

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

І. В. Петко, М. Й. Бондаренко, В. В. Кострицький

**РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ  
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ**

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою Київського національного  
університету технологій та дизайну  
для студентів напрямку підготовки 6.050702  
«Електромеханіка»

К И Ї В  
КНУТД  
2 0 1 6

УДК [621.81:621.713](075.8)

ББК 34.441я73

П29

Рекомендовано Вченою радою Київського національного університету технологій та дизайну як навчальний посібник для студентів напряму підготовки 6.050702 «Електромеханіка»  
(протокол №10 від 22 червня 2016)

*Рецензенти*

*Защепкіна Н. М.* – д-р техн. наук, проф. кафедри наукових, аналітичних і екологічних приладів і систем Національного технічного університету України «Київський політехнічний університет».

*Шевченко К. Л.* – д-р техн. наук, проф. кафедри автоматизації експериментальних досліджень Національного технічного університету України «Київський політехнічний університет».

**Петко І. В.**

П29 Розрахунок та конструювання електромеханічних пристроїв : навчальний посібник / І. В. Петко, М. Й. Бондаренко, В. В. Кострицький. – К. : КНУТД, 2016. – 328 с.

ISBN 978-966-7972-66-0

В навчальному посібнику розкриваються основні поняття допусків та посадок, розглянуто принципи вибору та розрахунку різних видів з'єднань, що виникають у вузлах, які складаються з деталей, виготовлених із металевих та полімерних матеріалів, подані докладні приклади та відповідний довідковий матеріал.

Розрахований на студентів машинобудівних та електромеханічних напрямів підготовки і може бути корисним інженерно-технічним працівникам відповідних галузей промисловості.

**УДК [621.81:621.713](075.8)  
ББК 34.441я73**

ISBN 978-966-7972-66-0

© І. В. Петко, М. Й. Бондаренко,  
В. В. Кострицький, 2016  
© КНУТД, 2016

## ЗМІСТ

Передмова.....	9
Розділ 1. З'єднання деталей електромеханічних пристроїв .....	11
1.1. Нарізні з'єднання .....	11
1.1.1. Види нарізних з'єднань .....	11
1.1.2. Стандартні елементи нарізних з'єднань .....	16
1.1.3. Розрахунок нарізних з'єднань на міцність .....	19
1.1.3.1. З'єднання, навантажене осьюовою розтяжною силою при якому попередня і кінцева зтяжка відсутні .....	19
1.1.3.2. Болт працює на розтяг і кручення.....	22
1.1.3.3. Попередньо зтягнутий болт, додатково навантажений осьовою розтяжною силою, можливе наступне зтягування болта .....	23
1.1.3.4. Болт, що навантажений поперечною силою, встановлений в отвір з зазором .....	26
1.1.3.5. Болт, що навантажений поперечною силою, встановлений в отвір з під розвертки без зазору .....	27
1.1.3.6. Попередньо зтягнутий болт з ексцентричною головкою додатково навантажений зовнішньою силою $F$ (наступне зтягування болта відсутнє).....	28
1.2. Шпонкові та зубчасті з'єднання .....	28
1.2.1. Види шпонкових з'єднань .....	28
1.2.2. Допустимі навантаження та розрахункові формули.....	31
1.2.2.1. Не напружені шпонкові з'єднання.....	31
1.2.3. Шліцьові (зубчасті) з'єднання .....	33
1.3. Заклепкові з'єднання .....	36
1.3.1. Области застосування, конструкції, технологія виготовлення заклепкових з'єднань .....	36
1.3.2. Класифікація заклепкових з'єднань .....	38
1.3.3. Міцність елементів заклепкового з'єднання .....	40

1.3.4. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань .....	42
Питання для самоконтролю .....	42
Розділ 2. Передачі .....	45
2.1. Вали та осі. Їх з'єднання та опори .....	45
2.1.1. Типи та конструкції валів та осей .....	45
2.1.2. Розрахунок валів та осей .....	51
2.1.2.1. Розрахунок осей на статичну міцність .....	52
2.1.2.2. Розрахунок валів на кручення .....	53
2.1.2.3. Розрахунок валів на згин і кручення .....	54
2.1.2.4. Розрахунок на опір втоми .....	57
2.1.2.5. Розрахунок на жорсткість .....	59
2.2. Муфти .....	60
2.2.1. Основні типи та призначення .....	60
2.2.1.1. Глухі муфти .....	61
2.2.1.2. Рухомі (компенсувальні) муфти .....	63
2.2.1.3. Зчіпні муфти .....	68
2.2.1.4. Самокеровані муфти .....	71
2.3. Підшипники кочення та ковзання .....	76
2.3.1. Розрахунок підшипників кочення .....	76
2.3.2. Тертя і змащення підшипників ковзання .....	80
2.3.2.1. Критерії працездатності і розрахунок підшипників, що працюють в умовах напіврідкого чи напівсухого тертя .....	80
2.4. Зубчасті та черв'ячні передачі .....	82
2.4.1. Види та класифікація зубчастих передач .....	82
2.4.2. Матеріали для виготовлення зубчастих передач .....	84
2.4.3. Циліндричні прямозубі передачі .....	84
2.4.3.1. Елементи зачеплення та геометричні розміри .....	84
2.4.3.2. Сили, що діють в зачепленні зубів прямозубої циліндричної передачі .....	86
2.4.3.3. Розрахунок прямозубих циліндричних передач .....	87

2.4.3.4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів .....	87
2.4.3.5. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на витривалість зубів при згині .....	92
2.4.4. Циліндричні косозубі та шевронні зубчасті передачі .....	96
2.4.4.1. Основні геометричні залежності косозубих і шевронних зубчастих передач .....	97
2.4.4.2. Сили, що діють у косозубому (шевронному) циліндричному зубчастому зачепленні .....	98
2.4.4.3. Розрахунок косозубих та шевронних зубчастих передач .....	98
2.4.4.4. Розрахунок косозубих циліндричних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів .....	99
2.4.4.5. Розрахунок косозубих циліндричних передач на витривалість зубів при згині .....	100
2.4.5. Конічні зубчасті передачі .....	101
2.4.5.1. Основні геометричні параметри .....	101
2.4.5.2. Сили, що діють в конічному зубчастому зачепленні .....	103
2.4.5.3. Розрахунок конічних зубчастих передач .....	104
2.4.5.4. Розрахунок конічних зубчастих передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів .....	104
2.4.5.5. Розрахунок конічних зубчастих передач на витривалість зубів при згині .....	106
2.4.6. Черв'ячні передачі .....	108
2.4.6.1. Матеріали для виготовлення черв'ячних передач .....	109
2.4.6.2. Геометричні та кінематичні співвідношення у черв'ячних передачах .....	110
2.4.6.3. Сили, що діють у черв'ячному зачепленні .....	111
2.4.6.4. Розрахунок черв'ячної передачі .....	112

2.4.6.5. Розрахунок черв'ячних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів .....	113
2.4.6.6. Розрахунок черв'ячних передач на витривалість зубів при згині .....	115
2.4.7. Редуктори та приводи технологічних машин .....	116
Питання для самоконтролю .....	118
Розділ 3. Система допусків і посадок гладких з'єднань .....	126
3.1. Основні положення .....	126
3.2. Визначення точності деталей .....	131
3.2.1. Аналіз похибок обробки деталей машин .....	131
3.2.2. Закон нормального розподілу .....	137
3.2.3. Інші закони розподілу .....	140
3.2.4. Порівняння характеристик емпіричного і теоретичного розподілів випадкових величин .....	145
3.3. Система отвору і система вала .....	146
3.3.1. Приклади визначення допусків і посадок за заданими граничними відхиленнями .....	148
3.3.2. Кращі числа (яким віддають перевагу) та їх ряди .....	149
3.3.3. Ряди допусків і посадок .....	153
3.3.4. Ряди основних відхилень .....	157
3.3.5. Поля допусків .....	172
3.3.6. Позначення на кресленнях граничних відхилень .....	173
3.4. Посадки. Загальні відомості .....	176
3.4.1. Методи вибору посадок .....	178
3.4.2. Посадки з зазором .....	180
3.4.2.1. Розрахунок посадок з зазором для підшипників рідинного тертя .....	181
3.4.2.2. Використання посадок з зазором .....	184
3.4.3. Вибір перехідних посадок .....	188
3.4.3.1. Використання перехідних посадок .....	189
3.4.4. Вибір посадок з натягом .....	192

3.4.4.1. Розрахунок посадок з натягом .....	193
3.4.4.2. Використання посадок з натягом .....	202
Питання для самоконтролю .....	204
 Розділ 4. Відхилення форми та розташування. Шорсткість поверхонь .....	 206
4.1. Відхилення форми .....	206
4.2. Відхилення розташування .....	210
4.3. Сумарні відхилення форми та розташування .....	213
4.3.1. Залежні і незалежні допуски .....	221
4.4. Шорсткість поверхні .....	223
Питання для самоконтролю .....	239
 Розділ 5. Теорія розмірних ланцюгів .....	 240
5.1. Загальні поняття та підходи .....	240
5.2. Методи розв'язування розмірних ланцюгів .....	244
5.2.1. Метод вирішення розмірних ланцюгів, який забезпечує повну взаємозамінність .....	244
Питання для самоконтролю .....	254
 Розділ 6. Допуски та посадки типових з'єднань .....	 255
6.1. Кутові з'єднання деталей машин .....	255
6.1.1. Види кінцевих з'єднань .....	256
6.2. Допуски та посадки нарізних з'єднань .....	259
6.2.1. Основні параметри циліндричної нарізки .....	259
6.2.2. Система допусків та посадки нарізок .....	262
6.3. Допуски зубчастих передач .....	271
6.4. Допуски шпонкових з'єднань .....	278
6.5. Допуски шліцьових з'єднань .....	281
Питання для самоконтролю .....	288
6.6. З'єднання з підшипниками кочення .....	289
6.7. Допуски та посадки виробів з пластмас .....	300

Питання для самоконтролю .....	303
Розділ 7. Калібри .....	305
7.1. Класифікація калібрів .....	305
7.2. Калібри для контролю гладких валів та отворів .....	308
Питання для самоконтролю .....	325
Список використаної та рекомендованої літератури.....	326



## Передмова

В основу цього посібника покладено матеріали, які дозволяють підвищити рівень знань студентів електромеханіків з деталей машин, допусків і посадок, взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань.

Як показує багаторічний досвід ефективна підготовка технічних фахівців, що стикаються з різноманітними електромеханічними системами неможлива без ґрунтовного засвоєння студентами базових знань та вмінь із розрахунку з'єднань таких систем. Це стосується також і безпосередньої роботи на виробництві як проектувальників, так і фахівців, які спеціалізуються в області експлуатації, ремонту та виготовленні різноманітного електромеханічного устаткування.

Структура посібника побудована таким чином, щоб студентам було легше засвоїти матеріал.

В першому розділі розглянуто основні відомості щодо рознімних і нерознімних з'єднань електромеханічних пристроїв.

В другому розділі представлено матеріал, що надає уявлення про передачі та їх розрахунок.

В третьому розділі стисло подаються основні відомості стосовно теорії допусків і посадок електромеханічних пристроїв.

Четвертий розділ присвячено розгляду шорсткості поверхонь деталей, та видам відхилення форми і розташування.

В п'ятому розділі висвітлюються основні засади теорії розмірних ланцюгів.

До шостого розділу увійшов матеріал, що розглядає допуски та посадки типових з'єднань і кутові розміри. а також гладенькі конічні з'єднання і посадки виробів з пластмас.

В сьомому розділі надано основні відомості про калібри для контролю гладких валів і отворів.

Віддаючи свою колективну працю на суд читачів автори усвідомлюють, що вона не позбавлена недоліків, і тому з вдячністю приймуть усі зауваження і пропозиції, скеровані на її поліпшення.

Автори висловлюють щире подяку рецензентам за цінні критичні зауваження, більшість з яких врахована при підготовці рукопису до друку.

## Розділ 1. З'єднання деталей електромеханічних пристроїв

### 1.1. Нарізні з'єднання

#### 1.1.1. Види нарізних з'єднань.

Нарізні з'єднання відносяться до різних з'єднань і є одними із найбільш поширених видів різних з'єднань в електромеханічних пристроях. Широке поширення нарізних з'єднань пояснюється наступними перевагами:

- 1) універсальність;
- 2) висока надійність;
- 3) зручність та швидкість розбирання і збирання;
- 4) відносно мала вартість нарізних деталей.

Основні недоліки нарізних з'єднань:

- 1) наявність значної кількості концентраторів напружень на поверхні нарізних деталей;
- 2) низька технологічність (складність обробки) деяких спеціальних конструкцій нарізних деталей.

Основні кріпильні деталі з нарізних з'єднань (рис. 1.1) – болти (а), гвинти (б), шпильки (в) і гайки (г). Для запобігання довільного відгвинчування в нарізних з'єднаннях застосовуються шайби різних конструкцій і гайкові замки.

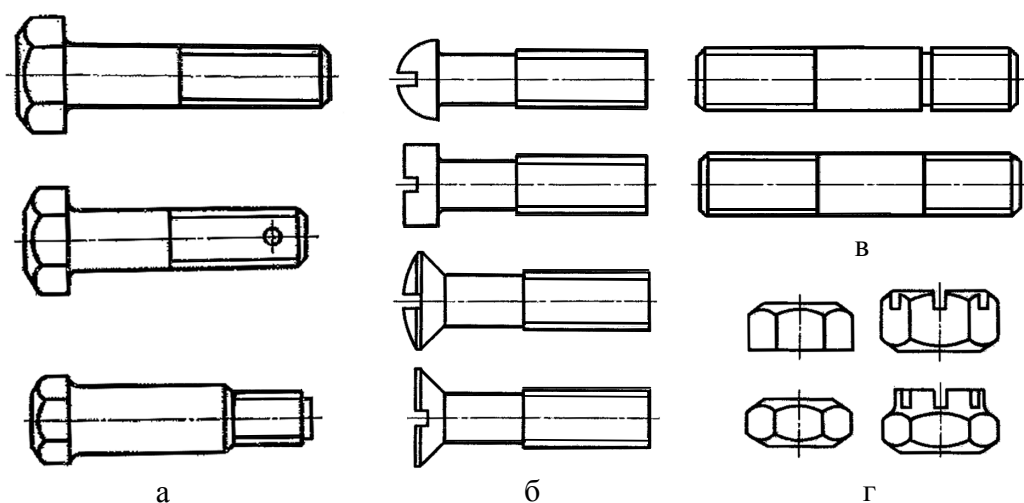


Рис. 1.1. Види кріпильних деталей нарізних з'єднань

Перераховані деталі нарізних з'єднань розрізняють на деталі загального (широко поширені в різних конструкціях) і спеціального призначення (що мають обмежене застосування тільки в окремих конструкціях). Вони дуже різноманітні за конструкцією. Всі деталі загального призначення і деякі спеціального призначення стандартизовані.

Якщо на циліндр діаметром  $d_2$  (рис. 1.2) навивати прямокутний трикутник так, щоб один із катетів збігався з основою циліндра, то гіпотенуза трикутника утворить на циліндрі гвинтову лінію. Кут  $\psi$  називається кутом підйому гвинтової лінії, а  $p$  – кроком нарізки. З рис. 1.2 випливає

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2}. \quad (1.1)$$

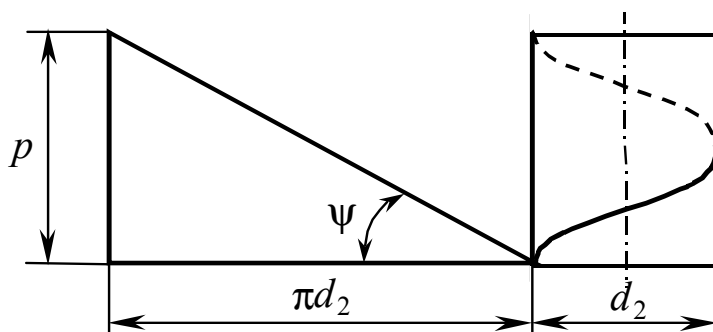


Рис. 1.2. Схема утворення нарізки

Якщо по гвинтовій лінії переміщати яку-небудь фігуру (трикутник, трапецію і т. п.) так, щоб фігура лежала в площині, що проходить через вісь циліндра, фігура опише тіло, що називається нарізкою. Розташовані між канавками виступи називають витками нарізки. Під витком нарізки прийнято розуміти ту частину її, що охоплює нарізну деталь у межах до  $360^\circ$ . Виступ нарізки, що охоплює нарізну деталь більше одного разу, тобто більше ніж  $360^\circ$ , називають ниткою нарізки.

За профілем поперечного перетину нарізку розрізняють на:

1) трикутну (рис. 1.3, а), що одержала найбільше застосування, – для кріпильних і інших деталей. Трикутна нарізка буває метричною (із кутом профілю  $\alpha=60^\circ$ ) і дюймовою ( $\alpha=55^\circ$ ). При проектуванні нових машин

застосовують тільки метричну нарізку, дюймова застосовується для заміни нарізних деталей старих і імпортованих машин, а також у деяких особливих випадках (наприклад, як кріпильно-ущільнювальна для з'єднань водо- і газопровідних труб і арматури);

2) трапецеїдальну (рис. 1.3, б), що застосовується в ходових гвинтах верстатів, гвинтах супортів, вантажних гвинтах; служить основною нарізкою для передач гвинт-гайка. Зручна для виготовлення і в порівнянні з трикутною нарізкою має менші втрати на тертя, а в порівнянні з прямокутною – більш міцна. Трапецеїдальна нарізка має кут профілю  $\alpha=30^\circ$ . Вона стандартизована в діапазоні діаметрів від 8 до 640 мм;

3) упорну (рис. 1.3, в), що застосовується в механізмах з односторонньо направленим зусиллям, наприклад, в пресах, гвинтових домкратах, вантажних гаках і т.п. Має несиметричний трапецеїдальний профіль витків. Кут нахилу робочої сторони профілю для підвищення ККД обраний досить малим –  $3^\circ$  (нарізка з кутом нахилу профілю  $0^\circ$  незручна у виготовленні), кут нахилу неробочої сторони профілю  $30^\circ$ ;

4) прямокутну (рис. 1.3, г), область застосування якої та ж, що і для трапецеїдальної і упорної нарізки. Прямокутна нарізка виготовляється на токарно-гвинторізних верстатах. Такий спосіб не дозволяє одержати високу точність (при куті нахилу профілю  $0^\circ$  затруднене застосування більш точних методів обробки). Тому ця нарізка застосовується порівняно рідко і не стандартизована;

5) круглу (рис. 1.3, д), що застосовується для гвинтів, що зазнають дії великих динамічних навантажень і працюють у забрудненому середовищі з частим відкручуванням і загвинчуванням (вагонні зчіпки, пожежна арматура). Застосовується також у тонкостінних деталях (цоколі і патрони електричних ламп, протигази і т. п.). Окремі види круглої нарізки стандартизовані.

Нарізка, нарізана на зовнішній поверхні стержня, називається зовнішньою, нарізана на внутрішній поверхні отвору – внутрішньою. В залежності від форми стержня або отвору, на яких нарізана нарізка, розрізняють

нарізки циліндричні і конічні. Найбільше поширення одержали циліндричні нарізки як найпростіші і зручні при виготовленні і збиранні.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють праву і ліву нарізки. У правій нарізки гвинтова лінія йде зліва направо і нагору, у лівій – справа наліво і нагору. Найбільш поширена права нарізка, ліву нарізку застосовують тільки в спеціальних випадках.

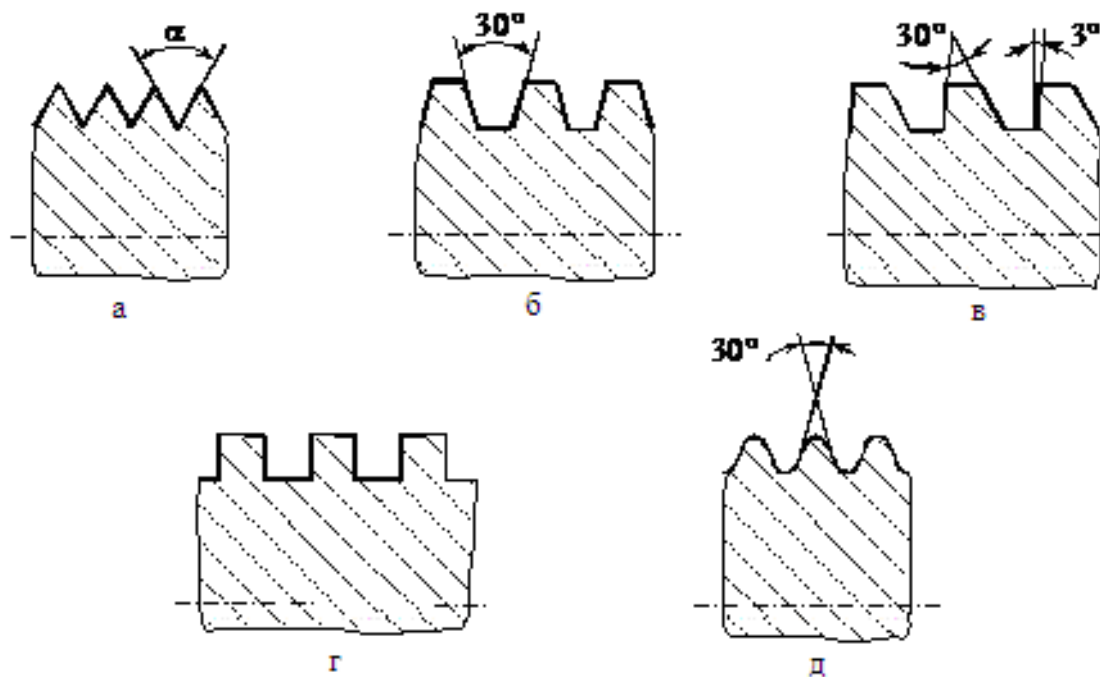


Рис. 1.3. Види нарізки

В залежності від кількості ниток нарізки, із яких вона утворена, розрізняють однозахідну, двозахідну і т. д. нарізки. У нарізних з'єднаннях застосовують переважно однозахідні нарізки як більш надійні щодо самовідгвинчування. Всі кріпильні нарізки однозахідні. Багатозахідні нарізки застосовуються переважно в гвинтових механізмах. Число заходів більше трьох застосовується рідко.

Нарізки виготовляють нарізуванням (вручну, на токарно-гвинторізних верстатах або на спеціальних верстатах, фрезеруванням); накатуванням; литтям; видавлюванням. Нарізка вручну виконується мітчиками або плашками. Цей спосіб малопродуктивний, його застосовують в індивідуальному виробництві і при ремонтних роботах. Найбільш продуктивним і дешевим способом

виготовлення стандартних кріпильних деталей є накатка на спеціальних нарізконакатних верстатах-автоматах. Накатка істотно зміцнює нарізні деталі.

Геометричні параметри нарізки (рис. 1.4):  $d$  – зовнішній діаметр;  $d_1$  – внутрішній діаметр (номінальні значення  $d$  та  $d_1$  однакові для гвинта і гайки, зазори в западинах утворюються за рахунок граничних відхилень розмірів діаметрів);  $d_2$  – середній діаметр;  $h$  – робоча висота профілю, по якій стикаються бічні сторони нарізки гвинта і гайки;  $p$  – крок (відстань між однойменними сторонами сусідніх профілів, вимірювана в напрямку осі нарізки);  $p_1$  – хід (поступальне переміщення твірного профілю за один оберт або відносне переміщення гайки за один оберт).

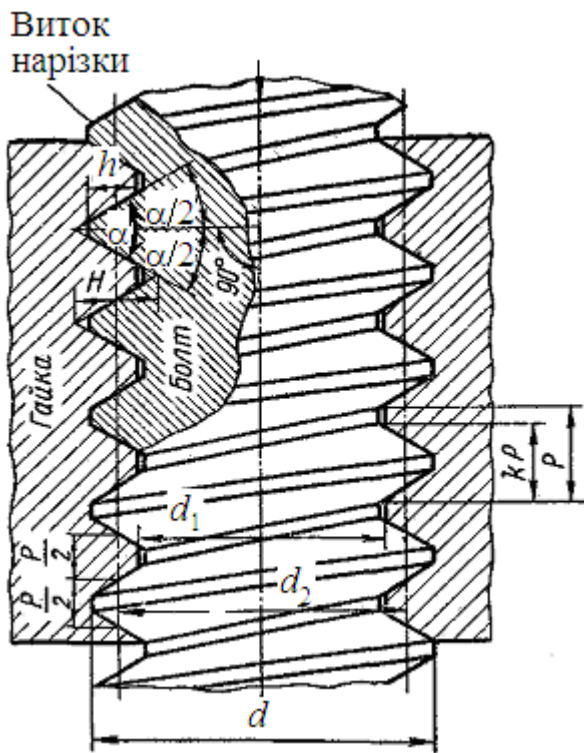


Рис. 1.4. Геометричні параметри нарізки

Для однозахідної нарізки  $p_1 = p$ ; для багатозахідної  $p_1 = np$ , де  $n$  – число заходів нарізки;  $\alpha$  – кут профілю;  $\psi$  – кут підйому (рис. 1.2). Для багатозахідної нарізки

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{T_1 d_2} = \frac{n p}{T_1 d_2}.$$

Всі геометричні параметри нарізки і допуски на їхні розміри стандартизовані.

В залежності від характеру навантаження і способу збирання деталей нарізні з'єднання підрозділяються на напружені і ненапружені.

Нарізне з'єднання буде ненапруженим, якщо напруження в матеріалі нарізних деталей виникають тільки під дією навантаження (наприклад, вантажний гвинт редуктора).

У тих випадках, коли напруження в деталях виникають до навантаження, з'єднання буде напруженим. Ці напруження обумовлюються попередньою затяжкою з'єднання (наприклад, кріплення кришки редуктора).

В залежності від призначення розрізняють з'єднання міцні (вантажний гвинт редуктора) і міцнощільні (кріплення кришки посудини, що знаходиться під тиском, до корпусу).

### 1.1.2. Стандартні елементи нарізних з'єднань.

Вісь нарізки - вісь, щодо якої утворена гвинтова поверхня нарізки.

Профіль нарізки - профіль виступу і канавки нарізки в площині осьового перерізу нарізки (рис. 1.5). Всі показані на рис. 1.5 елементи нарізки визначені в стандарті ДСТУ 2497-94.

Бічна сторона нарізки - частина гвинтової поверхні нарізки, розташована між вершиною й западиною нарізки і, що має в площині осьового перетину прямолінійний профіль (рис. 1.5).

Вершина нарізки - частина гвинтової поверхні нарізки, що з'єднує суміжні бічні сторони нарізки по верху її виступу (рис. 1.5).



Рис. 1.5. Стандартні елементи нарізки

Западина нарізки - частина гвинтової поверхні нарізки, що з'єднує суміжні бічні сторони нарізки по дну її канавки (рис. 1.5).

Кут профілю нарізки ( $\alpha$ ) - кут між суміжними бічними сторонами нарізки в площині осьового перерізу (рис. 1.5).



Зовнішній діаметр циліндричної нарізки ( $D$ ,  $d$ ,  $D_4$ ) - діаметр уявного прямого кругового циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої або западин внутрішньої циліндричної нарізки (рис. 1.6).

Внутрішній діаметр циліндричної нарізки ( $d_1$ ,  $d_3$ ,  $D_1$ ) - діаметр уявного прямого кругового циліндра, вписаного в западини зовнішньої або вершини внутрішньої циліндричної нарізки (рис. 1.6).

Середній діаметр циліндричної нарізки ( $d_2$ ,  $D_2$ ) - діаметр уявного, співвісного з нарізкою прямого кругового циліндра, кожна твірна якого перетинає профіль нарізки таким чином, що її відрізки, утворені при перетині з канавкою, дорівнюють половині номінального кроку нарізки (рис. 1.6).

Номінальний діаметр нарізки - діаметр, що умовно характеризує розміри нарізки і використовувааний при її позначенні.

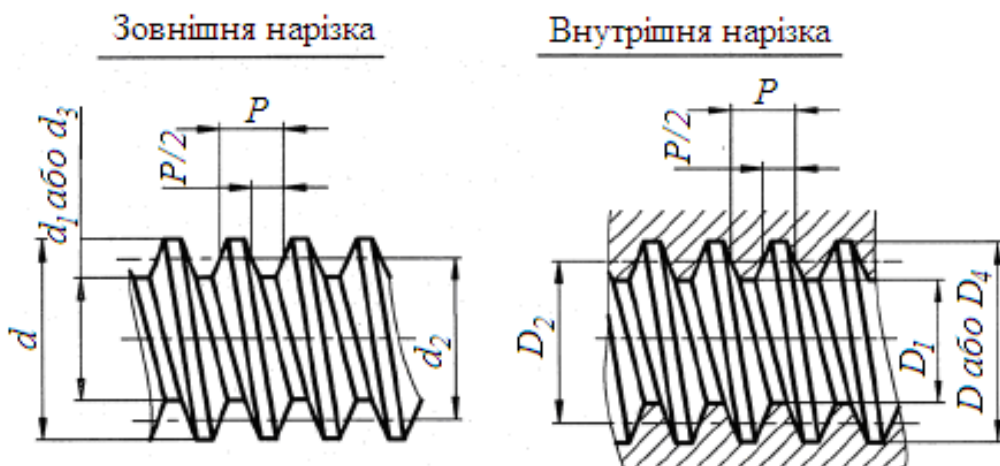


Рис. 1.6. Крок нарізки

Крок нарізки ( $P$ ) - відстань по лінії, паралельній осі нарізки між середніми точками найближчих однойменних бічних сторін профілю нарізки, що лежать в одній осьовій площині з однієї сторони від осі нарізки (рис. 1.6, 1.7).

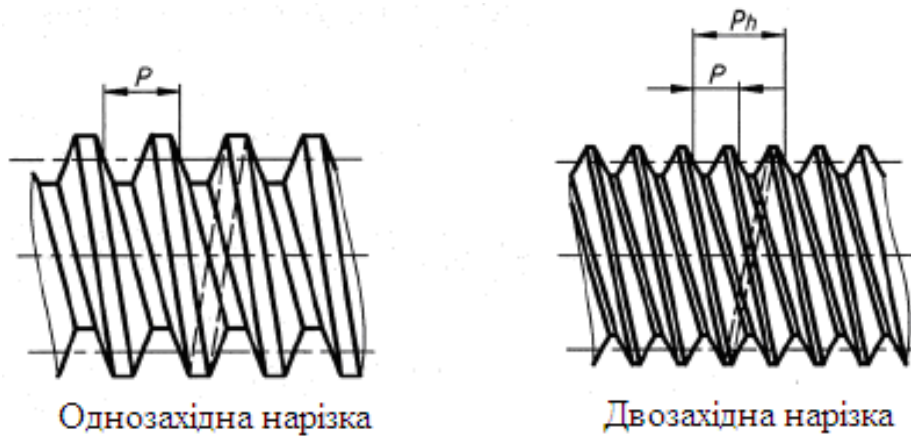


Рис. 1.7. Хід нарізки

Хід нарізки ( $P_h$ ) - відстань по лінії, паралельній осі нарізки, між будь-якою вихідною середньою точкою на бічній стороні профілю нарізки і середньою точкою, отриманої при переміщенні вихідної середньої точки по гвинтовій лінії на кут  $360^\circ$  (рис. 1.7)



Рис. 1.8

Висота профілю нарізки ( $h_3$ ,  $H_4$ ) - відстань між вершиною і западиною нарізки в площині осьового перерізу в напрямку, перпендикулярному до осі нарізки (рис. 1.8).

Робоча висота профілю нарізки ( $H_1$ ) - довжина проекції ділянки взаємного перекриття з'єднаних профілів зовнішньої і внутрішньої нарізки на перпендикуляр до осі нарізки (рис. 1.8).



Рис. 1.9. Довжина нарізки



Рис. 1.10. Довжина згвинчування

Довжина нарізки - довжина ділянки деталі, на якій утворена нарізка, включаючи збіг нарізки і фаску (рис. 1.9).

Довжина нарізки з повним профілем - довжина ділянки нарізки, на якій вершини і западини відповідають номінальному профілю нарізки і перебувають у межах полів допусків зовнішнього і внутрішнього діаметрів (рис. 1.9).

Довжина згвинчування - довжина ділянки взаємного перекриття зовнішньої і внутрішньої нарізки в осьовому напрямку (рис. 1.10).

Збіг нарізки - ділянка в зоні переходу нарізки до гладкої частини деталі, на якій нарізка має неповний профіль (під неповним профілем розуміють профіль нарізки, вершини або западини якої не відповідають номінальному профілю і виходять за поле допуску зовнішнього або внутрішнього діаметра у бік зменшення висоти профілю (рис. 1.9).

### **1.1.3. Розрахунок нарізних з'єднань на міцність.**

Болти і гвинти виходять із ладу, як правило, через розрив стержня по нарізці або по перехідному перетину біля головки. Оскільки розміри стандартних болтів відповідають умові їх рівномірності, розрахунок зазвичай виконують по одному основному критерію працездатності – міцності нарізаної частини стержня.

Розглянемо характерні випадки статичного навантаження з'єднання.

#### 1.1.3.1. З'єднання, навантажене осьовою розтяжною силою при якому попередня і кінцева затяжка відсутні.

Характерним прикладом такого навантаження може служити нарізний кінець вантажного гака (рис. 1.11). Стержень працює на розтяг. Рівняння міцності:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (1.2)$$

де  $\sigma_p$  – розрахункове напруження розтягу в поперечному перетині нарізаної частини стержня;  $F$  – сила, що розтягує стержень;  $d_1$  – внутрішній діаметр нарізки;  $[\sigma_p]$  – допустиме напруження на розтяг матеріалу стержня.

З рівняння (1.2) отримаємо:

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (1.3)$$

Отримане за рівнянням (1.3) значення внутрішнього діаметра нарізки округляють за стандартом до найближчого більшого значення  $d_1$  і по стандартному  $d_1$  вибирають всі інші розміри нарізки.

У відповідальних з'єднаннях витки нарізки перевіряються на згин, зріз і зминання (питомий тиск).

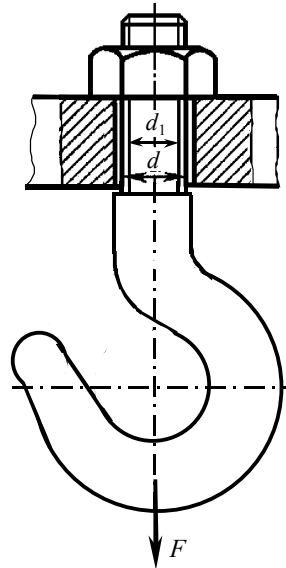


Рис. 1.11. Кріплення вантажного гака

Представимо розгорнутий виток нарізки, як консольну балку. Вважаючи, що навантаження між витками нарізки гайки розподіляється рівномірно, навантаження на один виток буде дорівнювати  $F/z$ , де  $z$  – число витків нарізки гайки (рис. 1.12).

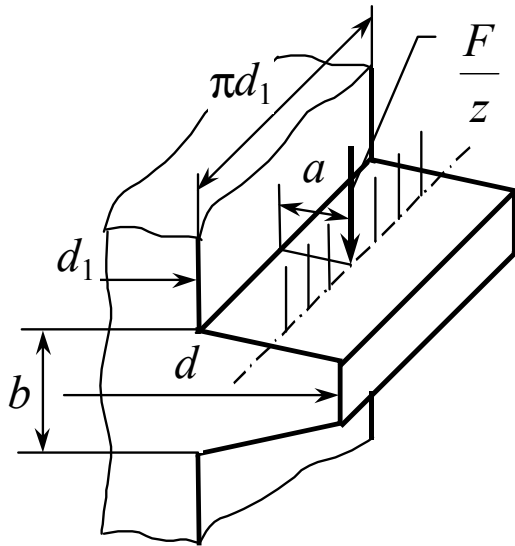


Рис. 1.12. Розрахункова схема до перевірки нарізки

Умова міцності витка нарізки на згин:

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{\frac{F a}{z}}{\frac{\pi d_1 b^2}{6}} \leq [\sigma_u]. \quad (1.4)$$

При перевірці міцності нарізки за питомим тиском допускається, що навантаження розподіляється рівномірно на проекцію витка нарізки на горизонтальну площину:

$$p = \frac{\frac{F}{z}}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}} \leq [p]. \quad (1.5)$$

Рівняння (1.4) – (1.5) застосовуються при перевірному розрахунку витків нарізки. Розв'язуючи праву частину кожного з названих рівнянь відносно  $z$ , одержимо формули для проектного розрахунку деталей нарізного з'єднання:

$$z \geq \frac{6 F a}{\pi d_1 b^2 [\sigma_u]}; \quad (1.6)$$

$$z \geq \frac{F}{\pi d_1 b [\tau_c]}; \quad (1.7)$$

$$z \geq \frac{4 F}{\pi [p] (d^2 - d_1^2)}. \quad (1.8)$$

Із отриманих трьох значень  $z$  приймаємо найбільше.

Встановлено, що навантаження між витками нарізки гайки розподіляється нерівномірно. Так, відповідно до розрахунків М.Є. Жуковського перший виток нарізки гайки сприймає 34% навантаження, другий – 22%, третій – 10% і т.і. Десятий виток нарізки гайки сприймає менше 1% діючого зусилля. У зв'язку з цим гайки не доцільно виготовляти з більшим числом витків нарізки ( $z \leq 10$ ).

### 1.1.3.2. Болт працює на розтяг і кручення.

Такі умови навантаження виникають, якщо після навантаження болта робочим зусиллям  $F$  з'являється необхідність у його підтягуванні. Прикладом такого з'єднання служить гвинтова стяжка (рис. 1.13).

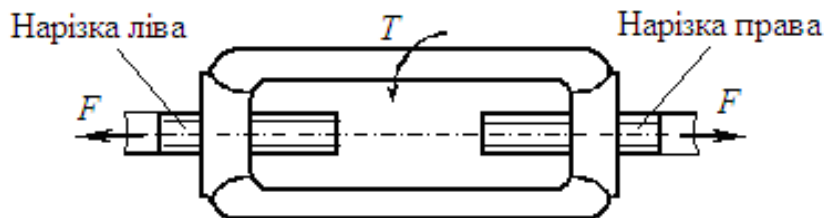


Рис. 1.13. Схема гвинтової стяжки

Під дією осьової сили в матеріалі гвинта виникають напруження розтягу:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}. \quad (1.9)$$

Під дією моменту гвинтової пари  $T$  виникають напруження кручення

$\tau_k = \frac{T}{W_k}$ , де  $W_k = \frac{\pi d_1^3}{16}$  — момент опору при крученні;  $T = 0,5 d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$  — момент у гвинтовій парі.

Тоді

$$\tau_k = \frac{0,5 d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}. \quad (1.10)$$

Розділивши (1.10) на (1.9) із врахуванням, що для стандартних сталевих болтів з метричною нарізкою  $\psi = 2^\circ 30'$ ,  $d_2/d_1 = 1,12$  і  $f = 0,15$ , яким відповідає  $\varphi' = 8^\circ 40'$ , отримаємо  $\tau_k/\sigma_p \approx 0,5$ .

Еквівалентне напруження в матеріалі болта від сили  $F$  і моменту  $T$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3(0,5\sigma_p)^2} \approx 1,3\sigma_p. \quad (1.11)$$

З рівняння (1.11) видно, що при підтягуванні нарізного з'єднання, навантаженого осьовою силою, напруження у матеріалі деталей зростають на 30%. Для компенсації цього перенапруження розрахунок виконують по

розрахунковому навантаженню  $F_p$ , що перевищує на 30% задане, тобто  $F_p = 1,3 F$ . Таким чином, проектний розрахунок болта в цьому випадку варто

робити за формулою  $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F}{\pi [\sigma_p]}}$  або

$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (1.12)$$

1.1.3.3. Попередньо затягнутий болт, додатково навантажений осьовою розтяжною силою, можливе наступне затягування болта.

Цей вид навантаження найпоширеніший, оскільки для більшості нарізних з'єднань потрібне попереднє затягування болтів, що забезпечує щільність з'єднання і відсутність взаємного зсуву деталей стику, що порушують роботу з'єднання. Прикладом таких з'єднань можуть служити болти для кріплення кришок посудин, що знаходяться під великим тиском, болти для кріплення фланців редукторів, фундаментні болти і т. п.

В результаті попереднього затягування болта силою  $F_3$  болт розтягується, а деталі стику стискаються. Після прикладення зовнішнього навантаження (рис. 1.14, а) тільки частина його  $\chi F$  додатково навантажує болт, а інша частина  $(1 - \chi) F$  йде на часткове розвантаження деталей стику від стиску (рис. 1.14, б). Коефіцієнт  $\chi$ , що враховує долю зовнішнього навантаження  $F$ , яке припадає на болт, називається коефіцієнтом зовнішнього навантаження.

Задача про розподіл сили  $F$  між болтом і стиком є статично невизначеною. Вона розв'язується з урахуванням деформації болта і стику.

Після прикладення зовнішнього навантаження до моменту розкриття стику болт додатково розтягнеться на деяку величину  $\Delta$ , а деформація деталей зменшиться на ту ж величину, тобто

$$\Delta = \chi F \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) F \lambda_{\text{д}}, \quad (1.13)$$

де  $\lambda_{\text{б}}$  – податливість болта, що дорівнює його деформації при одиничному навантаженні;  $\lambda_{\text{д}}$  – сумарна податливість з'єднаних болтом деталей.

З рівняння (1.14) коефіцієнт зовнішнього навантаження дорівнює:

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}. \quad (1.14)$$

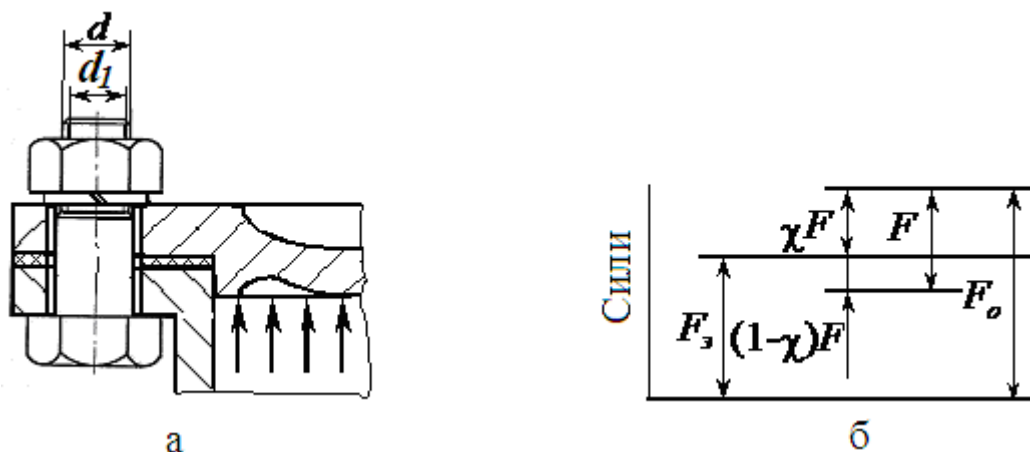


Рис. 1.14. Розрахункова схема до визначення розмірів нарізки попередньо напруженого нарізного з'єднання

При великій податливості болта  $\lambda_{\text{б}}$  і малій податливості з'єднаних деталей  $\lambda_{\text{д}}$  коефіцієнт зовнішнього навантаження  $\chi$  невеликий і майже вся зовнішня сила  $F$  йде на розвантаження стику. При малій податливості болта  $\lambda_{\text{б}}$  і великій податливості з'єднаних деталей  $\lambda_{\text{д}}$  більша частина зовнішньої сили  $F$  передається на болт. При відсутності пружних прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ . При наявності пружних прокладок  $\chi$  має більше значення і може бути близький до одиниці.

Затягування болта повинне забезпечити герметичність з'єднання або нерозкриття стику при навантаженні. Зусилля нерозкриття стику:

$$F_{\text{з}} = k(1 - \chi)F, \quad (1.15)$$



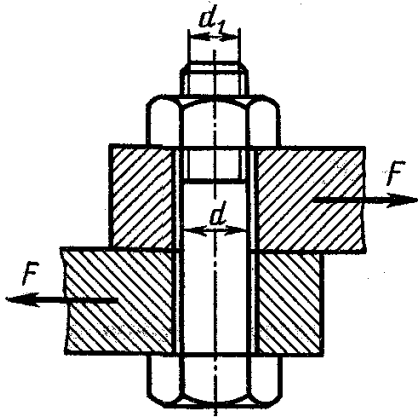


Рис. 1.15 Нарізне з'єднання, навантажене поперечною силою (болт встановлений в отвір з зазором)

де  $k$  – коефіцієнт затягування болта, що враховує силу попереднього затягування  $F_3$  (наводиться в довідковій літературі). В з'єднаннях без прокладок при постійному зовнішньому навантаженні  $k = 1,25 \dots 2$ .

З викладеного видно, що розтягувальна сила, що діє на болт після попереднього затягування і прикладення зовнішньої сили (рис. 1.14, б) дорівнює

$$F_o = F_3 + \chi F = k(1 - \chi)F + \chi F, \quad (1.16)$$

або

$$F_o = [k(1 - \chi) + \chi]F. \quad (1.17)$$

При відсутності наступного затягування болт розраховують з урахуванням обертального моменту попереднього затягування по розрахунковій силі  $F_p = 1,3F_3 + \chi F$ , або

$$F_p = [1,3k(1 - \chi) + \chi]F. \quad (1.18)$$

При обчисленні за формулами (1.16) і (1.17) сил  $F_o$  і  $F_3$  приймають  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ . Ці розрахунки будуть наближеними, однак вони достатні для розв'язання інженерних задач і виправдані тим, що на практиці в більшості випадків значення затягування болтів не контролюють, тому сенс точного розрахунку втрачається.

Проектний розрахунок болта при відсутності наступного затягування виконують за формулою  $\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{F_p}{[\sigma_p]}$ , звідки

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}}. \quad (1.19)$$

Проектний розрахунок болта, для якого можливе наступне затягування, виконують з урахуванням обертального моменту, викликаного цим

затягуванням, за розрахунковою силою, що дорівнює  $1,3 F_o$ . Отже  $\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{1,3 F_o}{[\sigma_p]}$ ,

звідки

$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F_o}{[\sigma_p]}}. \quad (1.20)$$

1.1.3.4. Болт, що навантажений поперечною силою, встановлений в отвір з зазором.

У випадку установки болта в отвір з зазором (рис. 1.15) його необхідно затягти такою силою  $F_3$ , щоб виникаюча на поверхні стику з'єднаних деталей сила тертя  $F_f$  була більше поперечної сили  $F$ . Як правило приймають  $F_f = 1,2F$  (1,2 – коефіцієнт запасу). Тоді необхідна сила стиску деталей (затягування болта)  $F_3 = \frac{F_f}{f} = 1,2 \frac{F}{f}$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя. Враховуючи

кручення при затягуванні болта, розрахункова сила  $F_p = 1,3 F_3 = 1,3 \cdot 1,2 \frac{F}{f}$ .

За отриманою розрахунковою силою визначають внутрішній діаметр

нарізки болта:  $d_1 = \sqrt{\frac{4 F_p}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 F}{\pi f [\sigma_p]}}$ , або

$$d_1 = 1,4 \sqrt{\frac{F_p}{f [\sigma_p]}}. \quad (1.21)$$

Для зменшення діаметра болта застосовують різні пристрої, що розвантажують болт від сприйняття поперечних сил (наприклад, розвантажувальну втулку, шпонку, штифт і т. п.). У цьому випадку розраховується на міцність деталь, що сприймає поперечне навантаження, а діаметр болта приймається конструктивно.

1.1.3.5. Болт, що навантажений поперечною силою, встановлений в отвір з під розвертки без зазору.

При постановці болта без зазору (рис. 1.16) з'єднання збирається без попереднього затягування. Поперечне навантаження  $F$  сприймає стержень болта, що працює на зріз і зминання (для стандартних болтів, встановлюваних в отвір з-під розвертки,  $d_0 = d + (1...2)$  мм).

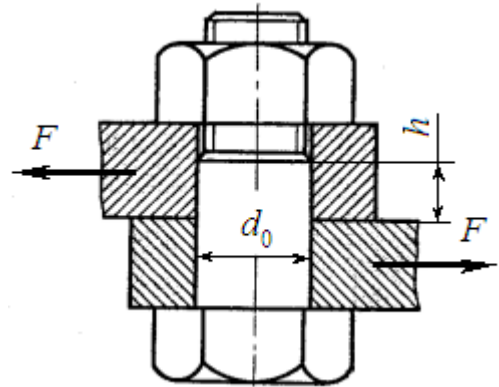


Рис. 1.16

Умова міцності на зріз:

$$\tau_c = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \leq [\tau_c], \quad (1.22)$$

де  $\tau_c$  – розрахункове напруження зрізу болта;  $F$  – поперечна зовнішня сила, що зрізує болт;  $d_0$  – діаметр болта в небезпечному перерізі;  $[\tau_c]$  – допустиме напруження на зріз болта.

Формулою (1.22) користуються при перевірному розрахунку болта. Проектний

розрахунок виконується за формулою  $d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_c]}}$ , або

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\tau_c]}}. \quad (1.23)$$

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.24)$$

де  $\sigma_{см}$  – розрахункове напруження зминання в з'єднанні;  $h$  – довжина частини болта, яка піддається найбільшому зминанню;  $[\sigma_{см}]$  – допустиме напруження на зминання болтового з'єднання.

1.1.3.6. Попередньо затягнутий болт з ексцентричною головкою додатково навантажений зовнішньою силою  $F$  (наступне затягування болта відсутнє).

У цьому випадку умова міцності болта (рис. 1.17):

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma_p],$$

де  $\sigma_{\max}$  – найбільше сумарне напруження болта від розтягу і згину;  $\sigma_p, \sigma_u$  – розрахункове напруження відповідно на розтяг і згин.

$$\sigma_{\max} = \frac{1,3F}{\pi d_1^2} + \frac{F a}{\pi d_1^3}, \quad (1.25)$$

де  $a$  – ексцентриситет навантаження.

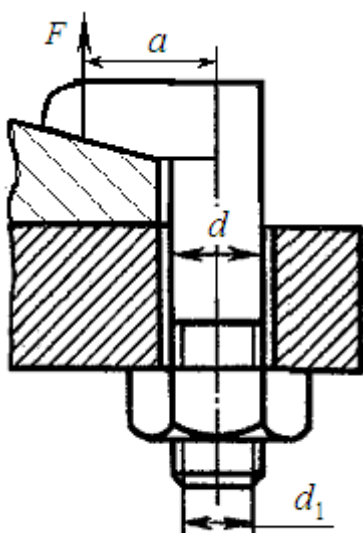


Рис. 1.17

Приймаючи  $a = 0,5 d_1$ , отримуємо  $\sigma_{\max} = \frac{1,3F}{\pi d_1^2} + \frac{F}{\pi d_1^2}$ ,

$$\text{або } \sigma_{\max} = 1,3 \sigma_p + 4 \sigma_u \approx 5,3 \sigma_p. \quad (1.26)$$

З наведених рівнянь випливає, що при такому навантаженні максимальні напруження в матеріалі болта різко зростають (при  $a = 0,5 d_1$  в 5,3 рази перевищують напруження, що виникають при дії навантаження уздовж осі болта). Зі збільшенням ексцентриситету напруження в матеріалі болта

збільшується, тому варто уникати застосування таких з'єднань.

Ексцентричне навантаження діє і на болт з симетричною головкою, якщо опорні поверхні мають перекіс. Для виключення такого явища поверхні з'єднаних деталей під головкою болта і гайкою обробляють.

## 1.2. Шпонкові та зубчасті з'єднання

### 1.2.1. Види шпонкових з'єднань.

Шпонкові з'єднання служать для закріплення деталей, що обертаються, на осях і валах. За допомогою цих з'єднань здійснюється передача крутного моменту, наприклад, від вала на шестерню, шків і та ін.

Шпонкові з'єднання одержали широке поширення завдяки простоті і надійності конструкції, зручності збирання і розбирання вузла, низькій вартості.

В залежності від характеру навантаження шпонкові з'єднання розділяються на напружені і не напружені.

Конструкції напружених шпонкових з'єднань

Напружені шпонкові з'єднання утворюються за допомогою клинових шпонок, які за способом розташування на валах діляться на врізні, на лисці, фрикційні і тангенціальні.

Врізні шпонки (рис. 1.18). Робочими є широкі грані шпонки. Передача крутного моменту від вала 1 до маточини 2 відбувається, в основному, за рахунок сил тертя, що утворюються в з'єднанні від запресування шпонки 3. Клинові врізні шпонки за конструкцією підрозділяються на клинові без головки (рис. 1.18, а) і шпонки клинові з головкою (рис. 1.18, б). З клинових шпонок врізні шпонки одержали найбільше поширення. Вони більш надійні (ніж шпонки на лисці і фрикційні) і більш технологічні (ніж тангенціальні).

Шпонки на лисці (рис. 1.19). Для шпонки на лисці на валу передбачають плоску площадку, що називається лискою. При цьому вал послабляється лискою в меншій мірі, ніж канавкою для врізної шпонки.

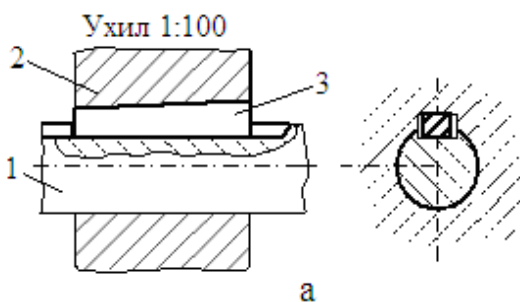


Рис. 1.18. З'єднання деталей за допомогою клинової врізної шпонки

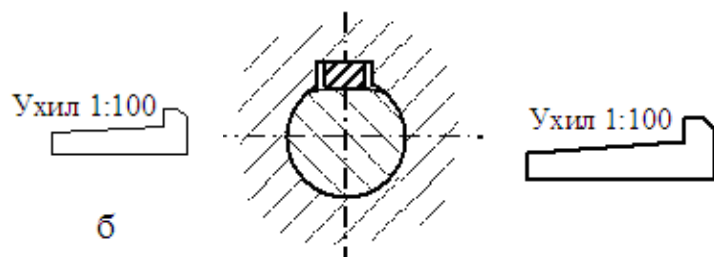


Рис. 1.19. З'єднання деталей за допомогою клинової шпонки на лисці

Фрикційні шпонки (рис. 1.20). Вал не має паза, а поверхню шпонки, що стикається з валом, виготовляють циліндричною з радіусом, що дорівнює радіусу вала.

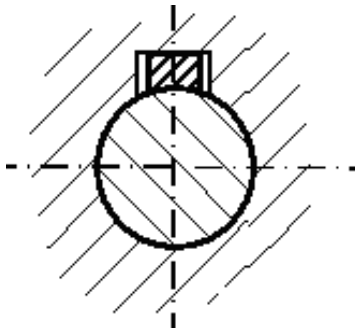


Рис. 1.20. З'єднання деталей за допомогою фрикційної шпонки

Ухил 1:100

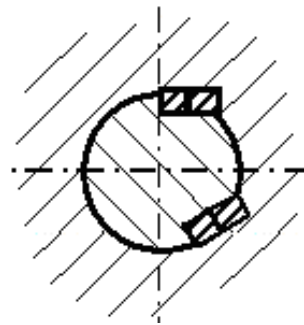
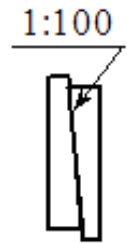


Рис. 1.21. З'єднання деталей за допомогою клинових тангенціальних шпонок



Передача крутного моменту здійснюється силами тертя. Фрикційні шпонки дозволяють регулювати положення деталі на валу як у кутовому, так і в осьовому напрямках, тому їх застосовують при необхідності частих перестановок деталі, що насаджена на вал.

У порівнянні з врізними фрикційні і шпонки на лисці вимагають ступиць більшого діаметра і вони менш надійні. Тому їх застосовують при передачі невеликих крутних моментів.

Тангенціальні шпонки (рис. 1.21). Шпонка складається з двох одноухильних клинів (ухил = 1:100). Натяг між валом і маточиною створюється в дотичному напрямку. Одна із широких граней тангенціальної шпонки направлена по дотичній до перерізу вала, а одна з вузьких граней – по радіусу вала. Таке розташування тангенціальних шпонок викликає необхідність постановки в з'єднанні двох шпонок, розміщених під кутом 120...130°.

Тангенціальні шпонки надійні, але з'єднання ними складне, вони застосовуються переважно у важкому машинобудуванні при великих динамічних навантаженнях.

При з'єднанні деталей за допомогою напруженого шпонкового з'єднання застосовується вільна посадка маточини на вал (з гарантованим зазором). Запресовка шпонки зміщує центри вала і маточини на розмір, що дорівнює зазору посадки і деформації деталей. Цей зсув викликає дисбаланс і погано позначається на роботі механізму при великих швидкостях обертання (викликає

вібрації). Крім того, обробка паза в маточини з ухилом створює додаткові технологічні труднощі і часто потрібне індивідуальне приганяння шпонки по пазу, що неприпустимо в умовах масового виробництва.

Матеріал шпонок. Стандартні шпонки виготовляються з сталевих прутків вуглецевої або легованої сталі. Якщо деталі з'єднання (вал, маточина, шпонка) виготовлені з різних матеріалів, то  $[\sigma_{см}]$  вибирається з матеріалу, що має найнижчі характеристики міцності. Допустимі напруження зрізу  $[\tau_c]$  вибираються за матеріалом шпонки.

### 1.2.2. Допустимі навантаження та розрахункові формули.

#### 1.2.2.1. Не напружені шпонкові з'єднання.

Не напружені шпонкові з'єднання є найбільш поширеними і утворюються за допомогою призматичних і сегментних шпонок.

Призматичні шпонки (рис. 1.22) застосовуються для утворення нерухомих і рухомих з'єднань. В рухомих з'єднаннях шпонки закріплюються на вали (направляючі шпонки) або в маточини (ковзні шпонки).

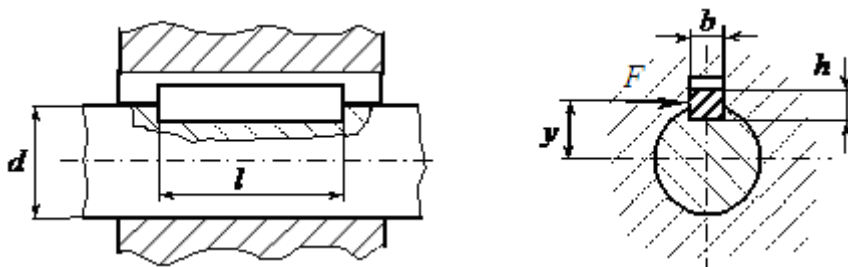


Рис. 1.22. З'єднання деталей за допомогою призматичної шпонки

Призматичні шпонки працюють боковими гранями. Розрахунок зводиться до вибору перерізу шпонки за стандартом в залежності від діаметру вала і визначення її довжини з рівнянь міцності. Можливими ушкодженнями призматичної шпонки є зминання бокових граней і зріз.

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{2F}{hl} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.27)$$

де  $\sigma_{\text{см}}$  і  $[\sigma_{\text{см}}]$  – розрахункове і допустиме напруження на зминання шпонкового з'єднання;  $h$  – висота шпонки;  $l$  – розрахункова довжина шпонки.

Якщо прийняти  $y = d/2$ , то крутний момент, який передається шпонкою,

$$T = \frac{F d}{2} \leq \frac{h l d [\sigma_{\text{см}}]}{4}, \text{ звідки}$$

$$l = \frac{4T}{h d [\sigma_{\text{см}}]}. \quad (1.28)$$

Умова міцності на зріз:

$$\tau_c = \frac{F}{b l} \leq [\tau_c], \quad (1.29)$$

де  $\tau_c$  і  $[\tau_c]$  – відповідно розрахункове і допустиме напруження на зріз шпонки.

