільця.

Таблиця Д.31

Точність розмірів поверхонь. Підшипники шарикові, роликові радіальні та шарикові радіально-упорні. Кільця зовнішні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)

Номінальний зовнішній діаметр D, мм	Допустимі відхилення зовнішнього діаметру кільця, мкм										
	D_m			D				D_m та D			
	Клас точності										
	0, 6	0	6	0		6		5, 4, 2	5	4	2
	верхнє	нижнє		верхнє	нижнє	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє		
2,5-6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-5	-4	-2,5
6,18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-5	-4	-2,5
13-30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-8	0	-6	-5	-4
30-50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11	0	-7	-6	-4
50-80	0	-14	-11	+4	-17	+2	-14	0	-9	-7	-4
80-120	0	-15	-13	+5	-20	+2	-15	0	-10	-8	-5
120-150	0	-18	-15	+6	-24	+3	-18	0	-11	-9	-5
150-180	0	-25	-18	+7	-32	+3	-21	0	-13	-10	-7
180-250	0	-30	-20	+8	-38	+4	-24	0	-15	-11	-8
250-315	0	-35	-25	+9	-44	+4	-29	0	-18	-13	-8

Таблиця Д.32

Поля допусків валів та отворів для встановлення підшипників кочення

Клас точності підшипника	Посадкова поверхні	Система посадок	Поля допусків	Квалітети
2	вал	система отвору	h3, js3	3
2, 4, 5			g3, h4, js4, k4, m4, n4	4
4, 5			g5, h5, js5, k5, m5, n5	5
6, 0			f6, g6, h6, js6, k6, m6, n6, p6, r6	6
			h7*, r7	7
			h8*, h9*, h10*, h11*	8...11
2	отвір	система вала	H4, Js4	4
2, 4, 5			H5, Js5, K5, M5	5
4, 5			G6, H6, Js6, K6, M6, N6, P6	6
6, 0			G7, H7, Js7, K7, M7, N7, P7	7
			E8, H8	8
			H9	9

Примітка: * – як правило, для підшипників на кріпильних та на стяжних втулках.

Таблиця Д.33

Рекомендовані поля допусків валів та отворів корпусів під підшипники кочення з місцево навантаженими кільцями

Тип підшипників	Номінальний діаметр, мм	Поля допусків		
		валів (осей)	Отворів в корпусі	
			нероз'ємному	роз'ємному
Навантаження спокійне або з помірними поштовхами та вібрацією, перенавантаження до 150%				
Всі типи, крім штампованих голчастих	до 80	h5, h6, g5,	H6, H7	H6, H7, H8*
	80-260	g6, f6*, js6	G6, G7	
	260-500	f6, js6		
Навантаження з поштовхами та вібрацією, перенавантаження до 300%				
Всі типи крім: – штампованих	до 80	h5, h6	Js6, Js7	
– голчастих та роликів конічних дворядних	80-260 >260	g5, g6	H6, H7	Js6, Js7
Роликові конічні дворядні	до 120	h5, h6	H6, H7	Js6, Js7
	>120	g5, g6		
Навантаження будь-яке				
Голчасті штамповані	всі розміри	k5, k6** js5, js6**	K6, K7*** Js6, Js7	Js6, Js7 (в сталевий стакан)

Примітки. * – поля допусків f6 та H8 слід використовувати при частоті обертання, не більше 60% від гранично допустимої.

** – з'єднання підшипників з валами k5, k6, js5, js6 виконують за допомогою селективного складання.

*** – для корпусів із кольорового металу.

Таблиця Д.34

Значення коефіцієнта F, що враховує ступінь послаблення посадкового натягу при порожнистому валу або тонкостінному корпусі

$d/d_{\text{отв.}}$ або $D/D_{\text{корп.}}$		Для вала			Для корпуса
від	до	$D/d \leq 5$	$1,5 \leq D/d \leq 2$	$D/d > 2 \dots 3$	для всіх підшипників
-	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	-	2	2,3	3	1,8

Таблиця Д.35

Значення коефіцієнта F_a нерівномірності розподілу навантаження R між рядками роликів в дворядних конічних роликотішипниках або між здвоєними підшипниками при наявності остового навантаження A на опору

$A/(R \cdot \operatorname{ctg} \beta)$		F_a
від	до	
-	0,2	1
-0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1	1,6
1	-	2

Примітка: β – кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця, залежно від конструкції підшипника.

Таблиця Д.36

Допустимі інтенсивності навантаження P_R на посадкових поверхнях валів та корпусів

Діаметр d отвору внутрішнього кільця підшипника, мм	Допустимі значення P_R , кН/м			
	Поля допусків для валів			
	$js6, js5$	$k6, k5$	$m6, m5$	$n6, n5$
18-80	до 300	300...1400	1400...1600	1600...3000
80-180	600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180-360	700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360-630	900	900...3500	3500...5400	5400...8000
Діаметр D зовнішнього кільця підшипника, мм	Поля допусків для корпусів			
	$K7, K6$	$M7, M6$	$N7, N6$	$P7$
50-180	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180-360	1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360-630	1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630-1600	1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Примітка: допустимі значення P_R підраховані за середніми значеннями посадкових натягів.

Таблиця Д.37

Розміри призматичних шпонок та елементів шпонкових пазів (за DIN 6885)

Діаметр вала d, мм	Перетин шпонки b x h, мм	Інтервал довжини l, мм		Шпонковий паз			
				Глибина, мм		Радіус закруглення r або фаска s x 45°, мм	
		від	до	на валу t ₁	у втулці t ₂	не більше	не менше
від 6 до 8	2x2	6	20	1,2	1,0	0,16	0,08
понад 8 до 10	3x3	6	36	1,8	1,4		
понад 10 до 12	4x4	8	45	2,5	1,8		
понад 12 до 17	5x5	10	56	3,0	2,3	0,25	0,16
понад 17 до 22	6x6	14	70	3,5	2,8		
понад 22 до 30	8x7	18	90	4,0	3,3		
понад 30 до 38	10x8	22	110	5,0	3,3	0,4	0,25
понад 38 до 44	12x8	28	140	5,0	3,3		
понад 44 до 50	14x9	36	160	5,5	3,8		
понад 50 до 58	16x10	45	180	6,0	4,3		
понад 58 до 65	18x11	50	200	7,0	4,4		
понад 65 до 75	20x12	56	220	7,5	4,9	0,6	0,4
понад 75 до 85	22x14	63	250	9,0	5,4		
понад 85 до 95	24x14		250	9,0	5,4		
	25x14	70	280	9,0	5,4		
понад 95 до 110	28x16	80	320	10,0	6,4		
понад 110 до 130	32x18	90	360	11,0	7,4	1,0	0,7
понад 130 до 150	36x20	100	400	12,0	8,4		
понад 150 до 170	40x22	100	400	13,0	9,4		
понад 170 до 200	45x25	110	450	15,0	10,4		
понад 200 до 230	50x28	125	500	17,0	11,4		

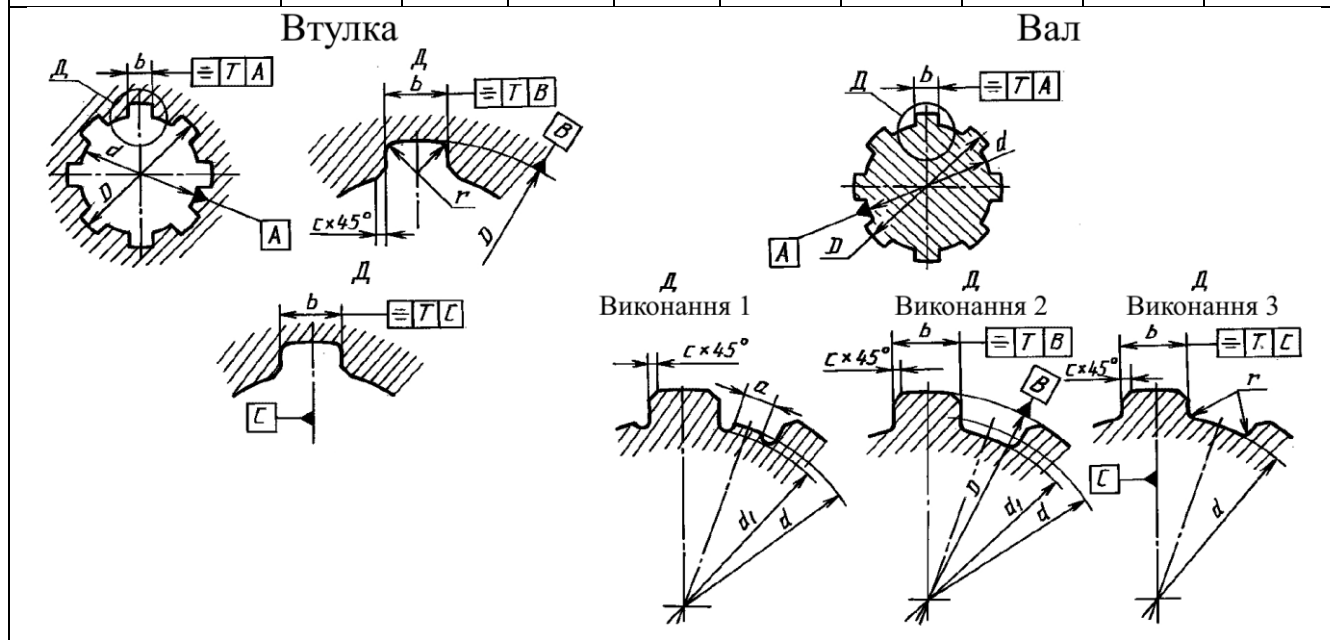
Примітка: Довжини шпонок вибираються з ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