Тоді  $T = \frac{F d}{2} \leq \frac{d b l [\tau_c]}{2}$ , звідки

$$l = \frac{2T}{b d [\tau_c]}. \quad (1.30)$$

З отриманих значень довжини шпонки  $l$  слід прийняти більше.

Сегментні шпонки працюють боковими гранями (рис. 1.23). Перевага сегментної шпонки – у можливості виготовлення паза за допомогою дискової фрези. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки застосовуються при передачі порівняно невеликих навантажень.

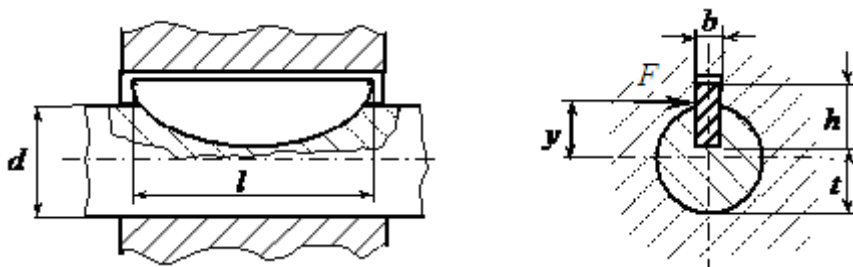


Рис. 1.23. З'єднання деталей за допомогою сегментних шпонок

Розрахунок сегментних шпонок виконується з тих же передумов, що і призматичних. Рівняння міцності на зминання виступаючої частини шпонки:

$$T \leq \frac{d c l [\sigma_{\text{см}}]}{2}, \quad (1.31)$$



де  $c = t + h - d$ .

Умова міцності на зріз шпонки:

$$T \leq \frac{dbl[\tau_c]}{2}. \quad (1.32)$$

### 1.2.3. Шліцьові (зубчасті) з'єднання

Шліцьові (зубчасті) з'єднання утворюються виступами (шліцами або зубами) на валу, що входять у западини відповідної форми в маточини. Шліци на валу фрезеруються, а пази – протягуються. У порівнянні зі шпонковими шліцьові з'єднання мають такі переваги:

- 1) більш висока міцність шліцьових з'єднань при перемінних і ударних навантаженнях;
- 2) більша поверхня контакту шліців, що забезпечує можливість передачі більших зусиль;
- 3) краще центрування з'єднаних деталей і краще напрямлення при переміщенні уздовж вала.

Шліцьові з'єднання бувають *нерухомі* для нерухомого з'єднання маточини і вала і *рухомі*, що забезпечують можливість осьового переміщення маточини по валу (наприклад, зубчастого колеса коробок передач верстатів, автомобілів тощо).

*За формою профілю* розрізняють три основних типи шліцьових з'єднань: прямокутні (прямобічні), евольвентні і трикутні.

*Прямокутні шліцьові з'єднання* (рис. 1.24, а) одержали найбільше поширення і застосовуються в рухомих і нерухомих з'єднаннях. Прямокутні шліцьові з'єднання виконуються з центруванням по бічних сторонах шліців (розмір  $b$ ), по зовнішньому  $D$  і внутрішньому  $d$  діаметрах. На рис. 1.24, а показане шліцьове з'єднання з центруванням по внутрішньому діаметру. Розміри прямокутних шліцьових з'єднань стандартизовані.

*Евольвентні шліцьові з'єднання* (рис. 1.24, б) застосовуються в рухомих і нерухомих з'єднаннях. Вони виконуються з центруванням по бічних сторонах

або, рідше, по зовнішньому діаметру. Евольвентні шліці можна виготовляти на зубофрезерувальних верстатах, одержуючи при цьому високу точність. Основні розміри евольвентних з'єднань установлені державним стандартом (ряд модулів, числа зубів, кут вихідного контуру).

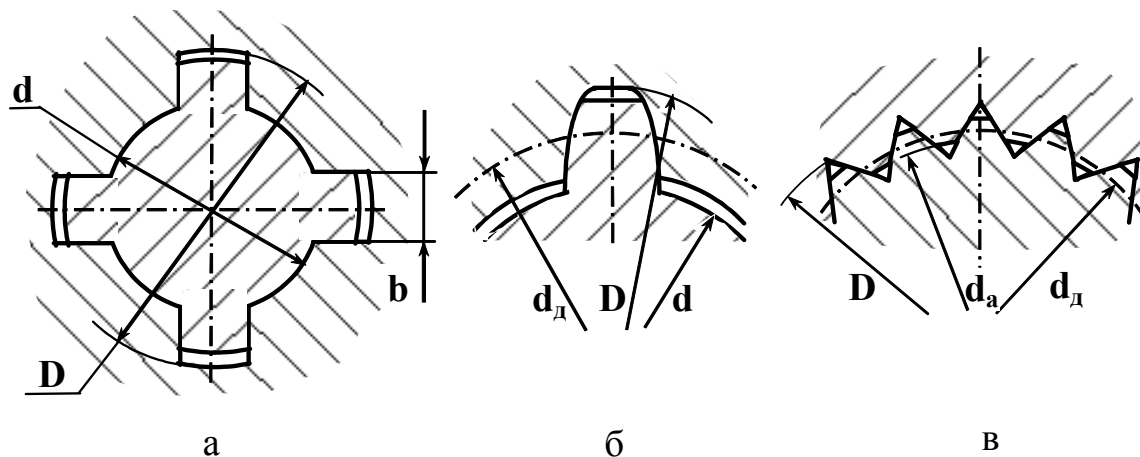


Рис. 1.24. Типи шліцьових з'єднань (за формою шліця):  
а – прямокутне (прямобічне); б – евольвентне; в – трикутне

*Трикутні шліцьові з'єднання* (рис. 1.24, в) застосовуються в нерухомих з'єднаннях для передачі невеликих крутних моментів при застосуванні тонкостінних втулок або при обмежених габаритах по діаметру.

Центрування цього з'єднання здійснюється тільки по бічних сторонах шліців. Крім циліндричних застосовуються також конічні шліцьові трикутні з'єднання.

Застосовуються також кулькові шліцьові з'єднання, у яких для переміщення маточини достатньо дуже малих зусиль. При переміщенні маточини під навантаженням несуча спроможність кулькових шліцьових з'єднань у декілька разів більша, ніж звичайних (зубчастих) з'єднань. Однак кулькові шліцьові з'єднання за конструкцією складніші і дорожчі звичайних шліцьових, а тому їхнє застосування обмежене спеціальними установками.

Число і розміри поперечного перерізу шліців приймають за стандартом в залежності від діаметра вала. Довжина шліців визначається довжиною маточини, а якщо маточина рухома, – то довжиною її переміщення. Розрахунок

шліцевих з'єднань виконують як перевірочний. Шліцеві з'єднання розраховують на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_c z h l \psi} \leq [\sigma_{зм}], \quad (1.33)$$

де  $\sigma_{зм}$  – розрахункове напруження зминання на робочих поверхнях шліців;  $T$  – крутний момент, що передається;  $d_c$  – середній діаметр шліцевого з'єднання;  $z$  – число шлиців;  $h$  – висота поверхні шлиців;  $l$  – довжина поверхні контакту шлиців, яка приймається рівною довжині маточини;  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шлицями ( $\psi=0,7\dots0,8$ );  $[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження зминання робочих поверхонь шлиців.

Для прямокутних шлиців (рис. 1.25) розміри  $d_c$  і  $h$  визначаються із виразів:  $d_c = 0,5(D+d)$ ;  $h = 0,5(D-d)-2f$ , де  $f$  – розмір фаски.

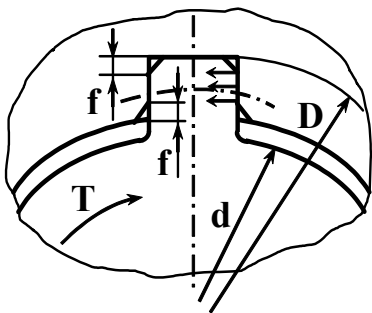


Рис. 1.25. Розрахункова схема прямокутного шліцевого з'єднання

Для шлиців евольвентного профілю з центруванням по бокових поверхнях:

$$d_c = d_d = mz; h = m = d_d/z,$$

де  $d_d$  – дільний діаметр;  $m$  – модуль зубів.

Для шлиців евольвентного профілю з центруванням по зовнішньому діаметру  $D$ :

$$d_c = d_d = mz; h = 0,9m = 0,9 d_d/z.$$

Для шлиців трикутного профілю (рис. 1.24, в):

$$d_c = d_d = mz; h = \frac{D - d_o}{2}.$$

*Недоліки шліцевих з'єднань:*

- 1) концентрація напружень у кутах пазів та біля основи шлиців;
- 2) нерівномірність розподілу навантаження між шлицями;
- 3) необхідність застосування спеціального обладнання для виготовлення шліцевих валів і втулок.

## 1.3. Заклепкові з'єднання

### 1.3.1. Области застосування, конструкції, технологія виготовлення заклепкових з'єднань

Заклепкові з'єднання застосовуються:

1) в особливо відповідальних конструкціях, що зазнають дії різко вираженого вібраційного навантаження (надійність зварних з'єднань при такому навантаженні ще недостатньо вивчена (при будівництві мостів, у літакобудуванні));

2) в з'єднаннях, нагрів яких при зварюванні неприпустимий через небезпеку відпуску термооброблених деталей або короблення остаточно оброблених точних деталей;

3) для з'єднання незварюваних деталей (наприклад, кріплення обкладок із фрикційного матеріалу в гальмах і фрикційних муфтах різних машин, кріплення деталей взуття, одягу).

В заклепкових з'єднаннях з'єднувальними елементами є заклепки, що представляють собою стержні круглого поперечного перерізу з головками по кінцях. Непоставлена заклепка має одну головку, яка називається *заставною*. Друга головка, утворена в процесі клепки, називається *замикальною*.

Стандартами передбачені наступні типи заклепок загального призначення (рис. 1.26): а) із напівкруглою головкою; б) із потайною головкою; в) із напівпотайною головкою; г) із напівкруглою низькою головкою; д) із плоскою головкою.

Найчастіше застосовуються заклепки з напівкруглою головкою як найбільш технологічні з діаметром стержня від 1 до 36 мм.

Крім зазначених стандартних заклепок із суцільним стержнем, у машинобудуванні, приладобудуванні, машинах і виробках легкої промисловості застосовують трубчасті заклепки або пістони, що виготовлені зі сталевих, мідних, латунних та інших металевих тонкостінних трубок. Їх застосовують для слабконавантажених, нещільних з'єднань. Для з'єднання металевих деталей

застосовують пістони з фланцями (рис. 1.27, а), а для з'єднання деталей із еластичних матеріалів (шкіри, тканин, деяких пластмас та ін.) – пістони з загнутими бортами (рис. 1.27, б).

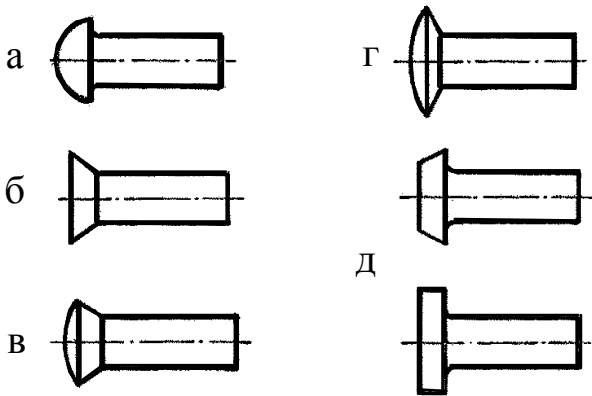


Рис. 1.26. Типи заклепок

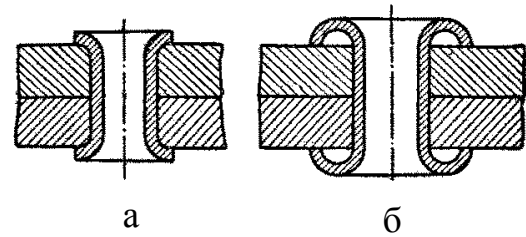


Рис. 1.27. Види трубчастих заклепок

Заклепки виготовляють із сталі, алюмінію, латуні, міді та інших матеріалів. Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення формування головок. Сталеві заклепки виготовляють з вуглецевих сталей (Ст.2, Ст.3, Сталь 10, Сталь 20), а в спеціальних випадках – із легованої сталі (09Г2, Х18Н9Т). Щоб уникнути хімічної корозії в з'єднаннях застосовують заклепки з того ж матеріалу, що і з'єднувані деталі.

Стержень заклепки вставляється в заздалегідь підготовлений (свердлінням або продавлюванням) отвір у з'єднаних деталях (рис. 1.28, а), після чого з виступаючого кінця заклепки утворюється друга головка – замикальна (рис. 1.28, б). Процес утворення замикаючої головки називається клепкою. З'єднання деталей машини здійснене групою заклепок, називається *заклепковим швом*.

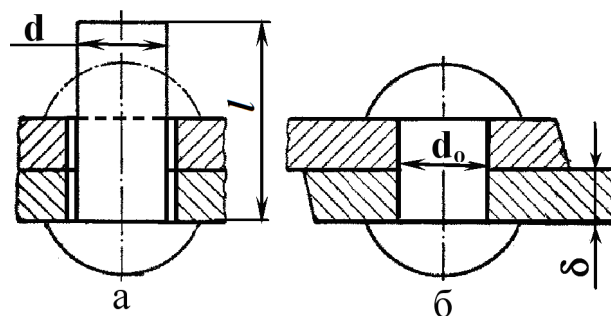


Рис. 1.28. Технологія виготовлення заклепкового з'єднання

Довжина непоставленої заклепки  $l$  визначається з умови:

$$l = \sum \delta + (1,5 \dots 1,7)d,$$

де  $\sum \delta$  – сумарна товщина з'єднуваних деталей;  $d$  – діаметр стержня заклепки.

Для полегшення постановки заклепки діаметр отвору  $d_0$  з'єднуваних деталей виконують трохи більшим (на 0,5...1 мм) стержня непоставленої заклепки (рис. 1.28, а). В результаті клепа стержень заклепки осідає і щільно заповнює отвір (рис. 1.28, б). Таким чином, діаметр стержня поставленої заклепки дорівнює діаметру отвору під заклепку.

Клепка виконується вручну із застосуванням пневматичних клепальних молотків, або на спеціальних клепальних машинах. Машинна клепка дає з'єднання підвищеної якості, оскільки вона забезпечує однорідність посадки заклепок і збільшує силу стискання деталей.

При застосуванні сталевих заклепок діаметром до 10 мм і заклепок з кольорових металів клепку роблять холодним способом, а при застосуванні заклепок більшого діаметра – гарячим (кінець заклепки підігрівають до 1000...1100 °С).

*Недоліки заклепкових з'єднань* наступні: досить велика вага, ослаблення деталей отворами, необхідність виконання трудомістких робіт із клепаки, супроводжуваних шумом і вібрацією.

### **1.3.2. Класифікація заклепкових з'єднань**

За призначенням заклепкові з'єднання розділяють на:

- 1) міцні, що забезпечують достатню міцність з'єднання (вузли машин, конструкції споруд);
- 2) міцнощільні, які застосовуються в тому випадку, коли крім високої міцності від шва потрібна і герметичність (парові котли і резервуари з високим тиском);
- 3) щільні, що забезпечують необхідну герметичність з'єднання в тих випадках, коли не потрібна висока міцність шва (резервуари з невеликим внутрішнім тиском).

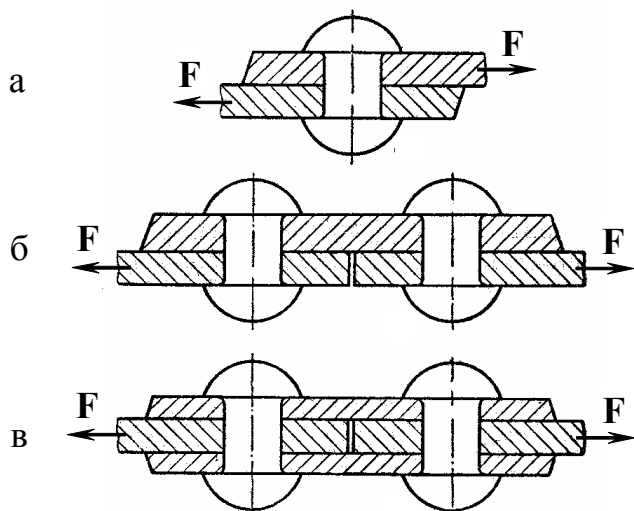


Рис. 1.29. Види заклепкових швів

За взаємним розташуванням з'єднаних деталей розрізняють шви внапуск (рис. 1.29, а) і встик (рис. 1.29, б, в). З'єднання встик виконують за допомогою однієї (рис. 1.29, б) або двох накладок (рис. 1.29, в).

Більш надійний, хоча і більш складний конструктивно, шов із двома накладками. У цьому шві

силами, що прагнуть зрушити листи, кожна заклепка зрізується по двох поперечних перерізах, у той час як у шві внапуск з однією накладкою зріз кожної заклепки відбувається по одному перерізу. В залежності від числа зрізів шви називають двозрізними і однозрізними.

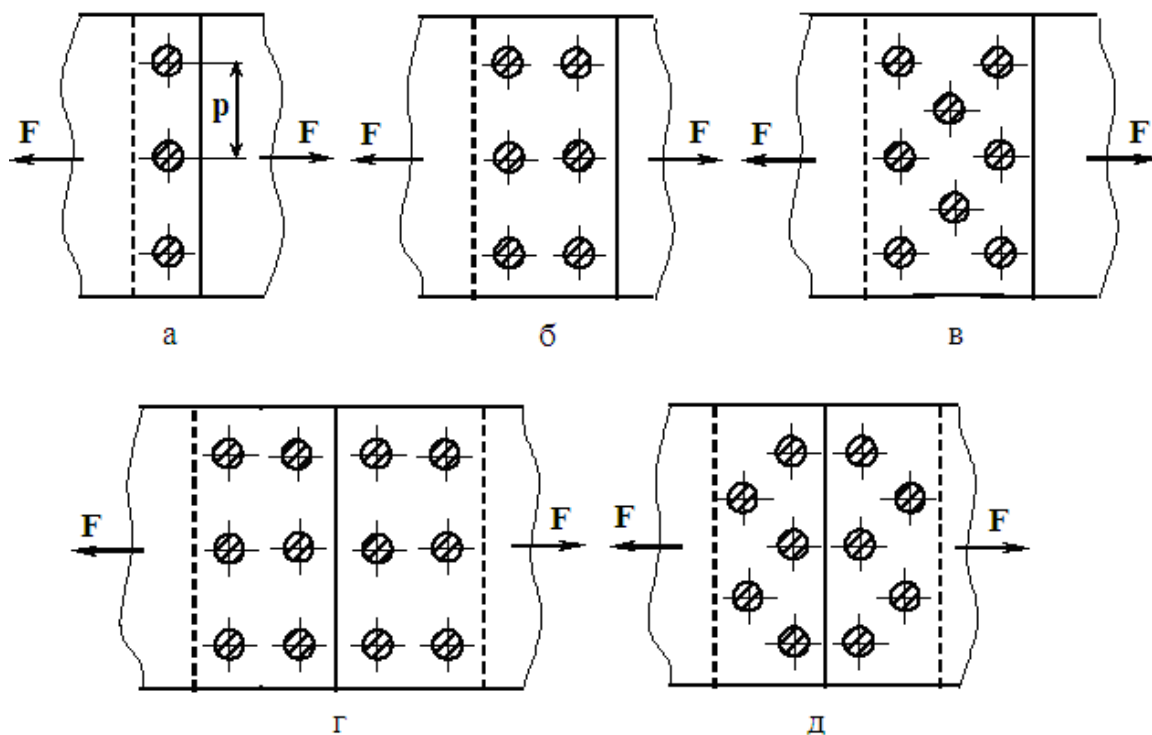


Рис. 1.30. Види розміщення заклепок у заклепковому шві

Тип заклепкового шва визначається призначенням конструкції і розрахунком шва на міцність. Відстань  $p$  між заклепками по довжині шва називається *кроком* заклепкового шва.

### 1.3.3. Міцність елементів заклепкового з'єднання

При клепанні заклепкових швів між з'єднуваними деталями виникають сили тертя, що утримують останні від зсуву. Однак визначення цих сил тертя утруднюється великим числом факторів, які важко врахувати. Тому при розрахунку заклепкових швів приймають наступні допущення: навантаження розподіляється рівномірно між заклепками; сили тертя між з'єднуваними елементами відсутні.

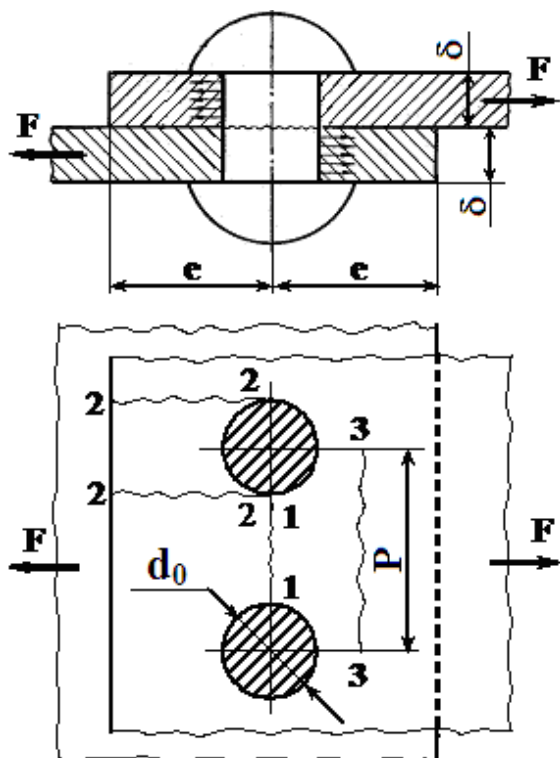


Рис. 1.31. Розрахункова схема заклепкового з'єднання

Розглянемо заклепковий шов, що складається із  $z$  заклепок, на який діє сила  $F$ . Навантаження, що припадає на ділянку шва шириною  $p$ , рівною кроку шва (рис. 1.31):

$$F_1 = \frac{F}{z}. \quad (1.34)$$

Розглянемо можливість руйнування шва і запишемо умови міцності:

- на зріз стержня заклепки в площині з'єднаних деталей:

$$\tau_c = \frac{4F_1}{\pi d_0^2} \leq [\tau_c], \quad (1.35)$$

де  $[\tau_c]$  – допустиме напруження на зріз для

заклепок;

- на зминання між заклепкою і листом:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_1}{d_0 \delta} \leq [\sigma_{зм}], \quad (1.36)$$

де  $[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження на зминання між заклепками і листами;

- на розтяг листа по перерізу 1–1:

$$\sigma_p = \frac{F_1}{(p - d_0) \delta} \leq [\sigma_p], \quad (1.37)$$

де  $[\sigma_p]$  – допустиме напруження на розтяг для матеріалу з'єднаних листів;



- на зріз листа по перерізу 2-2 з припущенням, що зріз відбувається по довжині  $e - \frac{d_0}{2}$ :

$$\tau'_c = \frac{F_1}{2\left(e - \frac{d_0}{2}\right)\delta} \leq [\tau'_c], \quad (1.38)$$

де  $[\tau_c]$  – допустиме напруження на зріз для матеріалу листів.

Визначимо співвідношення між параметрами заклепкового шва, виходячи з його рівномірності перерахованим видам можливих руйнувань.

З рівнянь (1.35) та (1.36) при  $[\sigma_{зм}] = 1,6[\tau_c]$  виходить, що  $d_0 \approx 2\delta$ ; з рівнянь (1.35) та (1.37) – при  $[\sigma_p] = [\tau_c]$  і  $d_0 \approx 2\delta$  одержимо  $p = 2,6d_0$ ; з рівнянь (1.35) та (1.38) – при  $[\tau'_c] = 0,8[\tau_c]$  і  $d_0 \approx 2\delta$  видно, що  $e = 1,5d_0$ .

На практиці для однорядного шва приймають:  $d_0=2\delta$ ,  $p=3d_0$ ,  $e=(1,5\dots2)d_0$ . Аналогічно отримують співвідношення для визначення  $d_0$ ,  $p$ ,  $e$  для інших типів міцних заклепкових швів.

Відношення напружень в неослабленому отворами перерізі 3-3 (рис. 1.31) до напруження в перерізі 1-1, ослабленому отворами, називають коефіцієнтом міцності заклепкового шва:

$$\varphi = \frac{\sigma_{p3-3}}{\sigma_{p1-1}} = \frac{(p - d_0)}{p}. \quad (1.39)$$

Коефіцієнт міцності заклепкового шва характеризує міру ослаблення з'єднаних елементів отворами під заклепки. Для однорядного однозрізного шва при  $p=3d_0$  -  $\varphi=0,67$ , тобто зменшення міцності з'єднаних деталей складає в цьому випадку 33%; при  $p=6d_0$  -  $\varphi=0,83$ .

Збільшення коефіцієнта міцності шва може бути досягнуте застосуванням заклепкових швів інших конструкцій, а також збільшенням площі перерізу тієї області, яка ослаблена отворами під заклепки.

### 1.3.4. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань

Розрахунок заклепкового шва полягає у визначенні діаметра і числа заклепок. При розрахунку попередньо визначають розміри площі перерізу з'єднаних заклепками деталей. В залежності від товщини цих деталей приймають діаметр заклепок, за яким обчислюють крок і інші розміри заклепкового шва. Необхідне число заклепок визначають з умови міцності на зріз і зминання. При симетрично діючому навантаженні рівняння міцності на зріз має вигляд:

$$\tau_c = \frac{4F}{z k \pi d_0^2} \leq [\tau_c], \quad (1.40)$$

звідки число заклепок:

$$z \geq \frac{4F}{k \pi d_0^2 [\tau_c]}, \quad (1.41)$$

де  $k$  – кількість площин зрізу заклепок.

З рівняння міцності на зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{z d_0 \delta_{\min}} \leq [\sigma_{3M}], \quad (1.42)$$

отримаємо необхідну кількість заклепок

$$z \geq \frac{F}{d_0 \delta_{\min} [\sigma_{3M}]}, \quad (1.43)$$

де  $\delta_{\min}$  – найменша товщина з'єднаних елементів.

З отриманих за рівняннями (1.41) і (1.43) значень слід прийняти більше.

#### Питання для самоконтролю

1. Утворення нарізки. Основні геометричні параметри нарізки.
2. Основні типи нарізок. Їх призначення.
3. Основні кріпильні деталі. Матеріали для їх виготовлення.
4. Переваги і недоліки нарізних з'єднань.
5. Класифікація нарізних з'єднань в залежності від характеру навантаження.

6. Класифікація нарізних з'єднань в залежності від призначення.
7. Розрахунок нарізних з'єднань, навантажених осьовою силою: умова міцності стержня; умови міцності витка нарізки; перевірка нарізки за питомим тиском.
8. Розрахунок нарізних з'єднань, навантажених осьовою силою і крутним моментом.
9. Проектний розрахунок попередньо затягнутого болта без наступної затяжки.
10. Розрахунок попередньо затягнутого болта, з наступною затяжкою.
11. Розрахунок нарізних з'єднань, навантажених поперечною силою (випадки установки болта в отвір з зазором і без зазору).
12. Максимальне напруження у матеріалі у випадку навантаження попередньо затягнутого болта з ексцентричною головкою.
13. Призначення шпонкових і шліцьових з'єднань.
14. Класифікація шпонкових з'єднань в залежності від характеру навантаження.
15. Конструкції напружених шпонкових з'єднань. Порівняльна характеристика.
16. Конструкції шпонок для утворення ненапружених шпонкових з'єднань.
17. Недоліки шпонкових з'єднань.
18. Можливі пошкодження призматичної шпонки. Умови міцності.
19. Розрахунок сегментних шпонок.
20. Призначення і конструкції шліцьових з'єднань за формою профілю шліців.
21. Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.
22. Способи центрування шліцьових з'єднань. Вибір і перевірка міцності шліцьових з'єднань.
23. Класифікація заклепкових з'єднань за призначенням.

24. Класифікація заклепкових з'єднань за взаємним положенням деталей, за кількістю рядів заклепок у шві і за положенням заклепок у ряді.
25. Область застосування заклепкових з'єднань.
26. Недоліки заклепкових з'єднань.
27. Типи заклепок. Матеріали для їх виготовлення.
28. Види руйнувань заклепкових швів. Розрахунок міцності заклепкових швів.

## Розділ 2. Передачі

### 2.1. Вали та осі. Їх з'єднання та опори.

#### 2.1.1. Типи та конструкції валів та осей

Деталі машин, що обертаються, (зубчасті колеса, шків, барабани і т. п.) встановлюють на осях або валах, які забезпечують постійне положення осі обертання цих деталей.

Осі – це деталі, призначені для підтримки деталей, що обертаються. Вони не передають корисного крутного моменту і зазнають впливу тільки згинальних моментів.

За способом установки осі поділяють на нерухомі та рухомі.

Нерухома вісь під час роботи не обертається, а обертаються закріплені на ній деталі, наприклад, вісь канатного блоку чи барабану, вісь візка ланцюгового конвеєра, тощо. Нерухомі осі в процесі роботи піддаються однобічному згину і напруження, що виникають у матеріалі осей, не змінюють свого знака. Нерухомі осі дешевші, але вимагають установки підшипників в деталях, які закріплені на осі, що ускладнює конструкцію.

Рухомі осі обертаються разом з насадженими на них деталями, наприклад,

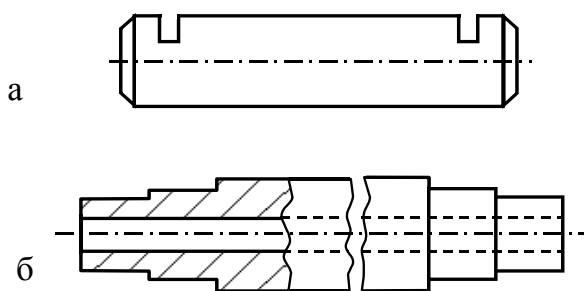


Рис. 2.1 – Конструкції осей

вісь залізничного вагона, і піддаються симетричному згину. В матеріалі таких осей виникають знакозмінні напруження.

При однаковому зовнішньому навантаженні діаметри рухомих осей виходять більшими, ніж нерухомих.

Однак з точки зору експлуатаційних показників у ряді випадків віддають перевагу рухомих осям, які забезпечують кращу роботу підшипників.

За конструкцією осі бувають гладкі (рис. 2.1, а) і ступінчасті (рис. 2.1, б), суцільні (рис. 2.1, а) і порожнисті (рис. 2.1, б). Ступінчасті осі застосовуються для закріплення деталей на осі або осі на корпусі машини, порожнисті осі – для

зменшення маси або при необхідності пропустити через вісь іншу деталь, підвести мастило та ін.

Вали – це деталі, що призначені для передачі крутних моментів вздовж своєї осі та для підтримки деталей машин, що обертаються. Крутні моменти передаються за допомогою сил, що діють на вали (наприклад, у зачепленні зубчастих або черв'ячних передач, натягу пасів і т. п.). Тому на вали діють також згинальні моменти і осьові навантаження.

За призначенням вали поділяються корінні та передачі крутного моменту. На валах передач встановлюють зубчасті колеса, шківів, муфти та інші деталі передач, на корінних валах – не тільки деталі передач, але і маховики, затискні патрони, кривошипи і т. п.

За формою геометричної осі розрізняють вали прямі, колінчасті і гнучкі. Найбільш поширені прямі вали (рис. 2.2, а). Вони застосовуються в редукторах, металорізальних верстатах, підйомально-транспортних машинах, машинах легкої промисловості та ін. Колінчасті вали (рис. 2.2, б) застосовуються в кривошипно-шатунних механізмах для перетворення обертального руху в зворотно-поступальний або навпаки. Колінчасті вали використовуються в двигунах внутрішнього згорання, насосах, швейних та основов'язальних машинах, пресах, тощо.

Гнучкі вали (рис. 2.2, в) застосовуються для передачі крутного моменту між вузлами машин, що змінюють під час роботи своє відносне положення (механізований інструмент, контрольні прилади, зуболікарські бормашини і т. п.). Гнучкий вал складається з декількох щільно навитих шарів сталевого чи бронзового дроту 2. Внутрішній шар дроту навивається на сердечник 1, який може бути видалений з вала або залишений. Сусідні шари мають протилежний напрямок навивки. Гнучкий вал укладають в броню 3 (металеву або з шарами тканини і гуми), що обмежує і направляє його, захищає від ушкоджень і забруднень, зберігає на ньому консистентне змащення.

Гнучкий вал приєднують до ведучого і веденого елементів привода за допомогою спеціальної арматури.

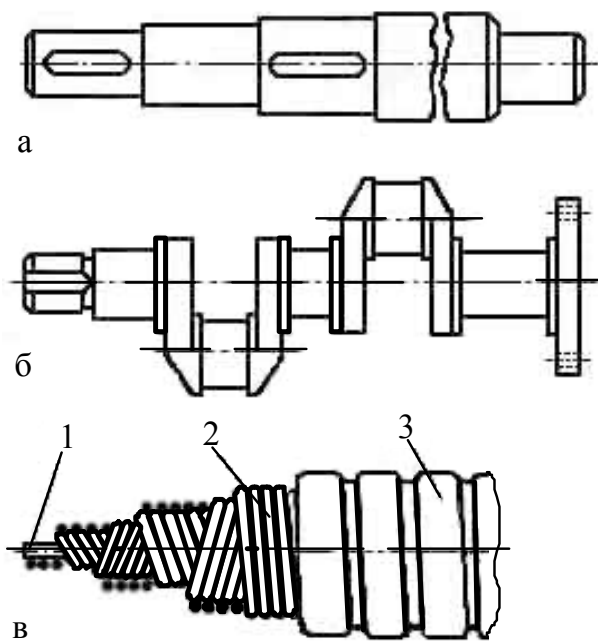


Рис. 2.2 – Конструкції валів

Колінчасті та гнучкі вали відносяться до спеціальних деталей і докладно розглядаються при вивченні спеціальних курсів.

Конструктивні форми прямих валів визначаються їх призначенням, характером і величиною прикладених до них навантажень, способом закріплення насаджених деталей і умовами складання вузла, технологією виготовлення і т. п.

Прямі вали бувають постійного діаметра по всій довжині (наприклад, трансмісійні) і ступінчасті (рис. 2.2, а). Найбільше поширення отримали ступінчасті вали як більш зручні при складанні. Ступінчаста форма вала дозволяє забезпечити вільний доступ до посадкових поверхонь, на які насаджуються деталі, а їх уступи можуть сприймати великі осьові сили. Застосування ступінчастих валів обумовлене також рівномірністю, оскільки моменти, що діють на вал, в різних перерізах мають неоднакові значення. Крутний момент, як правило, передається не по всій довжині вала. Епюри згинальних моментів до кінцевих опор чи до кінців валів найчастіше сходять до нуля. Тому за умовою міцності доцільно конструювати вали змінного поперечного перерізу, що наближаються до валів однакового опору, оскільки вони менш металомісткі.

Іноді вали виготовляють як одне ціле з шестернями, черв'яками, тощо.

Вали можуть бути суцільними і порожнистими. Порожністі вали відрізняються меншою масою і меншою чутливістю до концентрації напружень. Так, при практично однаковій міцності суцільного вала діаметра  $d$  і порожнистого того ж зовнішнього діаметра з внутрішнім діаметром  $d_1 = 0,5d$  маса останнього на 25 % менше маси суцільного вала. Порожністі зварені вали, що виготовлені з полоси, що розташована по гвинтовій лінії, дозволяють

зменшити масу до 60 %. При малих габаритних розмірах машини, що проектується, в порожнинах валів можна розмістити інші деталі: вали, тяги керування і т.п. Однак вартість порожнистих валів зазвичай більше вартості валів суцільного перерізу; їх застосовують у випадках, коли потрібно зменшити масу конструкції (наприклад у літаках, і т. п.).

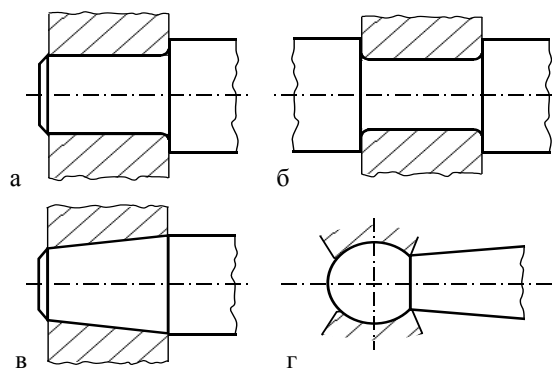


Рис. 2.3 – Конструкції цапф

Опорні ділянки валів називають цапфами. Кінцеві цапфи називають шипами, проміжні – шийками. Цапфи, що сприймають осьові навантаження, називають п'ятами. Цапфи валів і осей, що працюють у підшипниках ковзання, виконують циліндричними, конічними та сферичними. В основному застосовуються циліндричні цапфи. Для фіксації вала в осьовому напрямку їх роблять трохи меншого діаметра, ніж сусідні ділянки вала (рис 2.3 а, б). Конічні цапфи (рис. 2.3, в) застосовуються для регулювання зазору в підшипниках і осьового фіксування вала. Сферичні цапфи (рис. 2.3, г) використовуються рідко через труднощі виготовлення. Вони застосовуються при значних кутових відхиленнях геометричної вісі вала.

П'ята – опорна частина вала, розташована в його торці (рис. 2.4).

П'яти бувають плоскими (рис. 2.4, а, б), конічними (рис. 2.4, в) і гребінчастими (рис. 2.4, г). Найбільше поширення одержали плоскі п'яти, що бувають суцільними (рис. 2.4, а) і кільцевими (рис. 2.4, б). Гребінчасті п'яти застосовуються при дії на вали великих осьових навантажень. Посадкові поверхні валів, на які насаджують деталі, виконують циліндричними або конічними.



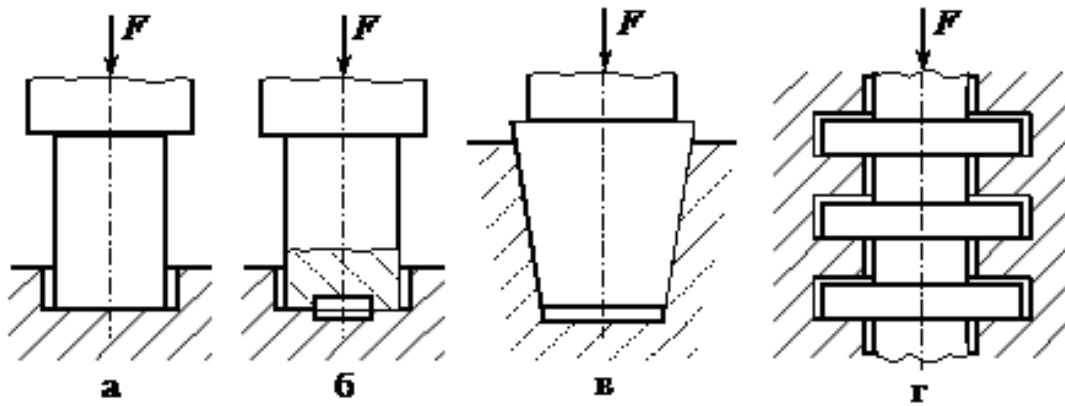


Рис. 2.4. Конструкції п'ят

Перехідні ділянки валів між сусідніми ступіннями різних діаметрів найчастіше виконують з канавкою для виходу шліфувального круга в процесі обробки (рис. 2.5, а) чи з галтеллю (рис. 2.5, б). Для зменшення концентрації напружень радіуси заокруглень  $r$  галтелей і канавок приймають якомога більшими, а глибину канавок – меншою. Торці валів для полегшення установки на них обертових деталей машин роблять з фасками. Радіуси заокруглень галтелей і розміри фасок і канавок нормалізовані.

Довжина суцільних валів за умовами виготовлення, транспортування і монтажу не повинна перевищувати 6–7 м. Довгі вали роблять складеними, окремі частини їх з'єднують за допомогою муфт чи фланців.

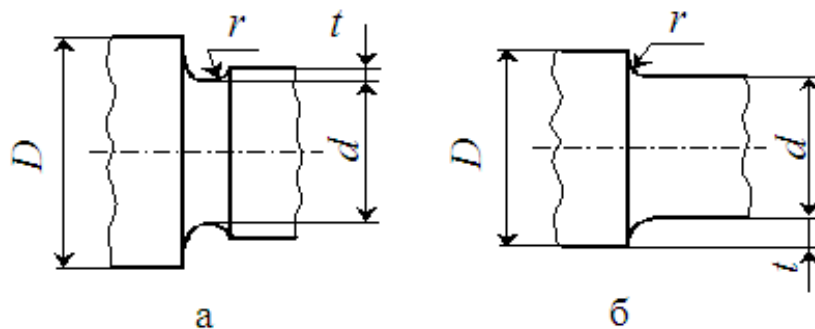


Рис. 2.5. перехідні ділянки валів

Діаметри посадкових поверхонь (під маточини коліс, шківів, зірочок) варто вибирати зі стандартного ряду посадкових розмірів, а діаметри посадкових поверхонь під підшипники кочення – зі стандартного ряду внутрішніх діаметрів підшипників.

Кінці валів призначені для установки деталей, що передають крутні моменти стандартизовані. Вони можуть бути циліндричними і конічними з нарізним кінцем або нарізним отвором у торці для закріплення посаженої на вал деталі (рис. 2.6).

Технічні умови на виготовлення валів залежать від вимог до конструкції. Обробку валів роблять зазвичай в центрах. Найбільш жорсткі вимоги щодо точності геометричної форми пред'являються до шийок валів, на які встановлюються підшипники кочення. Овальність і конусність місць посадки визначається допуском на діаметр шийки. Шорсткість шийок призначають  $R_a = 0,32 \dots 1,25$  мкм.

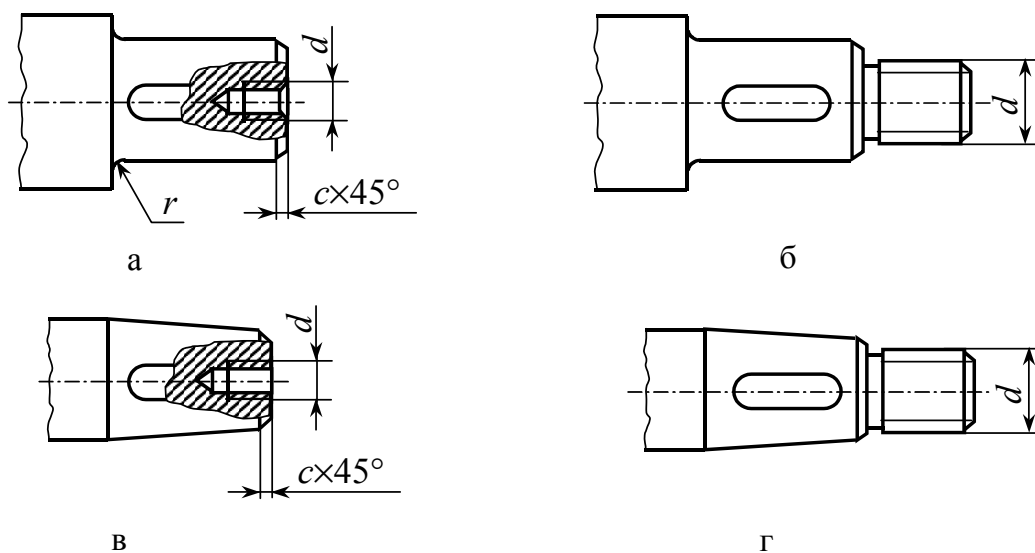


Рис. 2.6. Кінці валів

Вибір матеріалу, термічної та хіміко-термічної обробки визначається конструкцією вала. Основними матеріалами для валів і осей є вуглецеві та леговані сталі, які мають високу міцність, здатність до зміцнення, добре обробляються на верстатах, дозволяють легко одержати необхідні циліндричні заготовки шляхом прокатки. Вали та осі, для яких основним критерієм є жорсткість, не піддають термообробці. Вони виготовляються з вуглецевих сталей Ст 4, Ст 5, Сталь 25, 30, 35, 40, 45.

Осі і вали, до несучої здатності і довговічності робочих поверхонь яких пред'являються підвищені вимоги, виготовляють із середньовуглецевих чи легованих сталей 35, 40, 40Х, 40ХН та ін. Для підвищення зносостійкості цапф

валів, що обертаються в підшипниках ковзання, вали виготовляють зі сталей 20, 20Х, 12ХН3А та інших з наступною цементацією і загартуванням цапф. Відповідальні важконавантажені вали виготовляють з легованих сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ХГТ та ін. Важконавантажені вали складної форми, наприклад колінчасті вали двигунів, виготовляють також з модифікованого чи високоміцного чавуну.

### **2.1.2. Розрахунок валів та осей**

Основні критерії працездатності валів і осей – міцність і жорсткість. Задачами розрахунку є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згину та кручення. З огляду на те, що розрахунок і конструювання – процеси взаємозалежні і взаємовпливові, необхідні розміри визначають у два етапи. Перший етап – попередній розрахунок на статичну міцність: основні розміри визначають при знижених значеннях допустимих напружень; на підставі отриманих розмірів розробляють конструкцію вала. Другий етап – перевірочний розрахунок на опір втоми, тому що при обертанні валів і осей навіть постійні за напрямком і величиною сили викликають змінні напруження. Визначають дійсні напруження, що виникають у матеріалі валів і осей із врахуванням прийнятих при конструюванні розмірів і форм деталей, співставляють ці напруження з допустимими і, при необхідності, вносять корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

У ряді випадків, наприклад, при розрахунку малонавантажених конструкцій, можна обмежитися попереднім розрахунком на статичну міцність. В окремих випадках (при значній відстані між опорами, при розрахунку вала черв'яка) осі і вали розраховують не тільки на міцність, але і на жорсткість.

Причиною виходу з ладу деяких швидкохідних валів можуть бути коливання. Тому їх розраховують додатково на коливання.

Для розрахунку валів і осей складають розрахункову схему. Вали та осі розглядають як балки на шарнірних опорах із прольотом, що дорівнює відстані між підшипниками (рис. 2.7, а). Якщо в опорі встановлюється два підшипники,

реакція на вал зміщується на  $1/3$  (рис. 2.7, б). При невеликій довжині підшипників ковзання опорні реакції приймають прикладеними посередині їх довжини, при широких несамовстановлювальних підшипниках ковзання – на відстані  $0,25...0,3$  довжини підшипника, але не більше половини його діаметра від кромки з боку навантаженого прольоту. Для нерухомих осей кожна окрема опора приймається або защемлення, або як шарнір, в залежності від конструкції.

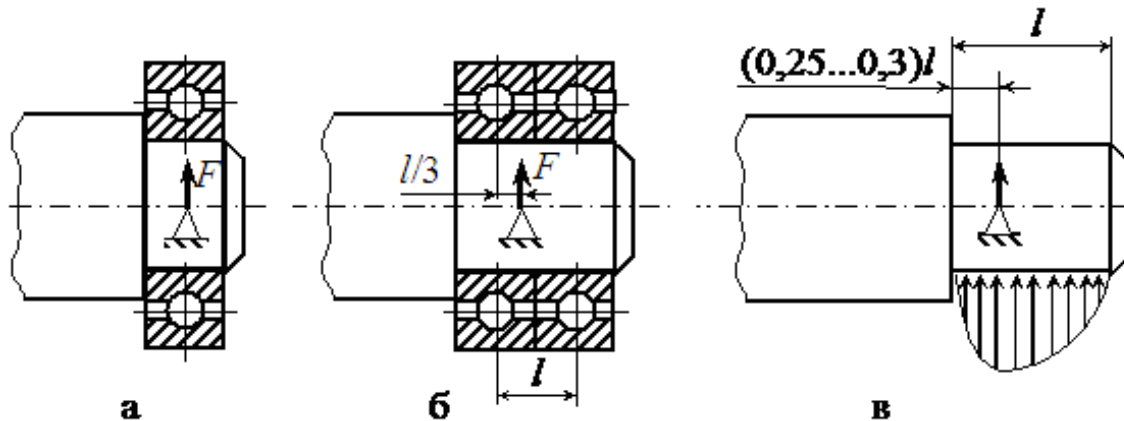


Рис. 2.7. Розрахункові схеми розташування підшипників

Величину і напрямок зовнішніх сил і моментів, що діють на вали, визначають в залежності від типу та конструкції передач. За розрахункове приймають найбільше навантаження, що виникає при експлуатації з урахуванням динамічних впливів. Зазвичай приймають, що деталі передають валам і осям сили та моменти посередині своєї ширини.

При розрахунку осей і валів на міцність і жорсткість власну їхню масу, масу розташованих на них деталей (за винятком важких маховиків і т. п.), а також сили тертя в опорах не враховують.

### 2.1.2.1. Розрахунок осей на статичну міцність

Осі піддаються дії згинальних навантажень, тому їх розраховують на згин. Для цього складають розрахункову схему (рис. 2.8).

На схемі визначають сили, що діють на вісь, їх напрямок, згинальні моменти в характерних перерізах вісі, будують епюру згинальних моментів і за

максимальним значенням згинального моменту виконують розрахунок.

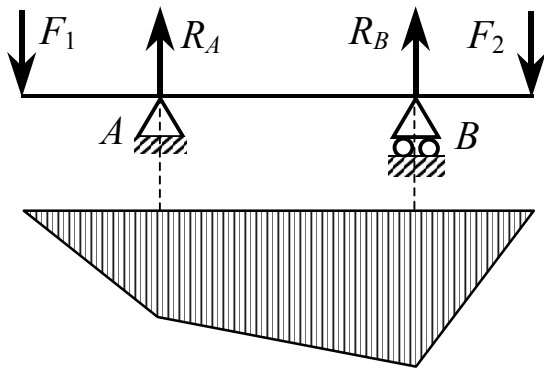


Рис. 2.8 – Розрахункова схема осі

Розрахунок осей зводиться до визначення діаметра (для круглого перерізу) з умови міцності на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{M}{0,1d^3} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.1)$$

де  $\sigma_{зг}$  – розрахункове напруження згину в небезпечному перерізі осі;

$M$  – згинальний момент в небезпечному перерізі осі;  $W = 0,1d^3$  – момент опору згину для круглої осі суцільного перерізу діаметром  $d$  (для порожнистої осі  $W = 0,1(1 - \beta^4)d^3$ ;  $\beta$  – відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього);  $[\sigma_{зг}]$  – допустиме напруження матеріалу вісі на згин, вибирається з урахуванням характеру діючих навантажень.

Рівняння (2.1) використовується для перевірного розрахунку осей. З правої частини цього рівняння одержимо формулу для проектного розрахунку осей:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_{зг}]}} = \sqrt[3]{\frac{10M}{[\sigma_{зг}]}}. \quad (2.2)$$

#### 2.1.2.2. Розрахунок валів на кручення

На кручення розраховуються вали, які передають тільки крутний момент, а також вали, що передають крутний момент при незначних за величиною напруженнях від згинальних моментів. Такі випадки мають місце, наприклад, при розрахунку швидкохідних валів передач порівняно невеликої потужності.

Умова міцності на кручення:

$$\tau_k = \frac{T}{W_k} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau_k], \quad (2.3)$$

де  $\tau_k$  – розрахункове напруження кручення в перерізі вала;  $T$  – крутний момент

в перерізі вала;  $W_k = 0,2 d^3$  – полярний момент опору перерізу вала для круглого вала діаметром  $d$  суцільного перерізу (для порожнистого вала  $W_k = 0,2 (1 - \beta^4) d^3$ );  $[\tau_k] = 0,5 [\sigma_{зг}]$  – допустиме напруження при крученні для вала;  $[\sigma_{зг}]$  – допустиме напруження згину для матеріалу вала.

Рівняння (3.3) використовується для перевірного розрахунку валів на кручення, з нього одержимо формулу для проектувального розрахунку:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_k]}}. \quad (2.4)$$

Розрахунок валів на кручення використовують іноді як попередній. Після нього вал розраховують на статичну міцність – спільну дію згину і кручення, та на опір втоми.

При попередньому умовному розрахунку валів тільки на кручення наявність неврахованих напружень згину компенсується заниженими значеннями дотичних напружень. Для сталевих валів можна прийняти  $[\tau_k] = 20...25$  МПа.

### 2.1.2.3. Розрахунок валів на згин і кручення

У більшості випадків вали працюють одночасно на згин і кручення, а тому їх розраховують на сумісну дію цих деформацій в залежності від величини приведенного моменту. Розрахункове напруження від дії цього моменту порівнюють з допустимим напруженням згину. Деякі вали (наприклад, вал, на якому встановлене черв'ячне чи конічне зубчасте колесо, та ін.), крім згину і кручення, працюють додатково на розтягання чи на стискання. Напруження розтягання у валах настільки малі в

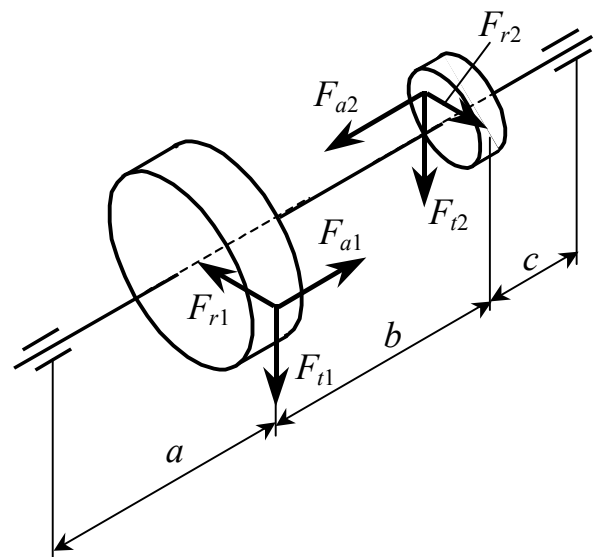


Рис. 2.9. Розрахункова схема вала

порівнянні з напруженнями згину, що їх не враховують при розрахунку.

Порядок розрахунку валів на спільну дію згину і кручення розглянемо на прикладі проміжного вала двоступінчастого зубчастого циліндричного редуктора з косозубими колесами.

Розрахунок виконують у такій послідовності:

1. Креслять схему вала (рис. 2.9), намічають місця установки на вал деталей передач і підшипників.

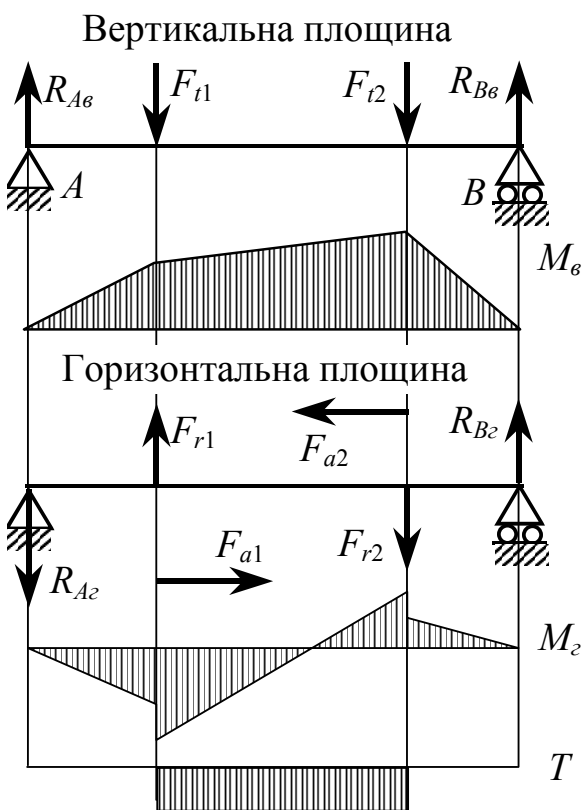


Рис. 2.10. Епюри згинальних та крутного моментів

2. З попередньо розробленої схеми (ескізного компоунання) редуктора визначають точки прикладання (розміри  $a, b, c$ ) і напрямки сил, що діють на вал.

3. Визначають сили, що діють на вал.

4. Будують епюри згинальних моментів (рис. 2.10). Якщо сили, що діють на вал, розташовані не в одній площині, їх розкладають за двома взаємно перпендикулярними площинами. Для кожної площини визначають опорні реакції, згинальні моменти в характерних точках і будують епюри згинальних моментів  $M_\beta$  та  $M_\alpha$ .

Якщо кут між площинами дії сил  $\leq 30^\circ$ , можна

вважати, що ці сили діють в одній площині. При відхиленні сил від координатних площин на кут  $\leq 15^\circ$  можна вважати, що ці сили діють в цих площинах.

5. Визначають сумарні згинальні моменти  $M$  в небезпечних перерізах вала за формулою

$$M = \sqrt{M_\alpha^2 + M_\beta^2}, \quad (2.5)$$

де  $M_\alpha$  і  $M_\beta$  – відповідно згинальні моменти, що діють на вал у горизонтальній і

вертикальній площинах.

6. Будують епюру крутного моменту  $T$ , який передається валом (рис. 2.10).

7. Визначають приведені (еквівалентні) моменти

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M^2 + T^2}. \quad (2.6)$$

8. Визначають діаметр вала з умови його міцності діючому приведеному моменту:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{W} = \frac{M_{\text{пр}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{\text{зг}}], \quad (2.7)$$

де  $\sigma_{\text{пр}}$  – приведене (еквівалентне) напруження для перерізу вала, що розраховується,  $[\sigma_{\text{зг}}]$  – допустиме напруження згину.

Рівняння (2.7) використовується для перевірного розрахунку валів на спільну дію згину і кручення.

Розв'язуючи праву частину рівняння (2.7) відносно  $d$ , отримуємо формулу для проектного розрахунку таких валів:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1[\sigma_{\text{зг}}]}} = \sqrt[3]{\frac{10 M_{\text{пр}}}{[\sigma_{\text{зг}}]}}. \quad (2.8)$$

Значення допустимих напружень  $[\sigma_{\text{зг}}]$  для попереднього розрахунку валів і осей диференціюються для різних матеріалів в залежності від режиму експлуатації. При цьому розрізняють наступні режими:

I – напруження, що викликані навантаженням, залишаються незмінними за величиною і знаком;

II – напруження змінюється по пульсуючому циклу;

III – напруження змінюється по симетричному циклу.

Значення допустимих напружень для вуглецевих і легованих сталей за режимами приблизно відповідають наступній пропорції:

$$[\sigma_{\text{зг}}]_{\text{I}} : [\sigma_{\text{зг}}]_{\text{II}} : [\sigma_{\text{зг}}]_{\text{III}} = 3,8 : 1,7 : 1, \text{ при цьому } [\sigma_{\text{зг}}]_{\text{I}} \approx 0,33 \sigma_{\text{T}},$$

де  $\sigma_{\text{T}}$  – границя текучості матеріалу, з якого виготовлений вал.

В окремих випадках значення допустимих напружень на згин для валів і



осей наводяться в таблицях.

#### 2.1.2.4. Розрахунок на опір втоми

Розрахунок валів і осей на опір втоми є перевірним, і виконується після попереднього розрахунку, коли відомі розміри вала чи осі і визначена їх конструкція. При розрахунку на опір втоми враховуються всі основні фактори, що впливають на міцність валів і осей (характер зміни напружень, статичні та втомнісні характеристики матеріалів, концентрація напружень, масштабний фактор, стан поверхні і поверхневе зміцнення).

Розрахунок на опір втоми полягає в тому, що для кожного приблизно небезпечного перерізу визначають дійсний коефіцієнт запасу міцності  $s$  і порівнюють його з допустимим значенням цього коефіцієнта  $[s]$ .

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s], \quad (2.9)$$

де  $s_{\sigma}$  і  $s_{\tau}$  – коефіцієнти запасу міцності відповідно при згині та крученні.