Таблиця Д.38

Основні розміри прямобічних шліцьових з'єднань (за ISO 14:1982)

z x d x D	Число зубців z	d, мм	D, мм	b, мм	d ₁ , мм не менше	a, мм не менше	с		г, мм не більше
							ном.	відхил.	
Розміри легкої серії, мм									
6 x 23 x 26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6 x 26 x 30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6 x 28 x 32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8 x 32 x 36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8 x 36 x 40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8 x 42 x 46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8 x 46 x 50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8 x 52 x 58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8 x 56 x 62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8 x 62 x 68	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10 x 72 x 78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10 x 82 x 88	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10 x 92 x 98	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10 x 102 x 108	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10 x 112 x 120	10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5
Розміри середньої серії, мм									
6 x 11 x 14	6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2
6 x 13 x 16	6	13	16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2
6 x 16 x 20	6	16	20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2
6 x 18 x 22	6	18	22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2
6 x 21 x 25	6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6 x 23 x 28	6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6 x 26 x 32	6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6 x 28 x 34	6	28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8 x 32 x 38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8 x 36 x 42	8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8 x 42 x 48	8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8 x 46 x 54	8	46	54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8 x 52 x 60	8	52	60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8 x 56 x 65	8	56	65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8 x 62 x 72	8	62	72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10 x 72 x 82	10	72	82	12,0	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
10 x 82 x 92	10	82	92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10 x 92 x 102	10	92	102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10 x 102 x 112	10	102	112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10 x 112 x 125	10	112	125	18,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5

z x d x D	Число зубців z	d, мм	D, мм	b, мм	d ₁ , мм не менше	а, мм не менше	с		г, мм не більше
							ном.	відхил.	
Розміри важкої серії, мм									
10 x 16 x 20	10	16	20	2,5	14,1	-	0,3	+0,2	0,2
10 x 18 x 23	10	18	23	3,0	15,6	-	0,3	+0,2	0,2
10 x 21 x 26	10	21	26	3,0	18,5	-	0,3	+0,2	0,2
10 x 23 x 29	10	23	29	4,0	20,3	-	0,3	+0,2	0,2
10 x 26 x 32	10	26	32	4,0	23,0	-	0,4	+0,2	0,3
10 x 28 x 35	10	28	35	4,0	24,4	-	0,4	+0,2	0,3
10 x 32 x 40	10	32	40	5,0	28,0	-	0,4	+0,2	0,3
10 x 36 x 45	10	36	45	5,0	31,3	-	0,4	+0,2	0,3
10 x 42 x 52	10	42	52	6,0	36,9	-	0,4	+0,2	0,3
10 x 46 x 56	10	46	56	7,0	40,9	-	0,5	+0,3	0,5
16 x 52 x 60	16	52	60	5,0	47,0	-	0,5	+0,3	0,5
16 x 56 x 65	16	56	65	5,0	50,6	-	0,5	+0,3	0,5
16 x 62 x 72	16	62	72	6,0	56,1	-	0,5	+0,3	0,5
16 x 72 x 82	16	72	82	7,0	65,9	-	0,5	+0,3	0,5
20 x 82 x 92	20	82	92	6,0	75,6	-	0,5	+0,3	0,5
20 x 92 x 102	20	92	102	7,0	85,5	-	0,5	+0,3	0,5
20 x 102 x 115	20	102	115	8,0	94,0	-	0,5	+0,3	0,5
20 x 112 x 125	20	112	125	9,0	104,0	-	0,5	+0,3	0,5



Примітка: 1. Виконання 1 для виготовлення валів з'єднань легкої і середньої серій методом обкатування. Вали з'єднань важкої серії методом обкатування не виготовляються.

2. Шліцеві вали виконань 1 і 3 виготовляються при centruванні за внутрішнім діаметром, виконання 2 – при centruванні по зовнішньому діаметру та бічним сторонам зубів.

Таблиця Д.39

Переважні посадки шліцевих прямобічних з'єднань (за ISO 14:1982)

Спосіб центру- вання	Вид з'єднання	Посадка поверхні		
		d	D	b
d	рухоме	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6};$ $\frac{H7}{g7}; \frac{H7}{h7}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{D9}{e9}; \frac{D9}{f9}; \frac{F8}{h7}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{f9}; \frac{H9}{d10};$ $\frac{H9}{f9}; \frac{H9}{h7}; \frac{H9}{h10}; \frac{H11}{d10}; \frac{H11}{f9};$ $\frac{H11}{h7}; \frac{H11}{h10}$
	нерухоме	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{D9}{js7}; \frac{D9}{k7}; \frac{F8}{js7}; \frac{F8}{k7}; \frac{F10}{js7}$
D	рухоме	$\frac{H11^{**}}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}$	$\frac{D9}{d9}; \frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F10}{f7}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{h9}$	
	нерухоме	$\frac{H11^{**}}{*}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{F8}{js7}$
b	рухоме	$\frac{H11^{**}}{a11}$	$\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{F10}{d9}; \frac{F10}{f8}$	
	нерухоме	$\frac{H11^{**}}{*}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{F8}{js7}$

Примітка: * – не менше діаметра d_1 за табл. Д.38;

** – рекомендовані посадки.

Таблиця Д.40

Номінальні діаметри та кроки метричних різьб з зазором (скорочено)
(за ДСТУ ISO 261:2005)

Номінальний діаметр D, d, мм			Крок різьби P, мм		Номінальний діаметр D, d, мм			Крок різьби P, мм	
1-й вибір	2-й вибір	3-й вибір	великий	дрібний	1-й вибір	2-й вибір	3-й вибір	великий	дрібний
1			0,25	0,2			28		2; 1,5; 1
	1,1		0,25	0,2	30			3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
1,2			0,25	0,2			32		2; 1,5
	1,4		0,3	0,2		33		3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
1,6			0,35	0,2			35		1,5
	1,8		0,35	0,2	36			4	3; 2; 1,5; 1
2			0,4	0,25			38		1,5
	2,2		0,45	0,25		39		4	3; 2; 1,5; 1
2,5			0,45	0,35			40		3; 2; 1,5
3			0,5	0,35	42			4,5	4; 3; 2; 1,5; 1
	3,5		0,6	0,35		45		4,5	4; 3; 2; 1,5; 1
4			0,7	0,5	48			5	4; 3; 2; 1,5; 1
	4,5		0,75	0,5			50		3; 2; 1,5
5			0,8	0,5		52		5	4; 3; 2; 1,5; 1
		5,5		0,5			55		4; 3; 2; 1,5
6			1	0,5	56			5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
	7		1	0,75; 0,5			58		4; 3; 2; 1,5
8			1,25	1; 0,75; 0,5		60		5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
		9	1,25	1; 0,75; 0,5			62		4; 3; 2; 1,5
10			1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5	64			6	4; 3; 2; 1,5; 1
		11	1,5	1; 0,75; 0,5			65		4; 3; 2; 1,5
12			1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5		68		6	4; 3; 2; 1,5; 1
	14		2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5			70		6; 4; 3; 2; 1,5
		15		1,5; 1	72				6; 4; 3; 2; 1,5; 1
16			2	1,5; 1; 0,75; 0,5			75		4; 3; 2; 1,5
		17		1,5; 1		76			6; 4; 3; 2; 1,5; 1
	18		2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5			78		2
20			2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	80				6; 4; 3; 2; 1,5; 1
	22		2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5			82		2
24			3	2; 1,5; 1; 0,75		85			6; 4; 3; 2; 1,5
		25		2; 1,5; 1;	90				6; 4; 3; 2; 1,5
		26		1,5		95			6; 4; 3; 2; 1,5
	27		3	2; 1,5; 1; 0,75	100				6; 4; 3; 2; 1,5

Примітка: Кроки, які вказані у дужках, рекомендується по можливості не використовувати.