При розрахунку осей формула (2.9) набуває вигляду  $s = s_{\sigma} \geq [s]$ , оскільки осі зазнають тільки деформацій згину.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \sigma_a}{K_d K_v} + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad (2.10)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{K_d K_v} + \psi_{\tau} \tau_m}; \quad (2.11)$$

де  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – границі витривалості відповідно при згині і крученні, при симетричному циклі навантаження;  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплітуда напружень циклів відповідно при згині та крученні;  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – середні напруження циклів відповідно при згині та крученні;  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень відповідно при згині та крученні;  $K_d$ ,  $K_v$  – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (масштабний фактор) і стану

поверхні вала;  $\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напруження відповідно при згині та крученні.

Значення  $K_\sigma, K_\tau, K_d, K_v, \psi_\sigma, \psi_\tau$  наводяться у довідниках [2, 19].

Значення границь витривалості  $\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  визначають за формулами:

– для вуглецевої сталі при згині

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45) \sigma_B; \quad (2.12)$$

– для легованої сталі при згині

$$\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + 120 \text{ МПа}; \quad (2.13)$$

– для сталі при крученні

$$\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B, \quad (2.14)$$

де  $\sigma_B$  – границя міцності матеріалу вала чи осі.

Для валів при зміні напружень по симетричному закону (коли вал не зазнає дії осьового навантаження)

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} \quad \text{та} \quad \tau_a = \tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho \text{ нетто}}};$$

при наявності осьової сили

$$\sigma_m = \sigma_p = F_a \left/ \frac{\pi d^2}{4} \right.; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W_{\text{нетто}}};$$

для віднульового циклу

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} \quad \text{та} \quad \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2},$$

де  $W_{\text{нетто}}$ ,  $W_{\rho, \text{нетто}}$  – моменти опору при згині та крученні для послаблених перерізів (наприклад, шпонковою канавкою і т. п.). Формули для підрахунку  $W_{\text{нетто}}$ ,  $W_{\rho \text{ нетто}}$  наводяться у довідниках.

Допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності приймають в залежності від призначення вала чи осі і точності розрахунків  $[s] = 1,5 \dots 2,5$ .

Якщо в результаті розрахунку умова  $s \geq [s]$  не виконана, необхідно змінити конструкцію: знайти кращі форми вала (осі) в небезпечному перерізі з

метою зменшення значення  $K_{\sigma}$ , застосувати зміцнення з метою підвищення механічних характеристик матеріалу, збільшити розміри деталі в розрахунковому перерізі з метою зменшення напружень  $\sigma_{\max}$ ,  $\tau_{\max}$  і т. п. Те чи інше рішення приймається на основі техніко-економічного обґрунтування. Після цього знову визначають коефіцієнт запасу міцності. Таким чином, послідовними наближеннями встановлюють необхідну відповідність між розрахунковими і допустимими значеннями коефіцієнтів запасу міцності.

#### 2.1.2.5. Розрахунок на жорсткість

При роботі машини під дією зусиль, які передаються, та інших факторів мають місце пружні деформації осей і валів, що негативно впливають на роботу зв'язаних з ними з'єднань, зубчастих, черв'ячних і фрикційних передач, підшипників та інших деталей. При цьому збільшуються концентрація контактного напруження і знос деталей, знижується точність механізмів. Великі переміщення перерізів валів і осей від згину можуть привести до виходу з ладу вузла машини внаслідок заклинювання підшипників. Тому для правильної роботи передач і підшипників вали і осі повинні бути досить жорсткими.

Параметрами, що характеризують ступінь жорсткості на згин валів і осей, є кут нахилу пружної лінії; вала чи осі  $\Theta$  і прогин вала чи осі  $y$  (рис. 2.11). Для забезпечення жорсткості на згин вала чи вісі необхідно, щоб дійсні значення  $\Theta$  і  $y$  не перевищували їх допустимих значень, тобто

$$\Theta \leq [\Theta] \text{ і } y \leq [y]. \quad (2.15)$$

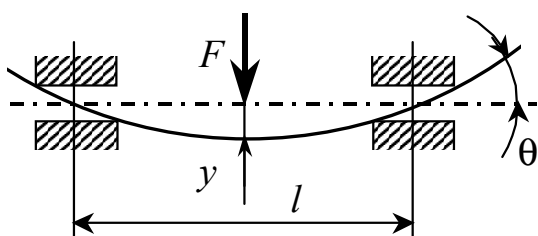


Рис. 2.11. Параметри жорсткості валів та осей

Значення прогинів осей та валів і кутів нахилу їхньої пружної лінії визначають методами, відомими з курсу "Опір матеріалів" (використовують інтеграл Мора або метод початкових параметрів). З метою спрощення розрахунків вали (вісі) ступінчастої форми допустимо замінити приблизно еквівалентним за жорсткістю

валом (віссю) постійного діаметра. Для випадків навантаження двоопорних валів і осей, що найбільш часто зустрічаються, в літературі [9, 18, 19] наводяться формули для визначення  $\Theta$  та  $u$ , а також допустимі значення  $[\Theta]$  та  $[u]$ .

Для зменшення прогинів варто розташовувати деталі як найближче до опор, застосовувати полегшені конструкції шківів, зубчастих коліс і інших деталей, насаджуваних на вали та осі, балансувати ці деталі. Для високооберткових конструкцій варто застосовувати балансування валів разом з насадженими на них деталями.

Жорсткість на кручення для більшості валів не має істотного значення, тому такий розрахунок роблять лише для валів, деформація кручення яких повинна бути обмежена, наприклад, для валів точних гвинторізних та зубофрезерних верстатів, трансмісійних валів механізмів переміщення мостових кранів.

Жорсткість валів на кручення на практиці зручно оцінювати за кутом закручування

$$\varphi = \frac{T}{G J_0} \leq [\varphi], \quad (2.16)$$

де  $\varphi$  – кут закручування одиниці довжини вала, рад;  $T$  – крутний момент, що передається валом;  $G$  – модуль зсуву матеріалу вала;  $J_0$  – полярний момент інерції площі перерізу вала (для круглого вала суцільного перерізу діаметром  $d$   $J_0 = 0,1d^4$ );  $[\varphi]$  – допустимий кут закручування для одиниці довжини вала, рад. Значення  $[\varphi]$  наводяться в літературі, наприклад [9, 18, 19].

## 2.2. Муфти

### 2.2.1. Основні типи та призначення.

Муфти використовують для з'єднання і передачі крутного моменту між валами або іншими обертовими деталями, для керування роботою машини, оберігання машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень і та ін.

В сучасному машинобудуванні застосовується велика кількість муфт, різних за принципом дії, призначенням і конструкцією. Широко застосовувані муфти стандартизовані. Основна паспортна характеристика кожної муфти – крутний момент, на передачу якого вона розрахована.

У відповідності з однією з існуючих класифікацій, муфти поділяються на глухі, рухомі, зчіпні та самокеровані.

Вибір стандартних муфт, а також розрахунок нестандартних проводиться в залежності від розрахункового крутного моменту  $T_p$ , який визначається з умови

$$T_p = k T_n, \quad (2.17)$$

де  $T_n$  – номінальний крутний момент, що передається муфтою,  $k$  – коефіцієнт режиму роботи (технологічні та транспортувальні машини –  $k = 1,5 \dots 2,0$ ; вантажопідіймальні машини –  $k = 3 \dots 5$ ).

#### 2.2.1.1. Глухі муфти

Глухі муфти жорстко з'єднують два вали і передають як крутні, так і згинальні моменти.

По конструкції найбільш проста втулкова муфта (рис. 2.12), де 1 і 2 – вали, що з'єднуються, 3 – втулка, 4 – шпонки (іноді замість шпонок застосовують штифти 5). Втулка виготовляється з чавуну марок не нижче СЧ 21 або з конструкційної сталі (зазвичай Сталь 45).

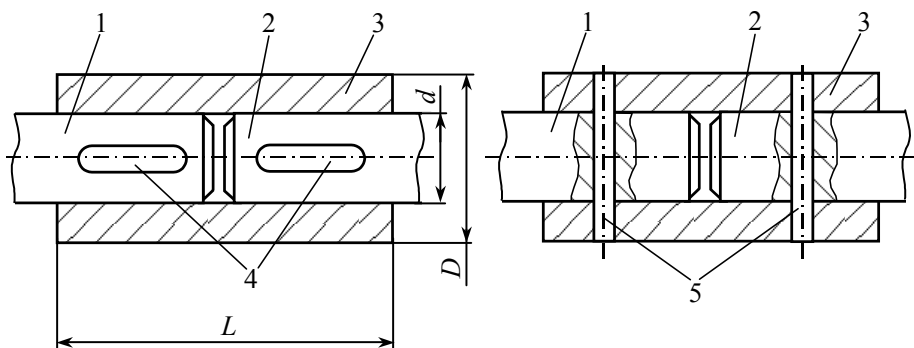


Рис. 2.12. Втулкова муфта

Зазвичай при конструюванні таких муфт довжину втулки  $L$  та зовнішній діаметр  $D$  приймають:

$$L = (3 \dots 4)d; \quad D = (1,8 \dots 2)d.$$

Розрахунок муфти зводиться до перевірки шпонки (чи штифта) на зріз і змінання по крутному моменту, що передається муфтою.

Для того щоб збирання і розбирання валів зробити більш зручними, втулкову муфту виконують рознімною в площині, що проходить по вісі вала. Така муфта називається подовжньо-скрученою (рис. 2.13).

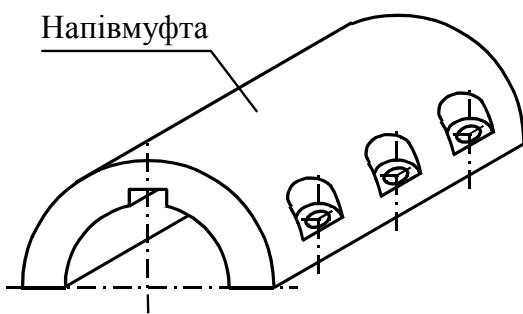


Рис. 2.13. Подовжньо-скручена муфта

Муфти середнього і малого розмірів передають крутний момент тільки тертям між валом і муфтою. В муфтах великого розміру між валами і муфтою вводиться шпонка, що передає основну частину крутного моменту.

Розрахунок подовжньо-скручених муфт зводиться до визначення розмірів і числа болтів, що з'єднують напівмуфти, а також перевірки шпонок на зріз і змінання.

Однією з найбільш розповсюджених конструкцій глухих муфт є поперечно-скручена або фланцева муфта (рис. 2.14).

Матеріал напівмуфт – Сталь 35Л або чавун марок не нижче СЧ 21. Фланцеві муфти передають крутний момент або тертям між торцями напівмуфт 1 і 2, стиснутих болтами 3, встановленими в отвір із зазором (болти нормальної точності за ДСТУ 7798-2008), або працюючими на зріз болтами 4, точно

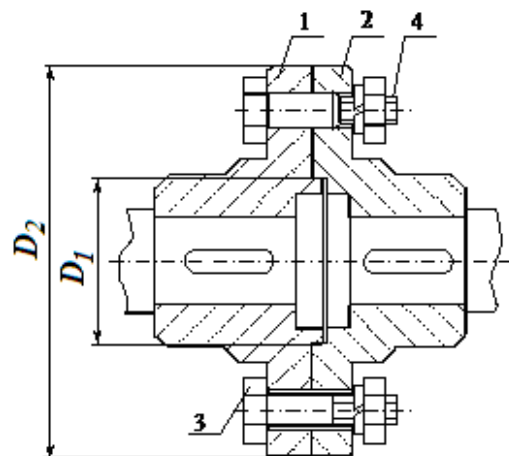


Рис. 2.14. Фланцева муфта

пригнаними в отвори (без зазору) напівмуфт (болти для отворів з-під розвертки за ДСТУ 7796-2008).

При установці болтів із зазором їх необхідно затягти з такою силою, щоб тертя від затягування болтів між дисками було достатнім для передачі крутного моменту.

$$T = \frac{F f (D_2^3 - D_1^3)}{3(D_2^2 - D_1^2)}, \quad (2.18)$$

де  $F$  – сумарне зусилля затягування всіх болтів;  $f$  – коефіцієнт тертя.

При установці болтів без зазору їх перевіряють за умовою міцності на зріз.

Обов'язкова умова застосування глухих муфт – центрування валів, що зберігається постійно. Якщо цю умову виконати неможливо, застосовуються так звані рухомі муфти.

#### *2.2.1.2. Рухомі (компенсувальні) муфти*

Рухомі муфти бувають жорсткими компенсувальними і пружними компенсувальними.

Жорсткі компенсувальні муфти підрозділяються на зубчасті, хрестові і шарнірні.

Зубчаста муфта (рис. 2.15) складається з двох зубчастих втулок 1 і 2 і двох обойм 3 і 4 із внутрішніми зубцями (внутрішнє евольвентне зачеплення). Втулки посаджені на кінці валів, що з'єднуються. Обойми з'єднані між собою болтами і вздовж всього кола зчеплені з зубчастими втулками. В обоймах знаходиться масло. Зубчасті муфти допускають зміщення осей валів на величину  $\delta = 0,7...10,5$  мм і "злам" осей  $\psi = 1^\circ 30'$ . З метою збільшення компенсувальних властивостей муфти зубцям надають спеціальну форму (див. рис. 2.15, Б). Зубчасті муфти стандартизовані і передають крутні моменти від 7,1 до  $10^6$  Н·м.

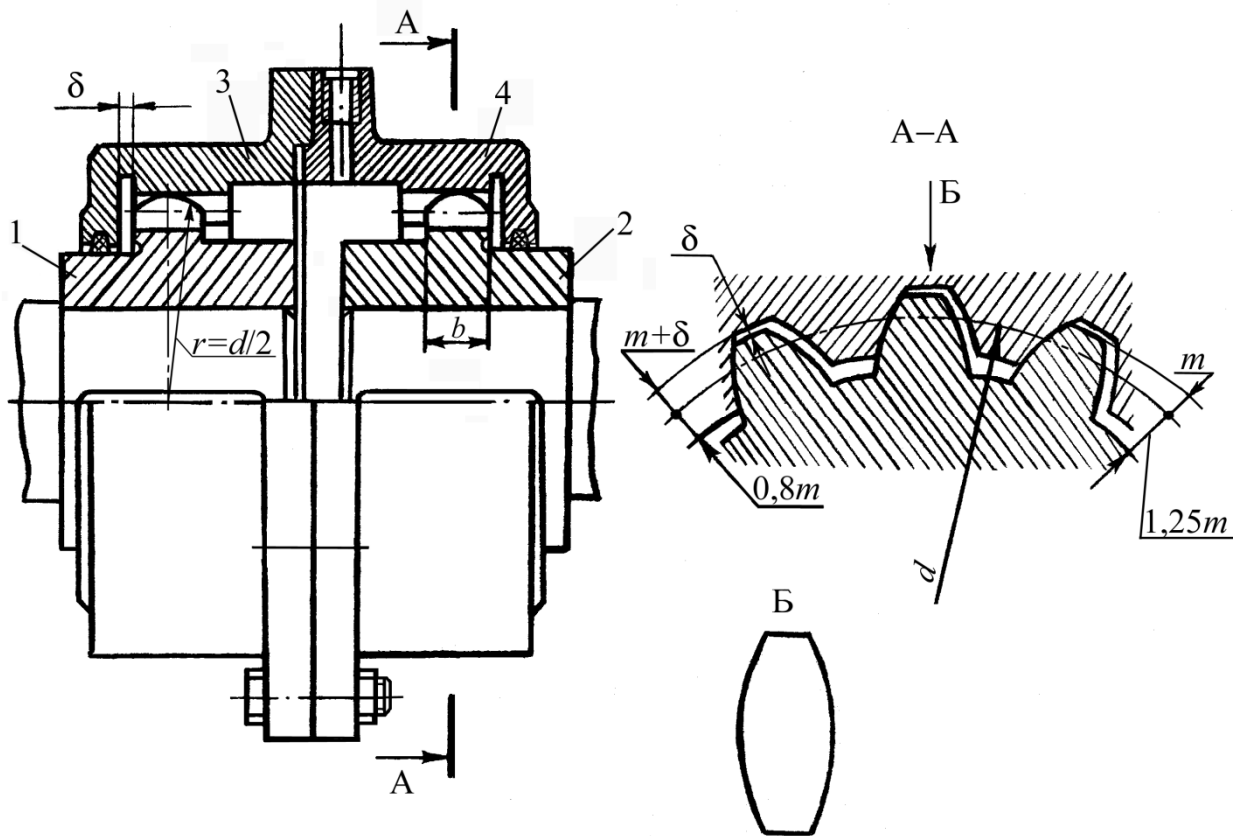


Рис. 2.15. Зубчаста муфта

Хрестова муфта (рис. 2.16) складається з двох напівмуфт 1, 2 із прямокутними пазами і середньої частини 3 з навхрест розташованими гребенями. Вона призначена для з'єднання валів, що утворюють кут  $\psi = 1^\circ$  при зміщенні  $\delta \approx 0,05d$ , де  $d$  – діаметр вала. Компенсація кутового та радіального зміщень валів здійснюється ковзним елементом 3 (середня частина), який має можливість рухатись у пазах напівмуфт.

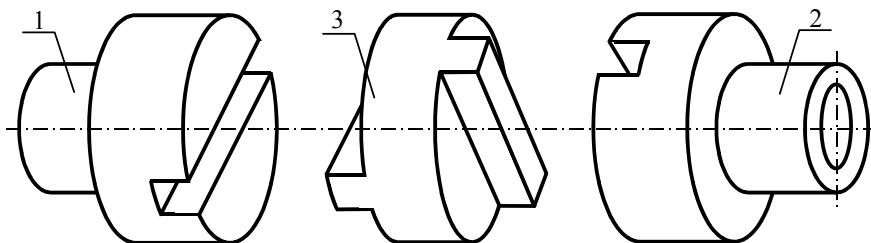


Рис. 2.16. Хрестова муфта

Шарнірні муфти (рис. 2.17) застосовуються для з'єднання валів, осі яких розташовані під кутом до  $40\text{--}45^\circ$ .

Передача обертання під таким великим кутом можлива завдяки тому, що



муфта має два шарніри з двома взаємно перпендикулярними осями. Напівмуфти шарнірних муфт виконані у вигляді вилок 1 і 2, повернутих одна відносно іншої під прямим кутом і з'єднаних шарніром з проміжним тілом, що має форму хрестовини 3. Розрізняють шарнірні муфти двох видів (рис. 2.17, а, б). Недолік шарнірних муфт (рис. 2.17, а) – нерівномірність обертання веденого вала. Для усунення цього недоліку застосовуються двошарнірні (спарені) муфти (рис. 2.17, б). За допомогою спареної муфти можна подвоїти кут  $\gamma$  між ведучим і веденим валами або передавати обертальний рух між паралельними валами. Застосувавши телескопічний проміжний вал (рис. 2.17, в), можна змінювати зміщення валів під час роботи.

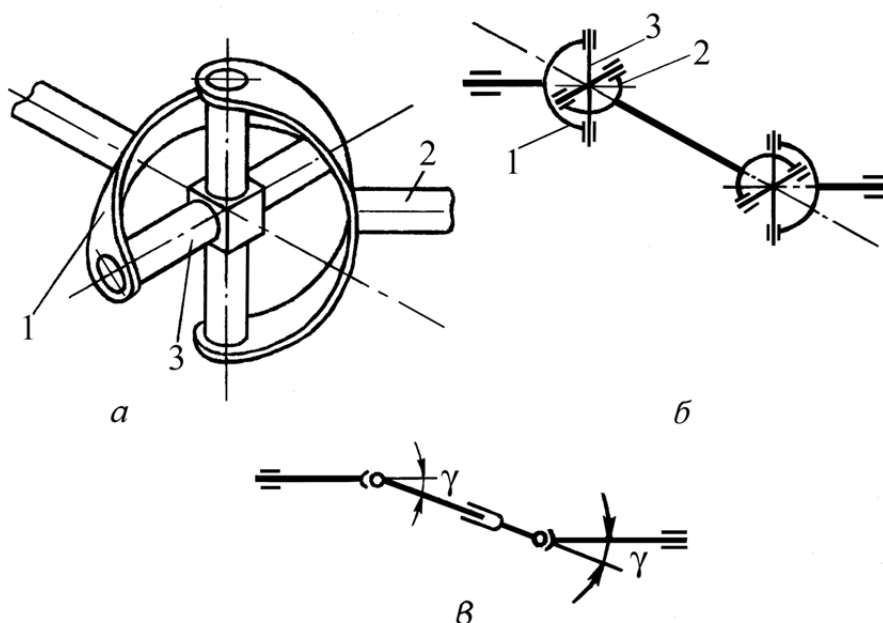


Рис. 2.17. Шарнірна муфта

Пружні компенсувальні муфти призначені для зм'якшення ударів і запобігання небезпечних коливань. Крім того, пружні муфти допускають деяку компенсацію неточностей взаємного положення валів.

Пружна муфта складається з двох напівмуфт та пружних елементів, які виконуються з металу (сталеві пружини) або з неметалу (зазвичай гумові або пластмасові).

З пружних муфт широко застосовується муфта втулично-пальцева типу МПВП (рис. 2.18). Муфта складається з двох фланцевих напівмуфт 1 і 2. У

напівмуфті 1 закріплені конічними хвостовиками сталеві пальці 3, на які насаджені гумові втулки, складені з кілець 4 трапецієподібного перерізу. У диску напівмуфти 2 є круглі отвори, куди входять пальці з втулками. Муфти допускають осьові зміщення в межах 1–5 мм для муфт малого розміру, 2–15 мм для великих муфт. Кути перекосу валів – не більше 1°.

Муфти МПВП стандартизовані для діаметрів валів від 16 до 180 мм і відповідно для крутних моментів від 31 до 16000 Нм. Розточки під посадку на вали можуть бути як циліндричними, так і конічними.

Вибір муфти виконують в залежності від робочого крутного моменту  $T_p$  та діаметра вала  $d$ .

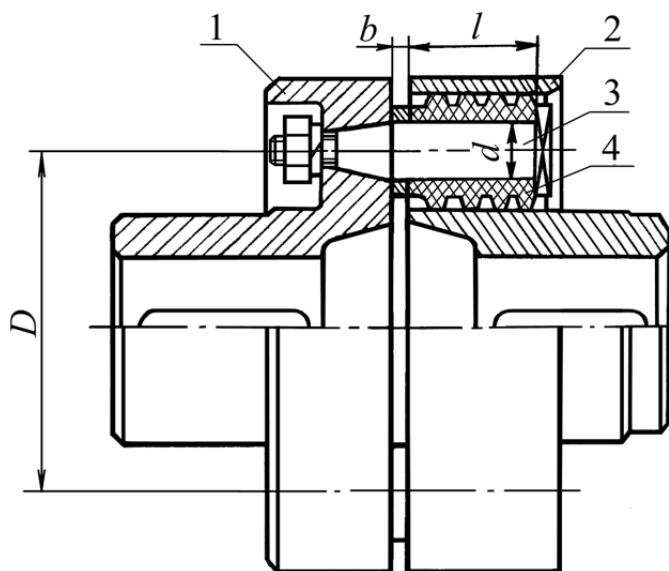


Рис. 2.18. Муфта пружна втулочно-пальцева

Критерієм працездатності муфт є стійкість гумових кілець. Гумові кільця перевіряються на зминання по діаметру пальця:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T k_p}{D z d l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.19)$$

де  $k_p = 1...4$  – коефіцієнт режиму;  $[\sigma_{зм}]$  – для гуми 2...3 МПа;  $z$  – число пальців.

Пальці перевіряються на згин як консольна балка за умовою

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{2Tk_p \left( b + \frac{l}{2} \right)}{Dz0,1d^3} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.20)$$

де  $[\sigma_{зг}] = (0,3 \dots 0,4)\sigma_T$  ( $\sigma_T$  – границя текучості матеріалу пальця).

До пружних муфт відноситься муфта з гумовою зірочкою (рис. 2.19), яка складається з двох напівмуфт 1, 2 з трьома торцевими кулачками трикутного або трапецевидного перерізу.

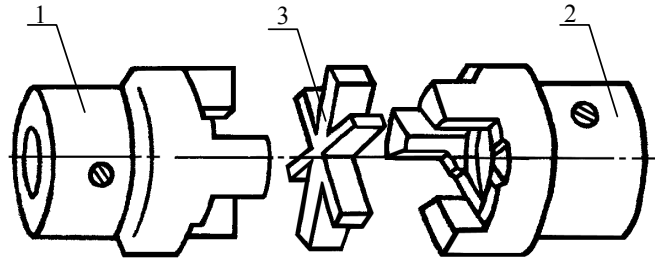


Рис. 2.19. Муфта з гумовою зірочкою

Кулачки входять у відповідні западини проміжного тіла – гумової зірочки 3, котра служить пружним елементом. Зірочка працює на стискання. При передачі моменту в кожен бік працюють три зуба зірочки. Як правило, ці муфти мають малі габарити.

До пружних муфт відносяться також муфти з пружинами (циліндричними, змієподібними, радіальними) (рис. 2.20), з гумовою тороподібною оболонкою (рис. 2.21) та ін.

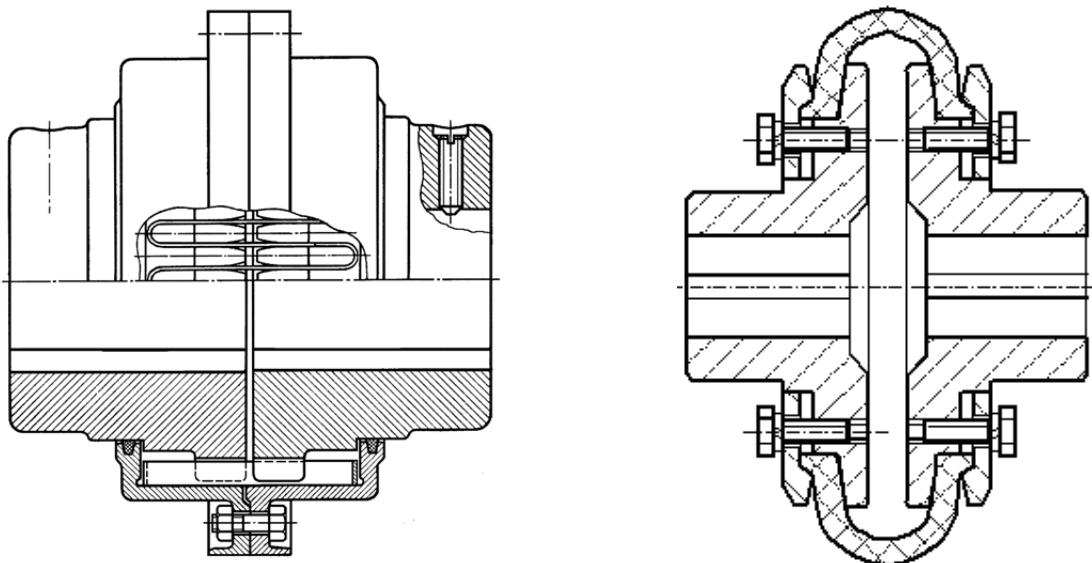


Рис. 2.20 Муфти з пружинами  
(циліндричними, змієподібними,  
радіальними)

Рис. 2.21. Муфти з гумовою  
тороподібною оболонкою

### 2.2.1.3. Зчіпні муфти

Зчіпні муфти призначені для швидкого з'єднання і роз'єднання валів. Вмикання і вимикання здійснюється осьовим переміщенням однієї напівмуфти вздовж шліців або напрямної шпонки. Конструкції муфт досить різноманітні. Застосовують зчіпні муфти кулачкові, зубчасті та фрикційні. Найбільше розповсюдження вони отримали у верстатах та автомобілях.

Кулачкові (рис. 2.22) та зубчасті зчіпні муфти застосовують для передачі значних крутних моментів при нечастих вмиканнях, якщо плавність вмикань є не обов'язковою.

Крім того, ці муфти застосовують при необхідності здійснення жорсткого кінематичного зв'язку або вмикання в суворо визначеному положенні. Характерним для цих муфт є повна відсутність проковзування, тому їх вмикання можливе тільки на тихому ході при колових швидкостях менше 1 м/с і відбувається з ударами. При необхідності частого вмикання зубчастих і кулачкових муфт (наприклад, в автомобілях) для зменшення ударів і шуму застосовують синхронізатори (у вигляді невеликих фрикційних муфт), які вирівнюють швидкості ведених і ведучих елементів перед вмиканням основних (зубчастих або кулачкових) муфт.

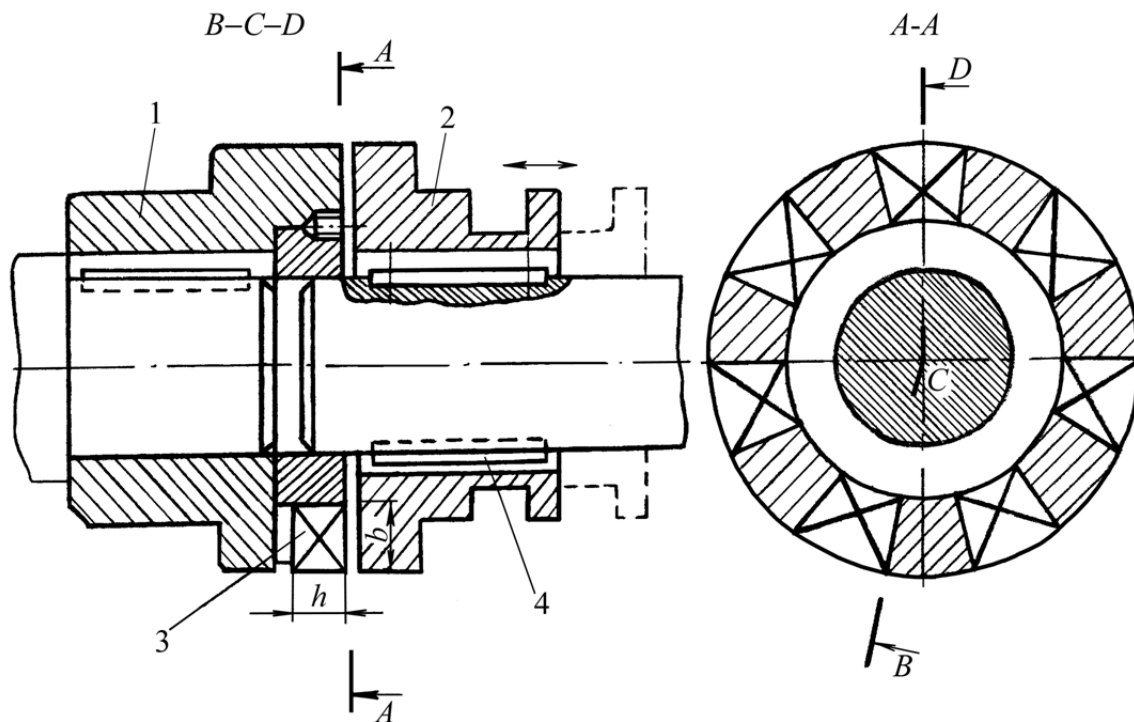


Рис. 2.22. Кулачкова зчіпна муфта

Кулачкові муфти (рис. 2.22) складаються з двох напівмуфт 1, 2 з торцевими кулачками (виступами) 3, які входять у западини між кулачками спряженої напівмуфти. Застосовують такі основні профілі кулачків: трикутні, трапецеїдальні, прямокутні, несиметричні трикутні і трапецеїдальні.

Вмикання і вимикання здійснюється осьовим переміщенням напівмуфти 2 вздовж напрямної шпонки 4.

В зубчастих зчіпних муфтах одна напівмуфта являє собою зубчасте колесо з внутрішніми зубцями, а друга – з зовнішніми при однаковому модулі та числі зубців. Таким чином на відміну від кулачкових муфт в зубчастих зубці нанесені не на торці, а на циліндричній поверхні і мають евольвентний профіль. Для полегшення вмикання торці зубців закругляються.

Фрикційні муфти застосовуються для плавного безударного вмикання валів на ходу під навантаженням, а також як запобіжні. Робота фрикційних муфт базується на створенні сил тертя між елементами муфти. Як відомо, сили тертя можна регулювати, змінюючи сили притискання поверхонь тертя. Тому фрикційні муфти допускають плавне зчеплення при будь-якій швидкості з

регулюванням часу вмикання. В період вмикання фрикційної муфти, тобто в період розгону привода, між поверхнями тертя має місце проковзування. При усталеному русі проковзування відсутнє. Епізодичне проковзування можливе при пікових навантаженнях.

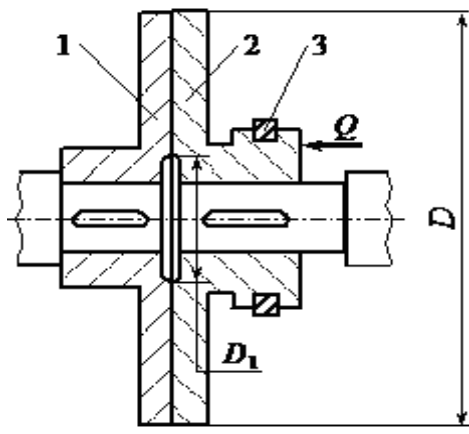


Рис. 2.23. Фрикційна зчіпна муфта

На рис. 2.23 показана найпростіша фрикційна муфта з однією поверхнею тертя. На ведучий вал жорстко посаджений диск 1, а на ведений диск 2, який за допомогою відводки 3 може переміщатися уздовж вала.

При натисканні веденого диска на ведучий з деякою осьовою силою  $Q$  між дисками виникає момент тертя:

$$T_{\text{тр}} = \frac{Q f (D^3 - D_1^3)}{3(D^2 - D_1^2)}. \quad (2.21)$$

Цей момент повинен бути більше або дорівнювати розрахунковому крутному моменту:

$$T_{\text{тр}} \geq T k_p, \quad (2.22)$$

де  $T$  – номінальний крутний момент, який передає муфта;  $k_p$  – коефіцієнт режиму.

З достатньою для практики точністю можна прийняти

$$T k_p \leq f Q R_{\text{ср}}, \quad (2.23)$$

де  $R_{\text{ср}} = \frac{D + D_1}{4}$  – середній радіус диска.

Питомий тиск на робочій поверхні

$$q = \frac{4Q}{\pi(D^2 - D_1^2)} \leq c[q], \quad (2.24)$$

де  $c$  – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості на питомий тиск: при  $v = 2,5$  м/с  $c = 1$  і при  $v = 15$  м/с  $c = 0,55$ ;  $[q]$  – допустимий питомий тиск,  $[q] = 0,2 \dots 1$  МПа.

Існує багато різноманітних за формою робочих поверхонь фрикційних муфт: а) однодискові або багатодискові, у яких робочими поверхнями є плоскі бокові поверхні дисків; б) конусні, у яких робочі поверхні мають конічну форму; в) циліндричні колодкові та кільцеві фрикційні муфти, у яких робочі поверхні мають циліндричну форму.

За принципом роботи механізмів керування муфти поділяються на: а) з важільними або важільно-кулачковими механізмами; б) з гідравлічним керуванням; в) з пневматичним керуванням; г) з електромагнітним керуванням.

За принципом керування фрикційні муфти поділяють на: а) муфти з ручним керуванням (мускульною енергією); б) з механічною енергією керування від двигуна гідро- або пневмопривода; в) з електромагнітним керуванням.

#### *2.2.1.4. Самокеровані муфти*

Самокеровані муфти спрацьовують автоматично при певних умовах і застосовуються у відповідності з їх призначенням: а) при перевищенні крутного моменту – запобіжні; б) в залежності від напрямку руху – обгінні або муфти вільного ходу; в) в залежності від швидкості – відцентрові і т. п.

Запобіжні муфти призначені для захисту машин від перевантаження. Коли крутний момент, який передається муфтою, досягає певного, заздалегідь заданого значення, муфта вимикається, запобігаючи подальшому зростанню навантаження.

До запобіжних муфт відносяться муфти з елементом, що руйнується, пружинно-кулачкові або пружинно-кулькові муфти, фрикційні запобіжні муфти.

На рис. 2.24 зображена конструкція муфти з елементом, що руйнується. Найбільш поширеними муфтами цього типу є муфти зі зрізними штифтами.

Штифт 3 з'єднує дві напівмуфти 1, 2 та встановлений у сталеві загартовані втулки 4. Конструкція запобіжного пристрою повинна забезпечувати чітке спрацювання муфти при заданому граничному моменті. Тому матеріал штифта повинен бути крихким, оскільки при в'язкому матеріалі пластичні деформації призводять до порушення прийнятих розрахункових умов. Штифт встановлюється в отвір з невеликим натягом. Щоб отвори напівмуфт не розбивались штифтами, останні встановлюють у загартовані тверді втулки. Такі муфти виконуються з одним або декількома штифтами. Застосовуються при нечастих епізодичних перевантаженнях.

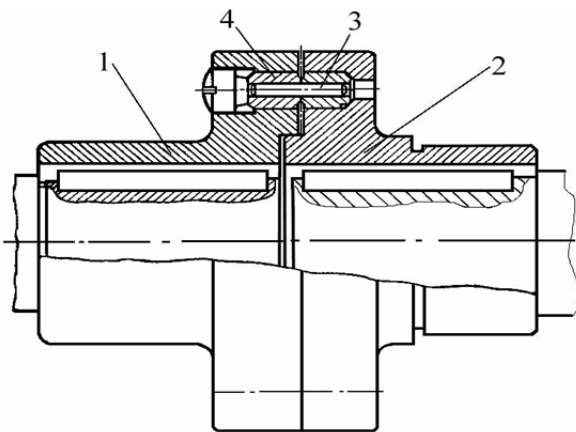


Рис. 2.24. Муфта зі зрізним штифтом

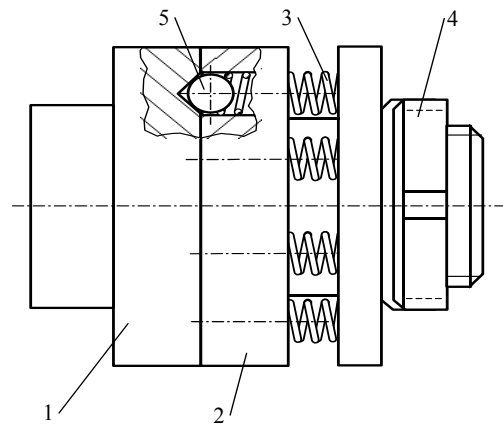


Рис. 2.25. Пружинно-кулькова запобіжна муфта

Розрахунковий (руйнівний) момент муфти

$$T = z \frac{\pi d^2}{4} \tau_{взр} R, \quad (2.25)$$

звідки діаметр штифта в місці руйнування

$$d = \sqrt{\frac{4T}{\pi z \tau_{взр} R}}, \quad (2.26)$$

де  $z$  – число штифтів;  $R$  – радіус розміщення штифтів;  $\tau_{взр}$  – границя міцності штифта на зріз.

На рис. 2.25 зображена пружинно-кулькова запобіжна муфта з індивідуальними пружинами. Напівмуфти 1 і 2 з'єднуються між собою за



допомогою кульок 5, які входять у заглиблення напівмуфти 1 і притиснуті до неї пружинами 3. Регулювання сили притиснення здійснюється за допомогою гайки 4. Сила стиску пружин розраховується в залежності від крутного моменту, який передається муфтою. При перевантаженнях пружини стискаються і кульки виходять із заглиблень, причому зчеплення автоматично відновлюється після припинення дії перевантаження.

Муфти можуть бути виготовлені також з однією центральною пружиною. Крім того, муфти можуть бути як осьового, так і радіального типів.

Пружинно-кулачкові та пружинно-кулькові муфти застосовуються при невеликих швидкостях і моментах.

Обгінні муфти – це муфти, які передають момент в одному напрямку і допускають вільне відносне обертання в протилежному. Термін “обгінні муфти” виник у зв’язку з тим, що муфти допускають обгін ведучого вала веденим, якщо той отримує більш швидке обертання. Вони виготовляються: а) зубчастими і кулачковими храповими; б) фрикційними. Основне застосування мають фрикційні обгінні муфти з роликками (рис. 2.26).

Роликка обгінна муфта складається із зірочки 1, кільцевої обойми 2 та роликків 3. Зірочка і обойма утворюють між собою порожнини, які звужуються в одному напрямку. В порожнинах розміщені ролики, на кожен з яких тисне пружина 4. Коли зірочка обертається проти годинникової стрілки, ролики входять у розширену частину порожнини, не перешкоджаючи обертанню зірочки, обертаються навколо своїх осей або проковзують. Коли ж зірочка починає обертатись за годинниковою стрілкою, ролики під дією пружин заклинюються між обоймами, входячи під тиском пружин у звужену частину порожнини, і здійснюють таким чином зчеплення валів. Муфти переважно виготовляються з

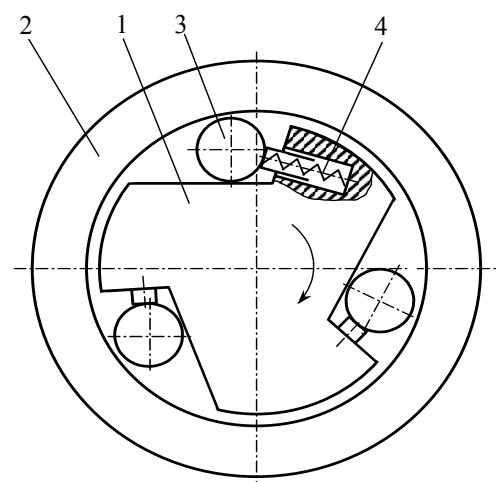


Рис. 2.26. Обгінна муфта

трьома-чотирма роликами, але при необхідності підвищеної несучої здатності можна застосовувати більше число роликів.

За характером навантаження і величиною контактного тиску умови роботи обойм та роликів обгінних муфт близькі до умов роботи елементів підшипників кочення. Тому при великих навантаженнях обойми та ролики виготовляються зі сталі ШХ15, при малих навантаженнях – зі сталі 20Х і 40Х. Роликові муфти працюють при частоті вмикань від декількох за добу до кількох тисяч за хвилину. Переваги роликових обгінних муфт: майже повна відсутність «мертвого» ходу і майже безшумна робота.

Відцентрові муфти призначені для автоматичного зчеплення (або розчеплення) валів при досягненні ведучим валом заданої швидкості обертання. Можуть застосовуватись як зчіпні (циліндричні) або запобіжні муфти.

Відцентрові муфти можуть застосовуватись:

а) для полегшення керування (зчеплення і розчеплення муфти відбувається автоматично при досягненні певної швидкості);

б) для розгону механізмів машин, які мають значні моменти інерції та двигунами з малими пусковими моментами (наприклад, асинхронних з короткозамкненим ротором);

в) для підвищення плавності пуску;

г) для запобігання значного розгону (в цьому випадку муфта повинна бути нормально замкненою, тобто з'єднувати вали при відсутності обертання або при швидкості обертання, яка не перевищує деякого граничного значення).

Для розрахунку відцентрових муфт виходять з умови, щоб при заданій номінальній частоті обертання муфта передавала розрахунковий крутний момент, причому вмикання повинно починатися з деякої частоти обертання, до досягнення якої момент, що передається муфтою, дорівнює нулю.

Найпростіші конструкції відцентрових муфт показані на рис. 2.27. Ведучою частиною в цих муфтах є маточина з колодками (рис. 2.27, а, б) або стрічками (рис. 2.27, в), що переміщуються радіально. Веденою частиною є барабан, до ободу якого колодки або стрічки притискаються відцентровими

силами  $R$ .

Зазвичай колодки або стрічки утримуються пружинами при умові:

$$n_1 = (0,7 \dots 0,8) n, \quad (2.27)$$

де  $n$  – розрахункова частота обертання, необхідна для вмикання муфти.

У разі, коли колодки не утримуються пружинами, тобто переміщуються вільно, умовою вмикання муфти є:

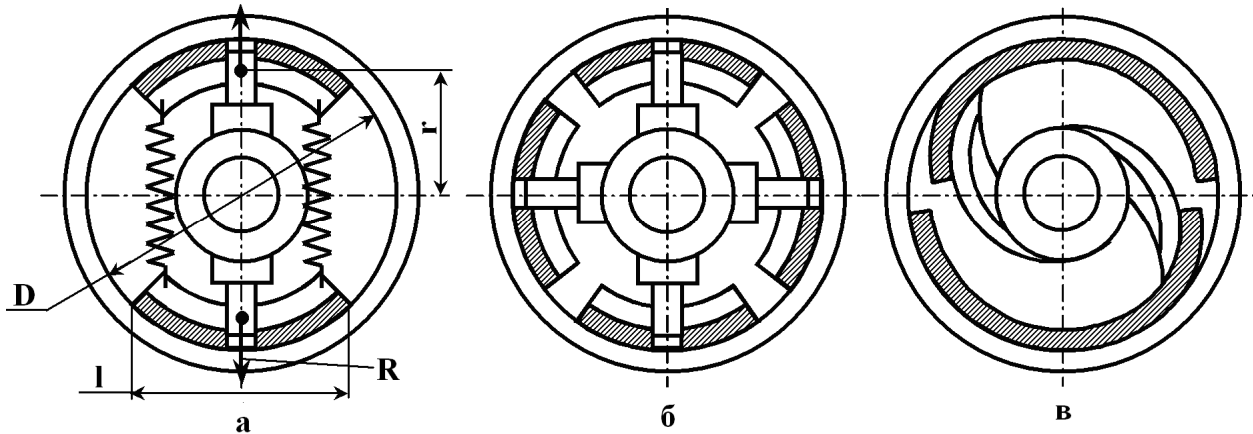


Рис. 2.27. Конструкції відцентрових муфт

$$\omega \geq \sqrt{\frac{2T_p g}{z D f r G}}, \quad (2.28)$$

де  $T_p$  – розрахунковий крутний момент;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $z$  – кількість колодок;  $D$  – робочий діаметр муфти;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $r$  – відстань від осі вала до центру тяжіння колодки;  $G$  – маса колодки.

Порядок розрахунку

1. Вибирають матеріал пар тертя (колодок та барабана).

2. Визначають основні розміри муфти за допомогою співвідношень:

$$D = (4 \dots 7) d \text{ (або з конструктивних міркувань);}$$

$$b = (1 \dots 2) d \text{ – ширина колодки;}$$

$$r = (0,35 \dots 0,45) D;$$

$$z \geq 3.$$

3. Визначають необхідну силу тиску колодок на поверхню муфти

$$Q = \frac{2T_p}{z D f}$$

4. Визначають необхідну масу колодки

$$G = \frac{900 Q g}{\pi^2 r (n^2 - n_1^2)}$$

5. Визначають робочу довжину колодки

$$l = \frac{Q}{b[q]}, \text{ де } [q] = (0,4 \dots 0,8) \text{ Н/мм}^2 \text{ – допустимий питомий тиск.}$$

6. Визначають максимальну силу натягу пружин  $S$ .

7. За знайденою силою  $S$  визначають необхідні параметри пружини.

Розміри пружини: робочу довжину, діаметр (або ширину пластинчастої пружини), діаметр дроту (або товщину пластини), приймаючи хід пружини (зазор між колодкою і муфтою у вихідному положенні)  $y = 0,8 \dots 1,5$  мм.

Крім конструкцій відцентрових муфт з радіальними колодками застосовують муфти з поворотними колодками.

### 2.3. Підшипники кочення та ковзання

Підшипники служать опорами для валів та обертових осей. Вони забезпечують можливість обертання вала, сприймають радіальні і осьові навантаження, що діють на вал, і передають їх на корпус машини. Від якості підшипників у значній мірі залежать працездатність і довговічність роботи машини. Щоб уникнути зниження ККД механізму, втрати в підшипниках повинні бути мінімальними.

За видом тертя підшипники розділяють на підшипники ковзання і підшипники кочення. У підшипниках ковзання опорна ділянка вала або осі ковзає по робочій поверхні підшипника. У підшипниках кочення тертя ковзання замінюється тертям кочення (установкою тіл кочення).

#### 2.3.1. Розрахунок підшипників кочення

Підшипники кочення виходять з ладу в результаті поломки або

ушкодження робочих поверхонь деталей підшипника. При перевантаженні підшипників може відбутися розколювання кілець і тіл кочення. Сепаратори руйнуються в результаті великого тиску з боку тіл кочення під дією відцентрових сил. У більшості випадків підшипники виходять з ладу внаслідок абразивного зношування, пластичних деформацій і втомлювального викришування робочих поверхонь. Абразивне зношування відбувається при роботі погано захищеного підшипника в середовищі, забрудненому абразивним пилом.

Пластичні деформації відбуваються внаслідок перевищення границі текучості матеріалу на поверхні контакту тіла кочення з кільцем (зазвичай при динамічних і великих статичних навантаженнях без обертання).

Викришування від втоми робочих поверхонь відбувається в результаті циклічного контактного навантаження і є основною причиною виходу підшипників кочення з ладу. Зазвичай викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а в сферичних – на зовнішніх. Циклічність навантаження нерухомого внутрішнього кільця приблизно вдвічі вище, ніж обертового, а тому обертання зовнішнього кільця менш сприятливе і в підшипниках найчастіше обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи викладене, підшипники кочення з частотою обертання  $n > 1$  об/хв розраховують на довговічність (ресурс) з умови викришування на втому. Необертові підшипники кочення і обертові з частотою  $n < 1$  об/хв (наприклад, упорні підшипники поворотних кранів, вантажних гаків, домкратів і т. п.) розраховують на статичну вантажопідйомність з умови попередження залишкових деформацій.

Розрахунок підшипників кочення на довговічність виконують по номінальній довговічності (розрахунковому терміну служби)  $L$  підшипника. При розрахунку враховують еквівалентне динамічне навантаження  $F$  для підшипника і його динамічну вантажопідйомність  $S$ .

Еквівалентним динамічним навантаженням  $F$  для радіальних і радіально-

упорних підшипників кочення називається таке умовне постійне радіальне навантаження, яке при дії на підшипник з обертовим внутрішнім і нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує таку ж довговічність, яку цей підшипник має при дійсних умовах навантаження і обертання. Для упорних і упорно-радіальних підшипників кочення під еквівалентним динамічним навантаженням розуміють таке умовне постійне центральне осьове навантаження, яке при дії на підшипник з обертовим посадковим кільцем на вала і нерухомим у корпусі підшипника забезпечує ту ж довговічність, яку цей підшипник має при дійсних умовах навантаження і обертання.

Значення еквівалентного динамічного навантаження визначається за формулами:

– для радіальних кулькових підшипників і радіально-упорних кулькових- і роликотпідшипників

$$F = (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_T; \quad (2.29)$$

– для радіальних роликотпідшипників

$$F = XVF_r k_\sigma k_T; \quad (2.30)$$

– для упорно-радіальних кулькових- і роликотпідшипників

$$F = (XF_r + YF_a)k_\sigma k_T; \quad (2.31)$$

– для упорних підшипників

$$F = F_a k_\sigma k_T, \quad (2.32)$$

де  $F_r$  і  $F_a$  – постійні за розміром і напрямком відповідно радіальне та осьове навантаження на підшипник;  $X$  і  $Y$  – коефіцієнти відповідно радіального і осьового навантажень;  $V$  – коефіцієнт обертання, що враховує, внутрішнє ( $V = 1$ ) чи зовнішнє ( $V = 1,2$ ) кільце обертається;  $k_\sigma$  – коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження на підшипник;  $k_T$  – температурний коефіцієнт, що враховує робочу температуру нагрівання підшипника.

Динамічна вантажотпідйомність  $C$  – постійне навантаження, яке підшипник може витримати протягом одного мільйона обертів без появи ознак

втомі не менш ніж у 90% з визначеного числа підшипників, що піддаються випробуванням. При цьому під навантаженням розуміють: радіальну – для радіальних і радіально-упорних підшипників (з необерттовим зовнішнім кільцем) і осьову – для упорних і упорно-радіальних підшипників (при обертанні одного з кілець). Значення  $C$  наведені в каталогах.

В результаті випробувань на втому підшипників кочення була встановлена залежність між довговічністю  $L$ , еквівалентним динамічним навантаженням  $F$  і динамічною вантажопідйомністю  $C$ :

$$L = \left( \frac{C}{F} \right)^p \quad (2.33)$$

або

$$C = F \sqrt[p]{L}, \quad (2.34)$$

де  $p = 3$  для кулькових підшипників і  $p = 10/3 \approx 3,33$  для роликкових підшипників.

Формули (2.33) і (2.34) справедливі при частоті обертання кільця  $n > 10$  об/хв, але яка не перевищує граничної частоти обертання цього підшипника. При  $n = 1 \dots 10$  об/хв розрахунок підшипника виконують для  $n = 10$  об/хв.

Номінальна довговічність  $L$  (млн. об.) визначається по заданому терміну служби підшипника  $L_h$ :

$$L = 60 \cdot 10^{-6} n L_h. \quad (2.35)$$

Термін служби підшипників встановлюють в залежності від призначення машини та особливостей її експлуатації (зазвичай  $L_h = 4 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^4$  год.).

Підшипники кочення вибирають з каталогу по динамічній вантажопідйомності  $C$ . При цьому повинна виконуватися умова

$$C_p \leq C_n, \quad (2.36)$$

де  $C_p$  – розрахункове значення динамічної вантажопідйомності, отримане з (2.34);  $C_n$  – паспортне значення (наводиться в каталозі для кожного типу підшипника).

Практично навантаження обмежене статичною міцністю деталей підшипника кочення, чи так називаною статичною вантажопідйомністю, за якою підбирають підшипники при малих частотах обертання ( $n < 1$  об/хв), коли число циклів навантажень мале і не викликає втомлювальних руйнувань, а також перевіряють підшипники, розраховані по динамічній вантажопідйомності.

Умова для перевірки і підбору:

$$F_0 < C_0, \quad (2.37)$$

де  $F_0$  – еквівалентне статичне навантаження;  $C_0$  – статична вантажопідйомність.

Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке статичне навантаження, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення. При цьому під навантаженням розуміють радіальну – для радіальних і радіально-упорних підшипників, осьову – для упорних і упорно-радіальних підшипників кочення. Значення  $C_0$  зазначені в каталозі для кожного типорозміру підшипника.

Еквівалентне статичне навантаження

$$F_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (2.38)$$

але не менше  $F_0 = F_r$ , де  $X_0$  і  $Y_0$  – коефіцієнти радіального та осьового навантажень.

### **2.3.2. Тертя і змащення підшипників ковзання**

Робота підшипника зв'язана з тертям, що обумовлює зношення і нагрівання підшипника, а також його ККД. Для зменшення тертя підшипники змащують маслом або іншим мастильним матеріалом. В залежності від режиму роботи підшипника в ньому може бути рідинне, напіврідинне чи напівсухе тертя.

*2.3.2.1. Критерії працездатності і розрахунок підшипників, що працюють в умовах напіврідинного чи напівсухого тертя*



Розглянемо розрахунок підшипників, що працюють в умовах напіврідного чи напівсухого тертя. У цих умовах працюють підшипники ковзання більшості машин легкої промисловості. Такі підшипники розраховують за умовною методикою. По-перше, обмежують середній тиск між цапфою і вкладишем. Це забезпечує наявність мастила між робочими поверхнями цапфи і вкладиша та обмежує їх зношення. По-друге, підшипник розраховують на нагрівання, щоб забезпечити нормальний тепловий режим його роботи. Значне підвищення температури підшипника (вище допустимої) призводить до зниження в'язкості мастила і погіршення його змащувальних властивостей, що підвищує зношення і небезпеку заїдання. При розрахунку роблять допущення, що тиск розподіляється рівномірно по проекції площі контакту пари цапфа-вкладиш на площину.

Розрахунок на середній тиск для підшипників виконується за формулою

$$p = \frac{F}{dl} \leq [p], \quad (2.39)$$

де  $p$  – розрахунковий тиск;  $F$  – радіальне навантаження на підшипник;  $l$  – довжина цапфи;  $[p]$  – допустимий тиск між цапфою та вкладишем.

Для підп'ятників ковзання

$$p = \frac{F}{\beta A_{\text{оп}}} \leq [p], \quad (2.40)$$

де  $\beta = 0,9 \dots 0,95$  – коефіцієнт зменшення опорної площі п'ят за рахунок мастильних канавок;  $A_{\text{оп}}$  – опорна площа п'яти.

Для суцільних п'ят

$$A_{\text{оп}} = \pi d^2 / 4;$$

для кільцевих п'ят

$$A_{\text{оп}} = \pi (d^2 - d_1^2) / 4,$$

де  $d, d_1$  – зовнішній та внутрішній діаметри опорного кільця п'яти; для гребінчастих п'ят  $A_{\text{оп}} = \pi z (d^2 - d_1^2) / 4$ ,  $d, d_1$  – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри гребеня,  $z$  – число гребенів.

Підшипники ковзання на нагрівання розраховують по добутку середнього тиску  $p$  на колову швидкість (швидкість ковзання)  $v$  цапфи (якщо  $v > 2$  м/с):

$$pv \leq [pv]. \quad (2.41)$$

Колова швидкість точки на поверхні шипу (шийки) при кутовій швидкості  $\omega$  (або частоті обертання  $n$ ) визначається за формулою

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi d n}{60}. \quad (2.42)$$

Для п'ят, зазвичай, знаходять колову швидкість точки, розташованої на колі середнього діаметра. Для кільцевої п'яти при зовнішньому діаметрі  $d$  і внутрішньому  $d_1$   $d_{cp} = (d + d_1)/2$ .

Розрахунок підшипників ковзання з рідинним тертям ґрунтується на тому, що масляний шар між цапфою і вкладишем повинен сприймати все навантаження, що діє на підшипник. При цьому товщина масляного шару повинна бути більше сум нерівностей поверхонь цапфи і вкладиша. Основні теоретичні положення, методика і послідовність такого розрахунку наводяться в літературі [2, 9, 19] та ін.

Недоліки підшипників ковзання: порівняно великі втрати на тертя (за винятком підшипників, що працюють у режимі рідинного тертя); значні габарити в осьовому напрямку; порівняльна складність конструкції і високі вимоги до змащення підшипників, що працюють в умовах рідинного тертя; застосування дорогих і дефіцитних антифрикційних матеріалів; відсутність взаємозамінності, оскільки майже немає стандартизації і не організоване їх централізоване і масове виробництво.

## 2.4. Зубчасті та черв'ячні передачі

### 2.4.1. Види та класифікація зубчастих передач

В залежності від геометричної форми робочих тіл, виду зачеплення та профілю зубів зубчасті передачі поділяються:

В залежності від розміщення валів зубчасті передачі поділяються на:

циліндричні - при паралельних валах (рис. 2.28, а... 2.28, г);

конічні - при валах, осі яких перетинаються (рис. 2.28.1, д ... 2.28, е);

гвинтові - при валах, які схрещуються (рис. 2.28, ж).

В залежності від розташування зачеплення, зубчасті передачі діляться на:

зубчасті передачі з зовнішнім зачепленням (рис. 2.28, а);

зубчасті передачі з внутрішнім зачепленням (рис. 2.28, б).

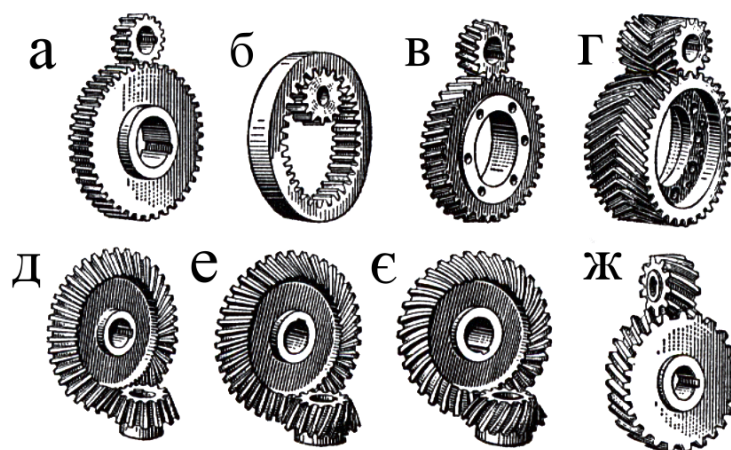


Рис. 2.28. Види зубчастих передач

В залежності від положення осі зуба відносно осі вала, зубчасті передачі діляться на:

прямозубі (рис. 2.28, а, б, д);

косозубі (рис. 2.28, в, е, з);

шевронні (рис. 2.28, г);

кругові (рис. 2.28, ж).