Таблиця Д.41

Допуски середнього діаметра зовнішньої різьби T_{d_2} і середнього діаметра внутрішньої різьби T_{D_2} (скорочено) (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Номінальний діаметр різьби, d, мм		Крок Р, мм	Зовнішня різьба							Внутрішня різьба				
			Квалітет допуску (ступені точності)											
від	до включно		3	4	5	6	7	8	9	4	5	6	7	8
			Допуск T_{d_2} , мкм							Допуск T_{D_2} , мкм				
5,6	11,2	0,5	42	53	67	85	106	-	-	71	90	112	140	-
		0,75	50	63	80	100	125	-	-	85	106	132	170	-
		1	56	71	90	112	140	180	224	95	118	150	190	236
		1,25	60	75	95	118	150	190	236	100	125	160	200	250
		1,5	67	85	106	132	170	212	265	112	140	180	224	280
11,2	22,4	0,5	45	56	71	90	112	-	-	75	95	118	150	-
		0,75	53	67	85	106	132	-	-	90	112	140	180	-
		1	60	75	95	118	150	190	236	100	125	160	200	250
		1,25	67	85	106	132	170	212	265	112	140	180	224	280
		1,5	71	90	112	140	180	224	280	118	150	190	236	300
		1,75	75	95	118	150	190	236	300	125	160	200	250	315
		2	80	100	125	160	200	250	315	132	170	212	265	335
22,4	45	2,5	85	106	132	170	212	265	355	140	180	224	280	355
		0,5	48	60	75	95	118	-	-	80	100	125	-	-
		0,75	56	71	90	112	140	-	-	95	118	150	190	-
		1	63	80	100	125	160	200	250	106	132	170	212	265
		1,5	75	95	118	150	190	236	300	125	160	200	250	315
		2	85	106	132	170	212	265	335	140	180	224	280	355
		3	100	125	160	200	250	315	400	170	212	265	335	425
		3,5	106	132	170	212	265	335	425	180	224	280	355	450
		4	112	140	180	224	280	355	450	190	236	300	375	475
45	90	4,5	118	150	190	236	300	375	475	200	250	315	400	500
		1	71	90	112	140	180	224	280	118	150	190	236	300
		1,5	80	100	125	160	200	250	315	132	170	212	265	335
		2	90	112	140	180	224	280	355	150	190	236	300	375
		3	106	132	170	212	265	335	425	180	224	280	355	450
		4	118	150	190	236	300	375	475	200	250	315	400	500
		5	125	160	200	250	315	400	500	212	265	335	425	530
		5,5	132	170	212	265	335	425	530	224	280	355	450	560
		6	140	180	224	280	355	450	560	236	300	375	475	600

Таблиця Д.42

Допуски зовнішнього діаметра зовнішньої різьби T_d і внутрішнього діаметра внутрішньої різьби T_{D_1} різьби з зазором (скорочено) (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Крок Р, мм	Зовнішня різьба			Внутрішня різьба				
	Квалітет допуску (ступені точності)							
	4	6	8	4	5	6	7	8
	Допуск T_d , мкм			Допуск T_{D_1} , мкм				
0,5	67	106	-	90	112	140	180	-
0,6	80	125	-	100	125	160	200	-
0,7	90	140	-	112	140	180	224	-
0,75	90	140	-	118	150	190	236	-
0,8	95	150	236	125	160	200	150	315
1	112	180	280	150	190	236	300	375
1,25	132	212	335	170	212	265	335	425
1,5	150	236	375	190	236	300	375	475
1,75	170	265	425	212	265	335	425	530
2	180	280	450	236	300	375	475	600
2,5	212	335	530	280	355	450	560	710
3	236	375	600	315	400	500	630	800
3,5	265	425	670	355	450	560	710	900
4	300	475	750	375	475	600	750	950
4,5	315	500	800	425	530	670	850	1060
5	335	530	850	450	560	710	900	1120
5,5	355	560	900	475	600	750	950	1180
6	375	600	950	500	630	800	1000	1250