В залежності від профілю зубів, зубчасті передачі діляться на:

зубчасті передачі з евольвентним профілем зубів (рис. 2.29, а);

зубчасті передачі з циклоїдальним профілем зубів (рис. 2.29, б);

зубчасті передачі з профілем зубів, виконаних по дугах кіл (зачеплення Новикова) (рис. 2.29, в).

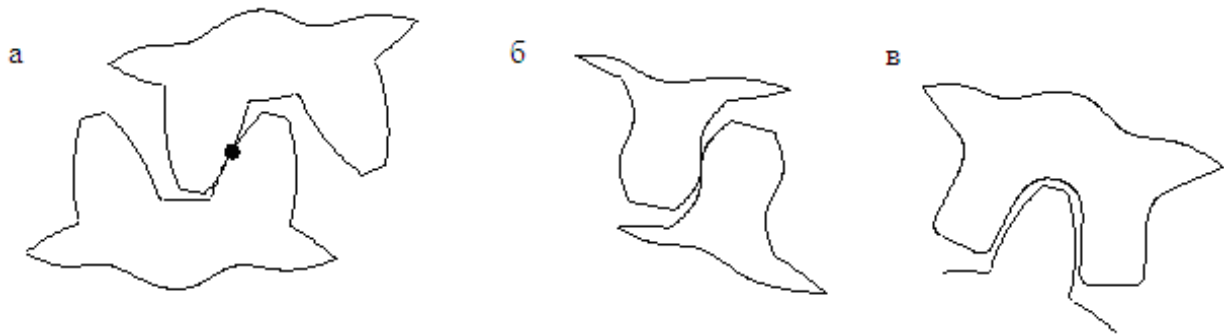


Рис. 2.29. Види зачеплення зубів зубчастих передач

### 2.4.2. Матеріали для виготовлення зубчастих передач

Для виготовлення зубчастих передач матеріали вибираються з урахуванням необхідності забезпечення міцності, довговічності та технологічності конструкцій зубчастих коліс. Основними матеріалами, з яких виготовляють зубчасті передачі, є: сталь, чавун, пластмаси.

Найчастіше для виготовлення зубчастих передач, що передають середню потужність без значних динамічних навантажень, використовуються сталі марок 35, 40, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН.

Для виготовлення особливо відповідальних зубчастих передач, що працюють при ударних навантаженнях, використовують леговані сталі марок 45ХН, 40ХНМА, 12ХНЗА та ін.

Для тихохідних зубчастих передач, що працюють при спокійному навантаженні, використовують чавуни марок СЧ 15, СЧ 21, СЧ 28 та ін.

Із пластмас для виготовлення зубчастих передач найчастіше використовують текстоліт, нейлон, капрон та дерев'яношаруваті пластики.

З метою зниження шуму, шестерня швидкохідної зубчастої передачі виготовляється з металу (сталь, чавун), а колесо з текстоліту.

В приладобудуванні зубчасті передачі виготовляють із кольорових металів та їх сплавів (мідь, латунь, бронза, дюралюміній тощо).

### 2.4.3. Циліндричні прямозубі передачі

#### 2.4.3.1. Елементи зачеплення та геометричні розміри

Одним з основних параметрів зубчастого зачеплення є модуль  $m$ , який знаходиться за формулою:

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ або } m = \frac{d}{z}, \quad (2.43)$$

де  $p$  - крок зачеплення;  $d$  - діаметр ділительного кола зубчастого колеса;  $z$  - число зубів зубчастого колеса.

Модуль зачеплення - стандартна величина, вимірюється в мм. Зубчасте зачеплення має такі параметри (рис. 2.30):

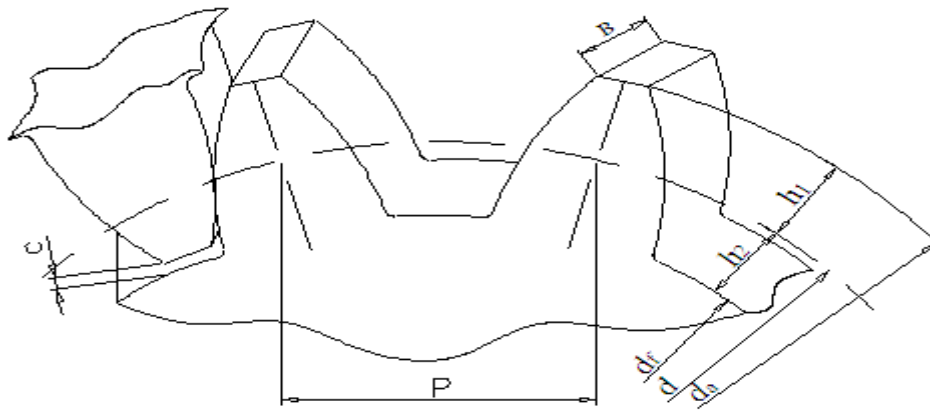


Рис. 2.30. Схема евольвентного зубчастого зачеплення циліндричної прямозубої передачі

- діаметр ділительного кола,  $d = mz$ ;

- діаметр кола виступів зубів (зовнішній діаметр колеса)

$$d_a = d + 2h_1, \quad (2.44)$$

де  $h_1$  - висота головки зуба,  $h_1 = mf_0$ ;  $f_0$  - коефіцієнт висоти зуба, для некоригованого зачеплення  $f_0 = 1$ ;

- діаметр кола западин

$$d_f = d - 2h_2, \quad (2.45)$$

де  $h_2$  - висота ніжки зуба,  $h_2 = m(f_0 + c_0)$ ;  $c_0$  - коефіцієнт зазору зачеплення, для нормального зачеплення  $c_0 = 0,25$ ;

- радіальний зазор  $c = c_0 m$ , для нормального зачеплення  $c = 0,24m$ .

Таким чином, для некоригованого нормального евольвентного зубчастого

зачеплення маємо:

$$d_a = d + 2m = m(z + 2); \quad (2.46)$$

$$d_f = d - 2,5m = m(z - 2,5). \quad (2.47)$$

Ширина зубів  $b$  залежить від потужності та швидкості передачі і знаходиться в процесі розрахунку зубчастої передачі.

Рівняння (2.46) доцільно використовувати на практиці для знаходження модуля циліндричної прямозубої передачі. Для цього достатньо виміряти діаметр виступів зубів, підрахувати кількість зубів колеса і підставити в рівняння:

$$m = \frac{d_a}{z + 2}. \quad (2.48)$$

#### 2.4.3.2. Сили, що діють в зачепленні зубів прямозубої циліндричної передачі

Під час роботи прямозубої циліндричної передачі в зачепленні зубів виникає сила нормального тиску  $F_n$ , що діє по лінії зачеплення (нормаль до робочої поверхні зубів) і викликає колову  $F_t$  та радіальну  $F_r$  сили (рис. 2.31).

Величину цих сил знаходять, виходячи з рівняння:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}, \quad (2.49)$$

де  $T_1, T_2$  - крутні моменти, що діють відповідно на валах шестерні та колеса;  $d_1, d_2$  - діаметри ділільних кіл відповідно шестерні та колеса;  $\alpha$  - кут профілю зуба, для нормального зачеплення  $\alpha = 20^\circ$ .

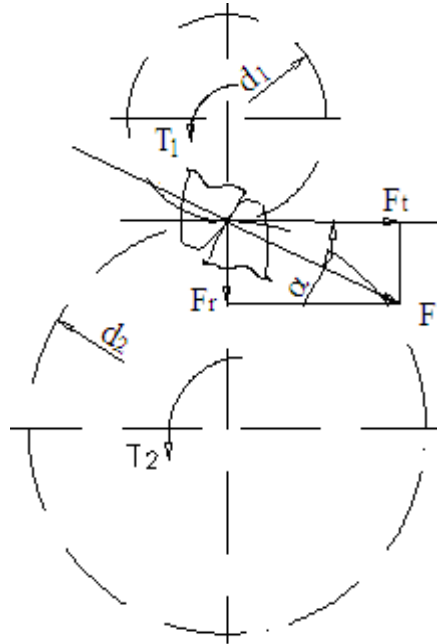


Рис. 2.31. Схема сил, що діють в зачепленні зубів прямозубої циліндричної передачі (показані лише сили, що діють на зуб зубчастого колеса)

#### 2.4.3.3. Розрахунок прямозубих циліндричних передач

Метою розрахунку прямозубої циліндричної передачі є обчислення параметрів (розмірів), необхідних для її виготовлення: модуля зачеплення; числа зубів; діаметрів зубчастих коліс; міжосьової відстані передачі; ширини зубів.

В залежності від конструктивного виконання і умов роботи зубчастих передач розрізняють дві методики їх розрахунків: на контактну витривалість робочих поверхонь зубів (використовуються при розрахунках закритих зубчастих передач, тобто таких передач, зубчасті колеса яких перебувають у закритих корпусах, що усуває попадання пилу, піску тощо); на витривалість зубів при згині (використовується при розрахунках відкритих передач) .

#### 2.4.3.4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів

Розрахунок виконується з умови найбільш несприятливого випадку навантаження зубів – випадку, коли лише один зуб ведучого зубчастого колеса взаємодіє з зубом веденого колеса. Основою розрахунку є обмеження

максимальних контактних напружень у зоні взаємодії зубів:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (2.50)$$

де  $\sigma_H$ ,  $[\sigma_H]$  - відповідно діюче максимальне та допустиме контактне напруження в зоні взаємодії зубів.

Використовуючи формулу Герца-Беляєва, знаходимо:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_p E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (2.51)$$

де  $q_p$  - розрахункове навантаження, що діє на одиницю довжини лінії взаємодії зубів (розрахункове питоме навантаження);  $E_{np}$  - приведений модуль пружності матеріалів коліс,

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2};$$

де  $E_1$ ,  $E_2$  - модулі пружності матеріалів відповідно ведучого та веденого коліс;  $\rho_{np}$  - приведений радіус кривизни робочих поверхонь зубів у зоні їх взаємодії.

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}, \quad (2.52)$$

де  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  - радіуси кривизни робочих поверхонь зубів відповідно ведучого та веденого зубчастих коліс.

У рівнянні (2.52) "+" ставиться для зубчастих передач із зовнішнім зачепленням, "-" - із внутрішнім зачепленням.

Розрахункове питоме навантаження  $q_p$  знаходиться, виходячи з рівняння:

$$q_p = q K_{H\beta} K_{H\alpha}, \quad (2.53)$$

де  $q$  - питоме навантаження (тиск) в зоні взаємодії зубів.

Враховуючи (2.49), маємо:

$$q = \frac{F_n}{b} = \frac{F_t}{b \cos \alpha} = \frac{2T_2}{bd_2 \cos \alpha}. \quad (2.54)$$

Оскільки  $a = \frac{d_2 \pm d_1}{2}$ , де  $a$  - міжосьова відстань зубчастих коліс, маємо:



$$d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}; d_2 = \frac{2au}{u \pm 1}. \quad (2.55)$$

Прийнявши  $b = \Psi \cdot a$ , де  $b$  - ширина зуба;  $\Psi$  - коефіцієнт відносної ширини зуба (вибирається за таблицею), та враховуючи (2.55), вираз (2.54) набуває вигляду:

$$q = \frac{T_2(u \pm 1)}{a^2 u \Psi \cos \alpha}. \quad (2.56)$$

У рівнянні (2.53)  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт концентрації навантаження, який враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії зубів, зумовленої деформаціями деталей передачі (зубчасті колеса, вали, опори) та неточністю їх виготовлення.

Величина коефіцієнта  $K_{H\beta}$  при твердості зубів  $HV > 350$  вибирається за таблицею в залежності від коефіцієнту  $\Psi$ , розташування зубчастих коліс на валах (симетричне відносно опор чи ні) та жорсткості валів. При твердості зубів  $HV < 350$  і постійному навантаженні, зуби коліс припрацьовуються, тому приймають  $K_{H\beta} = 1$ . У разі, коли твердість зубів  $HV < 350$ , а навантаження змінні, коефіцієнт  $K_{H\beta}$  знаходиться за формулою:

$$K_{H\beta} = \frac{K'_{H\beta} + 1}{2},$$

де  $K'_{H\beta}$  - таблична величина коефіцієнту концентрації навантажень.

Оскільки величина зусилля  $F_n$  в процесі роботи зубчастої передачі змінюється (неточність виготовлення зубчастих коліс та інших деталей передачі), це викликає додаткові динамічні навантаження, які збільшуються відповідно збільшенню швидкості передачі і зниженню точності її виготовлення. Для цього вводиться в рівняння (4.15) поправочний коефіцієнт  $K_{Hv}$ , який називається коефіцієнтом динамічності. Коефіцієнт динамічності  $K_{Hv}$  вибирається за таблицею в залежності від коллової швидкості коліс і точності їх виготовлення.

Підставляючи (2.56) в (2.53), маємо:

$$q_p = \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{a^2 u \psi \cos \alpha}. \quad (2.57)$$

Знаходимо приведений радіус кривизни робочих поверхонь зубів, використовуючи розрахункову схему, наведену на рис. 2.32, згідно з якою:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha.$$

Підставивши здобуті результати в рівняння (2.52) та враховуючи (2.55), маємо:

$$\rho_{np} = \frac{au \sin \alpha}{(u \pm 1)^2}. \quad (2.58)$$

Після підстановки (2.57), (2.55) в рівняння (2.51), маємо:

$$\sigma_H = 0,59 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)^3 E_{np}}{a^3 u^2 \psi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (2.59)$$

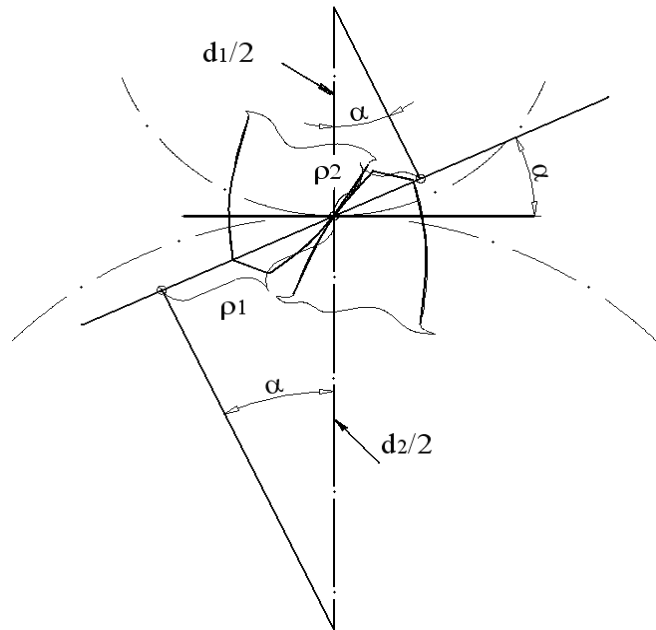


Рис. 2.32. Розрахункова схема для знаходження радіусів кривизни робочих поверхонь зубів

Прийнявши середнє значення коефіцієнту динамічності  $K_{Hv} = 1,15$ , для зубчастої передачі з нормальним профілем зубів ( $\alpha = 20^\circ$ ) одержимо:

$$\sqrt{\frac{0,625 T_2 K_{H\beta} (u \pm 1)^3 E_{np}}{a^3 u^2 \psi}} \leq [\sigma_H]$$

Розв'язуючи це рівняння відносно міжосьової відстані передачі  $a$ , маємо:

$$a \geq 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} E_{np}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi}}. \quad (2.60)$$

Для зубчастих передач зі сталевими колесами ( $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$  МПа) вираз (2.60) набуває вигляду:

$$a \geq 49(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi}}. \quad (2.61)$$

Підставивши в рівняння (2.61)  $T_2$  в Н·мм,  $[\sigma_H]$  в МПа, міжосьову відстань зубчастих коліс  $a$  обчислюємо в мм.

Одержавши з формули (2.61) величину  $a$ , інші розміри передачі знаходимо таким чином:

$$d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}; \quad d_2 = d_1 u; \quad m = (0,01 \dots 0,02)a; \quad (2.62)$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m}; \quad z_2 = z_1 u; \quad b = \psi a.$$

*Визначення допустимого контактного напруження.*

Допустиме контактне напруження  $[\sigma_H]$  залежить від багатьох факторів: матеріалу зубчастих коліс, твердості робочих поверхонь зубів, швидкості передачі, довговічності роботи передачі тощо.

Його величина обчислюється за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.63)$$

де  $\sigma_{HO}$  - межа контактної витривалості матеріалу зубчастих коліс, що вибирається за таблицями; при термічній обробці сталей "нормалізація" або "покращення" обчислюється, виходячи з умови:  $\sigma_{HO} = 2HB + 70$ , МПа;  $S_H$  - коефіцієнт безпеки (запас міцності), при нормалізації, покращенні, об'ємному гартуванні (однорідна структура матеріалу)  $S_H = 1,1$ ; при поверхневому гартуванні, цементації, азотуванні (неоднорідна структура матеріалу)  $S_H = 1,2$ ;  $K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності, вибирається за графіком (за довідниками), в

залежності від відношення  $N_{HE} / N_{HO}$ , і може знаходитись в межах  $K_{HL} = 0,9 \dots 2,6$ ;  $N_{HE}$  - розрахункове число циклів навантаження зубів,

$$N_{HE} = 60nct, \quad (2.64)$$

де  $n$  - частота обертання зубчастого колеса, об/хв;  $c$  - число зачеплень зуба за один оберт колеса (дорівнює кількості зубчастих коліс, які перебувають у зачепленні з розрахунковим колесом);  $t$  - число годин роботи зубчастої передачі за розрахунковий термін служби передачі;  $N_{HO}$  - базове число циклів зміни напруження, що відповідає довгостроковій межі витривалості матеріалу (вибирається за графіком; можна приймати  $N_{HO} = 10 \cdot 10^6$  МПа).

#### 2.4.3.5. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на витривалість зубів при згині

Основою розрахунку є обмеження максимальних напружень згину зуба:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (2.65)$$

де  $\sigma_F$ ,  $[\sigma_F]$  - відповідно діюче максимальне та допустиме напруження згину зуба.

Максимальний момент згину буде навантажувати зуб у випадку, коли сила, що діє на зуб, прикладена до вершини зуба в момент виходу його із зачеплення з зубом іншого зубчастого колеса (рис. 2.33). Небезпечним перерізом зуба буде переріз А - В, оскільки на нього діє максимальний момент згину. Виділимо (з метою спрощення одержання методики розрахунку) елемент зуба шириною 1 мм (або 1 см). На цю частину зуба буде діяти розрахункове навантаження, яке знаходиться, виходячи із умови (2.54):

$$q_p = \frac{F_t K_F}{b \cos \alpha}, \quad (2.66)$$

де  $K_F$  - коефіцієнт розрахункового навантаження,

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (2.67)$$

де  $K_{F\beta}$  - коефіцієнт концентрації навантаження при згині;  $K_{FV}$  - коефіцієнт динамічності.

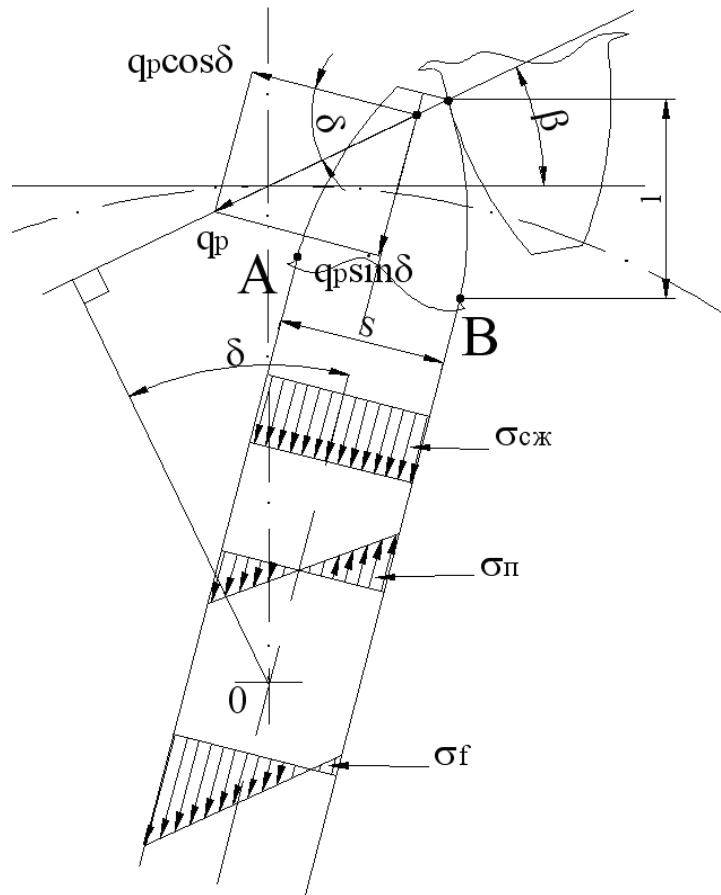


Рис. 2.33. Схема сил та напружень, що діють на зуб циліндричного прямозубого колеса.

Перенесемо умовно точку прикладання сили по лінії її дії на вісь симетрії зуба і розкладемо її на дві складові:  $q_p \sin \delta$  і  $q_p \cos \delta$  ( $\delta$  - кут максимального повороту зубчастого колеса, коли зуб ще взаємодіє з зубом іншого колеса).

Складова  $q_p \sin \delta$  стискає зуб, викликаючи напруження стиску  $\sigma_{cm}$  в перерізі А-В, а складова  $q_p \cos \delta$  згинає зуб, викликаючи напруження згину  $\sigma_z$  в тому ж перерізі.

Найбільше сумарне напруження  $\sigma_F$ , як це видно з рис. 2.33, виникає в точці А на неробочій поверхні зуба:

$$\sigma_{F(A)} = \sigma_z + \sigma_{cm}, \quad (2.68)$$

Однак, як показує практика, поломка зуба починається з точки В, що перебуває на робочій поверхні зуба. Тому розрахунок слід вести, виходячи з умови обмеження напружень, що діють у точці В:

$$\sigma_F = \sigma_{F(B)} = \sigma_3 - \sigma_{cm} . \quad (2.69)$$

Напруження згину  $\sigma_3$ , як відомо, знаходиться із умови:

$$\sigma_3 = \frac{M}{W} = \frac{6lq_p \cos \delta}{S^2}, \quad (2.70)$$

де  $M$  - максимальний момент згину, з деякою похибкою можемо прийняти:

$$M = q_p \cos \delta \cdot l; \quad W - \text{момент опору перерізу А-В зуба згину, } W = \frac{l \cdot S^2}{6}.$$

Напруження стиску в перерізі А-В зуба знаходиться за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{q_p \sin \delta}{S}. \quad (2.71)$$

Підставивши (2.70), (2.71) в (2.69), маємо:

$$\sigma_F = q_p \left( \frac{6l \cos \delta}{S^2} - \frac{\sin \delta}{S} \right). \quad (2.72)$$

Розділивши чисельник і знаменник рівняння (2.72) на модуль зубчастого зачеплення  $m$ , маємо:

$$\sigma_F = \frac{q_p}{m} \left( \frac{6ml \cos \delta}{S^2} - \frac{m \sin \delta}{S} \right). \quad (2.73)$$

Підставивши (2.66) в (2.73), маємо:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{mb \cos \alpha} \left( \frac{6ml \cos \delta}{S^2} - \frac{m \sin \delta}{S} \right). \quad (2.74)$$

У рівнянні (2.74) прийнемо:

$$\frac{1}{\cos \alpha} \left( \frac{6ml \cos \delta}{S^2} - \frac{m \sin \delta}{S} \right) = Y_F,$$

де  $Y_F$  - коефіцієнт форми зуба (залежить від числа зубів; вибирається за таблицями).

Тоді остаточно, з урахуванням умови (2.65), з рівняння (2.74) маємо:

$$\frac{F_t K_F Y_F}{mb} \leq [\sigma_F]. \quad (2.75)$$

Ця формула застосовується під час перевірки зубів закритих циліндричних прямозубих передач на витривалість зубів на згин (перевірочний

розрахунок).

В проектних розрахунках відкритих передач формулу (2.75) доцільно перетворити наступним чином.

Як уже відомо,

$$F = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1}{mz_1}. \quad (2.76)$$

Ширину зуба  $b$  виразимо через коефіцієнт відносної ширини зуба  $\psi_m$ :

$$b = m \cdot \psi_m, \quad (2.77)$$

де  $\psi_m = 10 \dots 15$  (вибирається за таблицями).

Враховуючи, що середня величина коефіцієнта динамічності  $K_{FV} = 1,5$  і взявши до уваги (2.76), (2.77), вираз (2.75) набуває вигляду:

$$\frac{3T_1 K_{F\beta} Y_F}{m^3 z_1 \psi_m} \leq [\sigma_H]. \quad (2.78)$$

Розв'язуючи нерівність (2.78) відносно  $m$ , остаточно знаходимо:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (2.79)$$

У формулу (2.79) підставляємо параметри  $Y_F$  та  $[\sigma_F]$  того колеса, для якого відношення  $[\sigma_F] / Y_F$  буде меншим. При розрахунках також доцільно приймати  $z_1 = 17 \dots 20$ .

Знайшовши модуль зубчастого зачеплення  $m$  за формулою (2.79), інші розміри передачі знаходимо таким чином:

$$d_1 = mz_1; d_2 = d_1 u; z_2 = d_2/m; a = (d_2 \pm d_1)/2; b = \psi_m m. \quad (2.80)$$

#### *Знаходження допустимого напруження згину*

Допустиме напруження згину для матеріалу коліс  $[\sigma_F]$  залежить від багатьох факторів (матеріалу, твердості, термообробки, довговічності передачі тощо). Його величину обчислюють за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} K_{FL} K_{FC}, \quad (2.81)$$

де  $\sigma_{FO}$  - межа витривалості матеріалу при згині;  $S_F$  - коефіцієнт безпеки (запас міцності); для матеріалу з однорідною структурою  $S_F=1,75$ ; при твердій поверхні і м'якій серцевині зуба  $S_F=1,55$ ;  $K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності,

$K_{FL} = \sqrt[\lambda]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ ; при твердості поверхні HB < 350, а також для шліфованих зубів  $\lambda = 6$ ;  $K_{FL} = 1 \dots 2$ ; при твердості поверхні HB > 350  $\lambda = 9$ ;  $K_{FL} = 1 \dots 1,6$ ;

$N_{FO}$  - базове число циклів зміни напруження, для всіх сталевих зубчастих коліс  $N_{FO} = 5 \cdot 10^6$  циклів;  $N_{FE}$  - розрахункове число циклів навантаження зубів, знаходиться аналогічно рівнянню (2.64);  $K_{FC}$  - коефіцієнт, що враховує вид навантаження, діючого на зуб; при знакопостійному навантаженні  $K_{FC} = 1$ , при знакоперемінному навантаженні  $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ .

#### 2.4.4. Циліндричні косозубі та шевронні зубчасті передачі

При високих швидкостях в роботі зубчастих передач виникають значні динамічні навантаження та шум, зумовлені ударами зубів (наслідок неможливості точного виконання профілів зубів). З метою зниження динамічних навантажень у машинобудування використовують косозубі (рис. 2.28, б) та шевронні зубчасті передачі (рис. 2.28, в) .

Косозубою називається передача, в якій зуби нарізані за допомогою ріжучого інструменту, площина обертання якого розташована під якимсь кутом  $\beta$ , що називається кутом нахилу зубів, до осі обертання зубчастого колеса. Для зубчастих коліс з косими зубами характерною є плавність зачеплення зубів, оскільки зуб ведучого колеса входить у зачеплення з зубом веденого колеса послідовно, а не різко, як в прямозубому зачепленні.

Основним недоліком косозубих передач є наявність осьового зусилля в зачепленні, що вимагає особливого підходу до вибору опор валів передачі, а також додаткове навантаження валів, зумовлене моментом згину від осьових зусиль.

Для компенсації осьового зусилля в косозубому зачепленні



використовують шевронні зубчасті передачі (рис. 2.28, в). Шевронні зубчасті передачі можуть бути виготовлені у вигляді спарених косозубих коліс, одне з яких має ліву (або праву) нарізку зубів, а інше – праву (або ліву).

#### 2.4.4.1. Основні геометричні залежності косозубих і шевронних зубчастих передач

У косозубих передачах кут нахилу зубів вибирається в межах  $\beta = (8...15)^\circ$  (при  $\beta < 8^\circ$  практично втрачається перевага косозубого зачеплення; при  $\beta > 15^\circ$  значно збільшуються осьові навантаження в зубчастому зачепленні). Для шевронних передач, завдяки компенсації осьових зусиль, кут нахилу зубів приймається більшим  $\beta = (25...45)^\circ$ . Серед косозубих і шевронних зубчастих коліс мають місце наступні залежності (рис. 2.34):

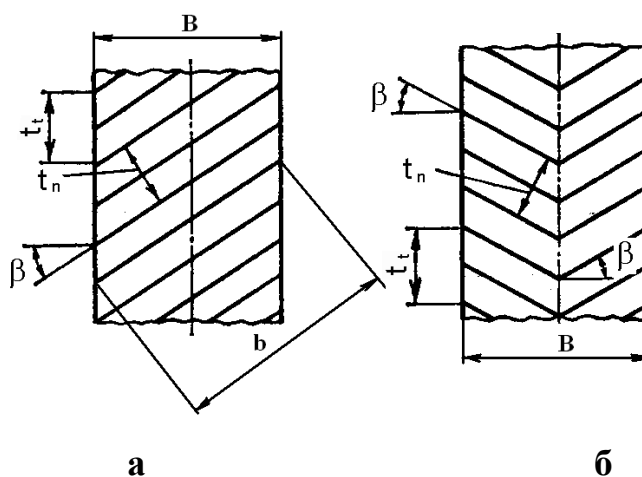


Рис. 2.34. Схеми циліндричних зубчастих коліс: а – косозубого; б – шевронного

$$b = \frac{B}{\cos \beta}; \quad t_t = \frac{t_n}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

де  $b$  - робоча ширина зуба;  $B$  - ширина зубчастого колеса;  $t_t$  - торцевий крок зачеплення;  $t_n$  - нормальний крок зачеплення;  $m_t$ ,  $m_n$  - відповідно торцевий і нормальний модулі зачеплення.

Діаметри коліс обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} d &= m_t z; \\ d_a &= d + m_n f_0; \end{aligned} \quad (2.82)$$

$$d_f = d - 2m_n(f_0 + c_0).$$

Значення параметрів у рівнянні (2.82) ті ж, що і у рівнянні для прямозубих передач.

#### 2.4.4.2. Сили, що діють у косозубому (шевронному) циліндричному зубчастому зачепленні

У косозубому (шевронному) циліндричному зубчастому зачепленні при навантаженні передачі виникає нормальна сила  $F_n$ , яка викликає колову  $F_t$ , радіальну  $F_r$  та осьову  $F_a$  сили. Величина цих сил знаходиться за формулами (рис. 2.35):

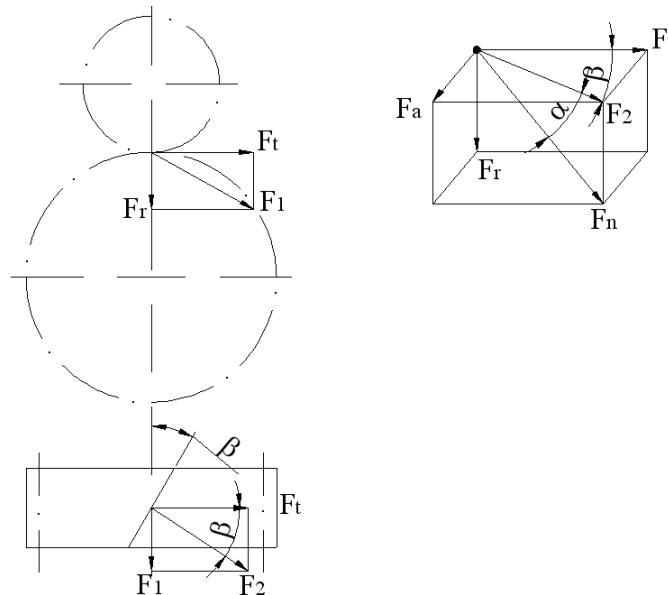


Рис. 2.35. Схема сил, що діють в косозубому циліндричному зубчастому зачепленні

$$F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2;$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (2.83)$$

$$F_r = F_2 \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta;$$

$$F_n = F_2 / \cos \alpha = F_t / (\cos \alpha \cos \beta).$$

#### 2.4.4.3. Розрахунок косозубих та шевронних зубчастих передач

Метою розрахунку передач є знаходження геометричних параметрів, необхідних для їх виготовлення.

В залежності від конструктивного виконання та умов роботи косозубих і шевронних передач, аналогічно циліндричним прямозубим передачам, розрізняють дві методики їх розрахунків: на контактну витривалість робочих поверхонь зубів (розрахунок закритих передач); на витривалість зубів при згині (розрахунок відкритих передач).

#### 2.4.4.4. Розрахунок косозубих циліндричних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів

Розрахунок провадиться аналогічно розрахунку прямозубих. При цьому використовується перехід від косозубого зачеплення до еквівалентного прямозубого (рис. 2.36).

В перетині площиною А-А косозубого циліндричного колеса утворюється еліпс, напівосі якого А і В дорівнюють:

$$A = \frac{d}{2 \cos \beta}; B = \frac{d}{2}. \quad (2.84)$$

Радіус ділительного кола еквівалентного прямозубого циліндричного колеса дорівнює радіусу кола, описаного навколо еліпса:

$$r_e = \frac{d_e}{2} = \frac{A^2}{B}.$$

Використовуючи (2.84), маємо:

$$d_e = \frac{d}{\cos^2 \beta}.$$

Використовуючи методику, наведену вище, залежність (2.84), та враховуючи, що в нашому випадку

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2 \cos^2 \beta} \sin \alpha_n = \frac{d_1}{2 \cos \beta} \sin \alpha; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2 \cos \beta} \sin \alpha,$$

можемо отримати остаточну формулу для знаходження міжосьової відстані косозубих циліндричних коліс:

$$a \geq 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HB} K_{HV}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi}}. \quad (2.85)$$

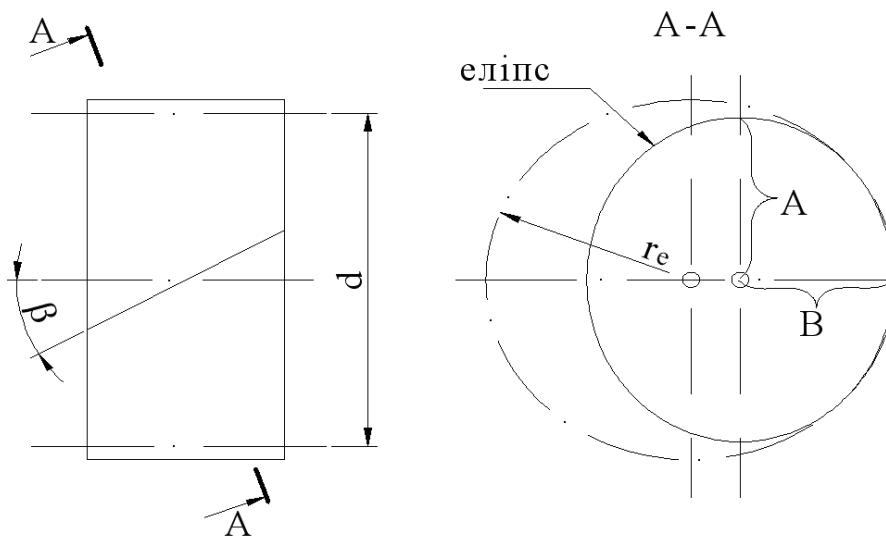


Рис. 2.36. Схема переходу від косозубого циліндричного зубчастого колеса до еквівалентного прямозубого

#### 2.4.4.5. Розрахунок косозубих циліндричних передач на витривалість зубів при згині

Використовуючи перехід від косозубої циліндричної передачі до еквівалентної прямозубої та спираючись на методику розрахунку циліндричних прямозубих передач (п. 2.4.3.4), можемо отримати:

$$\frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\partial}}{m_n b} \leq [\sigma_F], \quad (2.86)$$

де  $Y_\beta$  - коефіцієнт нахилу зуба,  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$  ( $\beta$  - в градусах);  $K_{F\partial}$  - коефіцієнт довговічності зуба (вибирається за таблицями). Значення інших параметрів, що входять до формули (2.86), такі ж, як і для прямозубих передач (див. формулу (2.75)). При цьому слід враховувати, що коефіцієнт форми зуба  $Y_F$  вибирається за числом зубів еквівалентного циліндричного колеса  $z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ .

Формула (2.86) використовується при перевірці зубів закритих циліндричних косозубих передач на витривалість зубів на згин. При проектних розрахунках відкритих косозубих циліндричних передач, використовуючи формулу (2.75) та перетворення, аналогічні наведеним вище, маємо:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{7T_1 K_F K_{F\partial}}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}} \quad (2.87)$$

де до коефіцієнта 7 увійшло середнє значення коефіцієнта форми зуба  $Y_F$ .

## 2.4.5. Конічні зубчасті передачі

Конічні зубчасті передачі використовуються для передачі руху між валами, осі яких перетинаються. Причому кут між осями валів може бути як більшим за  $90^\circ$ , так і меншим  $90^\circ$ . Найбільшого поширення набули конічні зубчасті передачі з кутом між осями валів, що дорівнює  $90^\circ$ .

### 2.4.5.1. Основні геометричні параметри

Для зубчастих коліс конічних зубчастих передач (тут і надалі розглядаються лише прямозубі передачі) характерними є наступні геометричні параметри (рис. 2.37):  $m_e$  - зовнішній коловий модуль;  $m$  - середній коловий модуль;  $m_f$  - внутрішній коловий модуль;  $R_e$  - зовнішня конусна відстань;  $R_m$  ( $R$ ) - середня конусна відстань;  $d_{ae}$  - зовнішній діаметр вершин зубів;  $d_e$  - зовнішній ділільний діаметр;  $d_{fe}$  - зовнішній діаметр западин зубів;  $d_{am}$  - середній діаметр вершин зубів;  $d_m$  ( $d$ ) - середній ділільний діаметр;  $d_{fm}$  - середній діаметр западин зубів;  $b$  - ширина зуба;  $h_e$  - зовнішня висота зуба;  $h_{ae}$  - зовнішня висота головки зуба;  $h_{fe}$  - зовнішня висота ніжки зуба;  $\delta$  - кут ділільного конуса;  $\theta_a$  - кут головки зуба;  $\theta_f$  - кут ніжки зуба.

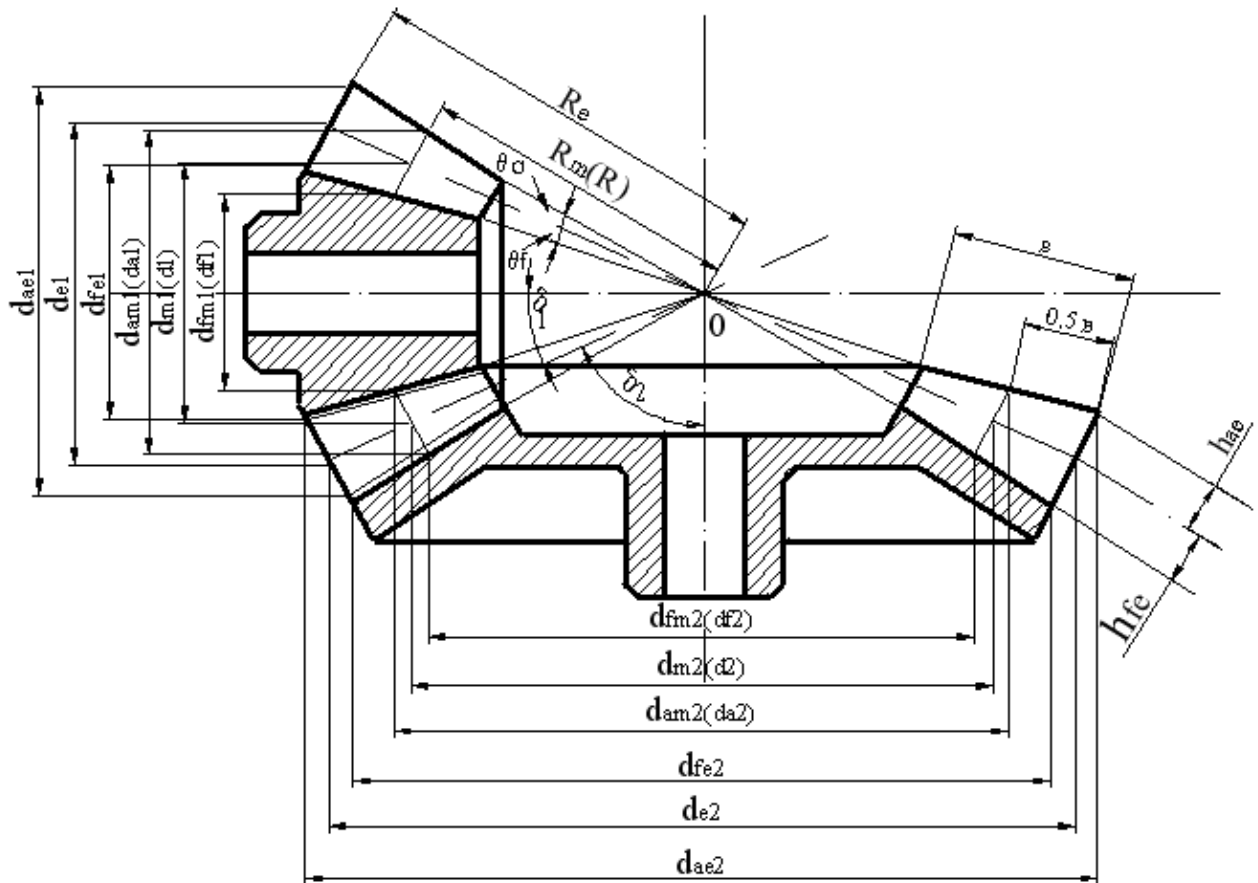


Рис. 2.37. Схема конічної зубчастої передачі

Для конічних зубчастих передач з кутом між валами, що дорівнює  $90^\circ$ , справедливі залежності:

$$d = d_e \frac{R}{R_e};$$

$$m = m_e \frac{R}{R_e}; \quad (2.88)$$

$$m = m_e \left(1 - \frac{0,5}{\psi_K}\right),$$

де  $\psi_K = \frac{R_e}{b}$  - відносна ширина зуба,  $\psi_K = 2,8 \dots 5$ ;  $R = R_e - 0,5b$ ;

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2}.$$

Передаточне число конічної зубчастої передачі, крім виразу  $u = \frac{z_2}{z_1}$ , можна

знайти за формулою:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (2.89)$$

Це вказує на те, що, на відміну від циліндричної зубчастої передачі, з конічним ведучим колесом (шестернею) може перебувати в зачепленні лише таке ведене зубчасте колесо, кут ділительного конуса якого дорівнює  $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ .

#### 2.4.5.2. Сили, що діють в конічному зубчастому зачепленні

При навантаженні конічної зубчастої передачі в її зачепленні виникає нормальна сила  $F_n$ , яка викликає колову  $F_t$ , радіальну  $F_r$  та осьову  $F_a$  сили. Для знаходження цих сил розглянемо схему взаємодії конічних зубчастих коліс (ділительних конусів) та заміну конічного зубчастого зачеплення еквівалентним прямозубим циліндричним (рис. 2.38).

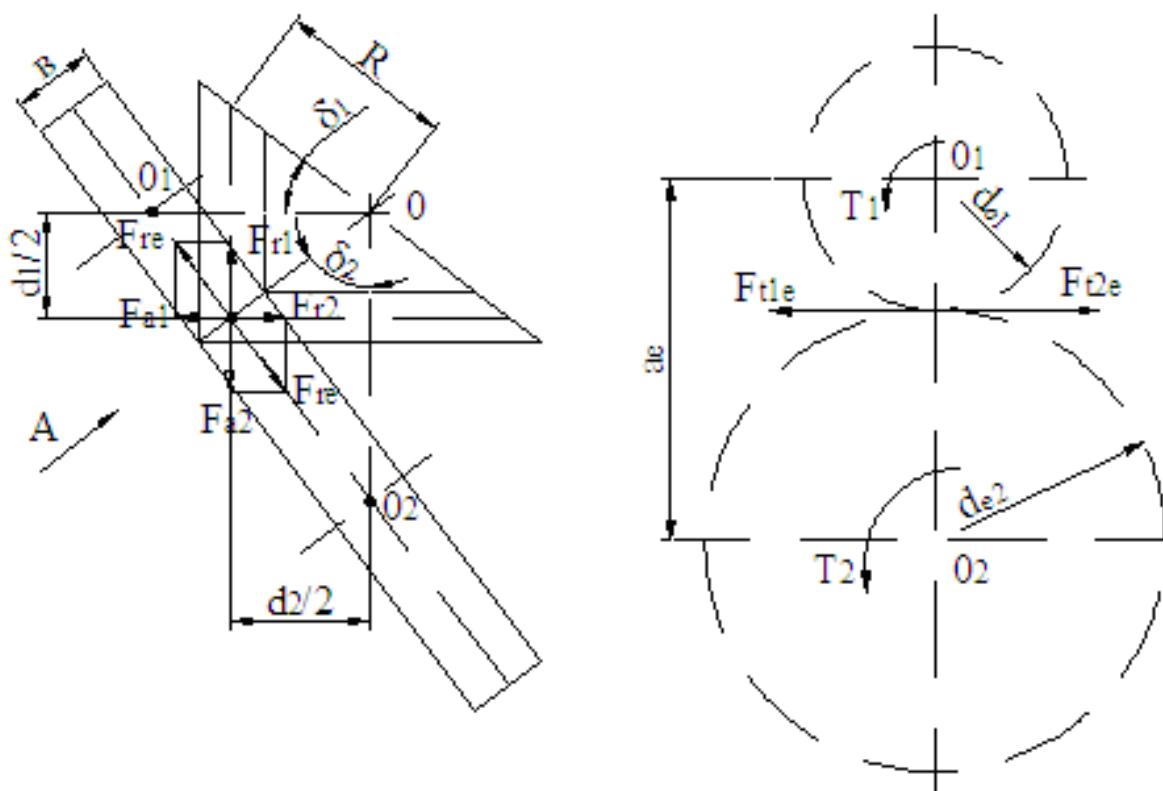


Рис. 2.38. Схема сил, що діють в конічному та еквівалентному циліндричному зубчастих зачепленнях

Заміна конічної зубчастої передачі еквівалентною прямозубою циліндричною відбувається наступним чином. З середини ширини зуба проводимо перпендикуляр до його осі. Перетин перпендикуляра з осями

конічних зубчастих коліс утворює центри  $O_1, O_2$  еквівалентних прямозубих коліс (коліс, які, маючи однакові з конічними колесами ширину зуба, можуть передавати таку ж потужність, як і конічні).

Для еквівалентної прямозубої передачі, як ми знаємо, сили, що діють в зачепленні коліс, обчислюються, виходячи з умов:

$$F_{t1e} = F_{t2e} = F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{re} = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Використовуючи розрахункову схему (рис. 2.38) радіальні та осьові сили в конічному зачепленні можуть бути знайдені, виходячи з формул:

$$F_{r1} = F_{re} \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = F_{a2}; \quad F_{a1} = F_{re} \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 = F_{r1}. \quad (2.90)$$

### 2.4.5.3. Розрахунок конічних зубчастих передач

Метою розрахунку конічної зубчастої передачі є знаходження геометричних параметрів (розмірів), необхідних для її виготовлення.

Відповідно до конструктивного виконання і умов роботи конічних зубчастих передач, аналогічно циліндричним передачам, розрізняють дві методики розрахунку: на контактну витривалість робочих поверхонь зубів (розрахунок закритих передач); на витривалість зубів при згині (розрахунок відкритих передач).

### 2.4.5.4. Розрахунок конічних зубчастих передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів

Методика базується на використанні методики розрахунку прямозубих циліндричних передач і переході від конічної зубчастої передачі до еквівалентної циліндричної прямозубої (рис. 2.38).

Тоді залежність (2.51) матиме вигляд ( $a\psi=b$ ):

$$\sigma_H = 0,59 \frac{u_e \pm 1}{a_e u_e} \sqrt{\frac{T_{2e} K_{H\beta} K_{HV} (u_e \pm 1) E_{np}}{b \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (2.91)$$

де  $a_e, u_e, T_{2e}$  - параметри еквівалентного циліндричного прямозубого зачеплення (рис. 2.38).



Для нормального зачеплення ( $\alpha = 20^0$ ) вираз (2.91) матиме вигляд:

$$\sigma_H = 0,74 \frac{u_e \pm 1}{a_e u_e} \sqrt{\frac{T_{2e} K_{H\beta} K_{HV} (u_e \pm 1) E_{np}}{b}}. \quad (2.92)$$

З рис. 2.38 маємо:

$$d_{1e} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}; d_{2e} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}. \quad (2.93)$$

Поділивши праву та ліву частини рівнянь (2.93) на середній модуль, маємо:

$$z_{1e} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{2e} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (2.94)$$

Тоді передаточне число еквівалентного циліндричного зачеплення дорівнює (для випадку, коли  $\delta_1 + \delta_2 = 90^0$ ):

$$u_e = \frac{d_{2e}}{d_{1e}} = \frac{z_{2e}}{z_{1e}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = u^2. \quad (2.95)$$

Міжосьова відстань еквівалентної передачі згідно з рис. 2.38:

$$a_e = \frac{d_{1e}}{2} + \frac{d_{2e}}{2} = (R - 0,5b)(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2). \quad (2.96)$$

Оскільки  $\operatorname{tg} \delta_2 = u$ ;  $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_2} = \frac{1}{u}$ , вираз (2.96) матиме вигляд:

$$a_e = (R - 0,5b) \frac{u^2 + 1}{u}. \quad (2.97)$$

Крутний момент еквівалентної передачі  $T_{2e}$  знаходиться з умови:  $F_{te} = F_t$  де

$$F_{te} = \frac{2T_{2e}}{d_{e2}} = \frac{2T_{2e}}{d_2} \cos \delta_2; F_t = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Тоді:

$$T_{2e} = \frac{T_2}{\cos \delta_2}. \quad (2.98)$$

Оскільки

$$\frac{1}{\cos \delta_2} = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \delta_2}} = \sqrt{\frac{\sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2}{\cos^2 \delta_2}} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1} = \sqrt{u^2 + 1},$$

вираз (2.98) матиме вигляд:

$$T_{2e} = T_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (2.99)$$

Підставивши (2.95), (2.97) і (2.99) в (2.92), матимемо:

$$\sigma_H = \frac{0,74}{(R - 0,5b)u} \sqrt{\frac{\sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b} T_2 K_{H\beta} K_{HV} E_{np}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.100)$$

Для сталевих конічних зубчастих передач ( $E_{np} = 2 \cdot 10^5$  МПа) формула (2.100) матиме вигляд:

$$\sigma_H = \frac{330}{(R - 0,5b)u} \sqrt{\frac{\sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b} T_2 K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.101)$$

Формули (2.100), (2.101) використовуються для перевірих розрахунків конічних зубчастих передач на контактну витривалість зубів. Для проектних розрахунків, враховуючи, що  $b = \frac{R}{\psi_K}$ , із (2.101) маємо:

$$R \geq \psi_K \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\left[ \frac{330}{(\psi_K - 0,5)u[\sigma_H]} \right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV}}. \quad (2.102)$$

Зробивши відповідні перетворення з урахуванням геометричних залежностей еквівалентних зубчастих передач, можемо отримати формулу, що більш доцільно використовувати під час проектування закритих конічних зубчастих передач:

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_H K_{H\theta}}{[\sigma_H]^2 \theta_H}}, \quad (2.103)$$

де  $K_{H\theta}$  - коефіцієнт довговічності зубів при контактній взаємодії;  $\theta_H$  - коефіцієнт, що враховує спосіб зміцнення робочих поверхонь зубів.

Зовнішня конусна відстань передач  $R_e$  знаходиться, виходячи з умови:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}. \quad (2.104)$$

#### 2.4.5.5. Розрахунок конічних зубчастих передач на витривалість зубів при згині

Розрахунок базується на припущенні, що навантажувальна здатність конічної передачі дорівнює навантажувальній здатності еквівалентної

циліндричної передачі. Використовуючи (4.33), можемо записати

$$\left(F_t = \frac{2T_2}{d_2}; d_2 = \frac{2au}{u+1}\right), \sigma_F = \frac{T_2 K_F Y_F (u+1)}{abum} \leq [\sigma_F]. \quad (2.105)$$

Для еквівалентної циліндричної зубчастої передачі вираз (2.105) має вигляд:

$$\sigma_F = \frac{T_{2e} K_F Y_F (u_e + 1)}{a_e b u_e m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.106)$$

Після підстановки (2.95), (2.97), (2.99), формула (2.106) набуває вигляду:

$$\sigma_F = \frac{T_2 \sqrt{u^2 + 1} K_F Y_F}{bmu(R - 0,5b)} \leq [\sigma_F]. \quad (2.107)$$

Взявши за основу в (2.107)  $b = m\psi_m$  та враховуючи, що  $\frac{R - 0,5b}{\sqrt{u^2 - 1}} = (R - 0,5b) \cos \delta_2 = \frac{d_1}{2} = \frac{mz_1}{2}$ , матимемо:

$$\sigma_F = \frac{2T_2 K_F Y_F}{m^3 u z_1 \psi_m} = \frac{2T_1 K_F Y_F}{m^3 z_1 \psi_m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.108)$$

Враховуючи фактор зниження навантажувальної спроможності конічної зубчастої передачі в порівнянні з циліндричною, остаточно маємо:

$$\sigma_F \approx \frac{2T_1 K_F Y_F}{0,85 m^3 z_1 \psi_m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.109)$$

Формула (2.109) застосовується для перевірних розрахунків зубчастих передач. Для проектних розрахунків доцільно використовувати наступну формулу, що отримуємо з (2.109):

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{0,85 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (2.110)$$

Для середнього значення коефіцієнта динамічності  $K_{FV} = 1,5$  (нагадаємо, що  $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$ ) формула (2.110) матиме вигляд:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{F\beta} Y_F}{0,85 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (2.111)$$

## 2.4.6. Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі використовуються у тих випадках, коли необхідно передати рух від ведучого до веденого валів, осі яких перехрещуються. При цьому кут між осями валів може бути як більшим, так і меншим  $90^\circ$ . Найчастіше використовують черв'ячні передачі при розташуванні валів, осі між якими розташовані під кутом  $90^\circ$ .

Черв'ячна передача складається з черв'яка 1 (рис. 2.39) (як правило, ведучий елемент передачі) і черв'ячного колеса 2.

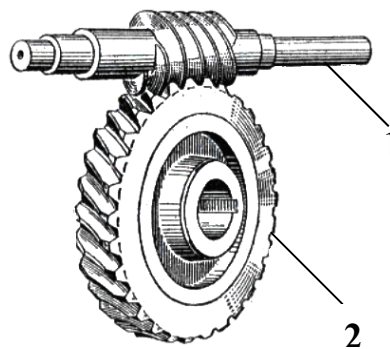


Рис. 2.39. Черв'ячна передача

Черв'як представляє собою гвинт з трапецеїдальною різьбою, число заходів якої може коливатися від 1 до 8. Найчастіше черв'яки виготовляють з числом заходів в межах 1...4. Кут профілю нарізки черв'яка найчастіше приймається рівним  $40^\circ$ .

Черв'ячне колесо являє собою розгорнуту гайку, що частково охоплює витки різьби черв'яка.

Черв'ячні передачі широко застосовуються в редукторах, механізмах вантажопідіймальних машин, ділительних механізмах тощо.

Черв'ячні передачі використовуються для передачі невеликих потужностей (до 20 кВт), але відомі передачі, що передають потужності, більші за сотні кВт.

Основними перевагами черв'ячних передач є:

- велике передаточне число в одній ступені передачі (від 10 до 80 і більше);

- компактність (малі розміри) передач;
  - плавність та безшумність в роботі;
  - можливість ефекту самогальмування (використовується у вантажопідйомних механізмах);
  - надійність у роботі та простота в обслуговуванні.
- Основними недоліками черв'ячної передачі є:
- низький ККД ( $\eta = 0,5 \dots 0,85$ );
  - нагрівання передач, зумовлене тертям та ковзанням робочої поверхонь різьби черв'яка та зубів черв'ячного колеса;
  - необхідність використання антифрикційних матеріалів під час виготовлення передач, що призводить до підвищення її вартості;
  - необхідність використання складного інструмента для виготовлення черв'ячної передачі.

#### **2.4.6.1. Матеріали для виготовлення черв'ячних передач**

При виборі матеріалів, що використовуються для виготовлення черв'ячних передач, враховують такі вимоги: антифрикційні властивості, підвищена тепловіддача тощо.

Для виготовлення черв'яка використовують як вуглецеві сталі (Ст. 6; сталь 40; сталь 45 тощо), так і леговані (сталі марок 15Х, 20Х, 12ХН2, 40Х, 40ХН тощо).

Для виготовлення черв'ячного колеса використовуються бронзи Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1, Бр05Ц5С5, БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗД; латунь ЛЦ23А6ЖЗМц2; сірі чавуни (при швидкості ковзання робочих поверхонь черв'ячної передачі, що не перевищує 2 м/с) марок СЧ15, СЧ18. У деяких випадках для виготовлення черв'ячних коліс використовується пластмаса, текстоліт тощо.

З метою економії дорогих матеріалів, черв'ячні колеса виготовляють з двох частин (маточина виготовляється зі сталі або чавуну, а вінець - з бронзи) (рис. 2.40).

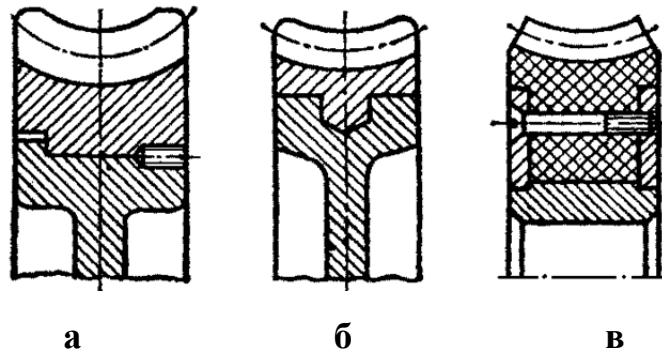


Рис. 2.40. Типи з'єднання вінця черв'ячного колеса з маточиною:  
 а – шляхом пресування та встановлення гвинтів; б – методом лиття;  
 в – за допомогою гвинтів або болтів.

### 2.4.6.2. Геометричні та кінематичні співвідношення у черв'ячних передачах

Геометричні розміри черв'ячної передачі зумовлені такими основними її параметрами: модулем зачеплення  $m$ ; кількістю заходів різьби черв'яка  $z_1$ ; кількістю зубів черв'ячного колеса  $z_2$  ( $z_{2\min} = 26$ ) та числом модулів у діаметрі ділильного кола черв'яка  $q$  ( $q = 6 \dots 13$ ; вибирається за таблицями).

Геометричні розміри черв'яка знаходяться таким чином (рис. 2.41):

- діаметр ділильного кола  $d_1 = m q$ ;

- діаметр кола виступів (зовнішній діаметр)  $d_{a1} = d_1 + 2m f_0$ ;

- діаметр кола западин (внутрішній діаметр)  $d_{f1} = d_1 - 2m(f_0 + c_0)$ ,

де  $f_0$  - коефіцієнт висоти зуба;  $c_0$  - коефіцієнт радіального зазору, для нормального черв'ячного зачеплення  $f_0 = 1$ ;  $c_0 = 0,2$ ;

- довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \quad \text{при } z_1 = 1; 2;$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \quad \text{при } z_1 = 3; 4;$$

Розміри черв'ячного колеса знаходяться за формулами:

- діаметр ділильного кола  $d_2 = m z_2$ ;

- діаметр кола виступів зубів  $d_{a2} = d_2 + 2m f_0$ ;

- діаметр кола западин зубів  $d_{f2} = d_2 + 2m(f_0 + c_0)$ ;

- зовнішній діаметр  $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$ ;

- ширина вінця:

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \dots 3;$$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

- кут обхвату черв'яка вінцем черв'ячного колеса  $2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ$ .

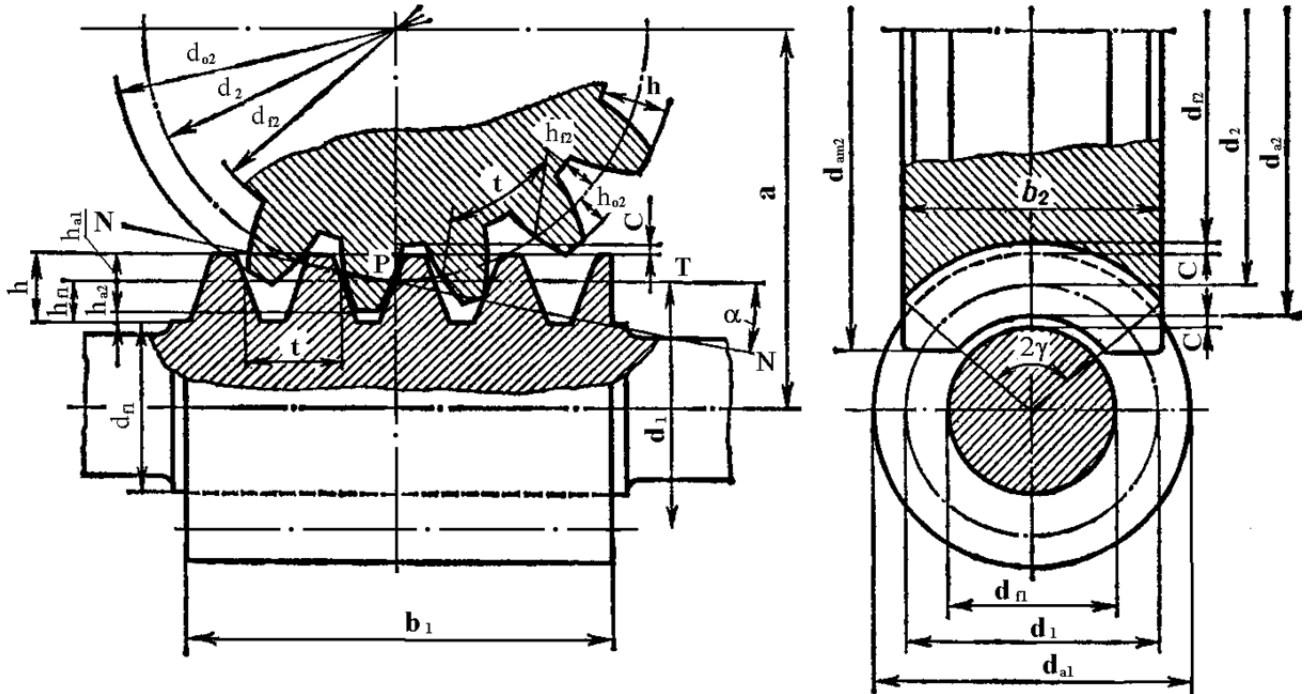


Рис. 2.41. Схема черв'ячного зачеплення

Міжосьова відстань черв'ячної передачі знаходиться, виходячи з умови:

$$a = \frac{m}{2} (q + z_2). \quad (2.112)$$

Кут підйому гвинтової лінії нарізки черв'яка у ділільному циліндрі дорівнює:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{p}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}, \quad (2.113)$$

де  $p$  - крок нарізки черв'яка (крок черв'ячного зачеплення).

Передаточне число черв'ячної передачі знаходиться за формулою:

$$u = z_2/z_1; u = z_2 \text{ (при } z_1=1). \quad (2.114)$$

### 2.4.6.3. Сили, що діють у черв'ячному зачепленні

Під час роботи черв'ячної передачі в зачепленні черв'яка з черв'ячним колесом виникає сила нормального тиску, що викликає складові: колову  $F_t$ ,

радіальну  $F_r$  та осьову  $F_a$  (рис. 2.42).

Як видно зі схеми сил, що діють у черв'ячному зачепленні (рис. 2.42), колова сила черв'ячного колеса дорівнює осьовій силі черв'яка і обчислюються, виходячи з умови:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (2.115)$$

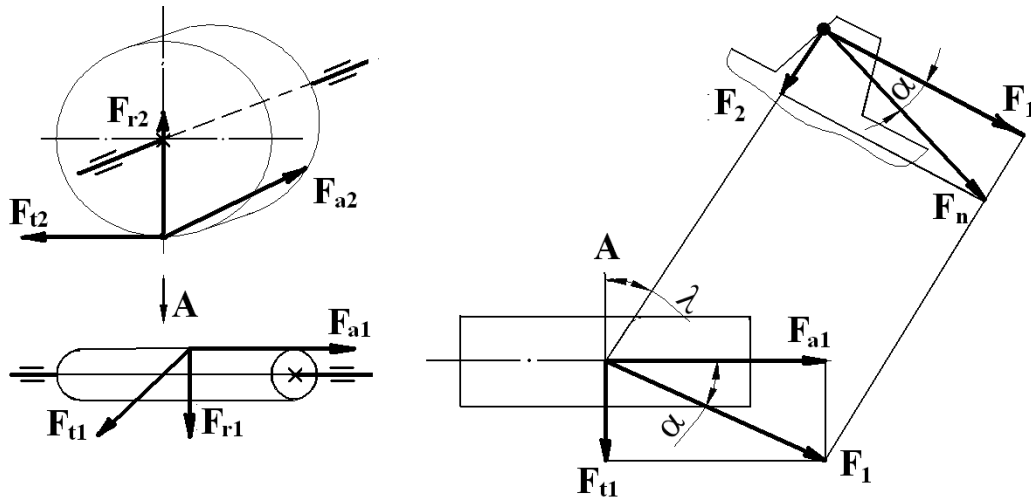


Рис. 2.42. Схема сил, що діють в черв'ячному зачепленні.

Колова сила черв'яка дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ або } F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho), \quad (2.116)$$

де  $\rho$  - кут тертя в парі черв'як - черв'ячне колесо.

Радіальна сила знаходиться, як і раніше:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.117)$$

Сила нормального тиску в зачепленні знаходиться з використанням схеми сил, що наведена на рис. 2.42:

$$F_n = \frac{F_1}{\cos \alpha} = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha \cos \lambda} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \lambda} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \lambda}. \quad (2.118)$$

#### 2.4.6.4. Розрахунок черв'ячної передачі

Метою розрахунку черв'ячної передачі є визначення параметрів, необхідних для її виготовлення.



На відміну від зубчастих передач, черв'ячні передачі як закриті, так і відкриті, розраховуються на контактну витривалість робочих поверхонь зубів черв'ячного колеса. При цьому необхідно забезпечити відсутність заїдання зубів. Для вінців черв'ячних коліс, виготовлених з чавуну або твердих бронз, заїдання значно небезпечніше, ніж контактне пошкодження робочих поверхонь зубів.

Для відкритих черв'ячних передач, незалежно від виду матеріалу черв'ячних коліс, загроза заїдання ще більш суттєва, ніж для закритих.

Розрахунок на витривалість зубів при згині виконується як перевірочний. Лише для мілкомодульних черв'ячних передач ( $m \leq 1$  мм) з великою кількістю зубів черв'ячного колеса ( $z_2 > 100$ ) напруження згину може бути вирішальним.

#### 2.4.6.5. Розрахунок черв'ячних передач на контактну витривалість робочих поверхонь зубів

Вихідною умовою при розрахунку черв'ячних передач є:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_p E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (2.119)$$

де  $\sigma_H$ ,  $[\sigma_H]$  - відповідно діюче максимальне та допустиме контактне напруження в зоні взаємодії черв'яка з зубами черв'ячного колеса;  $q_p$  - розрахункове питоме навантаження в черв'ячному зачепленні;  $E_{np}$  - приведений модуль пружності матеріалів черв'яка і колеса;  $\rho_{np}$  - приведений радіус кривизни робочих поверхонь черв'ячного зачеплення,

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

Враховуючи конструктивні особливості черв'ячної передачі, маємо

$$\rho_1 = \infty.$$

Тоді:  $\rho_{np} = \rho_2$ .

За аналогією до циліндричного косозубого зачеплення ( $\lambda = \beta$ ) маємо:

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \lambda}. \quad (2.120)$$

Розрахункове питоме навантаження в черв'ячному зачепленні обчислюється, виходячи з умови:

$$q_p = q_{cp} K_{H\beta} K_{Hv}, \quad (2.121)$$

де  $q_{cp}$  - середнє питоме навантаження;  $K_{H\beta}$ ,  $K_{Hv}$  - відповідно коефіцієнт концентрації та динамічності навантаження.

Середнє питоме навантаження можемо знайти за формулою:

$$q_{cp} = \frac{F_n}{L_{min}}, \quad (2.122)$$

де  $L_{min}$  - мінімальна сумарна довжина контактної лінії черв'ячного зачеплення,

$$L_{min} = 0,75 \frac{\pi d_1 \varepsilon \cdot 2\delta}{360^\circ \cos \lambda}, \quad (2.123)$$

де 0,75 - коефіцієнт, що враховує коливання сумарної довжини контактної лінії черв'ячного зачеплення;  $\varepsilon$  - коефіцієнт перекриття.

Прийнявши  $2\delta = 100^\circ$ ;  $\varepsilon = 1,8$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\lambda = (10 \dots 15)^\circ$  і враховуючи (2.118), (2.122), (2.123), вираз (2.121) набуває вигляду:

$$q_p = \frac{1,8 T_2 K_H}{d_1 d_2}, \quad (2.124)$$

де  $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$ .

Підставивши (2.120), (2.124) в формулу (2.119), маємо:

$$\sigma_H = \frac{1,35}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H E_{np}}{d_1}} = \frac{1,35}{\frac{d_2}{d_1}} \sqrt{\frac{T_2 K_H E_{np}}{d_1^3}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.125)$$

Враховуючи, що  $\frac{d_2}{d_1} = \frac{m z_2}{m q} = \frac{z_2}{q}$ ;  $d_1^3 = m^3 q^3$ ;  $m = \frac{2a}{q + z_2}$ ;  $d_2 = \frac{2a}{\frac{z_2}{q} + 1}$ ,

формула (2.125) має вигляд:

$$\sigma_H = \frac{0,5}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left( \frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a} \right)^3 T_2 K_H E_{np}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.126)$$

Для черв'ячної передачі, черв'як якої виготовлено зі сталі ( $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$

МПа), а черв'ячне колесо з бронзи ( $E_1 = 0,9 \cdot 10^5$  МПа), формула (2.126) приймає вигляд ( $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ ):

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a}\right)^3} T_2 K_H \leq [\sigma_H]. \quad (2.127)$$

Розв'язуючи нерівність (2.127) відносно міжосьової відстані черв'ячної передачі  $a$ , остаточно маємо:

$$a \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2 T_2 K_H}. \quad (2.128)$$

При розрахунках черв'ячних передач доцільно замість формули (2.128) використовувати спрощену формулу:

$$a \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HL} K_H}{[\sigma_H]^2}}, \quad (2.129)$$

де  $T_2$  необхідно підставити в Н·мм.

#### 2.4.6.6. Розрахунок черв'ячних передач на витривалість зубів при згині

На витривалість зубів при згині розрахунки виконуються лише для черв'ячних коліс, оскільки витки нарізки черв'яка мають значно більшу міцність на згин.

Розрахунок зубів черв'ячного колеса проводиться за методикою розрахунку зубів косозубих циліндричних передач, для яких:

$$\sigma_F = \frac{q_p Y_F \cos^2 \beta}{m_s} \leq [\sigma_F]. \quad (2.130)$$

Підставивши (2.124) в (2.130) та враховуючи, що в нашому випадку  $\beta = \beta$ ,  $m = m_s \cos \lambda$ , і прийнявши середнє значення для  $\lambda$  ( $\lambda = 10^\circ \dots 15^\circ$ ), з урахуванням явища зносу робочих поверхонь зубів (враховується шляхом збільшення

коефіцієнта 1,8 до 1,9), маємо:

$$\sigma_F = \frac{1,9T_2 K_F Y_F}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.131)$$

де  $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$  - коефіцієнт навантаження передачі.

Враховуючи, що  $d_1 = m q$ ,  $d_2 = m z_2$ , формула (2.131) приймає вигляд:

$$\sigma_F = \frac{1,9T_2 K_F Y_F}{m^3 z_2 q} \leq [\sigma_F]. \quad (2.132)$$

Розв'язуючи нерівність (2.132) відносно модуля зачеплення, маємо:

$$m \geq 1,23 \sqrt{\frac{T_2 K_F Y_F}{z_2 q [\sigma_F]}}. \quad (2.133)$$

Формула (2.133) використовується для проектних розрахунків. Для перевірки зубів черв'ячних коліс на витривалість зубів при згині використовується формула (2.131) або формула:

$$\sigma_F = \frac{1,55T_2 K_F K_{F\theta} Y_F \cos \lambda}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (2.134)$$

де  $K_{F\theta}$  - коефіцієнт довговічності (вибирається за таблицями);  $Y_F$  - коефіцієнт форми зуба (вибирається за таблицями) за числом зубів еквівалентного

зачеплення  $z_e = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda}$ .

#### 2.4.7. Редуктори та приводи технологічних машин.

Редуктором називають передачу, виконану в окремому жорсткому корпусі. Редуктор служить для зниження кутової швидкості і збільшення обертового моменту на веденому валі.

За типом передач редуктори поділяють на циліндричні, конічні, конічно-циліндричні, черв'ячні, черв'ячно-циліндричні та циліндро-черв'ячні.

По числу ступенів редуктори поділяють на одноступеневі, двоступеневі тощо.

По розташуванню валів у просторі редуктори поділяють на редуктори з горизонтальним розміщенням валів і редуктори з вертикальним розміщенням валів.

Приводи технологічних машин як правило складаються з електродвигуна, редуктора та однієї або кількох відкритих передач (зубчастих, пасових, ланцюгових, фрикційних). З'єднання валів приводу між собою може здійснюватися за допомогою муфт.

На рис. 2.43 наведено приклади кінематичних схем приводів.

Студенти повинні вміти самостійно складати кінематичні схеми за їх описом. Для прикладу наведемо описи кінематичних схем, що позначені на рис. 2.43 цифрами в колах:

1 – електродвигун, клинопасова передача, одноступеневий циліндричний косозубий зубчастий редуктор, ланцюгова передача;

2 – електродвигун, плоскопасова передача, одноступеневий кінцевий зубчастий редуктор, ланцюгова передача;

3 – електродвигун, ланцюгова передача, одноступеневий черв'ячний редуктор з нижнім розміщенням черв'яка, відкрита циліндрична прямозуба зубчаста передача;

4 – електродвигун, муфта, двоступеневий циліндричний співвісний зубчастий редуктор, відкрита кінцева зубчаста передача;

5 – електродвигун, клинопасова передача, одноступеневий черв'ячний редуктор з верхнім розміщенням черв'яка, відкрита кінцева зубчаста передача;

6 – електродвигун, муфта, двоступеневий циліндричний зубчастий редуктор, відкрита циліндрична зубчаста передача;

7 – електродвигун, муфта, двоступеневий кінечно-циліндричний зубчастий редуктор, ланцюгова передача.

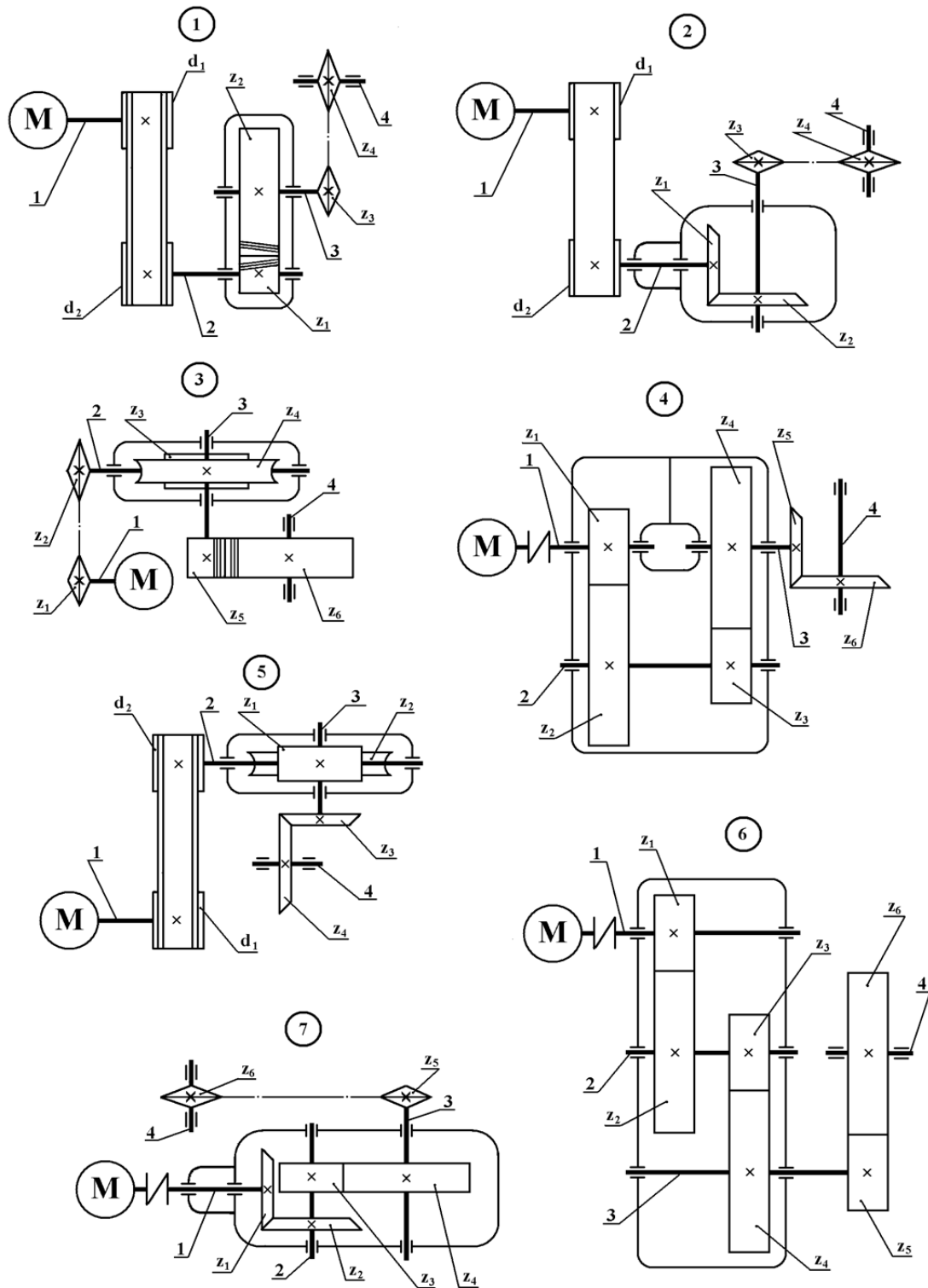


Рис. 2.43. Кінематичні схеми приводів технологічних машин.

### Питання для для самоконтролю

1. Що називається віссю?
2. Яких деформацій зазнає вісь?

3. Різновиди осей за способом установки та за конструкцією.
4. Умова міцності при розрахунку осі.
5. Матеріали для виготовлення осей.
6. Що називається валом?
7. Яких деформацій зазнає вал?
8. Різновиди валів за призначенням, формою геометричної осі, геометричною формою.
9. Навіщо вали роблять ступінчастими?
10. Що називається цапфою? Конструкції цапф.
11. Що таке шип, шийка, п'ята?
12. Конструкції п'ят.
13. Навіщо роблять канавки на перехідних ділянках валів?
14. Що таке галтель?
15. Конструкції кінцевих ділянок валів.
16. Способи закріплення деталей на валах.
17. Матеріали для виготовлення валів.
18. Критерії працездатності та розрахунку валів.
19. В яких випадках вал розраховують тільки на кручення?
20. Умова міцності при розрахунку на кручення.
21. Навіщо виконують попередній розрахунок валів на кручення?
22. Умова міцності при розрахунку валу на статичну міцність.
23. Як визначається сумарний згинальний момент, приведений момент?
24. У чому полягає розрахунок валів на опір втоми?
25. Які фактори враховують при розрахунку валу на опір втоми?
26. Які параметри характеризують ступінь жорсткості на згин валів та осей?
27. Умова жорсткості на згин.
28. Умова жорсткості на кручення.
29. В яких випадках виконують розрахунок валу на коливання?
30. Для попередження якого явища виконують частотні розрахунки?

31. Які заходи застосовують для зменшення небезпеки резонансу коливань?

32. Призначення муфт.

33. Класифікація муфт.

34. За яким параметром обирають муфту?

35. До якого класу відноситься втулкова муфта? Її переваги і недоліки.

36. Конструкція фланцевої муфти.

37. Переваги та недоліки глухих муфт.

38. Які муфти відносяться до жорстких компенсуючих муфт?

39. Які зміщення валів компенсуються зубчастою муфтою?

40. З яких частин складається хрестова муфта? Яким чином здійснюється компенсація кутового та радіального зміщень у хрестовій муфті?

41. До якого класу відноситься шарнірна муфта? Під яким кутом можуть бути розташовані осі з'єднаних валів?

42. Призначення пружних компенсуючих муфт.

43. За рахунок чого відбувається пом'якшення ударів у муфті МПВП?

44. Перевірний розрахунок муфти МПВП.

45. Призначення та області застосування зчіпних муфт.

46. Типи зчіпних муфт.

47. Призначення зубчастої зчіпної муфти. Принцип роботи.

48. За рахунок чого відбувається з'єднання і роз'єднання валів за допомогою кулачкових муфт?

49. Конструкції зчіпних кулачкових та зубчастих муфт. Принцип роботи та область застосування.

50. Переваги і недоліки зубчастих та кулачкових зчіпних муфт.

51. На якому ході можливе вмикання зубчастої або кулачкової муфти?

52. Яка муфта забезпечує плавне безударне вмикання валів на ходу?

53. Різновиди фрикційних зчіпних муфт.

54. Умова працездатності дискової фрикційної муфти.

55. Які муфти відносяться до самокерованих муфт?



56. Типи та призначення запобіжних муфт.
57. Принцип спрацювання запобіжної муфти з елементом, що руйнується.
58. Принцип роботи пружинно-кулькових запобіжних муфт.
59. Принцип роботи обгінних муфт.
60. Конструкція та принцип роботи роlikової обгінної муфти.
61. Призначення та області застосування відцентрових муфт.
62. Умова вмикання колодкових відцентрових муфт.
63. Які бувають підшипники за видом тертя?
63. Области застосування підшипників ковзання.
64. З яких частин складається підшипник ковзання?
65. Конструктивні виконання підшипників ковзання.
66. Матеріали вкладишів.
67. Змащування підшипників ковзання: види тертя, мастильні матеріали, способи змащування.
68. Критерії працездатності та розрахунку підшипників ковзання.
69. Переваги і недоліки підшипників ковзання.
70. Область застосування підшипників кочення.
71. З яких частин складається підшипник кочення?
72. Класифікація підшипників кочення за формою та кількістю рядів тіл кочення.
73. Класифікація підшипників кочення за напрямком діючого навантаження.
74. Які навантаження витримує радіальний підшипник, упорний підшипник?
75. Що означає назва "радіально-упорний підшипник"?
76. Що означає назва "голчастий підшипник"?
77. Чи можна навантажувати радіальний роlikовий підшипник осьовим навантаженням?
78. Класифікація підшипників кочення в залежності від навантажувальної здатності і габаритів.

79. Скільки і які є класи точності підшипників кочення? Який клас точності найвищий і який найнижчий?

80. Умовні позначення підшипників кочення.

81. Що означають дві останні цифри в умовному позначенні підшипника кочення?

82. Де проставляється клас точності в умовному позначенні підшипника?

83. Який клас точності підшипників не проставляється в умовному позначенні?

84. Записати умовне позначення радіального кулькового підшипника нульового класу точності легкої серії з внутрішнім діаметром 60 мм.

85. Розшифрувати умовне позначення підшипників: 205; 6-7304; 7215; 101.

86. Що означає установка радіально-упорних підшипників "у розпір" та "у розтяжку"? Показати схему навантаження.

87. Які деталі застосовують для кріплення підшипників на валах і в корпусах?

88. Що таке плаваюча опора?

89. Що таке фіксуюча опора?

90. Мастильні матеріали для змащування підшипників кочення.

91. Які фактори необхідно враховувати при виборі мастильного матеріалу?

92. Види ущільнень опор з підшипниками кочення.

93. Найбільш загальні вимоги до опор валів.

94. Способи забезпечення співвісності посадочних поверхонь.

95. Які види руйнування можуть спостерігатись у підшипників кочення?

96. В якому випадку застосовують розрахунок підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю?

97. В якому випадку застосовують розрахунок підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю?

98. Як розраховується номінальна довговічність підшипника?

99. Що таке динамічна вантажопідйомність?
100. Яка існує залежність між довговічністю та динамічною вантажопідйомністю?
101. За якими параметрами вибирають підшипник із каталогу.
102. Два способи перевірки підбраного підшипника.
103. Визначення еквівалентного динамічного навантаження при дії тільки радіальної сили.
104. Як визначити еквівалентне динамічне навантаження при дії радіальної та осьової сили?
105. Формула для визначення еквівалентного динамічного навантаження для упорних підшипників.
106. Що таке зубчасті передачі, їх переваги та недоліки?
107. Види та класифікація зубчастих передач.
108. Матеріали, що використовуються для виготовлення зубчастих передач.
109. Методи виготовлення зубів зубчастих передач.
110. Види пошкоджень зубів.
111. Прямозубі циліндричні передачі. Накреслити схему та дати визначення основних геометричних параметрів евольвентного зубчастого зачеплення.
112. Накреслити схему сил, що діють в прямозубому циліндричному зачепленні.
113. Навести формули для обчислення сил, що діють в прямозубому циліндричному зачепленні.
114. Методика розрахунку прямозубих циліндричних передач на контактну витривалість зубів.
115. Як знаходиться допустиме контактне напруження в зоні контакту зубів зубчастої передачі?
116. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на витривалість зубів при згині. Продемонструвати методику розрахунку.

117. Як знаходиться допустиме напруження згину зубів зубчастих передач?

118. Циліндричні косозубі шевронні зубчасті передачі. Особливості конструкцій. Основні переваги та недоліки.

119. Навести приклади основних геометричних залежностей для косозубих і шевронних зубчастих передач.

120. Сили, що діють в косозубому циліндричному зачепленні. Намалювати схему сил та навести необхідні формули.

121. Розрахунок косозубих циліндричних передач на контактну витривалість зубів.

122. Як розраховуються відкриті косозубі циліндричні передачі?

123. Як відбувається перехід від косозубої циліндричної передачі до прямозубої циліндричної еквівалентної передачі? Накреслити схему.

124. Що таке конічні зубчасті передачі; де і коли вони використовуються?

125. Накреслити схему конічної зубчастої передачі та визначити основні її геометричні параметри.

126. Які сили діють у конічному зачепленні?

127. Як відбувається перехід від конічної зубчастої передачі до прямозубої циліндричної, еквівалентної? Накреслити схему.

128. Як обчислюються закриті конічні зубчасті передачі?

129. Як обчислюються відкриті конічні зубчасті передачі?

130. Що таке черв'ячна передача? Переваги та недоліки черв'ячних передач.

131. Види та конструкції черв'ячних передач.

132. Матеріали, що використовуються для виготовлення черв'ячних передач.

133. Геометричні та кінематичні співвідношення у черв'ячних передачах. Навести відповідні формули.

134. Накреслити схему черв'ячного зачеплення.

135. Накреслити схему сил, що діють у черв'ячному зачепленні.

136. Навести формули для обчислення сил, що діють у черв'ячному зачепленні.

137. Які особливості розрахунку черв'ячних передач?

138. Розрахунок черв'ячних передач на контактну витривалість зубів. Навести методику розрахунку.

139. Як знаходиться приведений радіус кривизни робочих поверхонь черв'ячного зачеплення?

140. Як знаходиться розрахункове питоме навантаження у черв'ячному зачепленні?

141. Розрахунок черв'ячних передач на витривалість зубів при згині. Навести методику розрахунку.

142. Як виконується перевірка зубів черв'ячного колеса на витривалість при згині?

## Розділ 3. Система допусків і посадок гладких з'єднань

### 3.1. Основні положення

У всіх галузях народного господарства та в побуті використовуються машини та прилади, які складаються з окремих деталей. Під час експлуатації машин ці деталі переміщуються одна відносно одної або знаходяться у відносному спокої. В значній більшості деталі мають відносно просту форму. Поверхні їх мають циліндричну, конічну, гвинтову, шароподібну форми. Тому і верстати у своїй більшості проектують і виготовляють для обробки таких поверхонь або їх комбінацій. Похибки верстатів, пристроїв та інструменту, температурні та пружні деформації в системі обробки (верстат, пристрій, інструмент, деталь) не дозволяють виготовити деталь з абсолютно точними параметрами, тобто розрахунковими розмірами, які вказуються на кресленнях і називаються номінальним. Номінальне значення геометричного параметра (номінальний розмір для лінійних величин) – це його значення, що задається на кресленні і є початком для відліку відхилень.

Точність геометричного параметра – це ступінь наближення його дійсного значення до номінального. Геометричний параметр – лінійна або кутова величина, розмір – числове значення лінійної величини у вибраних одиницях.

Величина відхилень від номінальних розмірів в значній мірі впливає на можливість складання конструкцій. Саме властивість незалежно виготовлених елементів (поверхонь) деталей, забезпечує можливість складання з них машин і механізмів без додаткових операцій вибору, припасування або регулювання параметрів елементів. При цьому розміри деталей повинні бути такими, щоб забезпечити нормальне функціонування машини під час експлуатації.

При з'єднанні двох деталей, що входять одна в іншу, одну з них називають охоплюючою, а другу охоплюваною. Поверхні тих елементів деталей, котрі не входять в з'єднання з поверхнями інших деталей, називають не з'єднаними. Деталі які з'єднуються, можуть мати поверхні різної форми.

З'єднання деталей, що мають циліндричні поверхні з круглим поперечним перерізом, називають гладкими циліндричними (рис. 3.1).

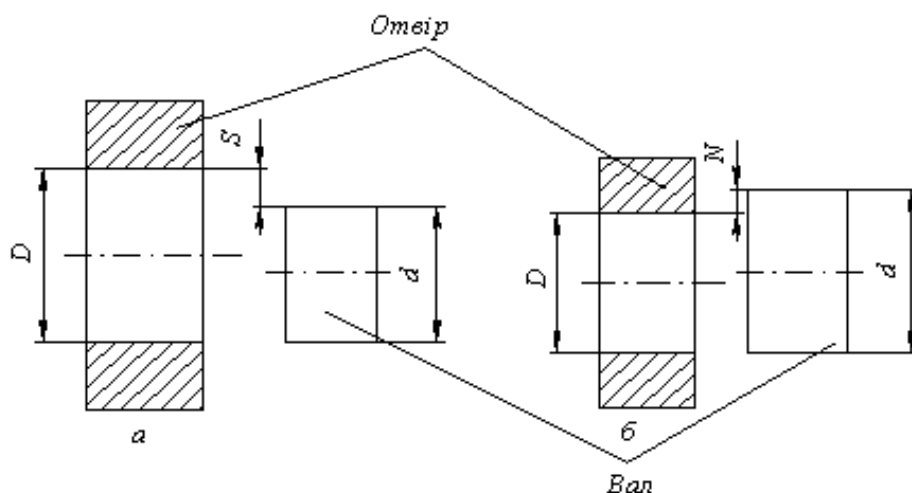


Рис. 3.1. Схема гладких циліндричних з'єднань:

а – з зазором  $S$ , б – з натягом  $N$

Розміри з'єднаних деталей виконуються в заздалегідь обумовлених границях – допусками на точність виготовлення. Допуск вимірюється різницею між найбільшим і найменшим граничними значеннями геометричного параметра і є абсолютним значенням різниці граничних значень цього параметра. На кресленнях для зручності вказують номінальний розмір деталей, який є для них загальним і початком відліку відхилень, а кожний з двох граничних розмірів визначається за його відхиленням від номінального розміру (рис. 3.2).

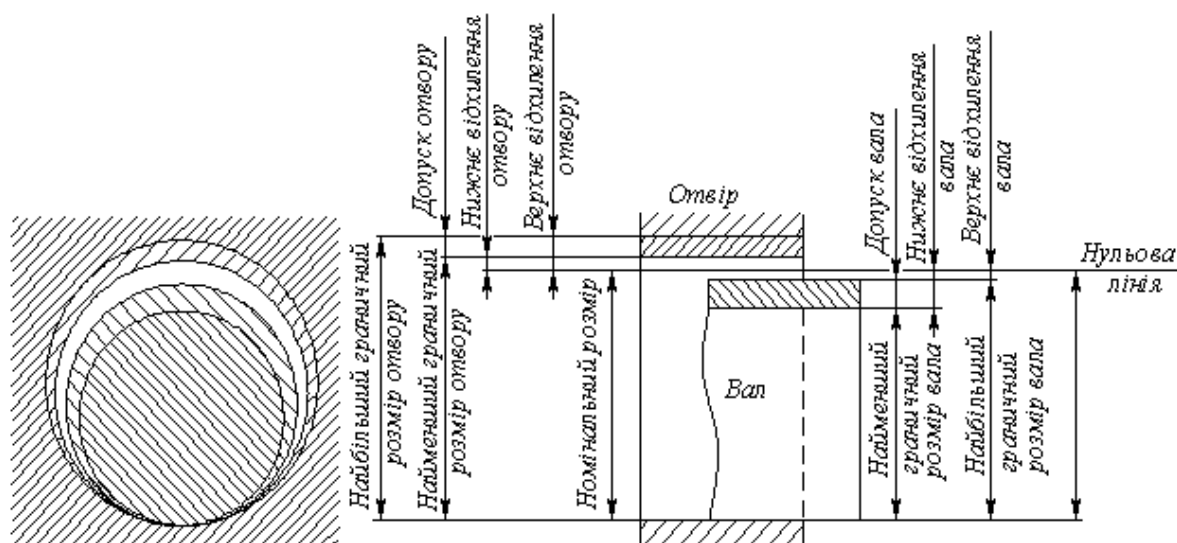


Рис. 3.2. Схема розташування допусків і граничних відхилень

При цьому дійсним відхиленням розміру  $E_g$  є алгебраїчна різниця між дійсним  $D_g$  та номінальним  $D_n$  розмірам, а граничним - алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розмірами. Розрізняють верхнє і нижнє граничні відхилення. Верхнє граничне відхилення розміру позначається  $ES$  - для отвору і  $es$  - для вала, і є алгебраїчною різницею між найбільшим граничним і номінальним значеннями розміру, а нижнє відхилення позначається  $EI$  - для отвору та  $ei$  - для вала, і є алгебраїчною різницею між найменшим граничним і номінальним значеннями розміру.

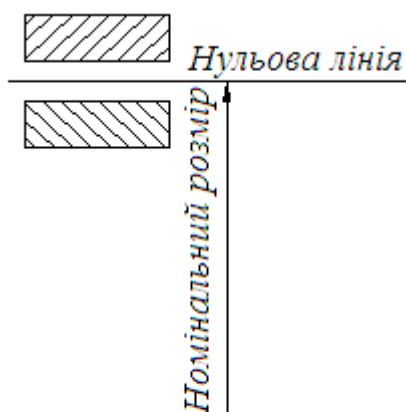


Рис. 3.3. Графічне зображення допусків і посадок

Для отвору верхнє відхилення:

$$ES = D_{\max} - D_n;$$

для вала

$$es = d_{\max} - d_n.$$

Для отвору нижнє відхилення:

$$EI = D_{\min} - D_n;$$

для вала

$$ei = d_{\min} - d_n.$$

При графічному зображенні допусків і посадок відхилення розмірів відкладаються від нульової лінії, яка відповідає номінальному розміру (рис. 3.3). Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхилення відкладаються зверху від неї, а від'ємні - знизу. При цьому поле, обмежене верхнім і нижнім граничним значенням відхилень розміру, називається полем допуску. Поле допуску визначається як величиною допуску, так і його положенням щодо номінального розміру. При графічному зображенні поле допуску знаходиться між двома паралельними лініями, що відповідають верхньому і нижньому графічним відхиленням відносно нульової лінії, при цьому верхньому відхиленню відповідає верхня границя поля допуску, а нижньому - нижня границя. В залежності від величини та взаємного розташування полів допусків характер з'єднання деталей визначається величиною зазорів або натягів, що називається посадкою. Посадки поділяються на три групи: з зазором, перехідні та з натягом. До першої групи відносяться посадки з зазором (рис. 3.4), що характеризуються наявністю між з'єднаними поверхнями деталей гарантованого (найменшого) зазору  $S_{\min}$ , який гарантує можливість вільного переміщення їх між собою. До цієї групи посадок



відносяться також посадки із нульовим зазором  $S_{min}=0$ , у яких нижня границя поля допуску отвору співпадає з верхньою границею поля допуску вала. Максимальні  $S_{max}$ , мінімальні  $S_{min}$ , та середній зазори  $S_c$  для посадок цієї групи, а також допуск зазору  $T_s$  розраховується за такими залежностями:

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

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

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

де  $T_D$  і  $T_d$  – відповідно допуски отвору та вала.

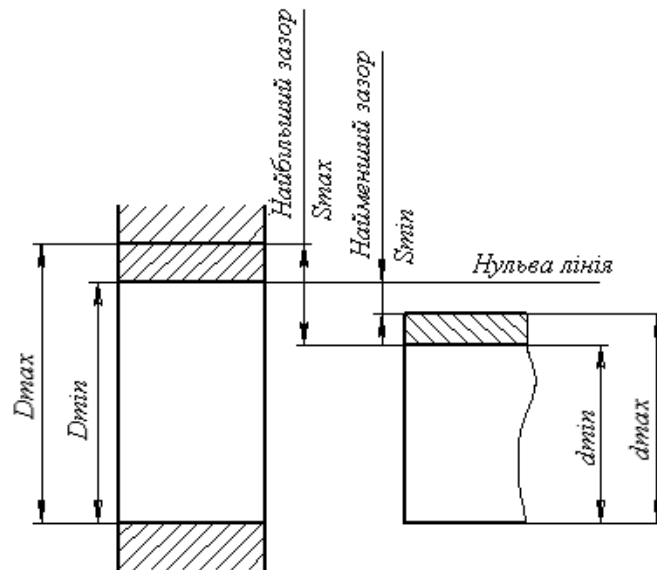


Рис. 3.4. Посадка з зазором

До другої групи відносяться посадки з натягом (рис. 3.5), у яких діаметр вала завжди більше діаметру отвору, а тому з'єднання деталей проводиться з гарантованим натягом, який не дає можливості вільного відносного переміщення деталей. Максимальний  $N_{max}$ , мінімальний  $N_{min}$ , та середній натяги  $N_c$  для посадок цієї групи, а також допуск натягу  $T_N$  розраховуються за залежностями:

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

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

$$N_c = (N_{max} - N_{min}) / 2$$

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

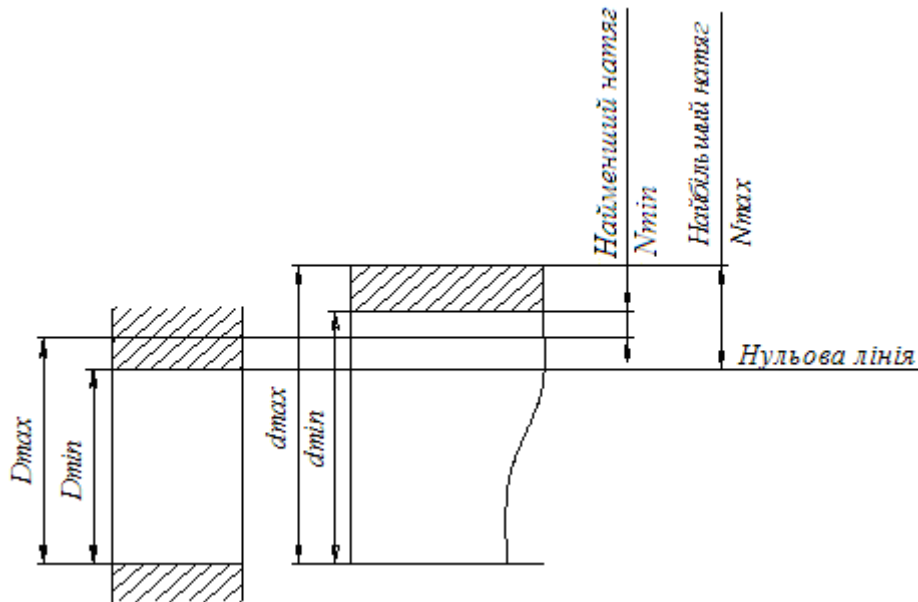


Рис. 3.5. Посадка з натягом

До третьої групи відносяться перехідні посадки, в яких можливі як зазори так і натяги. (рис. 3.6).

В таких посадках поле допуску отвору і вала частково або повністю перекриваються. Перехідні посадки характеризуються наступними залежностями:

$$N_{max} = es - EI,$$

$$S_{max} = ES - ei.$$

Найменший натяг перехідної посадки часто записується як від'ємний найбільший зазор

$$N_{min} = - S_{max} = ei - ES.$$

Середній натяг  $N_c$  в перехідній посадці розраховують за формулою

$$N_c = (N_{max} + N_{min}) / 2 = (N_{max} - S_{max}) / 2.$$

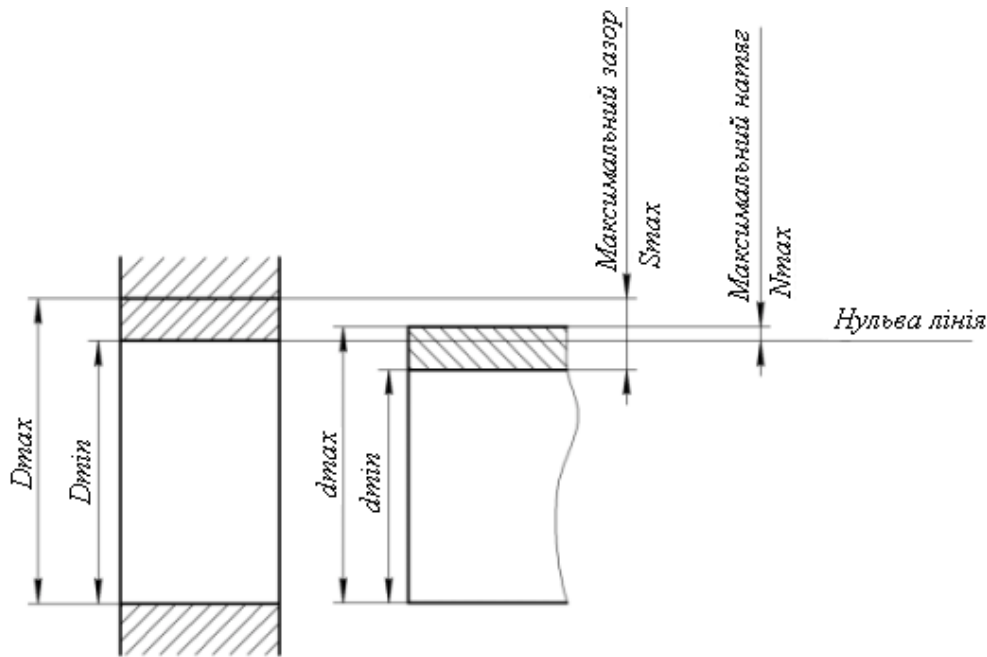


Рис. 3.6. Перехідна посадка

Допуск посадки (допуск натягу або допуск зазору) для перехідної посадки дорівнює:

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

Таким чином, для будь-якої посадки, незалежно від її типу, допуск посадки дорівнює сумі допусків отвору і вала.

## 3.2. Визначення точності деталей

### 3.2.1. Аналіз похибок обробки деталей машин

У більшості випадків похибки обробки деталей носять випадковий характер і можуть бути викликані нестабільністю величин припусків на обробку, неоднорідністю механічних властивостей матеріалу, нестабільністю режимів обробки, неоднорідністю якості технологічних баз заготовок і деталей, помилками базування деталей і складальних одиниць та інших факторів, що наводять до розсіювання (або розкиду) розмірів у партії деталей. Випадкові похибки можуть бути вивчені за допомогою теорії імовірностей.

Для спрощення розрахунків поле розсіювання результатів спостережень при  $N > 40$  розбивають на  $k$  інтервалів. Найчастіше число інтервалів беруть 7-16 залежно від числа спостережень  $n$ . Наприклад,  $k = 7-9$  при  $n = 40-100$ ,  $k = 8-12$  при  $n = 100-500$ ,  $k = 10-16$  при  $n = 500-1000$ . Число деталей, розміри яких попадають у той самий інтервал розмірів, називають частотою  $n_i$ . Підраховують число деталей (частоти), що мають розміри, обмежені межами кожного інтервала:  $n_1, n_2, \dots, n_k$ . Відношення числа деталей у кожному інтервалі  $n_i$  до загального числа деталей  $N$  називається відносною частотою ( $n_i/N$ ) або частістю і являє собою статистичну оцінку імовірності  $P_i$  попадання результату спостережень у кожний інтервал ( $n_1/N, n_2/N, \dots, n_k/N$ ). Випадковими величинами вважають розміри, що дорівнюють середньому арифметичному з діаметрів кожного інтервала. Далі знаходять середнє арифметичне значення дійсних розмірів:

$$\bar{x} = \frac{x_1 \cdot n_1 + x_2 \cdot n_2 + \dots + x_k \cdot n_k}{n_1 + n_2 + \dots + n_k} = \sum_{i=1}^k x_i \frac{n_i}{N} \quad (3.1)$$

яке визначає емпіричний центр групування.

Відхилення від середнього значення  $\Delta x_i = x_i - \bar{x}$  визначає різниця між дійсним розміром  $x_i$  (або середнім значенням інтервала) і його середнім арифметичним значенням  $\bar{x}$ . Алгебраїчна сума відхилень від середнього значення дорівнює нулю.

Розсіювання значень випадкових величин  $x_i$  у вибірці  $N$  щодо емпіричного центра групування  $\bar{x}$  характеризується емпіричним середнім квадратичним відхиленням  $S$ , що визначається за наближеною формулою

$$S \approx \sqrt{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 n_i / N} \quad (3.2)$$

При  $N > 30$  доцільно знаходити уточнене емпіричне середнє квадратичне відхилення:

$$\bar{S} = \sqrt{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 n_i / (N - 1)} \quad (3.3)$$

Чим менше значення  $S$ , тим вище точність виготовлення, тобто менше випадкові похибки виготовлення.

У багатьох практичних завданнях крім середнього арифметичного значення розміру і поля розсіювання розмірів необхідно знати характер розсіювання розмірів у середині поля розсіювання (розмаху  $R$ ). Приблизно про характер розсіювання розмірів можна судити по їхніх частотах. Однак більш наочне і точне уявлення про характер розсіювання дають криві розподілу. Залежно від способу побудови розрізняють гістограму розподілу (стовпчасту діаграму); теоретичну криву розподілу і полігон розподілу (практична, або емпірична крива) (рис. 3.7, а). По осі абсцис відкладають розміри  $x_i$  і відхилення їх  $\Delta x_i$  від середнього арифметичного розміру  $\bar{x}$ , а по осі ординат число деталей  $n_i$ , що знаходяться в кожному інтервалі (частоту), і відносну частоту (частість)  $n_i/N$ . Гістограма і полігон розподілу характеризують дискретні величини, а крива розподілу - безперервні.

Для безупинно змінюваних величин середнє арифметичне значення заміняють математичним очікуванням  $M(x)$

$$M(x) = \int_{x_1}^{x_2} x y dx, \quad (3.4)$$

де  $x$  - поточне значення розміру в інтервалі  $x_1 x_2$ ;  $y dx$  - імовірність появи розміру  $x$  в інтервалі  $dx$ .

Відносна частота  $n_i/N$  на гістограмі рис. 3.7, б) і імовірність  $y dx$  на кривій розподілу (рис. 3.7, в) характеризуються заштрихованими площадками.

При практичних розрахунках користуються теоретичними кривими розподілу, отриманими апроксимацією гістограм або полігонів розподілу. Для апроксимації часто використовують закони нормального розподілу (закон Гауса, рис. 3.8, а), однакової імовірності (рис. 3.8, б), рівнобедреного трикутника (закон Сімпсона, рис. 3.8, в), ексцентриситету (закон Максвелла, рис. 3.8, г).

Найбільш часто для характеристики розподілу різних величин застосовують закон нормального розподілу. Він справедливий, коли з великої

кількості факторів жоден не є домінуючим, а кожний грає відносно малу роль у загальній сукупності, наприклад при обробці деталей, при вимірі розмірів універсальними засобами виміру. В інших випадках застосовні інші закони розподілу випадкових величин.

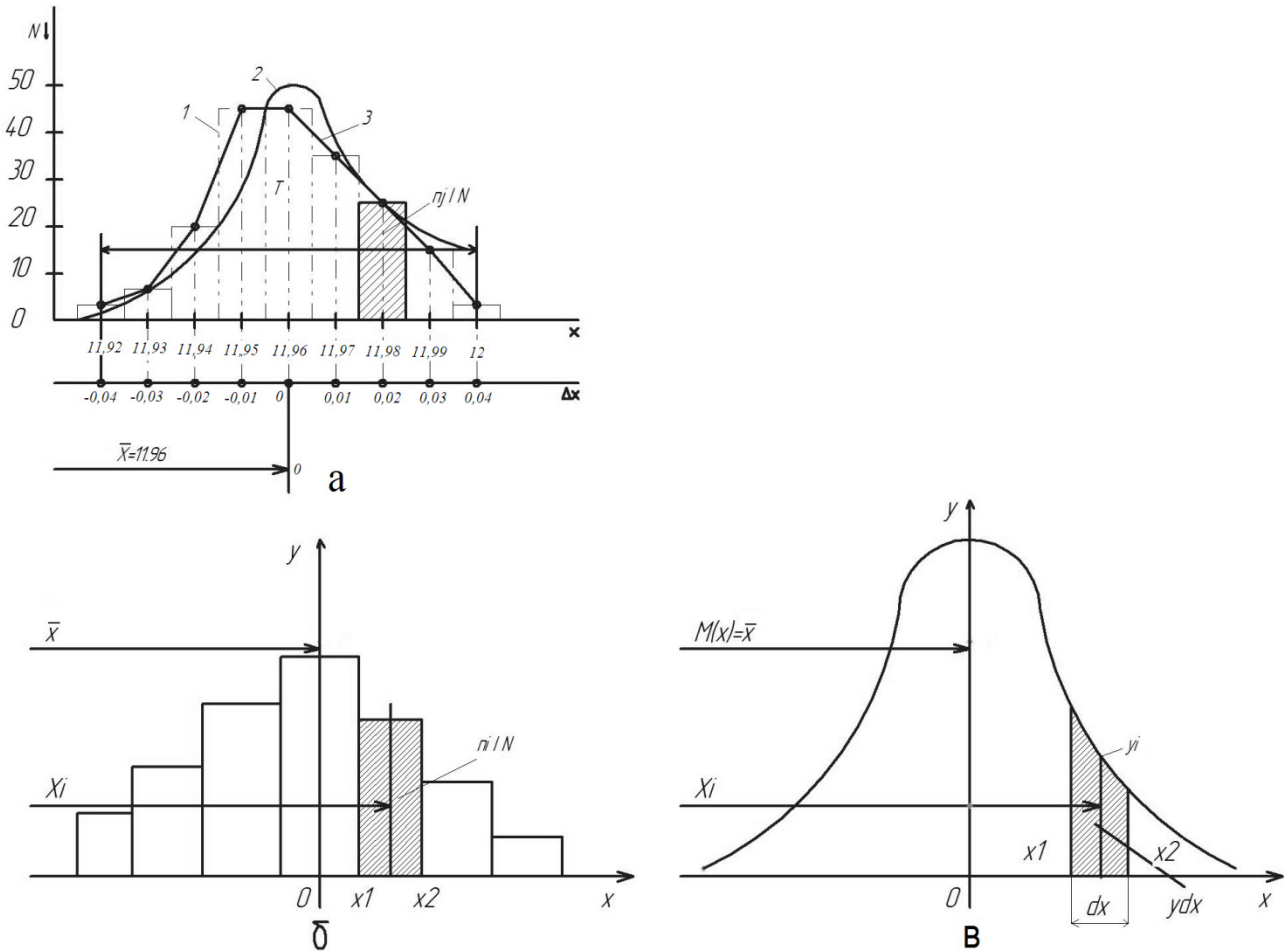


Рис. 3.7. Криві розподілу: а - суміщений графік; 1 - гістограма (стовпчаста діаграма); 2 - теоретична крива розподілу; 3 - полігон розподілу (практична крива розподілу); б - гістограма; в - крива імовірностей

Наприклад, розсіювання значень ексцентриситетів, неспіввісності, радіального і торцевого биттів, дисбалансу мають тільки позитивне значення, що може відповідати закону Максвелла (рис. 3.8, г), а розсіювання відмов машин найбільш часто підкоряється закону Вейбулла, або експонентному закону.

Середнє арифметичне значення випадкової величини  $\bar{x}$  визначає положення центра групування, або центра розсіювання випадкової величини від

початку відліку (номінального розміру). Навколо центра групування розподіляються похибки (рис. 3.7, а). Для кривих розподілу центр групування можна розглядати як положення центра ваги кривої. Для симетричних кривих середньому значенню випадкової величини відповідає найбільша імовірність (рис. 3.8, а).

Відношення, що встановлює зв'язок між значеннями випадкової величини і їхніх імовірностей, називається законом розподілу випадкової величини. Зі збільшенням до безкінечності числа інтервалів (що пов'язане зі зменшенням величини інтервала), при великій кількості значень випадкової величини полігон розподілу 3 (рис. 3.7, а) перетворюється в границі в так звану криву розподілу 2 (рис. 3.7, а, в), гілки якої теоретично йдуть у безкінечність. Якщо випадкова величина приймає безперервні значення, то розподіл імовірності характеризується диференціальним законом розподілу  $y = \varphi(x)$ , що носить назву щільності розсіювання (розподілу) або щільності імовірності (рис. 3.7, в).

Щільністю розподілу називається кількість випадків, що припадають на одиницю ширини інтервала. У нашому випадку відношення  $n/c$  показує щільність частоти, а відношення  $n/cN$  - щільність частоти, або щільність імовірності, де  $c$  - величина інтервала. Кожному значенню випадкової величини відповідає своя щільність розподілу, тому на графіку (рис. 3.8, а) кожна точка кривої буде називатися щільністю. Імовірність попадання випадкової величини в інтервал  $x_1x_2$  визначається площею, замкненої між кривою, віссю абсцис і вертикалями, що проходять через задані точки  $x_1$  і  $x_2$ :

$$P(x_1, x_2) = W(x_1, x_2) = \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x) dx = \int_{x_1}^{x_2} y dx. \quad (3.5)$$

Площа всієї кривої розподілу дорівнює 1 як імовірність достовірної події, тобто відповідає сумі імовірностей всіх значень, які приймає випадкова величина

$$W = \int_{-\infty}^{+\infty} y dx = 1.$$

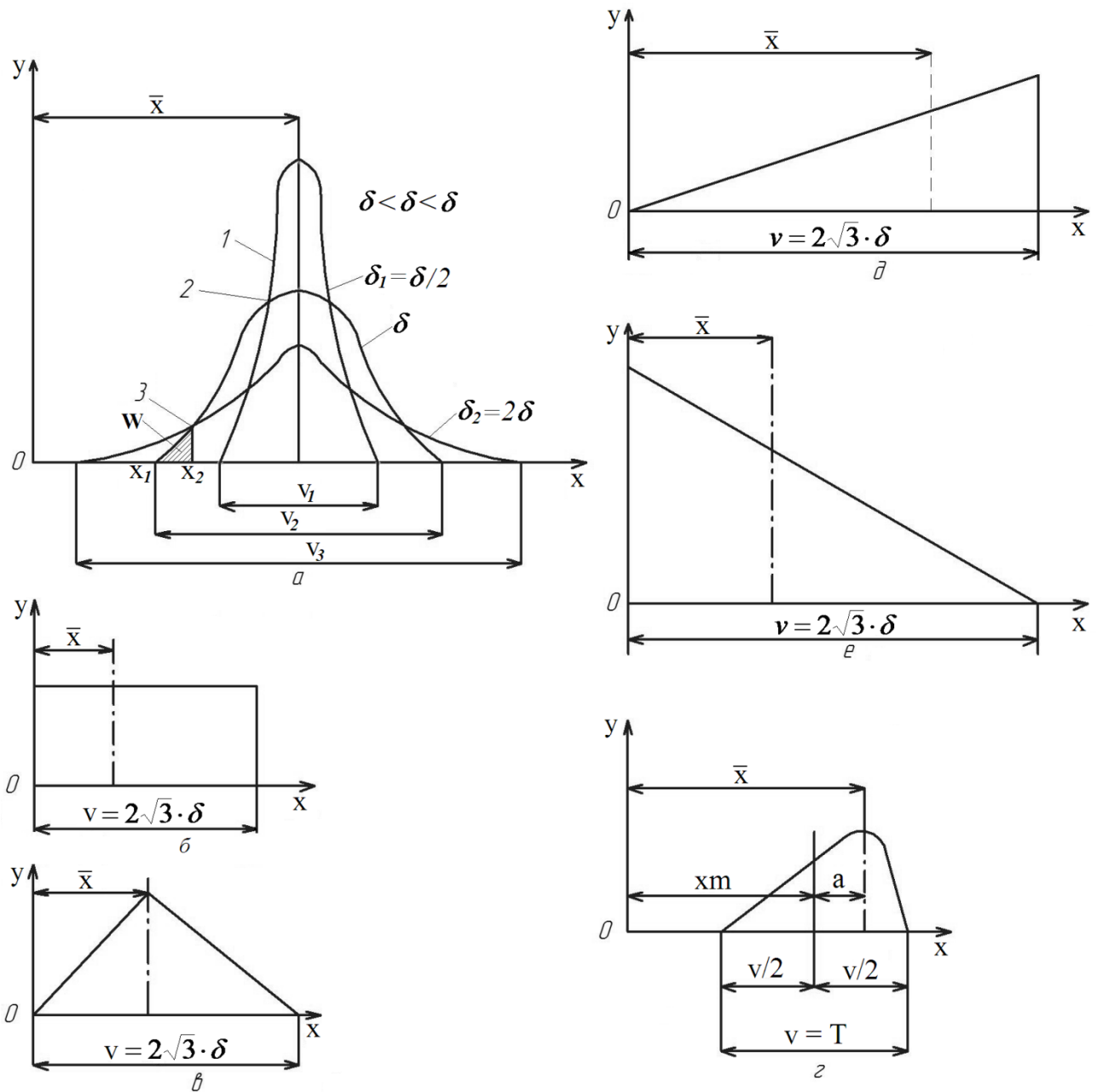


Рис. 3.8. Криві щільності розподілу імовірності за законами: а – нормальному (Гауса); б - однакової імовірності; в - рівнобедреного трикутника (Сімпсона); г – Максвелла; д – однаково зростаючого; е – однаково спадаючого

Форма кривої розподілу залежить від методу обробки і виміру виробів. Точним методам відповідає крива 2 з полем розсіювання  $v$  (рис. 3.8, а), методам високої точності - крива 1 з полем розсіювання  $v_1 (v_1 < v)$ , низької точності - крива 3 з полем розсіювання  $v_2 (v_2 \gg v_1)$ . Отже, зі зменшенням точності виготовлення деталей збільшується величина розсіювання розмірів, і навпаки, зі



збільшенням точності виготовлення зменшується величина розсіювання розмірів.