Таблиця Д.43

Основні відхилення діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби
(за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Крок Р, мм	Зовнішня різьба					Внутрішня різьба			
	Діаметр різьби d ; d_2 ; d_1					Діаметр різьби D ; D_2 ; D_1			
	Основні відхилення e_s , мкм					Основні відхилення E_I , мкм			
	d	e	f	g	h	E	F	G	H
0,5	-	-50	-36	-20	0	+50	+36	+20	0
0,6	-	-53	-36	-21	0	+53	+36	+21	0
0,7	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,75	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,8	-	-60	-38	-24	0	+60	+38	+24	0
1	-	-60	-40	-26	0	+60	+40	+26	0
1,25	-	-63	-42	-28	0	+63	+42	+28	0
1,5	-	-67	-45	-32	0	+67	+45	+32	0
1,75	-	-71	-48	-34	0	+71	+48	+34	0
2	-	-71	-52	-38	0	+71	+52	+38	0
2,5	-	-80	-58	-42	0	+80	+58	+42	0
3	-	-85	-63	-48	0	+85	+63	+48	0
3,5	-	-90	-70	-53	0	+90	+70	+53	0
4	-	-95	-75	-60	0	+95	+75	+60	0
4,5	-	-100	-80	-63	0	+100	+80	+63	0
5	-	-106	-85	-71	0	+106	+85	+71	0
5,5	-	-112	-90	-75	0	+112	+90	+75	0
6	-	-118	-95	-80	0	+118	+95	+80	0

Таблиця Д.44

Області використання найбільш поширених степенів точності зубчастих передач

Степінь точності циліндричних зубчастих коліс	Області використання	Колова швидкість коліс, м/с: а) прямозубих; б) косозубих
5 (прецизійні)	Зубчасті колеса, призначені для передач із прецизійною узгодженістю обертання або тих, що працюють з найбільшою плавністю та безшумністю. Колеса прецизійних механізмів або швидкісних передач (турбінні) вимірювальні колеса для контролю коліс 8-го та 9-го степенів точності	а) більше 30 б) більше 50
6 (високоточні)	Зубчасті колеса, призначені для передач із точною узгодженістю обертання або тих, що працюють при підвищених швидкостях обертання та більших навантаженнях плавно та безшумно. Колеса механізмів* або швидкісних редукторів** відповідальні колеса авіа-, авто- та верстатобудування**.	а) до 15 б) до 30
7 (точні)	Зубчасті колеса, що працюють при підвищених швидкостях та помірних навантаженнях або, навпаки, колеса подачі в верстатах; колеса редукторів нормального ряду; колеса авіа- та автобудування.	а) до 15 б) до 30
8 (середньої точності)	Зубчасті колеса загального машинобудування, що не потребують особливої точності; колеса верстатів, що не входять в ділильні ланцюги; невідповідальні шестерні авіа-, авто- та тракторобудування; колеса вантажопідйомних механізмів; відповідальні шестерні сільськогосподарських машин	а) до 6 б) до 10
9 (заниженої точності)	Зубчасті колеса, призначені для грубої роботи, до яких не ставляться вимога середньої точності; навантажені передачі, виконані із конструктивних міркувань більшими, ніж отримані із розрахунків.	а) до 2 б) до 4
Примітка: * – степінь за нормами плавності може бути на один грубішим. ** – степінь за нормами кінематичної точності може бути на один грубішим.		

Таблиця Д.45

Рекомендовані комплекси показників контролю прямозубих та вузьких косозубих коліс