### 3.2.2. Закон нормального розподілу

Розсіювання значень випадкової величини, зміна якої залежить від великої кількості факторів, коли жоден з них не має переважного значення, підкоряється закону нормального розподілу імовірностей - закону Гауса (рис. 3.8, а). При цьому випадкові похибки характеризуються наступними властивостями: 1) малі по величині похибки зустрічаються частіше, ніж більші; 2) негативні і позитивні похибки, однакові за абсолютною величиною, зустрічаються однаково часто; 3) алгебраїчна сума відхилень від середнього арифметичного випадкових похибок зі збільшенням їхнього числа прагне до нуля.

Теоретична крива нормального розподілу характеризує безперервні випадкові величини, тоді як гістограма і емпірична крива (полігон розподілу) характеризують розподіл дискретних випадкових величин.

Рівняння кривої нормального розподілу має вигляд

$$y = e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} / (\sigma\sqrt{2\pi}) \quad (3.6)$$

де  $y$  - частота появи випадкової величини (щільність розподілу імовірності);  $e = 2,7183$  - основа натурального логарифма;  $x$  - значення випадкової величини, для якої визначається  $y$ ;  $(x - \bar{x})$  - відхилення від середнього арифметичного значення випадкової величини (середнього розміру партії деталей або центра групування);  $\sigma$  - середнє квадратичне відхилення випадкової величини.

При збігу центра групування випадкової величини  $x$  з початком відліку, наприклад з номінальним розміром ( $\bar{x} = 0$ ), рівняння кривої нормального розподілу прийме вигляд

$$y = e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} / (\sigma\sqrt{2\pi}) \quad (3.7)$$

де  $x$  - відхилення від центра групування.

Середнє квадратичне відхилення  $\sigma$  визначають за формулами:

для дискретної випадкової величини

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^k [x_i - M(x)]^2 P(x_i)} \quad (3.8)$$

для безперервної випадкової величини

$$\sigma_x = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} [x - M(x)]^2 P_x(x) dx}, \quad (3.9)$$

де  $M(x)$  — математичне очікування (центр розподілу);  $P(x_i)$  — імовірність значення  $x_i$ ;  $p_x(x)$  — щільність імовірності безперервної випадкової величини  $x$ .

Розсіювання випадкових величин характеризується також дисперсією

$$D(x) = \sigma_x^2 \quad (3.10)$$

Дисперсія  $D(x)$  і середнє квадратичне відхилення  $\sigma$  визначають розсіювання значень випадкової величини щодо центра групування. Зміна  $\bar{x}$  впливає на положення кривої відносно початку координат, а зі зміною  $\sigma$  змінюється форма кривої: зі зменшенням параметра крива стає більш витягнутою і її гілки зближаються, зі збільшенням - більш приплющеною і її гілки розсовуються ширше. Таким чином, положення кривої розподілу відносно початку координат і її форма визначаються двома параметрами  $\bar{x}$  і  $\sigma$ .

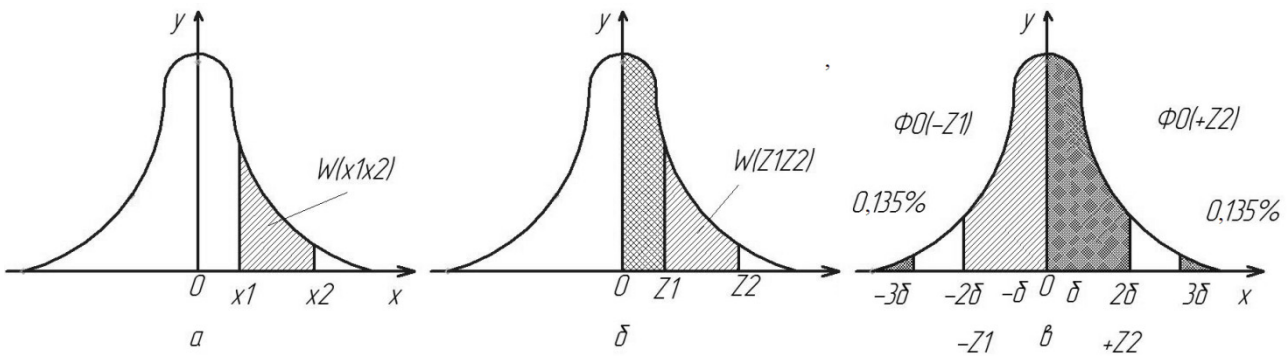


Рис. 3.9. Криві нормального розподілу

Гілки теоретичної кривої нормального розподілу (рис. 3.9, а) ідуть у безкінечність, асимптотично наближаючись до осі абсцис. Площа, обмежена кривою нормального розподілу і віссю абсцис, дорівнює імовірності того, що випадкова величина (наприклад, погрішність розміру) може приймати будь-яке значення в інтервалі  $\pm\infty$ . Ця імовірність як імовірність достовірної події,

дорівнює 1 (або 100%), визначається виразом

$$W = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx = 1 \quad (3.11)$$

Імовірність того, що випадкова величина  $x$  перебуває в інтервалі  $x_1$   $x_2$  (рис. 3.9, а),

$$P(x_1 x_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx \quad (3.12)$$

При заміні випадкової величини  $x$  відношенням  $x/\sigma = z$  (звідки  $x = z\sigma$ ,  $dx = \sigma dz$ ) інтеграл у виразі (3.11) буде функцією безрозмірної величини  $z$ , тобто

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = 1 \quad (3.13)$$

У виразі (3.13) підінтегральна функція парна і крива симетрична щодо центра групування (максимальної ординати). Приймаючи за межі інтегрування 0 і  $z$ , одержимо функцію  $\Phi(z)$ , що називається у нормованою функцією Лапласа:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (3.14)$$

Помітимо, що  $\Phi(0) = 0$ ;  $\Phi(-z) = -\Phi(z)$ ;  $\Phi(-\infty) = -0,5$ ;  $\Phi(+\infty) = 0,5$ .

З рис. 3.9, б видно, що імовірність знаходження  $z$  в інтервалі  $z_1$   $z_2$  визначається виразом

$$P(z_1 z_2) = \Phi(z_2) - \Phi(z_1). \quad (3.15)$$

Якщо значення  $z_1$  і  $z_2$  лежать по різні сторони від осі  $u$ , то величини площ  $\Phi(z_2)$  і  $\Phi(z_1)$  варто скласти.

Для функції  $\Phi(z)$  є таблиці, користуючись якими можна визначити імовірність появи будь-якого інтервала значень випадкової величини, вираженої в частках  $\sigma$  відношення  $z = x/\sigma$ , оскільки для кожного заданого значення  $x$  буде існувати своє значення  $z$ . Іншими словами, за допомогою цих таблиць можемо визначити, який відсоток деталей із всієї партії має відхилення, що лежать в заданих межах, що графічно виражається площею, обмеженої заданим

відрізком осі абсцис, кривої щільності імовірності і двома ординатами, що відповідають границям відрізка.

Якщо розсіювання випадкової величини підлягає закону нормального розподілу, можна вважати, що практично поле її розсіювання укладається в межах  $6\sigma$ , допускаючи при цьому помилку в 0,27%. Таким чином, поле розсіювання вважають практично граничним:  $v_{\text{lim}} = T = 6\sigma$ . У цьому випадку імовірність виходу випадкової величини за межі значень  $\pm 6\sigma$  дорівнює 0,0027.

В технологічному процесі значення поля розсіювання  $v = 6\sigma$  можна назвати досяжною точністю обробки (виготовлення) деталей. Значення випадкової величини  $x = \pm 3\sigma$  прийнято вважати граничним відхиленням.

Таким чином, якщо задано допуск  $T$  на виготовлення розміру і має місце нормальний закон розподілу, то значення середнього квадратичного відхилення  $\sigma$  можна визначити з відношення  $\sigma = T/6$ .

Якщо поряд з випадковими погрішностями є постійна систематична погрішність, крива нормального розподілу переміщається уздовж вісі  $x$ , не змінюючи своєї форми, оскільки зміщується центр групування  $\bar{x}$ .

### 3.2.3. Інші закони розподілу

У тих випадках, коли крім випадкових факторів, діє змінна систематична погрішність, розподіл випадкових величин не буде підкорятися закону нормального розподілу. Наявність змінної систематичної похибки впливає на форму кривої розподілу. Залежно від прийнятого технологічного процесу, обсягу виробництва й інших причин випадкові похибки можуть розподілятися, як ми вже відзначали, за різними законами: рівної імовірності (рис. 3.8, б), рівнобедреного трикутника (рис. 3.8, в), Максвелла (рис. 3.8, г) та інших, причому центр групування випадкових похибок може збігатися з координатою середнього розміру  $\bar{x}$  (рис. 3.8, в) або зміщатися щодо неї (рис. 3.8, г).

Характер кривих розподілу, що не підкоряються закону нормального розподілу, визначається крім відомих уже параметрів  $\bar{x}$ ,  $D(x)$ ,  $\sigma$  і  $v$  коефіцієнтами відносного розсіювання  $k_i$  і відносної асиметрії  $\alpha_i$ , що

дозволяють зрівняти ці криві із кривою нормального розподілу.

Коефіцієнт відносного розсіювання  $k_i$  показує, наскільки досліджуваний розподіл відрізняється від відомого (наприклад, нормального):

$$k_i = \sigma_i / \sigma = 6\sigma_i / v \quad (3.16)$$

де  $\sigma_i$  і  $\sigma$  - середнє квадратичне відхилення розглянутого і відомого нормального розподілу відповідно.

$k_i$  виражає залежність між середнім квадратичним відхиленням  $\sigma_i$  і полем розсіювання  $v$ . Для кривої нормального розподілу  $k_i = 1$ .

Коефіцієнт відносної асиметрії  $\alpha_i$  характеризує несиметричність кривої розподілу щодо середини поля розсіювання  $v$  і виражається в частках половини поля розсіювання  $v/2$  (рис. 3.8, г):

$$\alpha_i = (\bar{x} - x_m) / (0,5v), \quad (3.17)$$

де  $\bar{x} - x_m = a$  — зсув координати центра групування від координати середини поля розсіювання.

Коефіцієнт відносної асиметрії  $\alpha_i$  береться зі знаком, що характеризує вид асиметрії. Для закону нормального розподілу і будь-якого симетричного закону  $\alpha_i = 0$ . Несиметричні криві можуть виходити в результаті своєрідного характеру домінуючого фактора. Такі криві характеризуються зрушенням центра групування по суб'єктивних причинах, наприклад через прагнення робітника отримати відхилення розмірів деталей, близькі до початку поля допуску, з метою виготовлення придатної деталі або, у крайньому випадку, виправного браку.

Розглянемо деякі види кривих розподілу.

Крива нормального розподілу, що займає ділянку менше  $6\sigma$  (усічена крива нормального розподілу). Така крива одержується, коли допуск на розмір деталі менше дійсного розсіювання розмірів деталей ( $T < v$ ), що дає верстат, тобто верстат не забезпечує необхідну точність виготовлення деталі (рис. 3.10).

1. При цьому можливі два варіанти: а) при настроюванні верстата середнє значення відхилень суміщається із серединою поля допуску деталі. Крива розподілу в цьому випадку симетрично виходить за обидві границі поля

допуску (рис. 3.10, а).

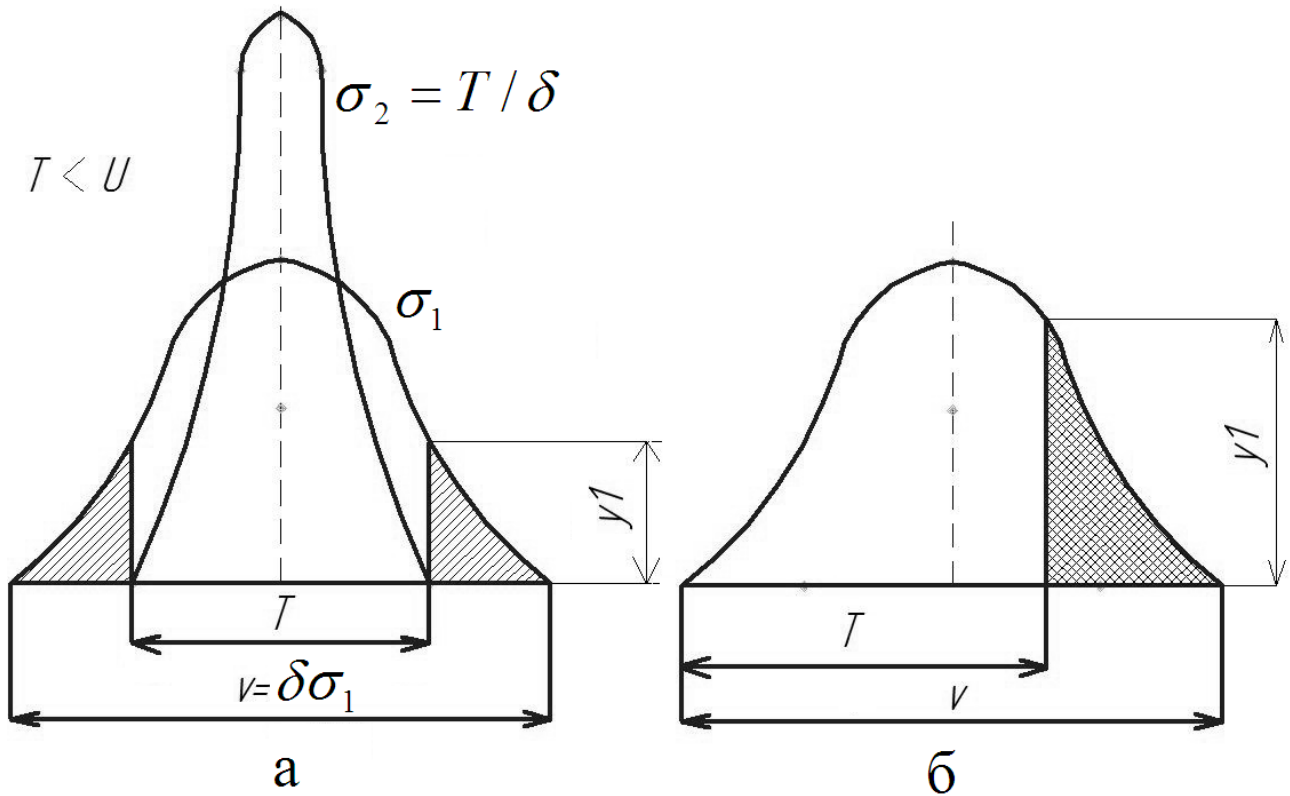


Рис. 3.10. Криві нормального розподілу, що займають ділянку менше  $6\sigma$  ( $T < \nu$ )

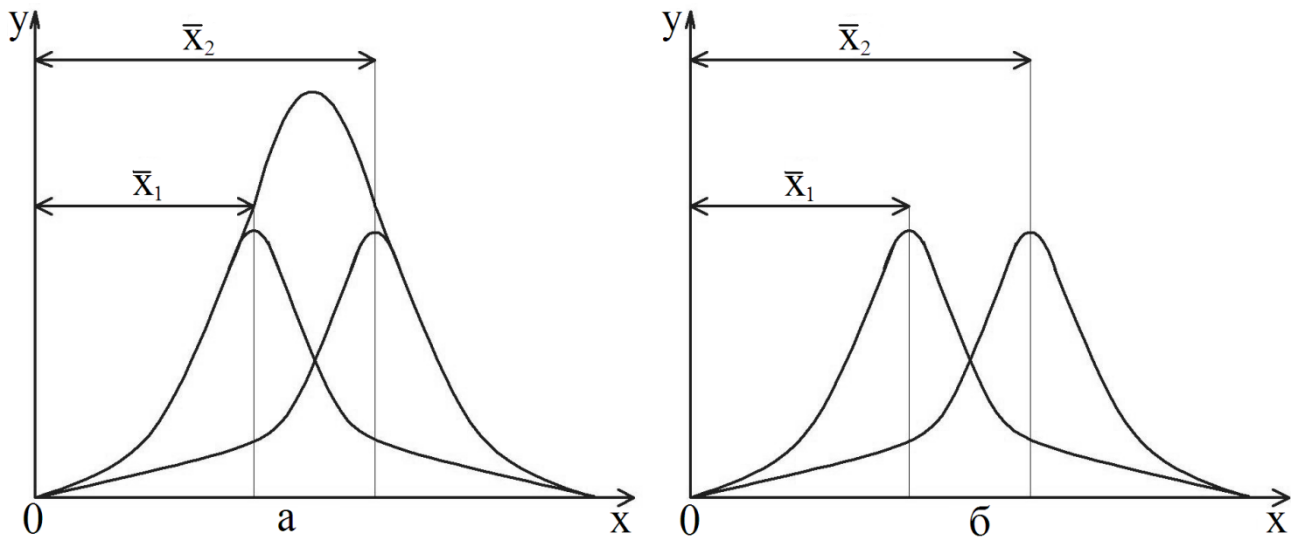


Рис. 3.11. Криві розподілу, що отримані від змішування деталей різних партій

Заштрихована площа відповідає кількості бракованих деталей. Очевидно, половина браку в цьому випадку може бути виправлена шляхом додаткової обробки; б) при настроюванні верстата середнє значення відхилень навмисно зміщається щодо середини поля допуску деталі так, щоб браковані деталі можна було б виправити додатковою обробкою (рис. 3.10, б).

2. Криві розподілу, одержувані в результаті змішування деталей різних партій з однаковими або різними статистичними характеристиками. Якщо деталі мають однакові  $\sigma$  і  $\bar{x}$ , то змішання декількох партій дає нормальний закон розподілу. Якщо  $\sigma$  однакові, а  $\bar{x}$  різні, то отримуються одномодальні (рис. 3.11, а) і багатомодальні (рис. 3.11, б) криві, тобто криві, що мають кілька однакових максимумів.

3. Криві розподілу, одержувані в результаті дії в процесі виготовлення деталей систематичних домінуючих факторів, що викликають систематичні похибки змінного характеру. Коли випадкові похибки малі, а змінна систематична погрішність досить велика, то крива розподілу визначається винятково цим домінуючим фактором. Наприклад, зношування різального інструменту приводить до зміни розмірів деталей. Вплив зносу на закон розподілу розмірів деталі залежить від виду зношування різального інструменту: рівномірний ( $x = at$ ), рівномірно уповільнений ( $x^2 = at$ ), рівномірно прискорений ( $x = at^2$ ). У випадку рівномірного зношування різального інструменту в часі маємо закон рівної імовірності (рис. 3.8, б), тобто розподіл щільності імовірності у вигляді прямокутника ( $\nu = 2\sqrt{3}\sigma$ ,  $k_i = \sqrt{3}$ ,  $\alpha_i = 0$ ). Рівномірно уповільнене зношування дає криву розподілу (рис. 3.8, д) у вигляді рівномірнозростаючої імовірності ( $\nu = 3\sqrt{2}\sigma$ ,  $k_i = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_i = +\frac{1}{3}$ ). При рівномірно прискореному зношуванні одержуємо криву розподілу (рис. 2, е) у вигляді рівномірноспадної імовірності ( $\nu = 3\sqrt{2}\sigma$ ,  $k_i = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_i = -\frac{1}{3}$ ). Поєднання рівномірно уповільненого і рівномірно прискореного зношування різального інструменту дає криву розподілу Сімпсона (рис. 3.8, в) у вигляді рівнобедреного трикутника ( $\nu = 2\sqrt{6}\sigma$ ,  $k_i = 0,5\sqrt{6}$ ,  $\alpha_i = 0$ ).

Перераховані вище криві розподілу отримуються тоді, коли діє тільки один домінуючий фактор. Але реально не можуть бути відсутніми випадкові похибки. Тому поєднання систематичного домінуючого фактора змінного характеру і значного числа випадкових факторів, що мають нормальний закон

розподілу, дає сумарну (композиційну) реальну криву розподілу, яка в тій чи іншій мірою відрізняється від кривої нормального розподілу. На рис. 3.12, а показана крива, отримана при наявності систематичної змінної похибки, що змінюється за законом рівної імовірності і випадкової похибки, що змінюється за нормальним законом розподілу, а на рис. 3.12, б - крива, отримана при наявності систематичної похибки, що змінюється за законом рівномірнорозростаючої імовірності і випадкових похибок.

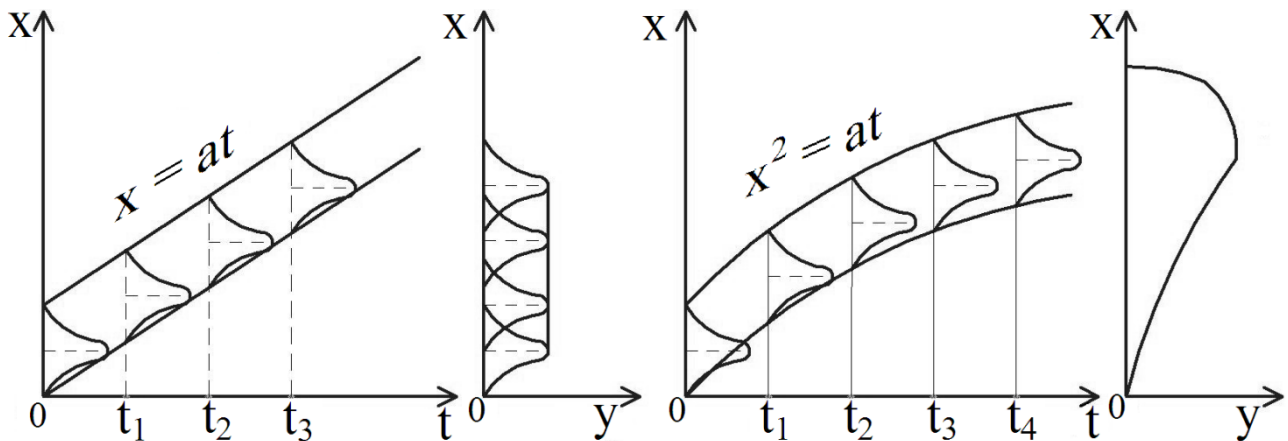


Рис. 3.12. Композиційні криві розподілу

4. Криві розподілу істотно позитивних величин (за модулем). Прикладами таких похибок можуть служити відхилення від геометричної форми і розташування поверхонь, наприклад конусоподібність. Конусоподібність  $\Delta l = d_1 - d_2$  може бути прямою і оберненою (рис. 3.13, а). З погляду експлуатації важливі і величина, і напрямок конусоподібності. Якщо значення має тільки величина конусоподібності, тобто її модуль, а напрямок байдуже, то про величину конусоподібності говорять як про істотно позитивну. Якщо важливі і величина, і напрямок конусоподібності, то полігон або криву розподілу будують як звичайно, з урахуванням знака (рис. 3.13, б). Якщо ж напрямок конусоподібності не важливо, будують тільки полігон модулів  $\Delta l = d_{\text{тах}} - d_{\text{мін}}$  (рис. 3.13, в) шляхом накладення однієї ординати на іншу. Таким чином, для побудови кривої істотно позитивної величини (за модулем) необхідно перегнути криву по осі ординат і скласти графічно однойменні ординати. Крива істотно позитивної конусоподібності має  $\sigma_i$  менше, ніж  $\sigma$



вихідного нормального розподілу. На рис. 3.13, г показано, як перешикувати криву розподілу конусоподібності зі знаком у криву розподілу за модулем.

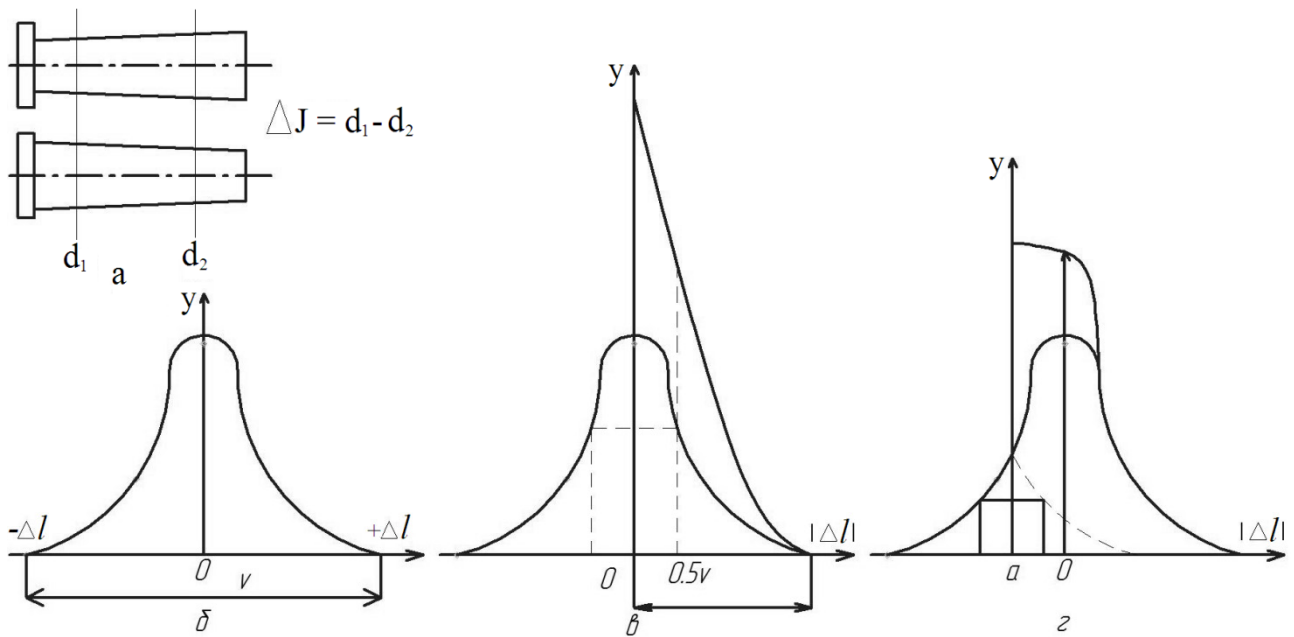


Рис. 3.13. Криві розподілу суттєво позитивних величин (за модулем)

### 3.2.4. Порівняння характеристик емпіричного і теоретичного розподілів випадкових величин

Для аналізу результатів виміру випадкових величин необхідно знати, якому теоретичному закону розподілу імовірностей випадкової величини відповідає емпіричний розподіл. Це встановлюють по одному із трьох критеріїв згод: Колмогорова, хі-квадрат, омега-квадрат. Перевірка за критеріями згоди хі-квадрат і омега-квадрат вимагає більшого обсягу обчислювальних робіт у порівнянні з критерієм Колмогорова.

За критерієм Колмогорова порівнюють емпіричні і теоретичні значення інтегральної функції, а не по щільності розподілу. Значення максимальної за абсолютним значенням різниці між ними підставляють у вираз  $\lambda_N D_N \sqrt{N}$  де  $N$  - обсяг вибірки (кількість розмірів). За граничним значенням  $\lambda_N$  знаходять відповідні їм значення  $v$ . Якщо довірна імовірність  $(1 - v) > 0,1$ , то емпіричний розподіл гарно узгоджується з теоретичним. Знання закону розподілу випадкової величини дозволяє вирішувати практичні завдання, пов'язані з

аналізом точності обробки і вимірювання.

Параметри  $\bar{x}$ ,  $S$  і  $S^2$ , що визначені за даними вибірки, є випадковими величинами і дають лише наближену характеристику теоретичного розподілу (генеральної сукупності) з параметрами  $M(x)$ ,  $\sigma_x$  і  $D(x)$ . Зі збільшенням обсягу вибірки зменшується різниця між  $M(x)$  і  $\bar{x}$ ,  $\sigma_x$  і  $S$ ,  $D(x)$  і  $S^2$ . За результатами вибірок і їхньому обсягу можна встановити довірчий інтервал, усередині якого з певною імовірністю (що називається надійністю або довірчою імовірністю  $\beta$ ), заданої виходячи з експлуатаційних вимог, будуть перебувати значення  $M(x)$ ,  $\sigma_x$  і  $D(x)$ , що характеризують результати багаторазових вимірів. При законі нормального розподілу (коли  $N > 30$ ) довірчі інтервали, наприклад для  $M(x)$ , з імовірністю  $P = 0,9973$  визначаються границями  $\bar{x} \pm 3\sigma_{\bar{x}}$ , де  $\sigma_{\bar{x}}$  - середнє квадратичне відхилення для розподілу середніх арифметичних величин  $\bar{x}$ , що розраховане за формулою  $\sigma_{\bar{x}} = S_i / \sqrt{N-1}$ . Отже, границі довірчого інтервала  $\bar{x} \pm 3S_i / \sqrt{N-1}$ .

У загальному випадку при великому обсязі вибірки і різної імовірності  $\beta$  довірчі інтервали для  $M(x)$  знаходять за формулою

$$\bar{x} - z\sigma_{\bar{x}} < M(x) < \bar{x} + z\sigma_{\bar{x}} \quad (3.18)$$

Зазвичай задають довірчу імовірність  $\beta = 0,90; 0,95; 0,99; 0,999$ , що відповідає значенням  $z = 1,645; 1,960; 2,576$  і  $3,291$ . Для вибірок малих обсягів множник  $z$  заміняють множником  $t_\beta$ , який знаходять по таблицях розподілу Стюдента. Аналогічно визначають довірчі інтервали для  $\sigma_x$ ,  $D(x)$ .

### 3.3. Система отвору і система вала

Допуски і посадки на всі основні види з'єднань деталей машин регламентовані стандартами. Застосування при проектуванні машин цих стандартизованих допусків дозволяє скоротити номенклатуру ріжучого і вимірювального інструменту, включити в технічну документацію уніфіковані деталі і складальні одиниці, забезпечити повну взаємозамінність деталей при ремонті. Взаємозамінність елементів машин - це можливість заміни незалежно

виготовлених однотипних елементів один одним без додаткової обробки при заданому рівні складання конструкції. Взаємозамінність елементів досягається дотриманням єдиних вимог щодо точності їхніх геометричних параметрів. Основна умова взаємозамінності – це забезпечення необхідного виду посадки, тобто виконання з'єднувальних розмірів в заздалегідь встановлених границях, що регламентуються допусками. Наприклад, розміри зовнішнього та внутрішнього діаметрів шарикопідшипника забезпечують його посадку на вал і в корпус без будь якої обробки, при цьому забезпечується можливість виконання машиною її функціонального призначення.

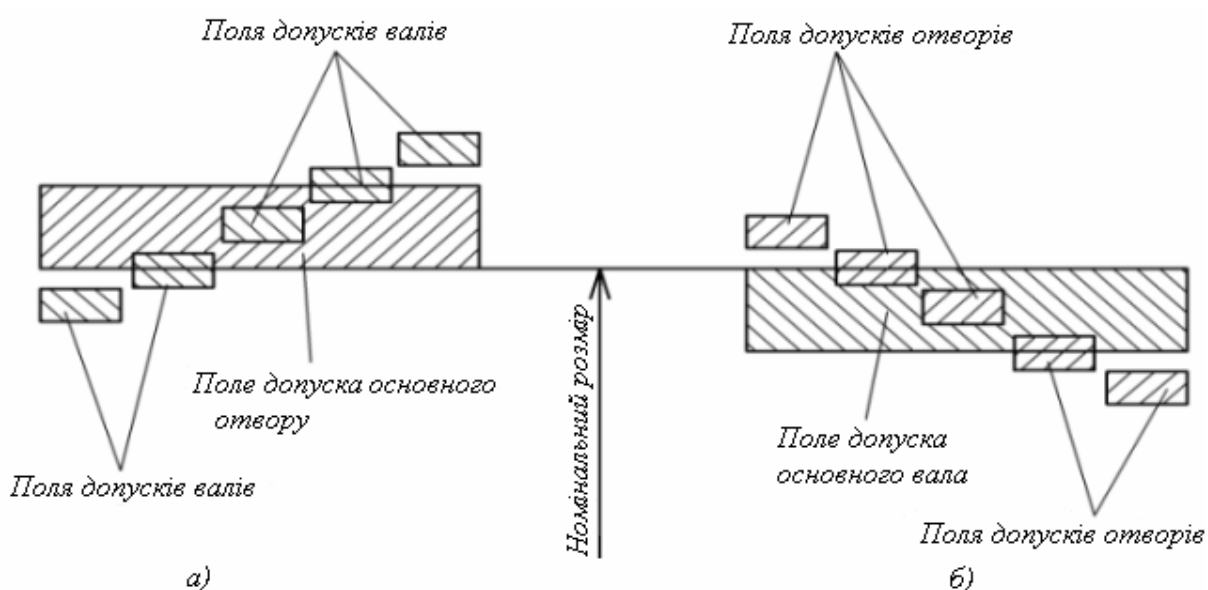


Рис. 3.14. Графічне зображення посадок в системі отвору (а) і вала (б)

Для зручності стандартизації посадок одна з деталей пари (отвір або вал) приймається основною. Величина її допуску і його розташування відносно номінального розміру залишається незмінним для всіх посадок цього типу і інтервалу розмірів. При цьому характер посадки забезпечується за рахунок зміни величини і розташування допуску спареної деталі. При виборі в якості основної деталі отвору (система отвору) характер посадки (зазори і натяги) забезпечують зміною величини і розташування поля допуску вала (рис. 3.14, а). А при виборі в якості основного елемента вала (система вала) – зміною величини і розташування поля допуску отвору (рис. 3.14, б).

В машинобудуванні в основному застосовується система отвору, оскільки виготовити точніший вал значно простіше і економічніше. Система вала застосовується у тих випадках, коли для виготовлення використовують калібрований матеріал або при наявності на одному складному валу великої кількості точних посадок. Для зручності утворення посадки в системі отвору нижнє відхилення поля допуску основного отвору, а в системі вала – верхнє відхилення поля допуску основного вала дорівнює нулю.

### 3.3.1. Приклади визначення допусків і посадок за заданими граничними відхиленнями.

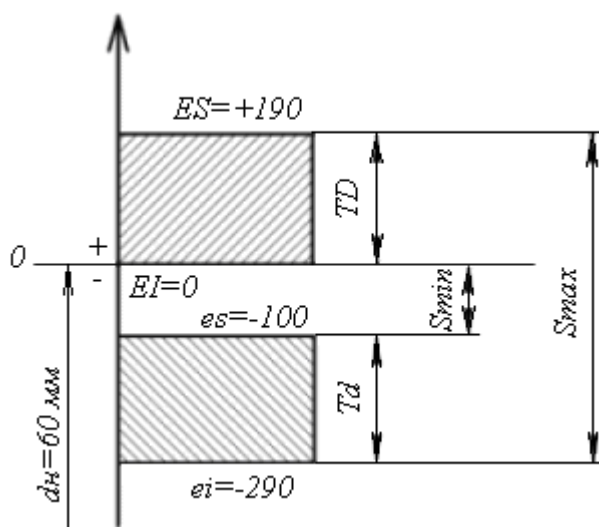
В стандартних таблицях допусків і посадок встановлені граничні відхилення для отворів і валів, які призначаються конструктором і наводяться на кресленнях поряд з номінальними розмірами. По цих граничних відхиленнях при необхідності можливо вирахувати граничні розміри і допуски деталей, а також - зазори або натяги і допуск посадки.

#### Приклад 1.

Для посадки с зазором в системі отвору (рис. 3.15) відомо:

$$d_n = 60\text{мм} \quad E_s = +190\text{мкм} \quad EI = 0 \quad e_s = -100\text{мкм} \quad ei = -290\text{мкм}.$$

Визначити граничні розміри і допуски деталей а також величину зазору.



Рішення:

$$D_{max} = 60 + 0.190 = 60.190\text{мм}$$

$$D_{min} = 60 + 0 = 60\text{мм}$$

$$d_{max} = 60 - 0.100 = 59.900\text{мм}$$

$$d_{min} = 60 - 0.290 = 59.710\text{мм}$$

$$T_D = 0.190 - 0 = 0.190\text{мм}$$

$$T_d = -0.100 - (-0.290) = 0.190\text{мм}$$

$$S_{max} = 0.190 - (-0.290) = 0.480\text{мм}$$

$$S_{min} = 0 - (-0.100) = 0.100\text{мм}$$

$$S_c = (0.480 + 0.100) / 2 = 0.290\text{мм}$$

Рис.3.15. Схема посадки з зазором в системі отвору для прикладу 1

$$T_s = 0.480 - 0.100 = 0.380\text{мм}$$

Перевірка:

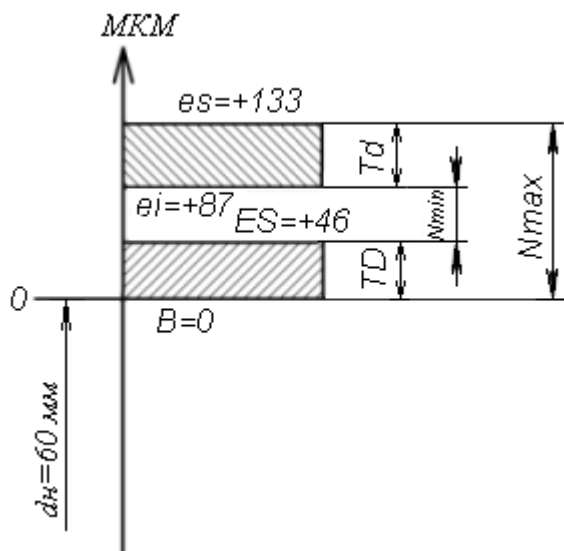
$$T_s = T_D + T_d = 0.190 + 0.190 = 0.380 \text{ мм}$$

### Приклад 2.

Для посадки з натягом в системі отвору (рис. 3.16) відомо:

$$d_n = 60 \text{ мм} \quad ES = +46 \text{ мкм} \quad EI = 0 \quad es = +133 \text{ мкм} \quad ei = +87 \text{ мкм}$$

Визначити граничні розміри і допуски деталей а також величину натягу.



Рішення:

$$D_{\max} = 60 + 0.046 = 60.046 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 60 + 0 = 60 \text{ мм}$$

$$d_{\max} = 60 + 0.133 = 60.133 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = 60 + 0.087 = 60.087 \text{ мм}$$

$$TD = 0.046 - 0 = 0.046 \text{ мм}$$

$$Td = 0.133 - 0.087 = 0.046 \text{ мм}$$

$$N_{\max} = 0.133 - 0 = 0.133 \text{ мм}$$

$$N_c = (0.133 + 0.041) / 2 = 0.087 \text{ мм}$$

$$T_N = 0.133 - 0.041 = 0.092 \text{ мм}$$

Рис.3.16. Схема посадки з натягом в системі отвору для прикладу 2

Перевірка:

$$T_N = T_D + T_d = 0.046 + 0.046 = 0.092 \text{ мм}$$

### 3.3.2. Кращі числа (яким віддають перевагу) та їх ряди

В стандартизації застосовуються ряди чисел, члени яких є членами арифметичної чи геометричної прогресій. У ряді, в основу якого закладений принцип побудови за арифметичною прогресією, різниця значень двох сусідніх членів залишається незмінною для всіх значень ряду. Такі ряди практично не використовуються в стандартизації, а використовуються ступенево – арифметичні ряди, у яких різниця значень між сусідніми числами є величиною постійною не для всього ряду, а тільки для визначеної його частини, при цьому для малих типорозмірів різниця вибирається меншою, а для великих - більшою. В основному в стандартизації використовуються ряди прийнятих чисел на основі геометричної прогресії.. Геометрична прогресія являє собою ряд чисел з постійним

відношенням двох суміжних членів ряду; кожен член ряду є добутком попереднього члена на сталу для заданого ряду величину - знаменник прогресії. За основу побудови рядів взяті геометричні прогресії зі знаменниками, наведеними в табл. 1.

Таблиця 1. Ряди кращих чисел

Позначення ряду	Знаменник прогресії	Кількість членів прогресії
R5	$\sqrt[5]{10} = 1,6$	5
R10	$\sqrt[10]{10} = 1,25$	10
R20	$\sqrt[20]{10} = 1,12$	20
R40	$\sqrt[40]{10} = 1,059$	40
R80	$\sqrt[80]{10} = 1,029$	80

Показник ряду є одночасно ступенем кореня з 10 і вказує на кількість членів у ряді. Ряди R5—R40 називаються основними, а ряд R80 — додатковим. Члени рядів геометричної прогресії округляють з відносною різницею в межах від 1,26 % до 1,01 % і приймають в якості членів рядів стандартизованих чисел.

В табл. 2 наведені кращі числа від 1 до 10. Для одержання чисел більших ніж 10, необхідно помножити наведені числа на величини, кратні 10, а для чисел, менших 1 - помножити на величини, кратні 0,1. Наведені в табл. 2 порядкові номери рекомендованих чисел є логарифмами цих чисел, що значно спрощує математичні дії над ними (множення, ділення, зведення в степінь і витяг кореня) Наприклад, потрібно розділити рекомендоване число 5,60 на 2,65.

Числу 5,60 відповідає порядковий номер 30, а числу 2,65 — порядковий номер 17. Різниця їхніх порядкових номерів дорівнює 13. Порядковому номеру 13 відповідає число 2,12, що і буде часткою від ділення чисел 5,60 і 2,65.

Крім основних рядів, застосовуються також і похідні ряди, отримані з основних шляхом відбору кожного другого, третього, четвертого чи п-го члена.

Похідні ряди позначають тим же умовним індексом, що й основні, а додаткові числа наводять через косу риску. Це вказує через який інтервал порядкових чисел основного ряду утворений похідний ряд.

Наприклад, похідний ряд R 20/4 означає, що він утворений з кожного четвертого члена основного ряду R20. В зв'язку з тим, що похідний ряд може починатися з першого, другого, третього чи четвертого члена ряду, то для уточнення після позначення похідного ряду в дужках наводиться його перший член, наприклад 20/4 (1,00), 20/4 (1,12), 20/4 (1,25), 20/4 (1,4). В окремих технічно обґрунтованих випадках дозволяється робити округлення рекомендованих чисел. Ряди, що містять числа першого округлення, позначають R', а ряди, що містять числа другого округлення, - R". Ряди округлених значень кращих чисел наведені в табл. 3.

На підставі рядів прийнятих чисел розроблені стандарти на нормальні лінійні розміри. В цих стандартах наведені ряди лінійних розмірів (діаметрів, довжин, глибин, висот і т. і) деталей машин та приладобудування. Застосування обмеженої кількості лінійних розмірів дозволяє зменшити номенклатуру ріжучого та вимірювального інструменту, вести уніфікацію деталей та складових елементів. Для спрощення побудови системи допусків і посадок весь діапазон номінальних розмірів розбитий на певні інтервали, всередині яких для всіх діаметрів встановлюється однакова величина допуску. Розрахунок величини допуску і граничних відхилень для будь-якого номінального розміру в межах інтервала визначається по середньому геометричному діаметру D граничних значень інтервалів Dmin та Dmax:  $D = \sqrt{D_{max} * D_{min}}$ . Інтервали можуть бути основними і проміжними. Проміжні інтервали застосовують, для розмірів понад 10 мм для граничних відхилень у посадках з великими зазорами і натягами.

Таблиця 2. Рекомендовані кращі числа від 1 до 10

Основні ряди				Порядковий номер прийнятого числа	Розрахункові значення чисел
R5	R10	R20	R40		
1,0	1,00	1,00	1,00	0	1,0000
			1,06	1	1,0593
		1,12	1,12	2	1,1220
			1,18	3	1,1885
	1,25	1,25	1,25	4	1,2589
			1,32	5	1,3335
		1,40	1,40	6	1,4125
			1,50	7	1,4962
1,60	1,60	1,60	1,60	8	1,5849
			1,70	9	1,6788
		1,80	1,80	10	1,7783
			1,90	11	1,8836
	2,00	2,00	2,00	12	1,9953
			2,12	13	2,1135
		2,24	2,24	14	2,2387
			2,36	15	2,3714
2,50	2,50	2,50	2,50	16	2,5119
			2,65	17	2,6607
		2,80	2,80	18	2,8184
			3,00	19	2,9854
	3,15	3,15	3,15	20	3,1623
			3,35	21	3,3497
		3,55	3,55	22	3,3481
			3,75	23	3,7384
4,00	4,00	4,00	4,00	24	3,9811
			4,25	25	4,2170
		4,50	4,50	26	4,4668
			4,75	27	4,7315



Основні ряди				Порядковий номер прийнятого числа	Розрахункові значення чисел
R5	R10	R20	R40		
	5,00	5,00	5,00	28	5,0119
			5,30	29	5,3088
		5,60	5,60	30	5,6234
			6,00	31	5,9566
6,30	6,30	6,30	6,30	32	6,3096
			6,70	33	6,6834
		7,10	7,10	34	7,0795
			7,50	35	7,4989
	8,00	8,00	8,00	36	7,9433
			8,50	37	8,4140
		9,00	9,00	38	8,9125
			9,50	39	9,4406
10,00	10,00	10,00	10,00	40	10,000

### 3.3.3. Ряди допусків і посадок

Точність виготовлення деталей регламентується 20 квалітетами. Квалітет – це сукупність допусків, які відповідають однаковій степені точності для всіх номінальних розмірів. Кожний квалітет позначається порядковим номером, який зростає зі збільшенням допуску. Допуски розмірів від 1 до 40000 мм наведені в табл. 4.

Для самих точних квалітетів введені додаткові номери 0 і 01, а далі від першого до 18 включно. Скорочено допуск із визначеного квалітету позначається літерами IT і цифрою відповідного номеру квалітету. Наприклад IT5 позначає допуск по 5-му квалітету.

Починаючи з 5 го квалітету допуск визначається за допомогою одиниць допуску, кількість яких для кожного квалітету постійна. Позначення і величини допуску квалітетів за допомогою одиниці допуску і наведені в табл.5.

Таблиця 3. Ряди округлених значень кращих чисел

<i>R'5</i>	<i>R'10</i>	<i>R''10</i>	<i>R'20</i>	<i>R''20</i>	<i>R'40</i>	<i>R'5</i>	<i>R'10</i>	<i>R''10</i>	<i>R'20</i>	<i>R''20</i>	<i>R'40</i>					
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00		3,20	3,00	3,20	3,00	3,20					
					1,05						3,40					
					1,10						1,10	1,10	3,60	3,50	3,60	
					1,20										3,80	
					1,25						1,25	1,25			4,00	
	1,25	1,20	1,25	1,25	1,20	1,25	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00				
						1,30						4,50	4,50	4,20		
						1,40						1,40	1,40	5,00	4,50	
						1,50										4,80
						1,50										5,00
1,50	1,50	1,50	1,60	1,60	1,60		5,00	5,00	5,00		5,00					
					1,70						5,30					
					1,80						1,80	1,80	5,60	5,50	5,60	
					1,90										6,00	
					2,00						2,00	2,00			6,30	
	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	6,00	6,30	6,00	6,30	6,00	6,30				
						2,10						6,70				
						2,20						2,20	2,20	7,10	7,00	7,10
						2,40										7,50
						2,50										8,00
2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50		8,00	8,00	8,00	8,00	8,00					
					2,60						8,50					
					2,80						2,80	2,80	9,00	9,00	9,00	
					3,00										10,00	
					3,00						10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	

Для квалітетів від 5 до 17 (розміри деталей до 500 мм) одиниці допуску  $i$  визначаються за формулою  $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$ , де  $D$  – діаметр, мм;  $i$  - одиниця допуску в мкм. Аналіз наведеної залежності показує що при одному  $i$  тому ж квалітеті збільшення діаметра приводить до зростання величини допуску. Якщо позначити число одиниць допуску в квалітеті через  $a$ , то величина допуску  $T = a \cdot i$ .

Значення допуску для всіх квалітетів, більших ніж IT6 збільшується за геометричною прогресією зі знаменником  $\sim 1,6$ ; при цьому через кожні п'ять квалітетів воно збільшується в 10 разів.

Таблиця 4. Допуски, мкм, для номінальних розмірів від 1 до 40000 мм

Номінальні розміри, мм	Квалітет																				
	Позначення допуску																				
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Понад	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	IT19
До	Допуск, мкм																				
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	1,0	1,4	2,5
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	3,0
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	3,6
18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,1	1,8	2,7	4,3
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	5,2
50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,6	2,5	3,9	6,2
80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,20	1,9	3,0	4,6	7,4
120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,2	3,5	5,4	8,7
180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25		63	100	160	250	0,4	0,63	1,0	1,60	2,6	4,0	6,3	10,0
250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	186	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2	11,5
315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,10	3,2	5,2	8,1	13,0
400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,30	3,6	5,7	8,9	14,0
500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,0	6,3	9,7	15,5
630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,80	4,4	7,0	11,0	17,5
800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2,0	3,20	5,0	8,0	12,5	20,0
1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,60	5,6	9,0	14,0	23,0
1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,20	6,6	10,5	16,5	26,0
1600	8	11	10	21	29	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5,00	7,8	12,5	19,5	31,0
2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6,00	9,2	15,0	23,0	37,0
2500	11	15	22	30	41	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7,00	11,0	17,5	28,0	44,0

Номінальні розміри, мм	Квалітет																					
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	IT19	
	Позначення допуску																					
	Допуск, мкм																					
Понад	До	13	18	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21,0	33,0	54,0
3150	4000	16	23	33	45	60	84	115	165	260	410	660	1050	1650	2,6	4,1	6,6	10,5	16,5	26,0	41,0	66,0
4000	5000	20	28	40	55	74	100	140	200	320	500	800	1300	2000	3,2	5,0	8,0	13,0	20,0	32,0	50,0	80,0
5000	6300	25	35	49	67	92	125	170	250	400	620	980	1550	2500	4,0	6,2	9,8	15,5	25,0	40,0	62,0	98,0
6300	8000	31	43	62	84	115	155	215	310	490	760	1200	1950	3100	4,9	7,6	12,0	19,5	31,0	49,0	76,0	120,0
8000	10000	38	53	76	105	140	195	270	380	600	940	1500	2400	3800	6,0	9,4	15,0	24,0	38,0	60,0	94,0	150,0
10000	12500	-	-	-	-	-	-	300	500	800	1200	2000	3000	5000	8,0	12,0	20,0	30,0	50,0	80,0	-	-
12500	16000	-	-	-	-	-	-	400	600	1000	1600	2400	4000	6000	10,0	16,0	25,0	40,0	60,0	100,0	-	-
16000	20000	-	-	-	-	-	-	500	800	1200	2000	3000	5000	8000	12,0	20,0	30,0	50,0	80,0	120,0	-	-
20000	25000	-	-	-	-	-	-	600	1000	1600	2400	4000	6000	10000	16,0	24,0	40,0	60,0	100,0	160,0	-	-
25000	31500	-	-	-	-	-	-	800	1200	2000	3000	5000	8000	12000	20,0	30,0	50,0	80,0	120,0	200,0	-	-
31500	40000	-	-	-	-	-	-	1000	1600	2400	4000	6000	10000	16000	24,0	40,0	60,0	100,0	160,0	240,0	-	-
Число одиниць допуску в допуску заданого квалітету																						
		40 64 100 160 250 400 640 1000 1600 2500 4000																				

1. Число одиниць допуску вказано для розмірів понад 500 мм. Для розмірів до 500 мм допуски в квалітетах від 01-го до 4-го визначені за наступними формулами:

$$IT01 = 0,3 + 0,008D; IT0 = 0,5 + 0,012D; IT1 = 0,8 + 0,020D; IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3}; IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5}; IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}; (IT - в мкм; D - в мм).$$

2. Квалітети 14-17 для розмірів менше 1 мм не передбачені.

3. Допуски по 19 квалітету наводяться додатково.

Наприклад  $IT_{15} = 10 \cdot IT_{10}$ . Це правило дійсне і для допусків, які мають точність меншу ніж квалітет  $IT_{17}$ .

Значення найбільш точних допусків  $IT_{01}$ ;  $IT_0$ ;  $IT_1$  наведені в табл. 6.

У квалітетах 2, 3 і 4 значення допусків наближено є членами геометричної прогресії, перший і останній члени якої - значення допусків квалітетів  $IT_5$ .

Для розмірів від 500 до 3150 мм значення допуску визначається за формулою  $IT = 0,004D + 2,1$ .

Таблиця 5. Допуски квалітетів від 5 до 17

Позначення допусків	$IT_5$	$IT_6$	$IT_7$	$IT_8$	$IT_9$	$IT_{10}$	$IT_{11}$	$IT_{12}$	$IT_{13}$	$IT_{14}$	$IT_{15}$	$IT_{16}$	$IT_{17}$
Значення допуску	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i

Таблиця 6.

Квалітет	Позначення допуску	Значення допуску
01	$IT_{01}$	$0,3 + 0,008D$
0	$IT_0$	$0,5 + 0,012D$
1	$IT_1$	$0,8 + 0,020D$

Така залежність забезпечує більш швидке збільшення допусків при зростанні діаметра.

### 3.3.4. Ряди основних відхилень

Положення поля допуску характеризується величиною і знаком ближнього до нульової лінії граничного відхилення (основне відхилення).

Для полів допусків, які розташовані вище нульової лінії, основним є нижнє відхилення ( $EI$ ,  $ei$ ). Всього стандартом встановлено по 28 рядів основних відхилень для валів і отворів. Кожен ряд основних відхилень для валів

позначається малою латинською літерою (а, б, с,...zc), а для отворів позначаються великою літерою (А, В, С, ...ZС).

Розташування рядів основних відхилень наведено на схемі (рис. 3.17).

Кожному основному відхиленню відповідає горизонтальна риска, від якої починається поле допуску. Напрямок поля допуску показано напрямленістю штриховки, а величина другого (дальнього) граничного відхилення на рис.10 не показана, тому що вона залежить від значення допуску (квалітета) відповідного розміру. Основні відхилення позначаються в алфавітному порядку, починаючи з відхилень, які забезпечують найбільші зазори в з'єднанні.

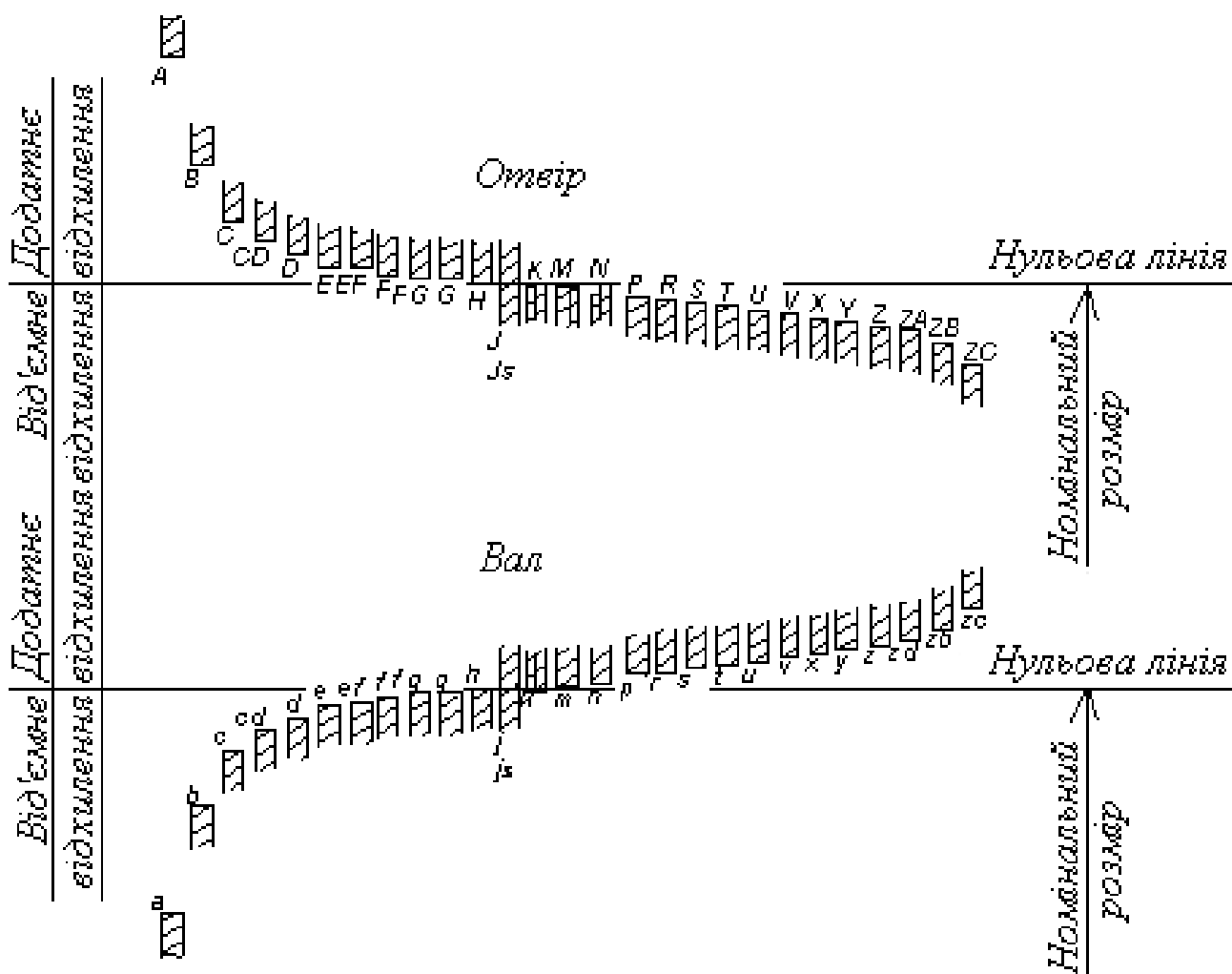


Рис. 3.17. Схема розташування рядів основних відхилень

Відхилення cd(CD), ef(EF), fg(FG) введені в ряд додатково в якості проміжних відхилень і позначаються літерами двох суміжних відхилень, а відхилення, які більші відхилення z, позначаються послідовно za(ZA), zb(ZB),

zc(ZC). Верхнє нульове відхилення вала позначається літерою h, а нижнє нульове відхилення отвору літерою H. Ці відхилення прийняті для основних валів і основних отворів.

Поля допусків в посадках з зазором забезпечуються відхиленнями a-h(A-H), а поля допусків в посадках з натягом та перехідних – відхиленнями js-zc(Js-ZC), причому в перехідних посадках використовуються відхилення js-n(Js-N).

Відхилення j(J) забезпечують приблизно симетричне положення поля допуску відносно нульової лінії, а js(Js) - симетричне положення поля допуску, при цьому основними відхиленнями при будь-якому квалітеті буде нульове відхилення.

Відхилення j для валів встановлені тільки для допусків квалітетів IT5-IT8, а відхилення J для отворів – для допусків IT6-IT8.

Величини основних відхилень валів та отворів наведені в табл. 7, 8.

Основні відхилення отворів вибрані так, що вони забезпечують можливість утворення посадок в системі вала, аналогічних посадкам в системі отвору, тобто вони однакові за величиною і протилежні за знаком основним відхиленням валів, позначених такою ж літерою.

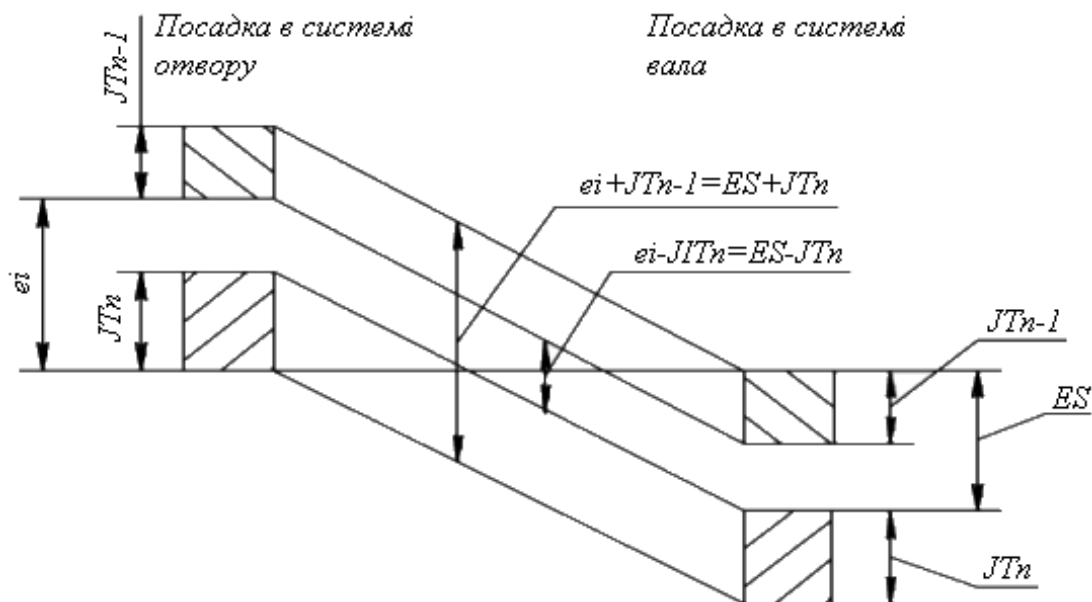


Рис. 3.18. Створення однакових нормальних натягів в системах отвору і вала

Таблиця 7. Основні відхилення валів, мкм при номінальних розмірах до 500 мм

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
	Верхнє відхилення es, мкм (всі квалітети)										
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0
> 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0
> 6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0
> 10 до 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0
> 14 до 18											
> 18 до 24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0
> 24 до 30											
> 30 до 40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0
> 40 до 50	-320	-180	-130								
> 50 до 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0
> 65 до 80	-360	-200	-150								
> 80 до 100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0
> 100 до 120	-410	-240	-180								
> 120 до 140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0
> 140 до 160	-520	-280	-210								
> 160 до 180	-580	-310	-230								
> 180 до 200	-660	-340	-240								
> 200 до 225	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0
> 225 до 250	-820	-420	-280								



Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
	Верхнє відхилення es, мкм (всі квалітети)										
> 250 до 280	-920	-480	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0
> 280 до 315	-	-540	-330								
> 315 до 355	-	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0
> 355 до 400	-	-680	-400								
> 400 до 450	-	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0
> 450 до 500	-	-840	-480								
	1650										

Продовження таблиці 7

Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	js	j			k		m	n	p	r	s
	Квалітети										
	всі	5, 6	7	8	4...7	<3, >7	всі				
Нижнє відхилення ei, мкм											
До 3	Верхнє і нижнє відхилення дорівнюють $\pm IT/2$	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14
> 3 до 6		-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
> 6 до 10		-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
> 10 до 18		-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
> 18 до 30		-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
> 30 до 50		-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43

Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	js	j			k		m	n	p	r	s
	Квалітети										
	всі	5, 6	7	8	від 4 до 7	до 3 >7	всі				
	Нижнє відхилення еі, мкм										
> 50 до 65	Верхнє і нижнє відхилення дорівнюють $\pm IT/2$	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
> 65 до 80										+43	+59
> 80 до 100										+51	+71
> 100 до 120		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+54	+79
> 120 до 140										+63	+92
> 140 до 160		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65	+100
> 160 до 180										+68	+10
> 180 до 200										+77	+122
> 200 до 225		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+80	+130
> 225 до 250										+84	+140
> 250 до 280		-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158
> 280 до 315										+98	+170
> 315 до 355		-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	+0

Продовження таблиці 7

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	js	j			k		m	n	p	r	s
	Квалітети										
	всі	5, 6	7	8	від 4 до 7	до 3 >7	всі				
	Нижнє відхилення еі, мкм										
> 355 до 400	-“-									+114	+208
> 400 до 450		-20	-32	-	+54	0	+23	+40	+68	+126	+232
> 450 до 500										+132	+252

Продовження таблиці 7

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень									
	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	
	Нижнє відхилення еі, мкм (всі квалітети)									
До 3	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60	
> 3 до 6	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80	
> 6 до 10	-	+28	-	+34	-	+42	+54	+67	+97	
> 10 до 14	-	-	-	+40	-	+50	+64	+90	+130	
> 14 до 18	-	+33	+39	+45	-	+60	+77	+108	+150	
> 18 до 24	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188	
> 24 до 30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218	
> 30 до 40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274	
> 40 до 50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325	
> 50 до 65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень								
	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Нижнє відхилення еі, мкм (всі квалітети)								
> 65 до 80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
> 80 до 100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
> 100 до 120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
> 120 до 140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
> 140 до 160	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
> 160 до 180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
> 180 до 200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
> 200 до 225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
> 225 до 250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
> 250 до 280	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
> 280 до 315	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
> 315 до 355	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
> 355 до 400	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень								
	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Нижнє відхилення eі, мкм (всі квалітети)								
> 400 до 450	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
> 450 до 500	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

\* Відхилення а і b для розмірів менше 1 мм не передбачені.

Таблиця 8. Основні відхилення отворів для розмірів до 500 мм

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	A*	B*	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	Нижнє відхилення EI, мкм (всі квалітети)										
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
> 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
> 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
> 10 до 18	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
> 18 до 30	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
> 30 до 40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
> 40 до 50	+320	+180	+130	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
> 50 до 65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
> 65 до 80	+360	+200	+150	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
> 80 до 100	+380	+220	+170	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
> 100 до 120	+410	+240	+180	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
> 120 до 140	+460	+260	+200	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
> 140 до 160	+520	+280	+210	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень										
	A*	B*	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	Нижнє відхилення EI, мкм (всі квалітети)										
> 160 до 180	+580	+310	+230								
> 180 до 200	+660	+340	+240								
> 200 до 225	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0
> 225 до 250	+820	+420	+280								
> 250 до 280	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0
> 280 до 315	+105 0	+540	+330								
> 315 до 355	+120 0	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0
> 355 до 400	+135 0	+680	+400								
> 400 до 450	+150 0	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0
> 450 до 500	+165 0	+840	+480								

Номінальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень								
	JS	J			K		M		N
	Квалітети								
	Всі	6	7	8	До 8	>8	До 8	>8	До 8
	Верхнє відхилення ES, мкм								
До 3	Верхнє і нижнє відхилення дорівнюють $\pm IT/2$	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4
> 3 до 6		+5	+6	+10	-1+ $\Delta$	-	-4+ $\Delta$	-4	-8+ $\Delta$
> 6 до 10		+5	+8	+12	-1+ $\Delta$	-	-6+ $\Delta$	-6	-10+ $\Delta$
> 10 до 18		+6	+10	+15	-1+ $\Delta$	-	-7+ $\Delta$	-7	-12+ $\Delta$
> 18 до 30		+8	+12	+20	-2+ $\Delta$	-	-8+ $\Delta$	-8	-15+ $\Delta$
> 30 до 50		+10	-10	-	-2+ $\Delta$	-	-9+ $\Delta$	-9	-17+ $\Delta$
> 50 до 80		-7	-12	-	-2+ $\Delta$	-	-11+ $\Delta$	-11	-20+ $\Delta$
> 80 до 120		-9	-15	-	-3+ $\Delta$	-	-13+ $\Delta$	-13	-23+ $\Delta$
> 120 до 180		-11	-18	-	-3+ $\Delta$	-	-15+ $\Delta$	-15	-27+ $\Delta$
> 180 до 250		-13	-21	-	-4+ $\Delta$	-	-17+ $\Delta$	-17	-31+ $\Delta$
> 250 до 315		-16	-26	-	-4+ $\Delta$	-	-20+ $\Delta$	-20	-34+ $\Delta$
> 315 до 400		-18	-28	-	-4+ $\Delta$	-	-21+ $\Delta$	-21	-37+ $\Delta$
> 400 до 500		-20	-32	-	-5+ $\Delta$	-	-23+ $\Delta$	-23	-40+ $\Delta$

Таким чином для отворів з відхиленням А-Н буде здійснюватись  $EI = -es$ , а для отворів з відхиленнями К-ЗС – рівність  $ES = -ei$ .

Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень											Поправка Δ						
	Р	Q	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA				ZB	ZC		
	Квалітет																	
до 7	>7																	
До 3	Верхнє відхилення ES, мкм											Значення Δ, мкм						
> 3 до 6	-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	Δ=0					
> 6 до 10	-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
> 10 до 14	-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
> 14 до 18	-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
> 18 до 24	-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	2
> 24 до 30	-26	-34	-43	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218	1,5	2	3	4	8	2
> 30 до 40	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	4
> 40 до 50	-32	-41	-53	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325	2	3	5	6	11	6
> 50 до 65	-32	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	2	3	5	6	11	6
> 65 до 80	-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	9
> 80 до 100	-37	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	2	4	5	7	13	9
> 100 до 120	-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	3
> 120 до 140	-43	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	3	4	6	7	15	3
> 140 до 160	-43	-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	3	4	6	7	15	3
> 160 до 180	-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3	4	6	9	17	6
> 180 до 200	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	3	4	6	9	17	6
> 200 до 225	-50	-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	3	4	6	9	17	6
> 225 до 250	-50	-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	3	4	6	9	17	6



Закінчення таблиці 8

Номинальні розміри, мм	Літерне позначення основних відхилень													Поправка Δ							
	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC									
													3	4	5	6	7	8			
	Квалітет																				
до 7	>7																				
	Верхнє відхилення ES, мкм													Значення Δ, мкм							
> 250 до 280	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29			
> 280 до 315		-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700									
> 315 до 355		-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4	5	7	11	21	32			
> 355 до 400		-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100									
> 400 до 450		-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34			
> 450 до 500		-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600									

Таблиця 9. Поля допусків валів при номінальних розмірах від 1 до 500 мм.

Квалітет	Основні відхилення																				
	a	b	c	d	e	f	g	H	J <sub>s</sub>	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
01								h01 *	j <sub>s</sub> 01*												
0								h0*	j <sub>s</sub> 0*												
1								h1*	j <sub>s</sub> 1*												
2								h2*	j <sub>s</sub> 2*												
3								h3*	j <sub>s</sub> 3*												
4							g4	h4	j <sub>s</sub> 4	k4	m4	n4									
5							g5	h5	j <sub>s</sub> 5	k5	m5	n5	p5	r5	s5						
6						f6	g6	h6	j <sub>s</sub> 6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6					
7					e7	f7		h7	j <sub>s</sub> 7	k7	m7	n7			s7		u 7				
8			c8	d8	e8	f8		h8	j <sub>s</sub> 8*								u 8		x8		z8
9				d9	e9	f9		h.9	j <sub>s</sub> 9*												
10				d1 0				h10	j <sub>s</sub> 10*												
11	a 1 1	b1 1	c1 1	d1 1				h11	j <sub>s</sub> 11*												
12		b1 2						h12	j <sub>s</sub> 12*												
13								h13 *	j <sub>s</sub> 13*												
14								h14 *	j <sub>s</sub> 14*												
15								h15 *	j <sub>s</sub> 15*												
16								h16 *	j <sub>s</sub> 16*												
17								h17 *	j <sub>s</sub> 17*												

Таблиця 10. Поля допусків отворів при номінальних розмірах від 1 до 500 мм.

Квалітет	Основні відхилення																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	J <sub>s</sub>	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
01								H01 *	J <sub>s</sub> 01*												
0								H0*	J <sub>s</sub> 0*												
1								H1*	J <sub>s</sub> 1*												
2								H2*	J <sub>s</sub> 2*												
3								H3*	J <sub>s</sub> 3*												
4							G 4	H4*	J <sub>s</sub> 4*		M 4	N 4									
5							G 5	H5	J <sub>s</sub> 5	K 5	M 5	N 5									
6						F6	G 6	H6	J <sub>s</sub> 6	K 6	M 6	N 6	P6								
7					E7	F7		H7	J <sub>s</sub> 7	K 7	M 7	N 7	P7	R 7	S7	T7					
8			C 8	D 8	E8	F8		H8	J <sub>s</sub> 8*	K 8	M 8	N 8					U 8				
9				D 9	E9	F9		H.9	J <sub>s</sub> 9*												
10				D 10				H10	J <sub>s</sub> 10*												
11	A 11	B 11	C 11	D 11				H11	J <sub>s</sub> 11*												
12		B 12						H12	J <sub>s</sub> 12*												
13								H13 *	J <sub>s</sub> 13*												
14								H14 *	J <sub>s</sub> 14*												
15								H15 *	J <sub>s</sub> 15*												
16								H16 *	J <sub>s</sub> 16*												
17								H17 *	J <sub>s</sub> 17*												

Як виняток для розмірів в межах від 3 до 500мм основні відхилення отворів J, K, M, N з допусками по 3-8 квалітетах та отворів від P до ZC з допусками по 3-7 квалітетах розраховуються за спеціальним правилом. В цих випадках однакові граничні натяги в однойменних посадках системи отвору і системи вала забезпечуються в тому випадку, коли допуски отворів на один квалітет грубіші ніж вала (наприклад D6/c5, H6/p5).

При цьому  $ES=ei+\Delta$ , де  $\Delta=IT_n - IT_{n-1}$  – різниця між допусками того квалітета, в якому утворюється поле допуску, та найближчого більш точного квалітета, наприклад при визначенні основного відхилення для 6-го квалітета  $\Delta = IT_6 - IT_5$ . (рис. 3.18).

### 3.3.5. Поля допусків

Поле допуску утворюється поєднанням одного з основних відхилень з допуском по одному з квалітетів. Умовно поле допуску позначається літерою основного відхилення і номером квалітету, наприклад, для вала – h5, d7, а для отвору – H5, D7, D11. Друге граничне відхилення, що обмежує поле допуску, визначається по основному відхиленню і квалітету. Якщо основним є верхнє відхилення, то нижнє відхилення для вала

$$ei = es - IT$$

а для отвору

$$EI = ES - IT$$

Якщо основним є нижнє відхилення, то верхнє відхилення для вала

$$es = ei - IT$$

а для отвору

$$ES = EI - IT$$

Значення ES, EI, es, ei необхідно вибирати з табл. 7, 8. В зв'язку з тим, що поєднання 28 основних відхилень з 20 квалітетами дають велику кількість різних за величиною і розташуванню полів допусків, для практичного користування з метою уніфікації виробів і інструментів відібрана оптимальна

кількість полів, які задовольняють вимогам промисловості. В цей обмежений набір входять поля як для з'єднаних, так і нез'єднаних елементів. Для нез'єднаних елементів є односторонні і симетричні відхилення у всіх квалітетах. Поля допусків для з'єднаних елементів встановлені для трьох діапазонів (до 1 мм, від 1 до 500 мм, від 500 до 3150 мм), що відображає специфічні особливості використання допусків в різних діапазонах розмірів.

В діапазоні розмірів від 1 до 500 мм, який найбільше поширений в машинобудуванні поля допусків поділені на основні і додаткові, а з основних виділений ще більш вузький ряд для переважного використання. Цей ряд використовується в першу чергу, і тільки в тому випадку, коли він не задовольняє конструкторських і технологічних вимог, використовують допоміжний ряд.

Поля допусків для розмірів менше 1 мм і більше 500 мм в приладобудуванні практично не використовуються.

Поля допусків основного ряду для номінальних розмірів від 1 до 500 мм наведені в табл. 9 і 10. Граничні відхилення допоміжного ряду полів допусків дозволяється використовувати тільки в технічно і економічно обґрунтованих випадках.

### 3.3.6. Позначення на кресленнях граничних відхилень

Граничні відхилення лінійних розмірів на кресленнях деталі вказуються одним із трьох способів:

умовним позначенням полів допусків за стандартом, наприклад,  $\text{Ø}15\text{H}5, \text{Ø}20\text{e}7$ ;

- числовим значенням граничних відхилень в міліметрах, наприклад, (рис.

12а,б);  $\text{Ø}10^{+0,008}$ ;  $\text{Ø}20_{-0,073}^{-0,040}$ ;

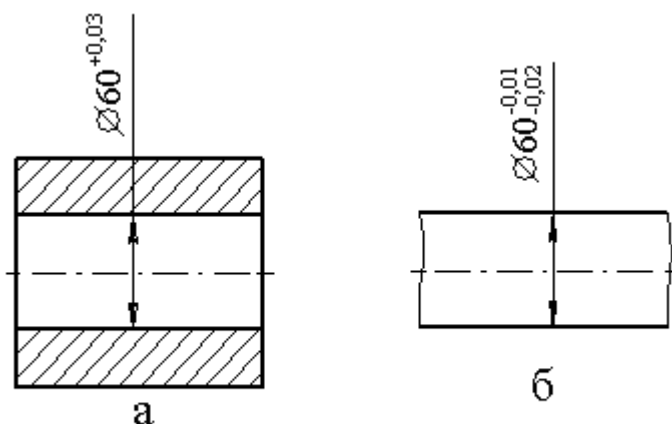


Рис. 3.19. Позначення граничних відхилень числовими значеннями

- умовним позначенням полів допусків із вказівкою праворуч в дужках числових значень граничних відхилень, наприклад,  $\text{Ø}15\text{H}5^{(+0,008)}$ ;  $\text{Ø}20\text{e}8^{(-0,040}_{-0,073})}$ .

Умовне позначення полів допусків використовується при масовому та серійному виробництвах, коли контроль розмірів деталей проводять за допомогою калібрів; числове значення граничних відхилень проставляють при індивідуальному та ремонтному виробництві, тобто, в тих випадках, коли розміри деталей перевіряють універсальними інструментами. Одночасне нанесення умовних позначок і числових значень граничних відхилень використовується в тому випадку, коли спочатку випускається невелика кількість виробів, а згодом починається серійне або масове виробництво.

Дозволяється числове значення граничних відхилень наводити в таблиці, розміщеній на вільному полі креслення. На складальному кресленні дозволяється показувати поле допуску або граничне відхилення тільки однієї зі з'єднаних деталей з необхідним поясненням, до якої деталі вони відносяться, наприклад  $\text{Ø}50\text{ f}9$  поз. 2.

Граничні відхилення повинні призначатися на всі розміри, що наведені на креслені деталі, включаючи і розміри нез'єднаних поверхонь.

На кресленнях поверхонь, які складаються з відрізків однакового номінального розміру, але з різними граничними відхиленнями, тонкою суцільною лінією наносять розмір з відповідними граничними відхиленнями.

Відхилення проставляються більш дрібними цифрами, ніж номінальний розмір (верхнє відхилення — вище, а нижнє - нижче) так, щоб позначення номінального розміру разом із граничними відхиленнями по висоті було в одному рядку. Симетричні відхилення проставляються однією цифрою, рівною по висоті цифрі номінального розміру зі знаком  $\pm$ , наприклад  $\text{Ø}18\pm0,013$ . Нульові відхилення на кресленнях не проставляються. Величина відхилення позначається десятковим дробом до останньої значущої цифри, при цьому кількість десяткових знаків верхнього і нижнього відхилень повинне бути однаковою.

На кресленнях деталей з великою кількістю нез'єднаних та кутових розмірів загальні дані про незазначені граничні відхилення відносно невеликої точності (починаючи з 12 квалітету) проставляються за допомогою запису відповідно до варіантів за ДСТУ 2500 – 94:

1. «Незазначені граничні відхилення розмірів: отвору H12, валів h12, всіх інших  $\pm IT12/2$ ».

2. «Незазначені граничні відхилення розмірів: діаметрів H13, h13, всіх інших  $\pm IT13/2$ ».

У першому прикладі відхилення H12 відносяться до розмірів усіх внутрішніх (охоплюючих), а відхилення h12 - до розмірів усіх зовнішніх (охоплюваних) елементів. В другому прикладі відхилення H13 відносяться тільки до діаметрів круглих отворів, а h13 - до діаметрів круглих валів.

Позначення  $\pm IT/2$  - рекомендується для симетричних відхилень, оскільки воно поширюється на розміри різних елементів, у тому числі і таких, котрі не відносяться до отворів і валів.

Допускається позначати не вказані граничні відхилення класами точності. Квалітетам 12 і 13 відповідає клас точності “точний” (позначається  $t_1$ ), квалітету 14 – «середній» ( $t_2$ ), квалітету 16 - “грубий” ( $t_3$ ), квалітету 17 – “дуже грубий” ( $t_4$ ).

Тоді односторонні граничні відхилення можна позначати класами точності, (+t, або t), а симетричні – класами точності ( $\pm t/2$ ).

На розміри металевих деталей, які оброблені різанням, неказанні граничні відхилення позначають по 14 квалітету або класу точності “середній”, для стінок малих товщин – 12, 13 квалітет.

Таким чином на вільні розміри деталей одержаних різанням, назначають такі поля допусків: отворів – H12 – H14; валів h12 – h14; всі інші види розмірів (ступеневі, радіуси закруглень, фаски, міжцентрові) –  $(\pm IT12 - IT14)/2$  або  $(\pm t_1/2 - t_2/2)$ . Для плоских деталей, які отримані вирубкою на штампах, і для деталей з пластмас: - для отворів H14; валів – h14, всіх інших  $\pm IT16/2$  ( $\pm t_3/2$ ).

Для відливок в кокіль під тиском, відцентрового лиття по виплавляємим моделям, в оболонкові форми: - отвори H14 – H16; вали h14 – h16 ; всі інші ( $\pm IT14 - IT16) / 2 \pm t_2 / 2 - t_3 / 2$ ).

Для деталей, які отримані витяжкою, згинанням, штамповкою, зварюванням, куванням, литтям та пресуванням пластмас, встановлені симетричні граничні відхилення ( $\pm IT15 / 2 - IT17 / 2$ ) ( $\pm t_3 / 2 - t_4 / 2$ ). Не вказані граничні відхилення радіусів, закруглень, фасок, а також кутів (крім  $90^0$ ) – ( $\pm AT16/2 - AT17/2$  ). Дозволяється не вказувати граничні відхилення на розміри різної шорсткості однієї і тієї ж поверхні, зони термообробки, покриття, накатки, а також на діаметри накатаних поверхонь. В таких випадках безпосередньо перед розміром наноситься знак  $\approx$ .

### 3.4. Посадки. Загальні відомості

Різні типи посадок утворюються за рахунок полів допуску отворів і валів. Рекомендоване поєднання основних відхилень отвору і вала для посадок з зазором, перехідних та з натягом наведені в табл. 11.

Таблиця 11. Поєднання основних відхилень отвору і вала в посадках.

Група посадок	Система отвору	Система вала	Група посадок	Система отвору	Система вала	Група посадок	Система отвору	Система вала
З зазором	H/a	A/h	З зазором	H/g	G/h	З натягом	H/p	P/h
	H/b	B/h		H/h	H/h		H/r	R/h
	H/c	C/h		H/j <sub>s</sub>	J <sub>s</sub> /h		H/s	S/h
	H/d	D/h	Перехідні	H/k	K/h		H/t	T/h
	H/e	E/h		H/m	M/h		H/u	U/h
	H/f	F/h		H/n	N/h		H/x	X/h
						H/z	Z/h	



На складальних кресленнях при простановці розмірів з'єднань поряд з номінальними розмірами проставляється дробове число, чисельником якого є величина граничного відхилення охоплюючого розміру, а знаменником - охоплюваного (рис. 3.20).

На кресленнях серійного та масового виробництва посадки позначаються за допомогою літер основного відхилення і номерів якості отвору і вала, наприклад  $\varnothing 75H7/h6$ ,  $\varnothing 75G7/h6$ .

Графічне зображення наведених посадок показано на (рис. 3.21).

Як видно з рисунка, для посадок  $\varnothing 75H7/h6$ ,  $\varnothing 75G7/h6$   $S_{\min} = 10$  мкм, а  $S_{\max} = 59$  мкм. Вибір різних посадок у з'єднаннях провадиться на основі розрахунку, експериментальних досліджень або орієнтації на аналогічні з'єднання, що показали надійні результати в процесі експлуатації.

Слід зазначити, що вибір посадок на основі розрахунку найбільш раціональний, тому що дозволяє створити необхідний запас міцності і тим самим забезпечити взаємозамінність з'єднань за експлуатаційними показниками.

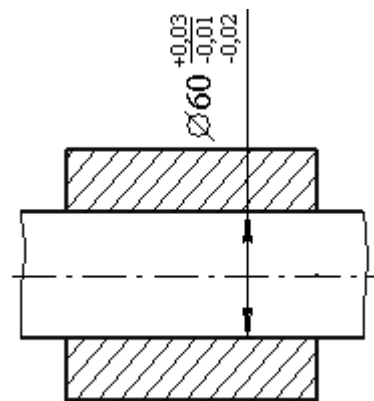


Рис. 3.20. Позначення посадок

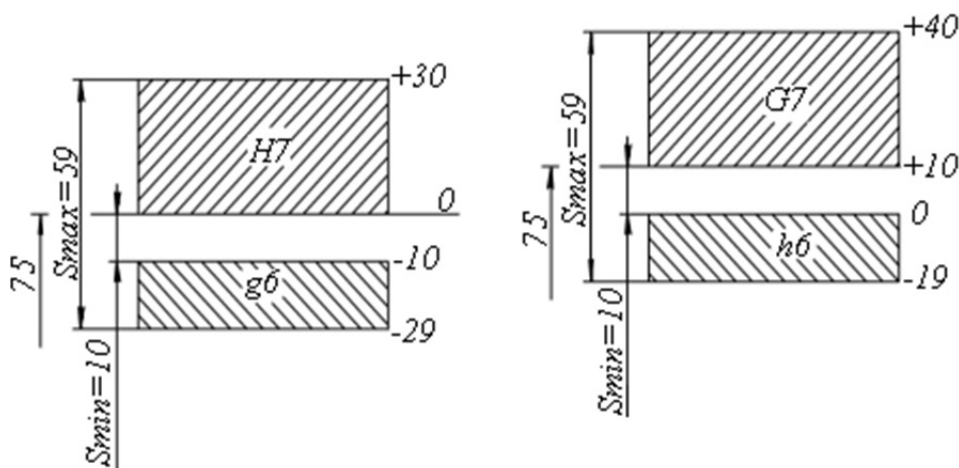


Рис. 3.21. Графічне зображення посадок

Для особливо точних з'єднань, які потребують однорідності зазору або натягу по всій довжині, застосовують 4 і 5-й квалітети; для відповідальних з'єднань у механізмах, коли потрібно забезпечити механічну міцність, точність переміщення -6 і 7-й квалітети; для посадок, що забезпечують середню точність з'єднання і виконання деталями необхідних службових функцій, - 8 – 9 –й; а в з'єднаннях, де допускаються значні коливання зазорів і відсутні високі вимоги — 10, 11 і 12-й квалітети.

При виборі квалітетів і посадок необхідно враховувати конкретні умови експлуатації, вимоги до монтажу і демонтажу, технологічного процесу виготовлення деталей, що сполучаються, і т.п. Наприклад, якщо при експлуатації температура отвору вище, ніж температура вала (деталі, що з'єднуються, виготовлені з одного матеріалу), то зазори повинні бути зменшені, а натяги збільшені. Якщо температура вала більше, ніж отвору, то зазори відповідно повинні бути збільшені, а натяги зменшені.

У зв'язку з тим що число сполучень полів допусків отворів і валів може бути досить великим, введені ряди рекомендованих посадок, у яких для кожного допуску чи отвору вала наводиться сполучення, що рекомендується, з основним валом чи отвором відповідного квалітета. Частіше сполучаються посадки одного квалітета, однак у зв'язку з великою трудомісткістю забезпечення точності виготовлення отвору допуск на нього може бути призначений на квалітет грубіше допуску вала.

Для номінальних розмірів від 1 до 500 мм посадки, що рекомендуються, наведені в табл. 12 і 13, при цьому в першу чергу призначаються посадки, які взяті в рамки.

### **3.4.1. Методи вибору посадок**

Гладкі циліндричні з'єднання в залежності від експлуатаційного призначення поділені на рухомі і нерухомі.

Посадки з зазором як правило використовують у рухомих з'єднаннях, в яких деталі в процесі експлуатації обертаються одна відносно іншої або переміщуються в поздовжньому (осьовому) напрямку.

Посадка з зазором характеризується гарантованим найменшим зазором  $S_{min}$ , який необхідний для вільного обертання або переміщення деталей, розміщення шару мастила між з'єднаними деталями, компенсації температурних та силових деформацій тощо.

Розрахунки з вибору рухомих посадок, наприклад з'єднання валів з підшипниками ковзання, виконуються, як правило, на основі гідродинамічної теорії тертя і встановлюють необхідний зазор для забезпечення рідинного тертя.

В інших випадках зазори можуть розраховуватися за умовою компенсації відхилень форми і розташування поверхонь для забезпечення надійного з'єднання або точного переміщення деталей під час експлуатації.

Розрахунки по вибору нерухомих з'єднань зводяться до визначення міцності з'єднання, величин напруг і деформацій в з'єднаних деталях, а також до визначення зусиль запресування та випресування.

За результатами тих чи інших розрахунків необхідно визначити допустимі найбільші і найменші значення розрахункових зазорів  $[S_{max}]$ ,  $[S_{min}]$  або розрахункових натягів  $[N_{max}]$ ,  $[N_{min}]$ .

Якщо при розрахунках не враховувався вплив шорсткості з'єднаних деталей, то розрахункові зазори або натяги ( $S_p$ ,  $N_p$ ) повинні бути скориговані, оскільки згладжування мікронерівностей під час припрацювання рухомих з'єднань приведе до збільшення запроектованого зазору та зменшення запроектованого натягу.

З умовою врахування впливу шорсткості з'єднаних поверхонь розрахункові зазори і натяги визначаються за формулами:

$$[S] = S_p - 2 (R_{ZD} + R_{zd}) \approx S_p - 8 (R_{AD} + R_{ad});$$

$$[N] = N_p - 1,2 (R_{ZD} + R_{zd}) \approx N_p - 5 (R_{AD} + R_{ad}),$$

де індекси D і d відносяться відповідно до параметрів шорсткості Rz і Ra отвору і вала; [S]; [N]- допустимі граничні значення розрахункових зазорів і натягів.

### **Приклад.**

При розрахунках отримані (без впливу шорсткості поверхонь) найменший  $S_{pmin} = 38$  мкм і найбільший зазори  $S_{pmax} = 100$  мкм при номінальному діаметрі з'єднання 50 мм. Значення параметру шорсткості Ra для отвору і вала встановлено не більше 0,8 мкм. Необхідно підібрати стандартну посадку.

Рішення:

$$[S_{min}] = 38 - 8(0,8 + 0,8) = 25 \text{ мкм};$$

$$[S_{max}] = 100 - 8(0,8 + 0,8) = 87 \text{ мкм},$$

по табл.12. цим значенням відповідає посадка H7/f7, для якої  $S_{min} = 25$  мкм, а  $S_{max} = 75$  мкм.

### **3.4.2. Посадки з зазором**

Посадки з зазором використовуються як в рухомих, так і нерухомих з'єднаннях.

Щоб забезпечити високу надійність і довговічність з'єднань, деталі повинні експлуатуватись в умовах, при яких спрацювання їх найменше. Це досягається в умовах рідинного тертя, коли мастило повністю відокремлює цапфу вала від вкладишу підшипника. Рідинне тертя досягається в тому випадку, коли змащувальне мастило захоплюється обертовою цапфою і подається в зазор, що поступово звужується (клиновий) між цапфою і вкладишем підшипника, при цьому виникає гідродинамічний тиск, який врівноважує зовнішнє навантаження.

У тих випадках, коли припустиме використання посадок з зазором в умовах напіврідинного, напівсухого та сухого тертя, вибір посадок виконують, як правило, по аналогії з відомими посадками, які успішно і надійно працюють в промисловості.

В нерухомих з'єднаннях зазор використовується для забезпечення надійного і легкого складання деталей у вузли. Відносна нерухомість цих деталей забезпечується додатковим закріпленням шпонками, гвинтами, болтами, штифтами. Вибір посадки для нерухомого з'єднання виконується таким чином, щоб найменший зазор забезпечував компенсацію відхилень форми і взаємоположення з'єднаних поверхонь. Крім того найменший зазор повинен включати, якщо це необхідно, запас на регулювання взаємного положення деталей, їх центрування, а також можливість вільного входження деталей одна в одну, що особливо важливо в умовах автоматизованого складання. Найбільший зазор в посадках нерухомих з'єднань визначається з допустимого ексцентриситету  $e$ , який може бути обмеженим вимогами до точності механізму, або вимогами до зменшення динамічних навантажень. При цьому повинно бути

$$S_{\max} \leq 2e - 1,2(R_{ZD} + R_{zd}),$$

$$S_{\min} \leq 2e - 5(R_{ZD} - R_{zd}).$$

#### *3.4.2.1. Розрахунок посадок з зазором для підшипників рідинного тертя*

При експлуатації підшипників під дією тиску гідродинамічного клину цапфа зміщується в більш навантажену зону (рис. 3.22).

При цьому діаметральний зазор  $\Delta$  стану спокою, коли  $\Delta = D - d$ , поділиться на дві нерівні частини:

$h$  – найменший зазор (товщина шару мастила) в місці найбільшого зближення поверхонь цапфи і вкладиша підшипника;

$\Delta - h_{\text{наим}}$  – зазор в діаметрально протилежному боці.

При сталому режимі роботи положення вала відносно центру вкладиша підшипника залежить від величини середнього питомого тиску і характеризується абсолютним ексцентриситетом  $e$  і відносним ексцентриситетом  $X = e/(\Delta/2)$ .

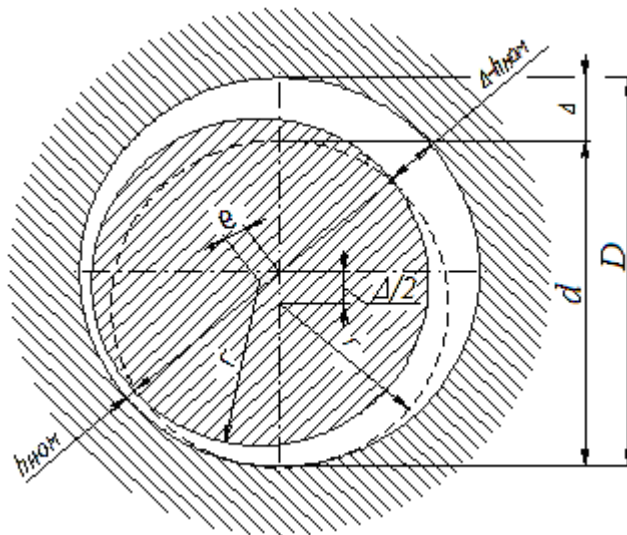


Рис. 3.22. Схема розрахунку підшипника ковзання

Найменша товщина шару мастила

$$h_{\min} = (\Delta/2) - (X\Delta/2) = (\Delta/2) \cdot (1 - X).$$

Згідно з гідродинамічною теорією змащення радіальне навантаження на цапфу при нерозривності шару мастила

$$R = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d \cdot C_R,$$

де  $R$  - радіальне навантаження на цапфу, Н;  $\mu$  - динамічна в'язкість мастила, Н·с/м<sup>2</sup>;  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  - кутова швидкість, рад /с;  $\psi$  - відносний зазор;  $d$  - номінальний діаметр з'єднання, м;  $l$  - довжина підшипника, м;  $C_R$  - безрозмірний коефіцієнт навантаження підшипника, який залежить від величини ексцентриситету.

При цьому відносний зазор

$$\psi = \Delta/d.$$

При сталому режимі роботи радіальне навантаження визначається за допомогою середнього питомого тиску:

$$R = p \cdot d \cdot l,$$

де  $p$  - середній питомий тиск, Н/м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт  $C_R$  можливо виразити за допомогою емпіричної залежності (для підшипників без торцевого стискування  $X=0,5-0,95$ )

$$C_R = 1,04 \cdot \Delta / 2 \cdot h_{min}$$

Після підстановки відповідних значень, маємо:

$$p = \frac{0,5564 \cdot 10^{-9} \mu n d^2}{h_{min} \cdot \Delta}$$

Найбільша несуча спроможність шару мастила виникає при відповідному співвідношенні діаметрального зазору  $\Delta$  і найменшої товщини  $h_{min}$  шару мастила в звуженому місці, а тому можна записати

$$\Delta_{opt} = a - h_{min},$$

де коефіцієнт  $a$  залежить від геометричних параметрів підшипника, частоти обертання вала, в'язкості мастила та інших факторів.

Тоді після підстановки значення  $h_{min}$ , отримаємо:

$$\Delta_{opt} = \sqrt{\frac{0,5564 \cdot 10^{-9} \cdot a \cdot \mu \cdot n \cdot d^2}{p}}$$

Аналіз цієї залежності показує, що при підвищенні тиску на підшипник, зазор треба зменшувати, а з збільшуванням частоти обертів і в'язкості мастила – збільшувати. Якщо виразити частоту обертів  $n$  через кутову швидкість вала  $n = V/d$  і об'єднати загальним коефіцієнтом  $\beta$  всі незалежні від діаметра параметри, то будемо мати:

$$\Delta_{opt} = \beta \cdot \sqrt{a}$$

Середнє значення відносного зазору при робочій температурі орієнтовно визначають за залежністю:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{\omega},$$

де  $\omega$  – кутова швидкість шийки вала.

Для забезпечення рідинного тертя необхідно виконати умови нерозривності шару мастила

$$h_{min} \geq K(Rz_A + Rz_B + h_d),$$

де  $Rz_A, Rz_B$  - висоти мікронерівностей поверхонь відповідно отвору і вала;  $h_d$  - добавка величиною в 2-3 мкм на нерозривність мастильної плівки;  $K \geq 2$  - коефіцієнт запасу надійності по товщині мастильного шару.

Таким чином, з метою підвищення довговічності машин необхідно мати гарантований запас на знос, тобто визначити мінімальний зазор  $\Delta_{\min}$ , який забезпечує рідинне тертя, по  $\Delta_{\min}$  визначити стандартну посадку, а потім визначити максимальний зазор  $\Delta_{\max}$ , при якому ще забезпечується нормальний режим роботи і працездатність підшипника. Запас точності (запас на знос) підшипника і термін його надійної роботи розраховується на основі  $\Delta_{\max}$  і швидкості зносу матеріалів з'єднаних деталей.

#### ***3.4.2.2. Використання посадок з зазором***

Посадки з невеликими зазорами в з'єднаннях мають ще назву посадки ковзання. В цих посадках мінімальний зазор дорівнює нулю, а використовуються вони практично у всьому діапазоні розмірів (4-12 квалітети). Такі посадки використовуються для центрування нерухомих з'єднань з додатковим кріпленням при необхідності їх частого розбирання. В рухомих з'єднаннях ці посадки використовують для повільних переміщень деталей в поздовжньому напрямку; для точного напрямку при зворотно – поступальному русі; для деталей, які повинні легко переміщуватися або провертатися одна відносно одної, при регулюванні або закріпленні деталей в робочому стані. В зв'язку з тим, що з'єднання з нульовим зазором практично відсутні, в деяких випадках такі посадки використовуються і для рухомих з'єднань обертового руху, а у відповідальних випадках – тільки при умові виконання сортування і підбору пар деталей.

Посадки високої точності H5/h4, H6/h5 використовуються в нерухомих з'єднаннях при їх частому розбиранні або для змінних деталей в випадках особливо високих вимог до їх центрування. В цілому використання посадок високої точності обмежені в зв'язку з значними складностями при їх виготовленні.

Посадка H7/h6 – це посадка, якій віддають перевагу. Вона розповсюджена і використовується в нерухомих з'єднаннях, при високих вимогах до точності і



центрування деталей, які часто розбираються, а також деталей, які повинні легко пересуватися одна відносно другої при настроюванні та регулюванні.

В рухомих з'єднаннях ця посадка використовується при зворотно - поступальному русі деталей і високих вимогах до точності вибраного напрямку.

Посадка H8/h7 має приблизно таке ж призначення, як і посадка H7/h6, але має більші значення допусків, що полегшує виготовлення деталей. Використовується при великій довжині з'єднання та в випадках, коли вимоги до точності центрування трохи нижчі.

Посадки H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9 відносяться до посадок, яким віддають перевагу. Вони достатньо широко використовуються як в рухомих, так і в нерухомих з'єднаннях. В нерухомих з'єднаннях в випадках невисоких вимог до співвісності при розміщенні на валах деталей, які передають крутний момент через шпонки (штифти)- при незначному і спокійному навантаженні; для нерухомих осей і пальців в опорах; для закріплення компенсційних втулок в корпусах; для центруючих циліндричних виступів у фланцевих з'єднаннях; для частин машин, які використовуються в якості підшипника; для деталей які повинні бути рухомими при настроюванні та при регулюванні, а потім закріплюватися в робочому стані, і таке інше.

Для рухомих з'єднань ці посадки використовують при невисоких вимогах до точності відносного переміщення деталей.

Посадка H10/h10 використовується в основному замість посадки H9/h9 при умові необхідності розширення допуску при деякому допустимому зниженні точності.

Посадка H11/h11 та H12/h12 використовується для з'єднань невисокої точності. При цьому посадці H11/h11 віддають перевагу. В нерухомих з'єднаннях їх використовують для деталей, які в подальшому будуть припаювати або зварювати одна з одною; для з'єднання розпірних втулок; деталей, які потім розклепують.

В рухомих з'єднаннях ці посадки використовують для посадки невідповідальних шарнірів і роликів, які обертаються на осях; для з'єднань,

деталі яких повинні вільно пересуватись одна відносно одної при регулюванні, зтяжці та інше.

Посадки H/g, G/h встановлені тільки для відносно високої точності виготовлення деталей (вали 4 – 6 квалітету, отвори 5 – 7 квалітету) і характеризуються в порівнянні з іншими посадками гарантованими зазорами. Використовуються ці посадки в основному для особливо точних і точних рухомих з'єднань, в яких необхідно забезпечити плавність і точність відносного руху (найчастіше зворотно – поступального) в разі необхідності зменшення зазору для забезпечення співвісності і недопущення ударів при реверсивному русі, а також для збереження герметичності.

Для обертового руху ці посадки практично не використовуються за винятком підшипників особливо точних механізмів при незначних навантаженнях на вал. В нерухомих з'єднаннях ці посадки використовуються при необхідності легкої установки деталей при достатньо точній фіксації їх розташування.

Посадка H7/g6 аналогічна посадці G7/h6 в системі вала. Цим посадкам віддається перевага при необхідності забезпечити достатньо точне розташування і плавність руху деталей при значній довжині відносного переміщення.

Посадки високої точності H6/g5, G6/h5, H5/g4, G5/h4 використовуються в особливо точних механізмах, де необхідно забезпечити надійне ущільнення при змінній температурі, точність орієнтування під час руху однієї деталі відносно іншої, наприклад підшипники, плунжерні пари і таке інше.

Посадка H/f, F/h характеризуються помірним гарантованим зазором, який достатній для забезпечення вільного обертання в підшипниках ковзання при легких та середніх режимах роботи (помірні швидкості до 150 рад/с, незначні навантаження та температурні деформації). Використовуються в опорах поступального руху, які не потребують високої точності центрування.

Посадкам H7/f7, F8/h6 віддають перевагу серед посадок цього типу, вони найчастіше використовуються в точних з'єднаннях. До цієї групи можна

віднести також посадки H8/f7, F7/h7, F8/h7, які мають меншу точність, але широко використовуються для посадок підшипників в малих та середніх електромашинах та верстаті – і автомобілебудуванні.

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

Посадки помірної точності H8/f8, F8/h8, H8/f9, H9/f9 використовуються в з'єднаннях з гарантованим зазором при невисоких вимогах до точності, наприклад, для підшипників ковзання при значних швидкостях обертання і значних відстанях між опорами, на яких встановлені вали.

Посадки H/e, E/h характеризуються значним гарантованим зазором, який вдвічі більший, ніж для посадок H/f, F/h. Цей зазор забезпечує вільне обертання при важких режимах роботи (значні навантаження, швидкості вище 150 рад/с, наявність температурних змін) або в ускладнених умовах монтажу – рознесені на велику відстань опори, багатоопорні вали, велика довжина з'єднання. В нерухомих з'єднаннях ці посадки використовуються у випадках, коли необхідні значні зазори при встановленні та регулюванні.

Посадкам H7/e8, H8/e8, E9/h8 віддають перевагу в цій групі посадок. До цієї групи відносяться також посадки в системі вала E8/h8, E8/h7.

Використовуються для посадок підшипників валів великих електромашин, відцентрових насосів, зубчатих коліс на вісі, клапанів в корпусі та інше.

Посадки високої точності H6/e7, H7/e7, E8/h6 використовуються головним чином для підшипників рідинного тертя в машинах підвищеної точності, зокрема в корінних підшипниках колінчастих валів точних автомобільних двигунів та підшипниках точних електромашин.

Посадки помірної точності H8/e9, H9/e9, E9/h9 використовуються в підшипниках ковзання для поступального та обертового руху і нерухомих з'єднань відносно невисокої точності центрування, або в умовах, коли необхідно збільшити гарантований зазор для компенсації відхилень з'єднаних поверхонь, температурних деформацій і таке інше.

Посадки H/d, D/h характеризуються значним гарантованим зазором, який дозволяє компенсувати великі відхилення розташування з'єднаних деталей і температурні деформації і тим самим забезпечити вільне переміщення деталей одна відносно іншої при складанні та регулюванні.

Посадки H7/d8, H8/d8, D8/h6, D8/h7 відносяться до посадок підвищеної точності і використовуються в основному для точних рухомих з'єднань при важких умовах експлуатації і значних температурних деформаціях.

Посадки H7/d9, H9/d9, H8/d10, H9/d10 використовуються в з'єднаннях до яких немає вимог точності, але є необхідність значних зазорів для компенсації температури та деформації. Перевагу надають посадкам з полем допуску вала d9.

Посадки малої точності H11/d11, D11/h11 використовуються в рухомих з'єднаннях, які не потребують точності.

Посадки H/a; H/v; H/c та A/h; B/h; C/h мають значні зазори. Так, при розмірах номінального діаметра  $d_n$  до 30 мм гарантований зазор дорівнює  $(0,006 - 0,02) d_n$ , при  $d_n$  від 30 до 80 мм –  $(0,002 - 0,005) d_n$ , при  $d_n$  від 80 до 120 мм –  $(0,001 - 0,035) d_n$ . Ці посадки використовуються в основному в грубих квалітетах (11, 12) для конструкцій малої точності, в яких великі зазори необхідні для компенсації відхилень розташування з'єднаних поверхонь, компенсації температурних деформацій та забезпечення вільного обертання або поступального руху в умовах забруднених та запилених виробництв.

### **3.4.3. Вибір перехідних посадок**

Перехідні посадки використовуються для нерухомих але розбірних з'єднань деталей, при цьому забезпечують якісне центрування з'єднаних деталей. Характерним для перехідних посадок є можливість отримання як натягів, так і зазорів. В зв'язку з цим в перехідних посадках необхідно додатково закріплювати з'єднані деталі шпонками, штифтами, та інше. Інколи ці посадки використовують без додаткового закріплення, наприклад, коли сили, які

діють на з'єднання, малі, а довжина з'єднання велика, при цьому зазори також незначні, а тому ексцентриситет в таких з'єднаннях практично відсутній.

Поля допусків для перехідних посадок утворюють доволі щільний ряд і значно перекриваються одна одною, що полегшує їх вибір для з'єднань, чутливих до зміни натягів і зазорів.

Стандартні поля допусків перехідних посадок широко використовуються для посадочних поверхонь валів і корпусів, які з'єднуються з підшипниками кочення.

Перехідні посадки встановленні для відносно точних квалітетів: вали для 4-7, отвори – для 5-8 квалітетів. Отвори в перехідних посадках, як правило, приймають на один квалітет грубішими вала.

Основний ряд перехідних посадок утворюється валами 6-го квалітету і отворами 7-го квалітету. Для більш точних посадок характерне підвищення точності з'єднань: абсолютні значення найбільших натягів і зазорів зменшуються, при цьому збільшується точність центрування і знижується зусилля при з'єднанні. Для менш точних посадок (з'єднання отворів 8-го квалітету з валом 7-го квалітету) вірогідність отримання зазору залишається або такою ж, або збільшується (з'єднання буде меншої міцності). Абсолютні значення найбільших натягів і зазорів збільшуються, тобто знижується точність центрування і збільшується максимальне зусилля при з'єднанні. В окремих випадках можливе використання перехідних посадок з іншим співвідношенням допусків отвору і вала (або квалітети їх однакові, або квалітет отвору на два грубіше, ніж вала).

#### ***3.4.3.1. Використання перехідних посадок***

Посадки  $H/j_s$ ,  $J_s/h$  використовуються в тих випадках, коли при центруванні деталей допускаються незначні зазори або необхідно забезпечити легкість складання та розбирання для змінних деталей. Деталі, що з'єднані по цій посадці або нерухомі або переміщуються з невеликою швидкістю при незначній їх масі. В окремих випадках ці посадки використовують для щільних рухомих

з'єднань, коли деталі повинні переміщуватись одна відносно одної без відчутного коливання.

Перевагу при експлуатації віддають посадкам H7/j<sub>s</sub>6, Js7/h6. Посадки підвищеної точності H6/j<sub>s</sub>5 та Js6/h6, а посадки меншої точності, H8/j<sub>s</sub>7 та Js8/h7. Перші використовуються для центрування підшипників в корпусах електричних машин високої точності та верстатів, а другі – для центрування передньої кришки електромашин в корпусі та для центрувальних елементів муфт.

Посадки H/k, K/h найбільш поширені в техніці. Вірогідність отримання натягів і зазорів в цих з'єднаннях приблизно однакова. В той же час за рахунок відхилення форми, особливо при значній довжині з'єднання (більше 2 – 3 діаметрів), зазори в більшості випадків не відчуються. Складання та розбирання здійснюється при незначних зусиллях. Незначний натяг, отриманий в більшості з'єднань, достатній для центрування деталей і запобігання їх вібрацій в рухомих вузлах при обертанні з середніми швидкостями.

Перевагу віддають посадкам H7/k6 та K6/h7, які використовуються для посадок зубчатих коліс на вали редукторів, муфт на валах електромашин, підшипників в корпусах електродвигунів, втулок зубчатих коліс.

Посадки підвищеної точності H6/k6 та K6/h6 використовують для посадок пальців в бобишках поршня, шестерні на валах при незначних швидкостях обертання.

Посадки меншої точності H8/k7 та K8/h7 використовують при зменшених вимогах до точності.

Посадки H/m, M/h – забезпечують, в основному натяг, при якому вірогідність отримання невеликих зазорів відносно мала. Ці зазори, як правило, не відчуються у зв'язку з відхиленням форм деталей, особливо при значних довжинах з'єднань. Ці посадки використовують при нерухомих з'єднаннях деталей на швидкообертальних валах з додатковим закріпленням або без нього (при малих навантаженнях та значних довжинах з'єднань). Можливо використовувати їх також і для заміни більш міцних посадок при довжині

з'єднання 1,5 – 2 діаметри або у випадках, коли недопустимі значні деформації деталей.

Посадки H7/m6, M7/h6 використовують для посадок зубчастих коліс на валах редукторів, деталей на кінець вала електромашин, втулок в корпусах із кольорових металів і таке інше.

Поля допусків m6 та M7 не відносяться до числа тих, яким віддають перевагу, і тому при можливості повинні замінюватися рекомендованими полями. Так, до посадки H7/m6, близькі по характеру посадки H8/n6 (меншої точності) і H6/k6 (більшої точності), яким віддають перевагу.

Також в цій групі використовують посадки підвищеної точності H6/m5 і M6/h5, а також посадки меншої точності H8/m7 і M8/h7 – для посадок втулок, пальців, клапанів в залежності від умов виробництва і вимог до механізму чи машини.

Посадки H/n і N/h найбільш міцні з усіх перехідних посадок. Зазори в них практично відсутні. Для складання та розбирання деталей потрібні значні зусилля: використовують преси і навіть інколи термічні методи (при тонкостінних деталях). Розбирання з'єднань виконують дуже рідко, в основному, при капітальному ремонті. Ці посадки використовують для центрування деталей в нерухомих з'єднаннях, які передають значні зусилля при наявності вібрацій і ударів, але при цьому необхідне додаткове закріплення.

При незначних навантаженнях нерухомість з'єднання забезпечується без додаткового закріплення. Посадкам цієї групи H7/n6 і N7/h6 віддають перевагу, вони використовуються в широкому діапазоні для посадок важко навантажених зубчастих коліс, бронзових вінців черв'ячних коліс на чавунних ступицях, муфт на валах великих електромашин, кондукторних втулок на валах кондукторів, втулок в корпусах підшипників ковзання та інше.

Посадки підвищеної точності H6/n5 і N6/h5, а також посадки меншої точності H8/n7 і N8/h7 використовують для посадки гільз в корпуси, стаканів, пальців і інших деталей в залежності від умов експлуатації і вимог до точності машин і механізмів.

### 3.4.4. Вибір посадок з натягом

Посадки з натягом використовуються для нерухомих з'єднань деталей, як правило, без додаткового кріплення штифтами, гвинтами, шпонками і таке інше. Відносна нерухомість деталей в цих посадках досягається за рахунок напружень, які виникають в матеріалах з'єднаних поверхонь під дією деформацій в місцях контакту.

При цьому, при інших рівних умовах напруження пропорційні деформації. В більшості випадків посадки з натягом забезпечуються пружними деформаціями контактних поверхонь, але при відносно великих натягах та в деталях із сплавів легких металів і пластмасах виникають пружньо – пластичні деформації, що допустимо (а інколи і доцільно).

При одному і тому ж натязі міцність з'єднання залежить від матеріалу і розмірів деталей, шорсткості з'єднаних поверхонь, способу з'єднання деталей, змащення і швидкості запресовування, умов нагріву та охолодження і таке інше.

Використовують такі основні способи з'єднання деталей з натягом: складання під дією пресу, який здійснює осьове зусилля при нормальній температурі (такий метод носить назву поздовжньої запресовки); складання з попереднім підігрівом охоплюючої деталі (отвору) або охолодженням охоплюваної деталі (вала) до певної температури (метод термічних деформацій або поперечне запресування). Складання під пресом – найбільш відомий і поширений метод, він використовується при відносно невеликих значеннях натягу (до  $0,001d_n$ ). В той же час, недоліком цього методу є нерівномірність деформацій тонкостінних деталей, можливість ушкодження деталей, високі вимоги до шорсткості поверхонь.

Спосіб термічних деформацій використовується як при відносно значних, так і невеликих натягах і дає високу якість з'єднання за рахунок незначних пошкоджень поверхонь. Для випадку складання з нагрівом отвору, температура  $t_D$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), до якої необхідно його підігріти

$$t_D \cong \frac{N_{\max} + S_{ck}}{\alpha \cdot d} + t_{ck},$$



при складанні з охолодженням вала температура  $t_D$ , до якої його необхідно охолодити:

$$t_D \cong t_{ck} - \frac{N_{max} + S_{ck}}{\alpha \cdot d},$$

де  $t_{ck}$  - температура приміщення в якому відбувається процес ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $S_{ck}$  - мінімально необхідний зазор (мм) при збиранні, який залежить від маси і розмірів деталей (часто  $S_{ck}$  приймають рівним  $S_{min}$  в посадках Н/г);  $\alpha$  - коефіцієнт лінійного розширення (стискання) при нагріві (охолодженні).

В окремих випадках при індивідуальному складанні, замість  $N_{max}$  допускається підставляти значення дійсного натягу  $N_D$ . Додатково необхідно враховувати деякі втрати тепла (холоду) при переносі деталі з нагрівального пристрою на позицію складання.

В залежності від розміру деталей посадки з натягом можливо розділити на три групи: малого, середнього та великого діаметрів.

До першої групи належать деталі з розмірами до 3 мм включно. Такі з'єднання використовують в приладобудуванні. До групи середніх діаметрів відносяться розміри від 3 до 500 мм. Ці розміри широко використовуються в машинобудуванні та приладобудуванні. І до третьої групи відносяться розміри від 500 до 3150 мм. Використовують у важкому машинобудуванні і будівельних конструкціях. По умовах експлуатації, з'єднання з натягом можна розділити теж на три групи: легкі, нормальні, важкі. При цьому середні значення відносних натягів  $T/d_n$  в цих з'єднаннях дорівнюють 0,00025; 0,0065; 0,001.

Посадки першої групи в технічній літературі зустрічаються під терміном – легкопресові. Вони характеризуються мінімальними гарантованими натягами і забезпечують відносне розташування деталей без додаткових закріплень при незначних крутних моментах або осьових силах.

#### 3.4.4.1. Розрахунок посадок з натягом

Розрахунок посадок з натягом виконується з метою забезпечення міцності з'єднання, тобто відсутність зміщення з'єднаних деталей під дією зовнішніх сил

і можливість передати з'єднанням або особове зусилля, або крутний момент. Для забезпечення першої умови розраховується мінімальний допустимий натяг  $[N_{\min}]$ , а для другої умови розраховується максимальний допустимий натяг  $[N_{\max}]$ , при якому, як правило, відсутні пластичні деформації.

В деяких випадках ці з'єднання можуть успішно працювати і при пластичних деформаціях в найбільш напруженій зоні.

При розрахунках використовують рішення задачі Ляме (визначення напружень і переміщень в товстостінних циліндрах, які мають внутрішній отвір).

Таблиця 12, а. Значення коефіцієнта тертя при усталеному процесі розпресовки або провертання.

Матеріал з'єднаних 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	0,05-0,1
Сталь-пластмаси	0,15-0,25

*Примітка.* При з'єднанні деталей з використанням температурних деформацій (нагрів та охолодження) значення  $f$  приймають в 1,5÷1,6 рази більше, ніж наведені. При сталевих та чавунних деталях часто приймають  $f = 0,14$ .

Розрахунок посадок з натягом виконується в такій послідовності:

1. По відомих значеннях зовнішніх навантажень (осьове зусилля  $R_{oc}$  та крутний момент  $M_k$ ) і розмірах з'єднання (номінальний діаметр  $d_n$  та довжина з'єднання  $L$ ) визначається необхідний мінімальний питомий тиск ( $H/m^2$ ) на контактних поверхнях з'єднання (рис. 3.23):  
при дії  $M_k$

$$[p_{\min}] = \frac{2M_k}{\pi d_n^2 l f};$$

при дії  $R_{oc}$

$$[p_{min}] = \frac{2R_{oc}}{\pi d_n^2 l f};$$

при одночасній дії  $R_{oc}$  і  $M_k$

$$[p_{min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{M_k}{d_n}\right)^2}}{\pi d_n^2 6 f},$$

де  $R_{oc}$  – поздовжня осьова сила, яка направлена на зсув однієї деталі відносно іншої, Н;  $M_k$  – крутний момент, який прагне повернути одну деталь відносно іншої, Н·м;  $l$  – довжина контакту з'єднаних поверхонь, м;  $f$  – коефіцієнт тертя при усталеному процесі розпресування або провертання.

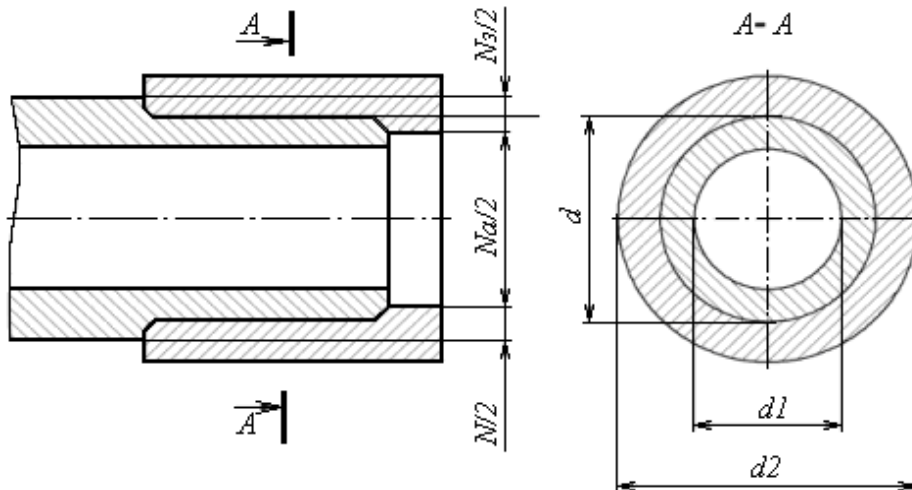


Рис. 3.23. Схема з'єднання втулки з валом при посадці з натягом

Коефіцієнт  $f$  змінюється в широких межах в зв'язку з великою кількістю чинників, які впливають на міцність з'єднання (шорсткість поверхні, швидкість запресування, придатність мастила, вид покриття та інше). Значення  $f$  наведені в табл. 12 а, 12 б.