Норми	Номер комплексу	Комплекси контролю	Позначення	Степінь точності	Найбільший діаметр колеса або найбільша ширина вінця, мм	Значення параметрів за таблицями ГОСТ 1643-81
Кінематична точність	1	Для передачі Найбільша кінематична похибка	F'_{ir}	3-8	1000 (6300)	Табл. 6
	2	Накопичена похибка кроку по зубчастому колесу та накопичена похибка k кроків	F_{pr} F_{pkr}	3-6	6300	Табл. 6 Табл. 6
	3	Коливання вимірювальної міжосьової відстані (МОВ) за 1 оберт колеса та коливання довжини загальної нормалі	F''_{ir} F_{vwr}	5-8	1000	Табл. 7 Табл. 7
	4	Коливання вимірювальної МОВ та похибки обкату	F''_{ir} та F_{cr}, F''_{ir}	5-8 9-12	1000 1000	Табл. 6 Табл. 6
	5	Радіальне биття зубчастого вінця та коливання загальної нормалі	F_{rr} F_{vwr}	3-8	1600	Табл. 6 Табл. 6
	6	Радіальне биття зубчастого вінця та похибка обхвату	F_{rr}, F_{cr}	3-6 3-8	1600 6300	Табл. 6 Табл. 6
	7	Радіальне биття зубчастого вінця	F_r	7-8 9-12	від 1600 від 6300	Табл. 6 Табл. 6
		Для передачі Найбільша кінематична похибка передачі	F'_{ior}	3-8	1000	Табл. 6
Плавності роботи	1	Для колеса Місцева кінематична похибка	f'_{ir}	3-8	6300	Табл. 8
	2	Відхилення кроку зачеплення та похибка профілю	$\pm f_{pbr}$ f_{fr}	3-8	1000	Табл. 8
	3	Відхилення кроку зачеплення та граничні відхилення кроку	$\pm f_{pbr}$ $\pm f_{ptr}$	5-8	6300	Табл. 8
	4	Коливання вимірювальної МОВ на одному зубі	f''_{ir}	5-12	1000	Табл. 8
	5	Відхилення кроку	f_{ptr}	9-12	6300	Табл. 8
		Для передачі Циклічна похибка зубчастої частоти в передачі	f_{zzor}	3-8	6300	Табл. 9

Норми	Номер комплексу	Комплекси контролю	Позначення	Степінь точності	Найбільший діаметр колеса або найбільша ширина вінця, мм	Значення параметрів за таблицями ГОСТ 1643-81
Контакту зубів		Для колеса				
	1	Похибка напрямку зуба	F_{β}	3-12	$b \leq 1250$	Табл. 11
	2	Похибка форми та розташування контактної лінії (потенціальної) при $\varepsilon_{\beta} > 1,25$	F_{kr}	3-12	$b \leq 1250$	Табл. 11
	3	Відхилення осьових кроків по нормалі та допуск на похибку та розташування контактної лінії (потенціальної)	$\pm F_{pxnz}$ F_{kz}	3-12	$b \leq 1250$	Табл. 11 Табл. 11
	4	Відхилення основних кроків по нормалі та відхилення кроку зачеплення	$\pm F_{pxnz}$ $\pm F_{pbz}$	3-9	$b \leq 1250$	Табл. 11 Табл. 8
		Для передачі				
		З регульованим розташуванням осей: – сумарна пляма контакту	пляма	3-9	6300	Табл. 12
	1	З нерегульованим розташуванням осей: – сумарна пляма контакту	%	3-9	6300	Табл. 12
	2	– неправильність осей	f_{xz}	3-12	6300	Табл. 11
	3	– пересік осей	f_{yz}	3-12	6300	Табл. 11
Бокового зазору		Для колеса				
	1	Найменше додаткове зміщення вихідного контуру та допуск на зміщення вихідного контуру	$-E_{HS}$ T_H	3-12	6300	Табл. 14 Табл. 15
	2	Граничні відхилення вимірювальної МОВ	$+E_{a''s}$ $-E_{a''i}$	5-8	1000	Табл. 22 Табл. 22 Табл. 16
	3	Найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі та допуск на середню довжину загальної нормалі	$-E_{ws}$ T_w	3-12	800	Табл. 17 Табл. 19
	4	Найменше відхилення товщини зуба та допуску на товщину зуба	$-E_{cs}$ T'_c	3-12	6300	Табл. 20 Табл. 21
		Для передачі				
	1	Гарантований боковий зазор	$j_{n \min}$	3-12	6300	Табл. 13
	2	Граничні відхилення МОВ	$\pm f_a$	3-12	6300	

КИРИЛОВИЧ Валерій
 МЕЛЬНИК Олександр
 ОТАМАНСЬКИЙ Валентин

Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання

Методичні рекомендації для проведення практичних занять

Автор

*В.А. Кирилович
 О.Л. Мельник
 В.В. Отаманський*

Редактор

В.В. Отаманський

Технічне редагування

В.В. Отаманський

Комп'ютерний набір та верстка

В.В. Отаманський

Макетування

В.В. Отаманський

Підписано до друку _____ формат 1/16
 Папір офсетний. Гарнітура Таймс. Умовн. друк. арк.
 Електронне видання

Редакційно-видавничий відділ державного університету
 «Житомирська політехніка»

Адреса: «Житомирська політехніка», вул. Чуднівська, 103, м. Житомир, 10005