Таблиця 12, б. Значення коефіцієнта тертя при використанні гальванічних покриттів.

Вид покриття	Питомий тиск, $\rho \cdot 10^{-7}$ , Н/м <sup>2</sup>	Коефіцієнт тертя, $f$	
		При осьовому тиску	При скручуванні
Хром	3,5	0,55-1,11	0,67

Нікель	3,7-5,6	0,37-0,85	0,6-0,68
Мідь	3	0,55-0,61	0,48
Цинк	3	0,51-0,6	0,45
Олово	3	0,48-0,63	0,42

2. По отриманих значеннях  $\rho$  визначається необхідне значення найменшого розрахункового натягу  $N'_{min}$ , м

$$N'_{min} = [\rho_{min}] d_n \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right),$$

де  $E_1$  та  $E_2$  – модулі пружності матеріалів відповідно охоплюваної (вала) і охоплюючої (отвору) деталей в  $\text{Н/м}^2$ ;  $c_1$  та  $c_2$  – коефіцієнти Ляме, які визначаються за формулами та з табл.12, в:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2} + \mu_2;$$

де  $d_1$  – діаметр внутрішнього отвору вала;  $d_2$  – зовнішній діаметр втулки;  $\mu_1$  та  $\mu_2$  – коефіцієнти Пуассона відповідно для охоплюваної та охоплюючої деталей. Для суцільного вала ( $d_1 = 0$ ),  $c_1 = 1 - \mu_1$ ; для масивного корпусу ( $d_2 = \infty$ )  $c_2 = 1 + \mu_2$ .

Таблиця 12, в. Значення  $E$  та  $\mu$  для найбільш поширених матеріалів

Матеріал	$E, \text{Н/м}^2$	$\mu$
Сталь і сталеве лиття	$(1,96-2)10^{11}$	0,3
Чавунне лиття	$(0,74-1,05)10^{11}$	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмаси	$(0,005-0,35)10^{11}$	0,38

3. Визначається з урахуванням поправок до  $N'_{min}$  значення мінімально допустимого натягу

$$[N_{min}] = N'_{min} + v_{ш} + v_t + v_y + v_n,$$

де  $v_{ш}$  – поправка, яка враховує зміну нерівностей контактних поверхонь деталей при утворенні з'єднання.

$$v_{ш} = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{ad});$$

де  $v_t$  – поправка, яка враховує різницю робочої температури деталей ( $t_D$  та  $t_d$ ) і температуру з'єднання, різницю коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів з'єднуваних деталей,

$$v_t = -\Delta \frac{N}{t};$$

$$\Delta N_t^N = N_{(роб)} - N_{(з)} = d_n (\alpha_d \cdot \Delta t_d - \alpha_D \cdot \Delta t_D),$$

де  $N_{(роб)}$  – робочий натяг;  $N_{(з)}$  – натяг з'єднання при нормальній температурі;  $\alpha_D$  та  $\alpha_d$  – відповідно, коефіцієнти лінійного розширення матеріалів отвору і вала;  $\Delta t_D = t_D - 20^0$  – різниця між робочою температурою деталі з отвором та нормальною температурою;  $\Delta t_d = t_d - 20^0$  – різниця між робочою температурою вала та нормальною температурою;  $v_t$  – додатна поправка (враховується, якщо при робочій температурі натяг послаблюється);  $v_{ц}$  – поправка, яка враховує зменшення натягу під дією відцентрових сил (враховується для масивних деталей, які швидко обертаються). Для суцільного вала та однакових матеріалів з'єднуваних деталей

$$v_y = \frac{v^2 d_n \rho}{64} \left( \frac{3 + \mu}{E} \right),$$

де  $v$  – колова швидкість на зовнішній поверхні втулки, м/с і  $\rho$  – щільність матеріалу.

Для сталевих деталей діаметром більших, ніж 500 мм і швидкості в межах 50 м/с поправка  $v_{ц} = 2$  мкм; в електромеханічних приладах діаметри з'єднань, як правило, значно менші і поправка  $v_{ц}$  не враховується;  $v_n$  – поправка, яка

враховує зменшення натягу при запресуваннях деталей. Після їх розпресування ця поправка визначається експериментально.

4. На основі теорії найбільших дотичних напруг визначається максимально допустимий питомий тиск  $[p_{\max}]$ , при якому відсутні пластичні деформації на контактних поверхнях деталей.

В якості  $[p_{\max}]$  приймається найменше з двох значень ( $\text{Н/м}^2$ ):

$$p_1 = 0,58\sigma_{\tau 1} \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2 \right];$$

$$p_2 = 0,52\sigma_{\tau 2} \left[ 1 - \left( \frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right],$$

де  $\sigma_{\tau 1}$  та  $\sigma_{\tau 2}$  – граничне значення текучості матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей.

5. Визначається найбільший розрахунковий натяг  $N'_{\max}$  (М)

$$N'_{\max} = [p_{\max}] d_n \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right).$$

6. Визначається з урахуванням поправок до  $N'_{\max}$  значення максимального допустимого натягу.

$$[N_{\max}] = N'_{\max} v_{nt} + v_{ut} - v_t,$$

де  $v_{nt}$  – коефіцієнт, який враховує збільшення тиску біля торців охоплюючої деталі. Визначається по графіку (рис. 3.24) в залежності від співвідношення  $l/d_n$  та  $d_1/d_n$ . Поправку  $v_t$  необхідно враховувати в тому випадку, коли натяг при робочій температурі збільшується.

7. Вибирається посадка з таблиць допусків та посадок.

Умови вибору посадки:

Максимальний натяг  $N_{\max}$  в підібраній посадці повинен бути не більше  $[N_{\max}]$

$$N_{\max} \leq [N_{\max}].$$

Мінімальний натяг  $N_{\min}$  в підібраній посадці повинен бути  $N_{\min} \leq [N_{\min}]$ .

Розраховується необхідне (максимальне) зусилля (Н) при запресуванні деталей, що з'єднуються

$$R_3 = f_3 p_{\max} \pi \cdot d_H l,$$

де  $f_3$  – коефіцієнт тертя при запресуванні

$$f_3 = (1,15 \div 1,2) \cdot f.$$

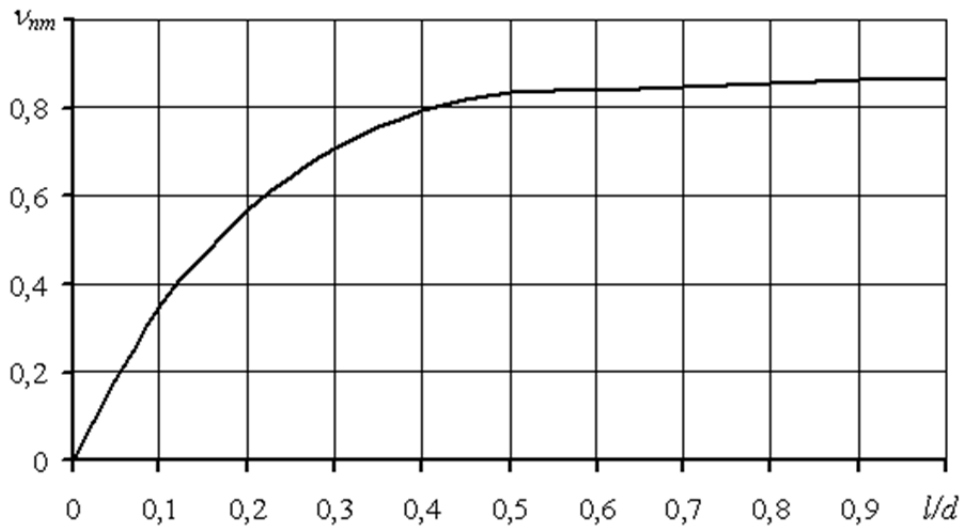


Рис. 3.24. Залежність коефіцієнта збільшення тиску від співвідношення розмірів контактних деталей.

Питомий тиск  $p_{\max}$  при максимальному натягу  $N_{\max}$  визначається за формулою

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - v_{ш}}{d_H \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}.$$

8. Для термічних методів з'єднання необхідну температуру нагріву чи охолодження визначають:

температуру нагріву  $t_D$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) для втулки

$$t_D \approx \frac{(N_{\max} + S_3)}{2D};$$

температуру охолодження для вала

$$t_d \approx t_3 - \frac{N_{\max} + S_3}{\alpha d}.$$

9. Зміна діаметрів  $d_1$  та  $d_2$  після запресовки ( $\lambda_1$  та  $\lambda_2$ , м) розраховується (при необхідності) за формулами

$$\lambda_1 = \frac{2p_{\max} d_1 d_n^2}{E_1 (d_2^2 - d_1^2)}$$

$$\lambda_2 = \frac{2p_{\max} d_2 d_n^2}{E_2 (d_2^2 - d_n^2)}$$

**Приклад.**

З'єднання (рис. 3.23) з розмірами  $d_n = 60$  мм,  $l = 70$  мм,  $d_1 = 10$  мм,  $d_2 = 100$  мм призначено для передачі  $M_{кр} = 650$  Н·м. Матеріал деталей - сталь 45 з граничним значенням текучості  $\sigma_{\tau 1} = \sigma_{\tau 2} = \sigma_t = 35 \cdot 10^7$ , Н/м<sup>2</sup>. Висота нерівностей поверхонь вала  $R_{zd} = 6,3$  мкм, а отвору -  $R_{zo} = 10$  мкм. Робоча температура з'єднання  $20$  °С. Вибрати стандартну посадку та визначити зусилля запресування без використання термічних методів з'єднання.

Розрахунок ведемо в такій послідовності.

1. Визначаємо  $[p_{\min}]$ :

$$[p_{\min}] = \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f} = \frac{2 \cdot 650}{3,14(60 \cdot 10^{-3})^2 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 2,05 \cdot 10^7, \text{ Н/м}^2,$$

де  $f = 0,08$  взято з табл. 12, а, табл. 12, б).

2. Визначаємо  $N'_{\min}$ .

$$N'_{\min} = [p_{\min}] d_n \left( \frac{c_1 + c_2}{E} \right) = 2,05 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3};$$

$$\left( \frac{0,76 + 2,43}{2 \cdot 10^{11}} \right) \approx 20 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx 20 \text{ мкм.}$$

Значення

$$c_1 = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left( \frac{10}{60} \right)^2}{1 - \left( \frac{10}{60} \right)^2} = 0,36 = 0,76;$$



$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{60}{100}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{100}\right)^2} + 0,3 = 2,43.$$

3. Визначаємо максимально допустимий натяг

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + v_{uu} + v_t + v_y + v_n = 20 + 19,6 + 10 \cong 50 \text{ мкм},$$

$$v_{uu} = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) = 1,2(10 + 6,3) = 19,6$$

$$v_t = 0, \text{ оскільки } t_D = t_d = t_3 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$v_{\Pi} = 0, \text{ оскільки деталі не обертаються.}$$

Враховуючи можливі перезапрусуння приймаємо  $v_{\Pi} = 10 \text{ мкм}$ .

4. Визначаємо  $[p_{\max}]$ , для чого розраховуємо  $p_1$  та  $p_2$ .

$$p_1 = 0,58\sigma_T \left[ 1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2 \right] = 0,58 \cdot 35 \cdot 10^7 \left[ 1 - \left(\frac{10}{60}\right)^2 \right] \approx 20 \cdot 10^7, \text{ Н}\cdot\text{м}^2.$$

$$p_2 = 0,58\sigma_T \left[ 1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 \right] = 0,58 \cdot 35 \cdot 10^7 \left[ 1 - \left(\frac{60}{100}\right)^2 \right] \approx 13 \cdot 10^7, \text{ Н}\cdot\text{м}^2.$$

$$[p_{\max}] = 13 \cdot 10^7 \text{ Н}\cdot\text{м}^2.$$

5. Визначаємо  $N'_{\max}$

$$N'_{\max} = [p_{\max}] d_n \left( \frac{c_1 + c_2}{E_1} \right) = 13 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \frac{0,76 + 2,43}{2 \cdot 10^{11}} = 124 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 124 \cdot \text{мкм}.$$

6. Визначаємо максимальний допустимий натяг

$$N_{\max} = N'_{\max} v_{\Pi\Pi} + v_{uu} = 124 \cdot 0,93 + 19,6 \approx 135 \text{ мкм}, \text{ де } v_{\Pi\Pi} = 0,93$$

7. По таблиці вибираємо посадку  $\varnothing 60 \frac{H7}{u7} \left( \begin{array}{c} +0,030 \\ +0,117 \\ +0,087 \end{array} \right)$ , для якої

$$N_{\max} = 117 \text{ мкм} < [N_{\max}], \quad N_{\min} = 57 \text{ мкм} > [N_{\min}].$$

Запас міцності деталей  $[N_{\max}] - N_{\max} = 135 - 117 = 18 \text{ мкм}$ .

8. Визначаємо зусилля запрусуння

$$R_{\Pi} = f_{\Pi} p_{\text{max}} \pi \cdot d_n l = 0,096 \cdot 10,3 \cdot 10^7 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 131 \cdot 10^3, \text{ Н},$$

де  $f_{\Pi} = 1,2f = 1,2 \cdot 0,08 = 0,096$ ;

$$p_{\text{max}} = \frac{(117 - 19,6)10^{-6}}{60 \cdot 10^{-3} \left( \frac{0,76 + 2,43}{2 \cdot 10^{11}} \right)} \approx 10,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

#### 3.4.4.2. Використання посадок з натягом.

Посадки Н/р; Р/н характеризуються мінімальним гарантованим натягом. Вони встановлені для високих квалітетів (вали 4÷6-го, отвори 5÷ 7 квалітетів) і використовуються в тих випадках, коли крутні моменти або осьові зусилля малі; для з'єднання тонкостінних деталей, для яких значні деформації недопустимі; для центрування деталей з великими габаритами, які обертаються з великою швидкістю (з додатковим закріпленням). Вали з полями допусків р5, р6 та отвори з полями допусків р6, р7 використовуються також для посадочних місць під підшипники кочення.

Посадкам Н7/р6 та р7/н6 віддають перевагу для цього типу посадок. Наприклад: посадка клапанного сідла в гніздо при роботі в умовах вібрації; втулок в корпуси; установочних кілець на валах електричних двигунів; ущільнювальних кілець на валах для фіксації підшипників кочення, зубчатих коліс на валах редукторів.

Посадки підвищеної точності Н6/р5 та Р6/н5 використовуються в з'єднаннях високої точності, коли недопустимі значні коливання натягів, наприклад для з'єднання тонкостінних втулок при відносно великих довжинах.

Посадки Н5/п4 та N5/н4 мають теж саме призначення, що і попередні посадки і використовуються в найвідповідальніших випадках.

Посадки Н/г, Н/с, Н/т, Р/н, S/н, Т/н характеризуються помірними гарантованими натягами в межах  $(0,0002 \div 0,0006)d_n$ . Вони забезпечують передачу зусиль середньої величини без додаткового закріплення. В деяких випадках, коли використання посадок з великими натягами недопустимо по умовах міцності деталей, посадки цієї групи використовуються також в

з'єднаннях, які передають значні навантаження, але при цьому необхідне додаткове закріплення.

Посадки H/g та R/h використовуються для деталей з пластмас та легких сплавів, а при розмірах більших ніж 80 мм також і для деталей зі сталі і чавуну.

Ці посадки характеризуються, як правило, пружними деформаціями з'єднаних деталей. Ці посадки використовуються для відносно високих квалітетів (вали 5-7, отвори 6-7 квалітетів). В посадках цієї групи допуск отвору приймають на один квалітет більше, ніж вала.

Посадки середньої точності - H7/r6, H7/s6, H8/s7, H7/t6, R7/h6, S7/h6, T7/h6. В цій групі посадок перевагу віддають посадкам H7/r6 та R7/h6. Вони використовуються для посадок втулок підшипників ковзання в корпусах при значних навантаженнях - в головках шатунів компресорів, в зубчастих колесах для посадки на валах, постійних кондукторних втулках, вентиляторів на валах електродвигунів, черв'ячних коліс на валах редукторів з додатковим закріпленням шпонками та бронзових вінців черв'ячних коліс на чавунних ступицях з додатковим закріпленням гвинтами.

Посадки підвищеної точності H6/r5, H6/s5 використовуються для точних з'єднань, які потребують достатньої міцності без додаткового закріплення при недопустимості значних коливань натягів, наприклад для втулок на валах електромашин, дисків на роторах вентиляторів.

Посадки H/u, H/x, H/z і U/h характеризуються значними гарантованими натягами  $(0,001 \div 0,002)d_n$ . Використовуються для з'єднань, які передають значні, в тому числі і динамічні, навантаження. При таких значних натягах виникають пружно-пластичні деформації, а тому такі з'єднання, як правило, додаткових закріплень не потребують. З'єднання таких деталей провадять, як правило, термічними методами. В окремих випадках для забезпечення гарантованого потрібного натягу деталі перед з'єднанням сортують на групи. Посадки цієї групи використовують для деталей 7 і 8 квалітетів точності.

Посадки H7/u7, H8/x8, U8/h7 найбільш поширені в цій групі. Вони використовуються для посадок дискових і тарільчастих незнімних муфт на кінцях валів; сталевих бандажів на рознімних центрах, вагонних коліс на осях, зубчастих бронзових вінців на сталевих центрах, коротких втулок на ступицях зубчастих коліс, пальців ексцентриків кривошипно-шатунних механізмів та інше.

Посадки H8/x8 та H8/z8 використовують в з'єднаннях, які витримують значні змінні навантаження, удари та вібрації, а також для деталей, матеріал яких може витримати великі деформації.

Наприклад: контактні кільця на ізоляції в малих і середніх електричних машинах, кривошипні кільця на дисках кривошипів, втулки на валах ексцентрикового пресу, металокерамічні втулки в корпусах, з'єднання сталевих деталей з деталями легких сплавів і пластмас.

### **Питання для самоконтролю**

1. Яка різниця між посадками з натягом, із зазором і перехідною ?
2. Що таке система отвору і система валу ?
3. Як позначаються на кресленнях розміри в системі отвору і системі вала ?
4. Що таке поле допуску ?
5. Який характерносять похибки обробки деталей?
6. Як розуміти термін квалітет ?
7. Чи можна визначити допуск і посадку за заданими граничними відхиленнями ?
8. Чи треба при розрахунках з'єднань деталей враховувати вплив шорсткості ?
9. З якою метою використовуються посадки з зазором ?
10. Коли доцільно застосовувати перехідні посадки ?
11. У яких випадках виправдане застосування посадок з натягом ?
12. Чим характеризуються посадки із зазором, натягом і перехідні?

13. Що таке зазор і натяг?
14. Що таке допуск і його взаємозв'язок з економікою виробництва?
15. Яка із систем посадок (система отвору або система вала) є кращою й чому?
16. Наведіть приклад посадок з зазором. Як вони умовно позначаються на кресленнях?
17. Які поля допусків використовуються для утворення посадок з зазором?
18. Які поля допусків використовуються для утворення посадок з натягом?
19. Які поля допусків використовуються для утворення перехідних посадок?
20. Наведіть приклад посадок з натягом. Як вони умовно позначаються на кресленнях?
21. Наведіть приклад перехідних посадок. Як вони умовно позначаються на кресленнях?

## **Розділ 4. Відхилення форми та розташування. Шорсткість поверхонь**

### **4.1. Відхилення форми**

Зносостійкість деталей, їхня довговічність значною мірою залежить від якості поверхонь і точності їх геометричної форми.

Реальна поверхня, яка відокремлює деталь від навколишнього середовища, є результатом одного з видів обробки (механічної чи ручної).

В зв'язку з цим поверхня деталі може мати відхилення від ідеальної поверхні, яка називається номінальною. Форма номінальної поверхні задається кресленням або другою технічною документацією. Ці відхилення наводять до нерівномірності зазорів і натягів в з'єднаннях, що знижує міцність, точність центрування і порушує герметичність. В рухомих з'єднаннях ці відхилення є причиною зниження точності таких механізмів, в яких використовуються направляючі, копіри, кулачки тощо.

Терміни і визначення допусків форми і розташування поверхонь встановлені Держстандартом України.

Лінія перерізу поверхні з площиною або заданою поверхнею називається профілем, який будучи віднесеним до реальної поверхні називається реальним профілем, а до номінальної – номінальним профілем.

Елемент – узагальнений термін. Під елементом в залежності від відповідних умов може бути поверхня, лінія, точка. Ділянка поверхні або лінії, до якої відноситься допуск або відхилення форми і розташування елемента, називається нормованою ділянкою (заданою довжиною лінії).

Відхиленням форми називають відхилення форми реальної поверхні або реального профілю від форми номінальної поверхні або номінального профілю. Кількісно відхилення форми оцінюється найбільшою відстанню від точок реальної поверхні(профілю) по нормалі до прилеглої поверхні(профілю).

Прилегла поверхня має форму номінальної поверхні, стикається з реальною поверхнею і розташована за межами матеріалу деталі таким чином, щоб відхилення від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах

нормованої ділянки було мінімальним.

Допуском форми називається найбільше допустиме значення відхилення форми. Поле допуску форми являє область в просторі або на площині, всередині якої повинні знаходитись всі точки реально розглядуваного об'єкта поверхні в межах нормованої ділянки.

На рисунках використані наступні позначення:  $\Delta$  - відхилення,  $T$  - допуск,  $L$  - довжина нормованої ділянки.

Відхилення від прямолінійності в площині показано на рис. 4.1,а.

Частковими видами відхилень від прямолінійності є випуклість (рис. 4.1,б) та угнутість (рис. 4.1,в).

Випуклість – відхилення від прямолінійності, при якому віддаленість точок реального профілю від прилеглої прямої зменшується від країв до середини.

Угнутість – відхилення від прямолінійності, при якому віддаленість точок реального профілю від прилеглої прямої збільшується від країв до середини.

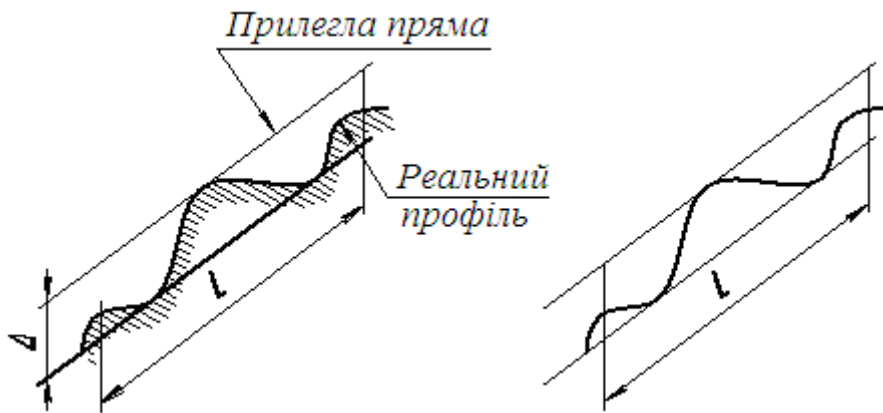


Рис. 4.1, а

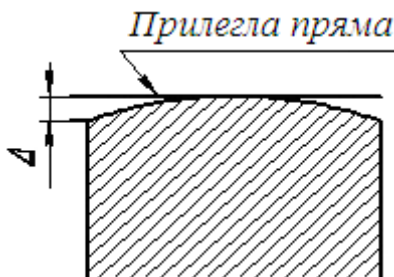


Рис. 4.1, б

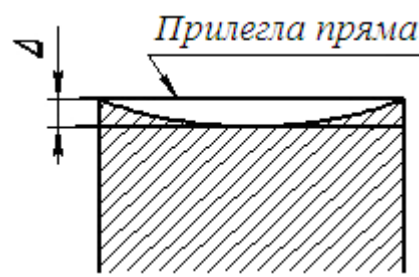


Рис. 4.1, в

Відхилення від площинності наведено на рис. 4.2. Частковими видами відхилень від площинності є випуклість і угнутість.

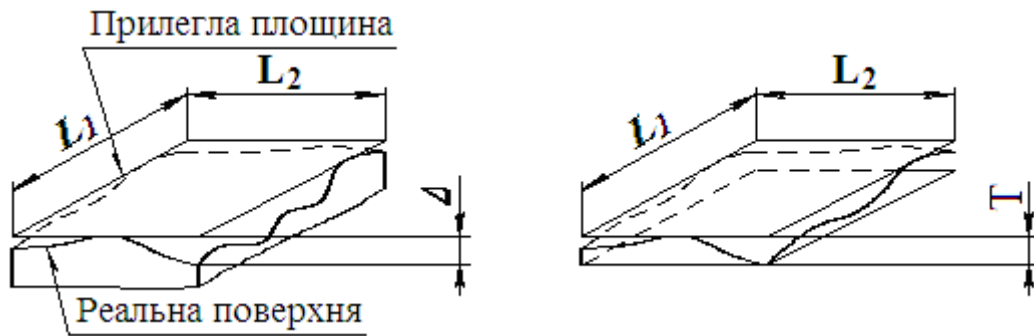


Рис. 4.2

Випуклість – відхилення від площинності, при якому віддаленість точок реальної поверхні від прилеглої площини зменшується від країв до середини.

Угнутість – відхилення від площинності, при якому віддаленість точок реальної поверхні від прилеглої площини збільшується від країв до середини.

Відхилення від округлості наведено на рис. 4.3,а. Частковими видами відхилень від округлості є овальність (рис. 4.3,б) і огранка (рис. 4.3,в).

Від округлості, при якому реальний профіль являє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої розташовані у взаємно перпендикулярних напрямках.

Огранка – відхилення від округлості, при якому реальний профіль являє собою багатогранну фігуру. Огранка підрозділяється по числу граней. Зокрема, огранка з непарним числом граней характеризується тим, що діаметри профілю поздовжнього перерізу у всіх напрямках однакові.

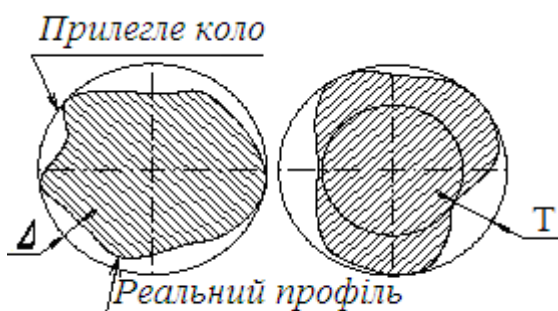


Рис. 4.3, а

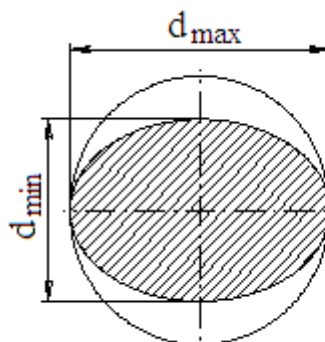


Рис. 4.3, б

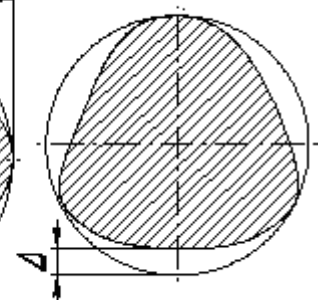


Рис. 4.3, в



Овальність – відхилення від циліндричності – найбільша відстань  $\Delta$  від точок реальної поверхні до прилеглого циліндра в межах нормованої ділянки (рис. 4.4).

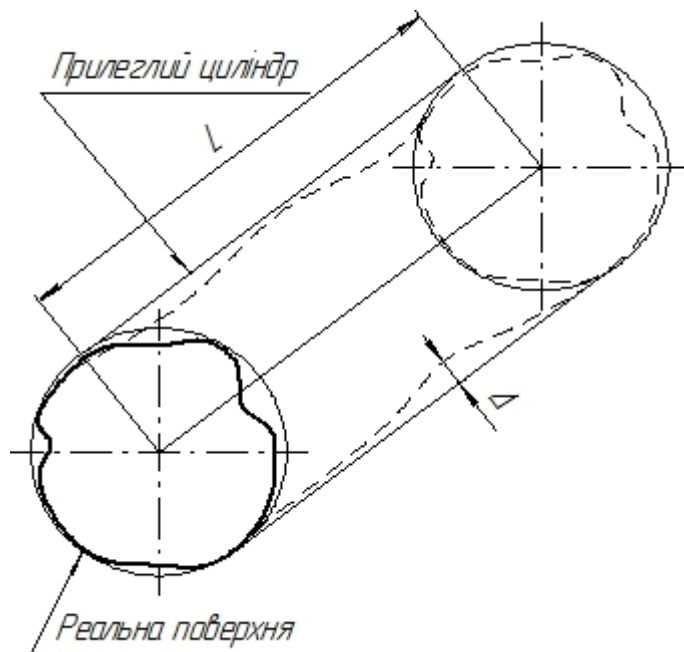


Рис. 4.4

Відхилення і допуск профілю поздовжнього перерізу циліндричної поверхні показані на рис. 4.5,а. Частковими видами відхилення профілю поздовжнього перерізу є конусоподібність (рис. 4.5,б), бочкоподібність (рис. 4.5,в) і сідлоподібність (рис. 4.5,г).

Конусоподібність – відхилення форми профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні прямолінійні, але не паралельні.

Бочкоподібність – відхилення профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолінійні і діаметри збільшуються від країв до середини перерізу.

Сідлоподібність – відхилення профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолінійні і діаметри зменшуються від країв до середини перерізу.

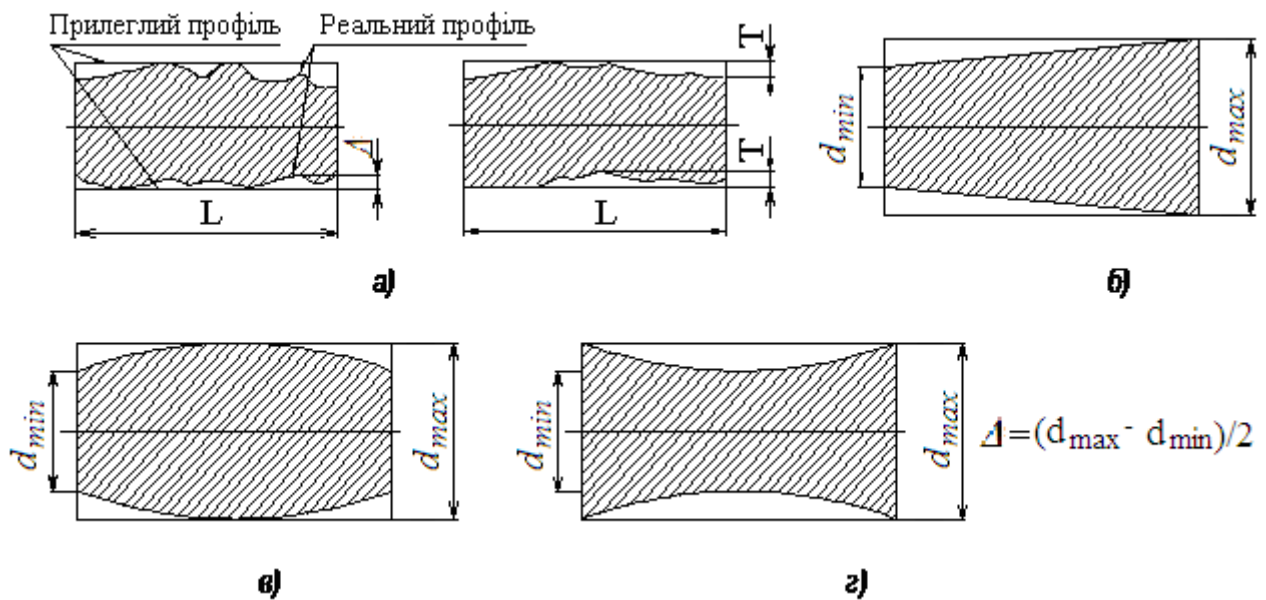


Рис. 4.5

## 4.2. Відхилення розташування

Відхиленням розташування називається відхилення реального розташування розглянутого елемента від його номінального розташування.

Відхилення від паралельності площин на рис. 21,а представлено різницею  $\Delta$  найбільшої і найменшої відстаней між площинами в межах нормованої ділянки.

Відхилення від перпендикулярності площин (рис. 4.6,б) – це відхилення кута між площинами від прямого кута ( $90^\circ$ ), яке виражене в лінійних одиницях  $\Delta$  на довжині нормованої ділянки  $L$ .

Відхилення нахилу площини (рис. 4.6,в) – це відхилення кута між площиною і базовою площиною або базовою віссю (прямою) від номінального кута, яке виражене в лінійних одиницях  $\Delta$  на довжині нормованої ділянки.

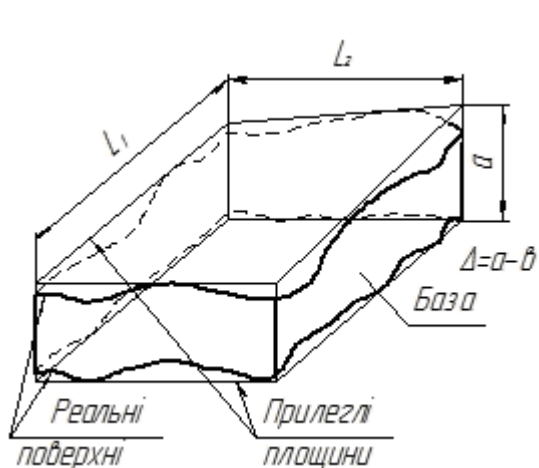


Рис. 4.6, а

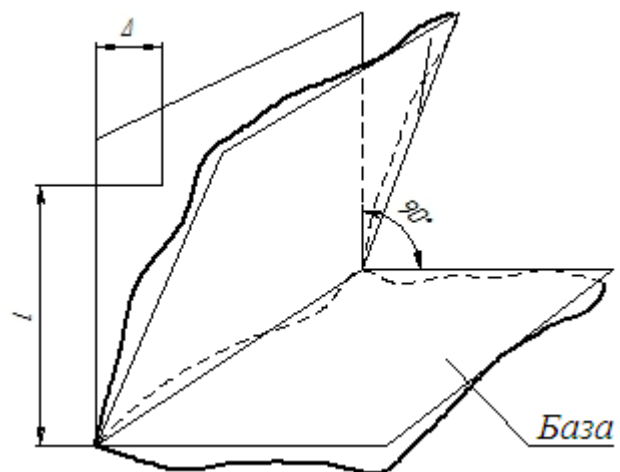


Рис. 4.6, б

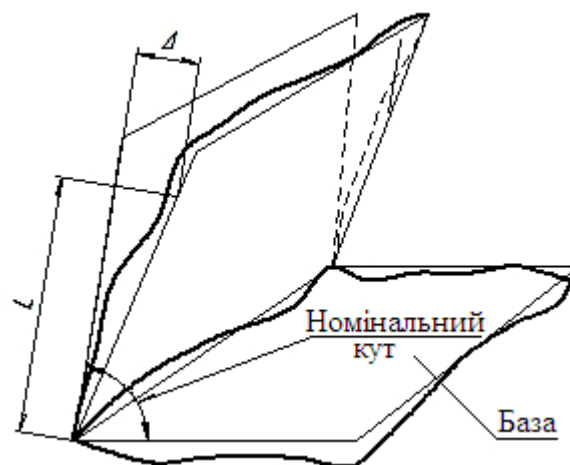


Рис. 4.6, в

Відхилення від співвісності відносно загальної вісі називають найбільшу відстань ( $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$ ) між віссю розглядуваної поверхні обертання і загальною віссю двох або декількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки (рис. 4.7,а).

Відхилення від симетричності відносно базового елемента наведено на рис. 4.7,б. Відхилення від симетричності – це найбільша відстань між площиною симетрії(віссю) розглядуваного елемента (або елементів) і площиною симетрії базового елемента в межах нормованої ділянки.

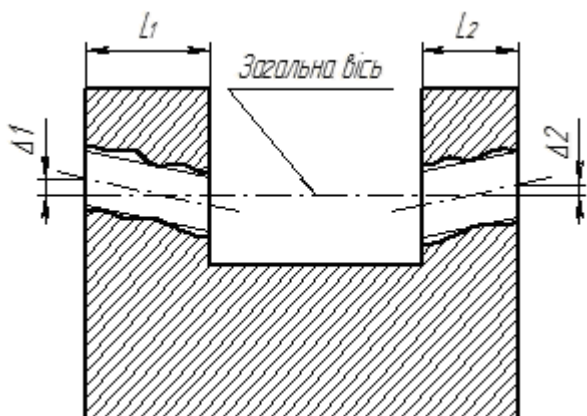


Рис. 4.7,а

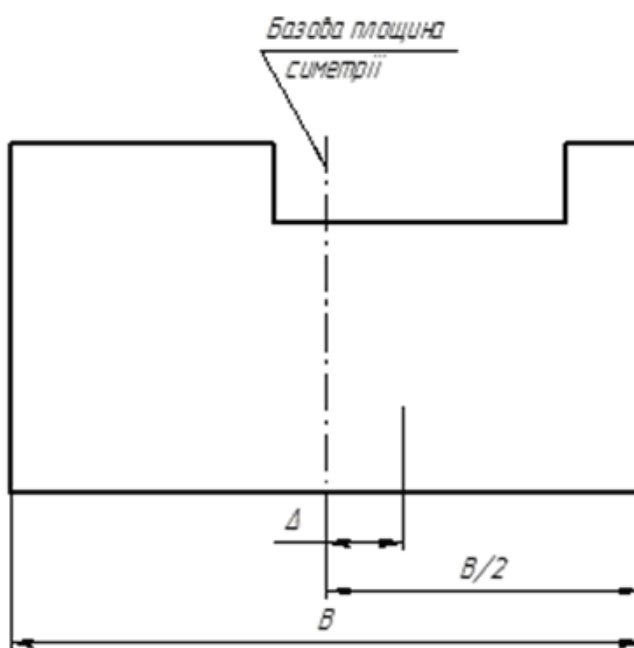


Рис. 4.7,б

Позиційне відхилення (рис. 4.7,в) – найбільша відстань  $\Delta$  між реальним розташуванням елемента (його центра, вісі або площина симетрії) і його номінальним розташуванням в межах нормованої ділянки.

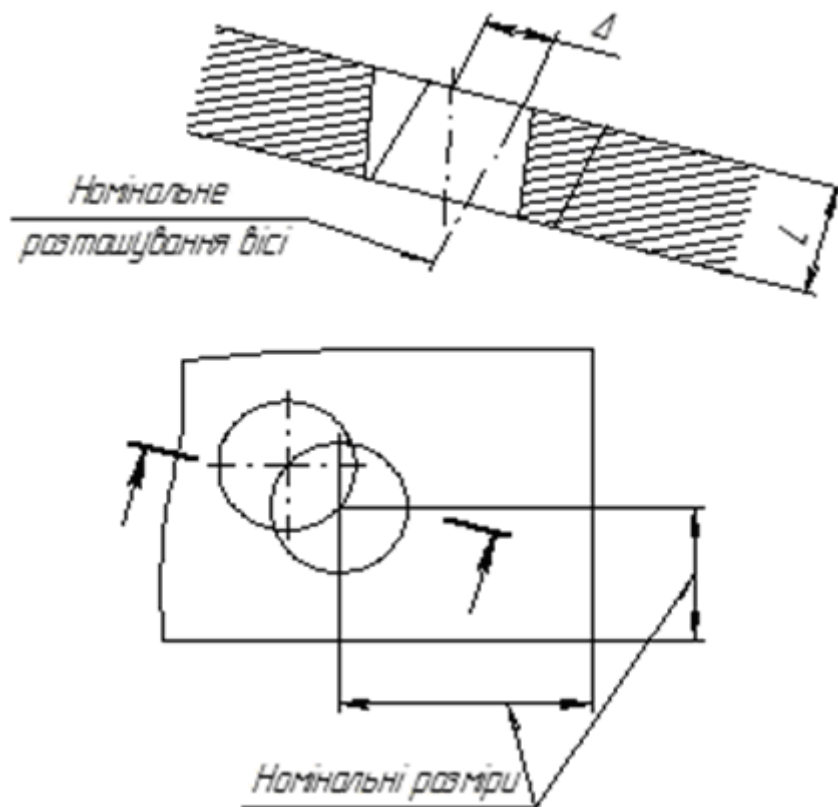


Рис. 4.7,в

Відхилення від перетину осей (рис. 4.8) – найменша відстань між осями, які номінально перетинаються.

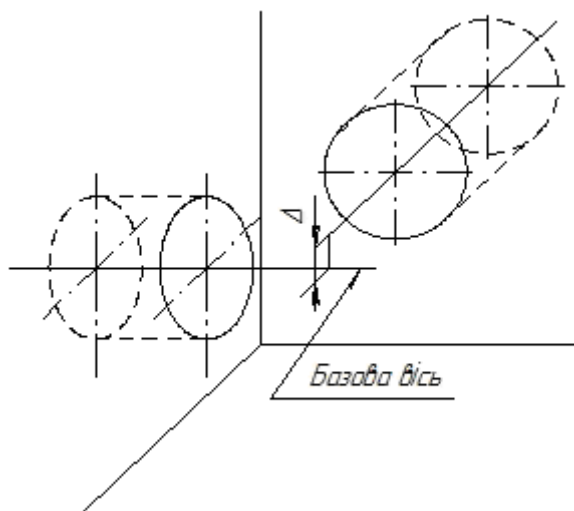


Рис. 4.8

### 4.3. Сумарні відхилення форми та розташування

Сумарні відхилення є результатом сумісного прояву відхилення форми і відхилення розташування певної поверхні або розглядуваного профілю відносно заданих баз.

Радіальне биття (рис. 4.9,а) є результатом сумісного прояву відхилень від округлості профілю розглядуваного перерізу і відхилення його центру відносно базової вісі.

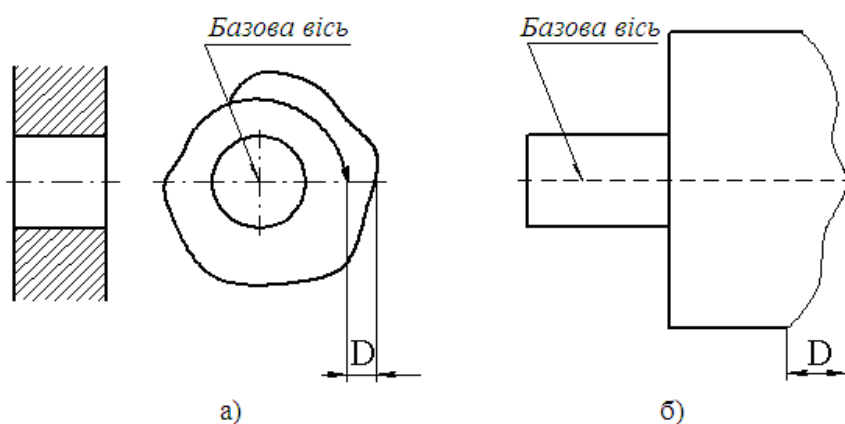


Рис. 4.9

Повне радіальне биття – це різниця  $\Delta$  найбільшої і найменшої відстаней всіх точок реальної поверхні в межах нормованої ділянки до базової вісі.

Торцеве биття визначається в перерізі торцевої поверхні циліндром

певного діаметра, який співвісний з базовою віссю, а якщо діаметр не заданий, то в перерізі будь-якого (в тому числі і найбільшого) діаметра торцевої поверхні. Повне торцеве биття є результатом сумісного прояву відхилення від площинності розглядуваної поверхні і відхилення від її перпендикулярності відносно базової вісі (рис. 4.9,б).

Відхилення в заданому напрямку – це різниця  $\Delta$  найбільшої і найменшої відстані від точок реального профілю поверхні обертання в перерізі розглядуваної поверхні конусом, вісь якого співпадає з базовою віссю, а твірна має заданий напрямок, до вершини цього конуса. Відхилення є результатом сумісного прояву в заданому напрямку відхилення форми профілю розглядуваного перерізу і відхилення розташування вісі розглядуваної поверхні відносно базової вісі. Допуск биття в заданому напрямку – це найбільше допустиме значення биття в заданому напрямку.

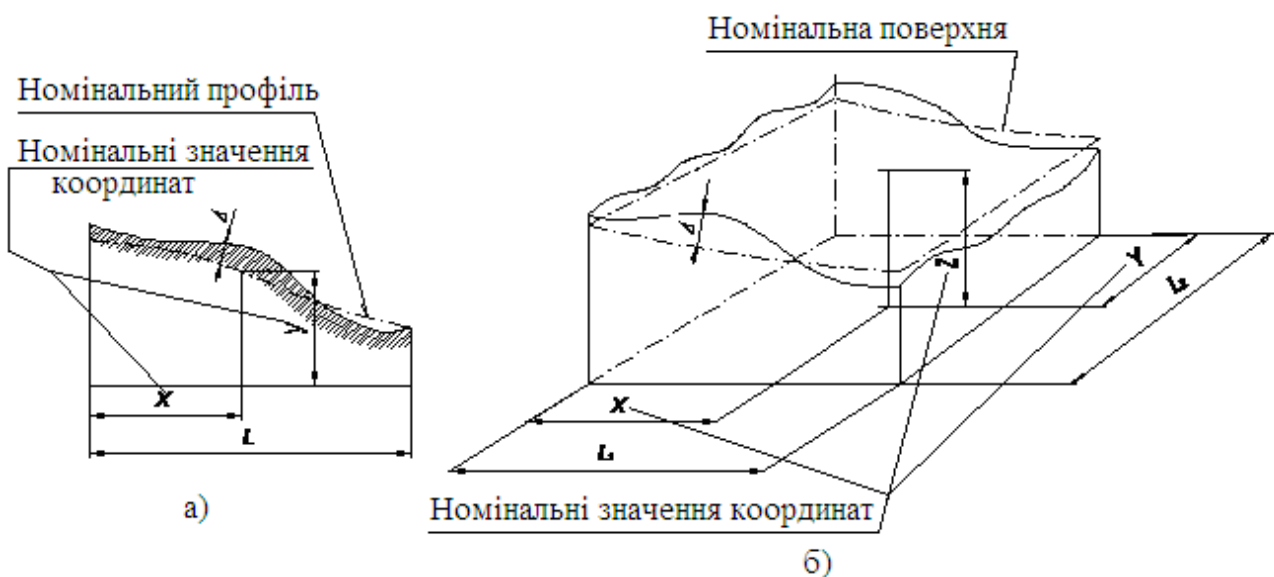


Рис. 4.10

Відхилення форми заданого профілю (рис. 4.10,а) є найбільше відхилення  $\Delta$  точок реального профілю, яке визначається по нормалі до номінального профілю в межах нормованої ділянки.

Відхилення форми заданої поверхні (рис. 4.10,б) є найбільше відхилення точок реальної поверхні від номінальної, яке визначається по нормалі до номінальної поверхні в межах нормованої ділянки.

Допуски форми і розташування поверхонь позначають на кресленнях графічними символами згідно з табл. 13.

Форма знаків показана на рис. 4.11, розмір знаків відповідає розміру шрифту  $h$  розмірних чисел.

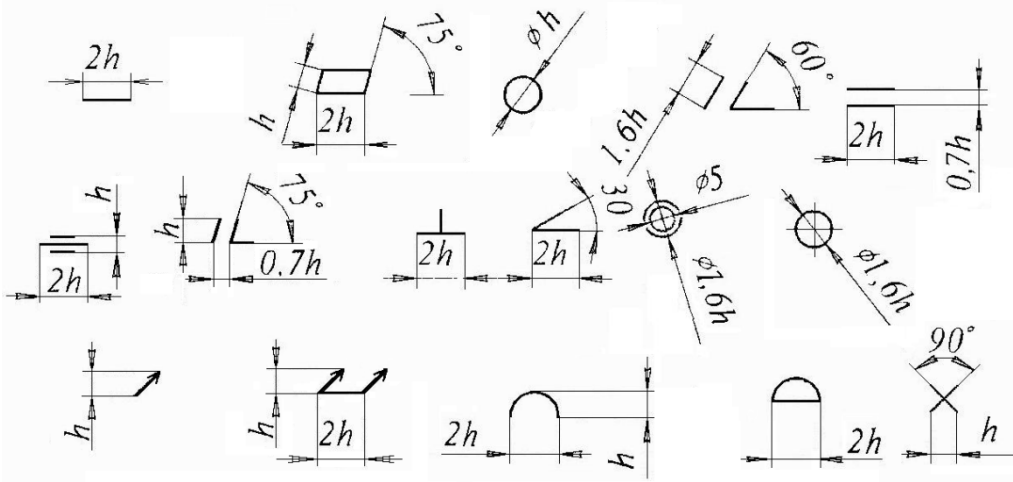


Рис. 4.11

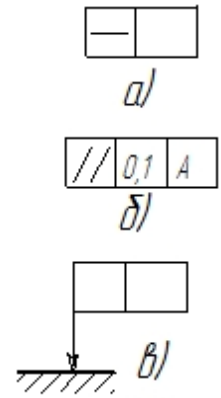


Рис. 4.12

Знак і числові значення допуску або позначення бази розміщують в прямокутну рамку (рис. 4.12). Рамка допуску розділена на два або три поля, накреслена суцільними тонкими лініями або лініями однакової товщини з цифрами (рис. 4.12,а). В першому полі наводять знак допуску, в другому – числове значення допуску в міліметрах, в третьому полі, при необхідності, дають позначення бази, яка позначається великими літерами латинського алфавіту (рис. 4.12,б). Розміри рамки допуску та його полів повинні забезпечувати чіткість умовних знаків та записів. Рамку з контурною (виносною) лінією елемента, що обмежений допуском, з'єднують лінією, яка закінчується стрілкою (рис. 4.12,в). Цифри і літери, які вписують в рамки, використовуються шрифтом того самого розміру, що і розмірні числа. Перетинати рамку допуску будь якими лініями не дозволяється.

Горизонтальному розміщенню рамки допуску віддається перевага.

З'єднувальна лінія рамки допуску (рис. 4.13,а-л) може бути прямою або ламаною. При необхідності дозволяється проводити з'єднувальну лінію від другої (останньої) частини поля допуску (рис. 4.14,а) і закінчувати з'єднувальну лінію стрілкою з боку матеріалу деталі на виносній лінії (рис. 4.14,б).

Умовне позначення допуску форми і розташування поверхні

Група допусків	Вид допуску	Умовна позначка
Допуски форми	Допуск прямолінійності	
	Допуск площинності	
	Допуск округлості	
	Допуск циліндричності	
	Допуск профілю поздовжнього перерізу	
Допуски розташування	Допуск паралельності	
	Допуск перпендикулярності	
	Допуск нахилу	
	Допуск співвісності	
	Допуск симетричності	
	Допуск позиційний	
	Допуск перетинання осей	
Сумарні допуски форми і розташування	Допуск радіального биття	
	Допуск торцевого биття	
	Допуск биття у заданому напрямку	
	Допуск повного радіального биття	
	Допуск повного торцевого биття	
	Допуск форми заданого профілю	
	Допуск форми заданої поверхні	



Стрілка з'єднувальної лінії рамки допуску повинна бути розташована на достатній відстані від кінця розмірної лінії або розмірної стрілки (рис. 4.15), якщо допуск відноситься до поверхні або її профілю; співпадати з продовженням розмірної лінії відповідного розміру, якщо допуск відноситься до вісі (рис. 4.16,а,б) або площини симетрії (рис. 4.16,в); проводиться до загальної вісі, якщо допуск відноситься до загальної вісі (рис. 4.17,а) або площини симетрії (рис. 4.17,б).

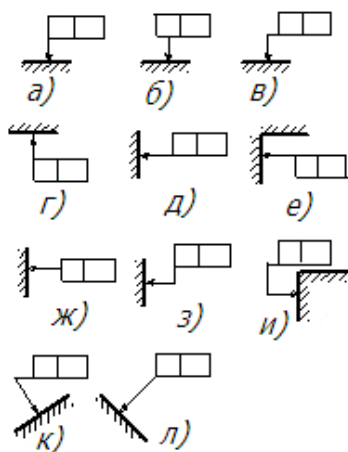


Рис. 4.13

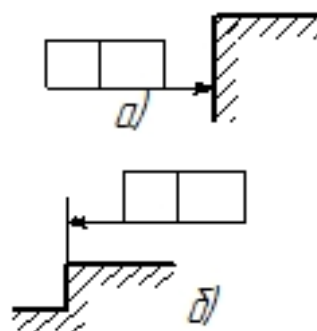


Рис. 4.14

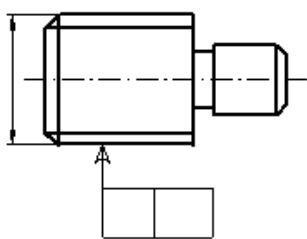


Рис. 4.15

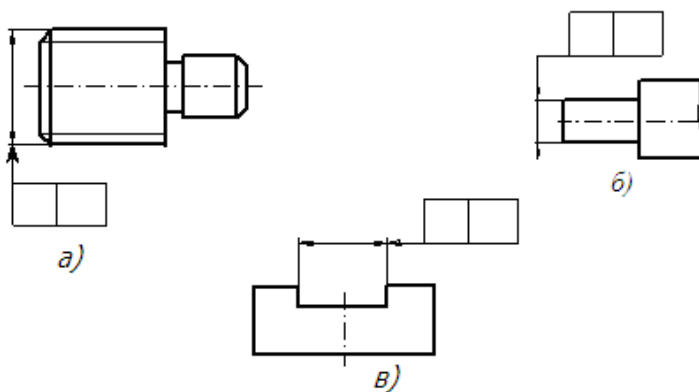


Рис. 4.16

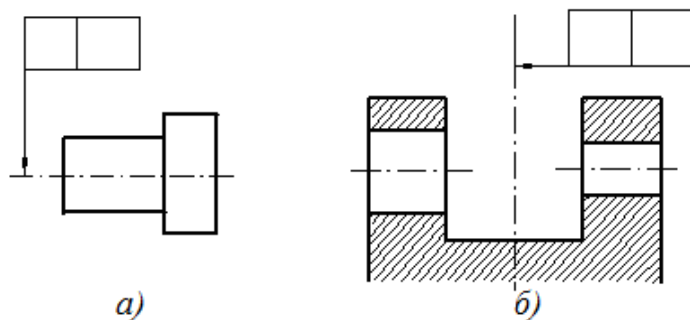


Рис. 4.17

Перед числовим значенням допуску вписується його символ (рис. 4.18):

∅, якщо колове або циліндричне поле вказують діаметром (рис. 4.18,а);

R, якщо колове або циліндричне поле вказують радіусом (рис. 4.18,б);

T, якщо поля допуску симетричності, перетинання осей, позиційний допуск обмежений двома паралельними прямими або діаметральними площинами (рис. 4.18,в);

T/2 – ті ж самі поля допусків, що і для символу T, але обмежені радіальними площинами (рис. 4.18,г);

слово “Сфера”, якщо поле допуску у вигляді кулі (рис. 4.18, д).

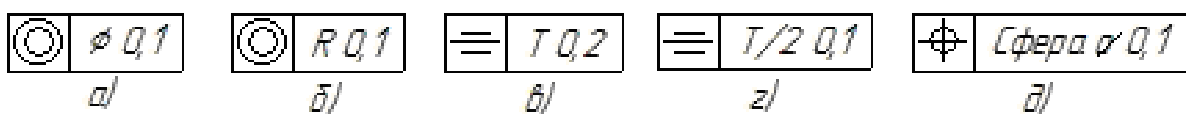


Рис. 4.18

Нанесення допуску при заданій довжині або площині поверхні показано на рис. 4.19. Числове значення допуску дійсне для всієї поверхні або довжини елемента, якщо не задана нормована ділянка.

Розміри нормованої ділянки в міліметрах для елемента обмеженої довжини вписують після значення допуску і відокремлюють від нього похилою лінією (рис. 4.19,а).

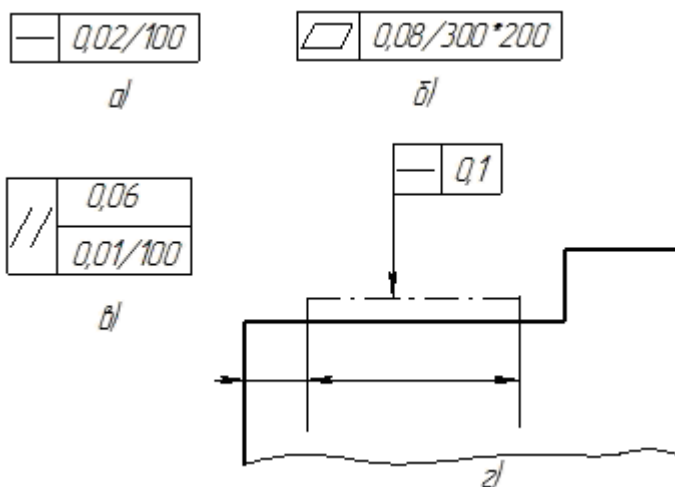


Рис. 4.19

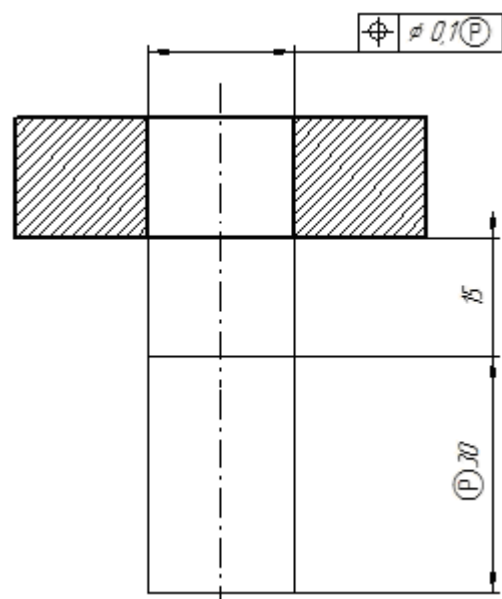


Рис. 4.20

Розміри нормованої ділянки в міліметрах для обмеженої допуском поверхні вписують після значення допуску і відокремлюють від нього похилою лінією (рис. 4.19,б).

Якщо допуск вказаний по всьому елементу і одночасно на певній нормованій ділянці, то другий допуск вказують під першим в об'єднаній рамці допуску (рис. 4.19,в).

Якщо допуск повинен відноситися до нормованої ділянки, яка розташована в певному місці елемента, то нормована ділянка позначається штрих пунктирною лінією, яка обмежена розмірами (рис. 4.19,г).

Довжину і розташування виступаючого поля допуску (рис. 4.20) відмічають розмірами, контур виступаючої частини нормованого елемента обмежують тонкою суцільною лінією з умовною позначкою Р, а після числового значення допуску вказують символ Р.

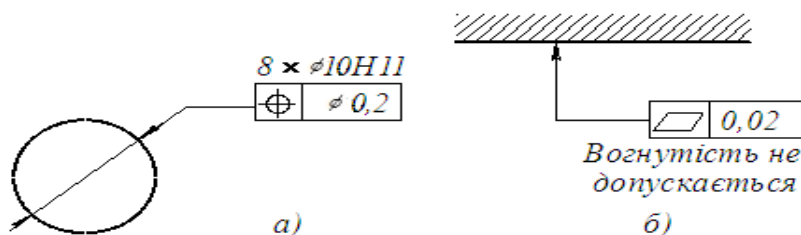


Рис. 4.21

Надписи (доповнювальні дані) пишуть під рамкою допуску (рис. 4.21,а) або над нею (рис. 4.21,б).

Бази на кресленнях (рис. 4.22) позначають рівнобічним затемненим трикутником, висота якого приблизно дорівнює розміру шрифту. Основу трикутника розташовують на контурній лінії елемента або на виносній лінії, яка продовжує цю лінію. Трикутник з'єднують прямою лінією з рамкою допуску (рис. 4.22, а). Якщо такої можливості немає, то базу позначають прописною літерою, вписують її в спеціальну рамку на з'єднувальній лінії з трикутником і ту ж саму літеру розміщують в третій частині рамки допуску (рис. 4.22, б). Якщо базою є поверхня або пряма лінія цієї поверхні, то трикутник повинен бути розташованим на достатній відстані від кінця стрілки розмірної лінії (рис. 4.22,в).

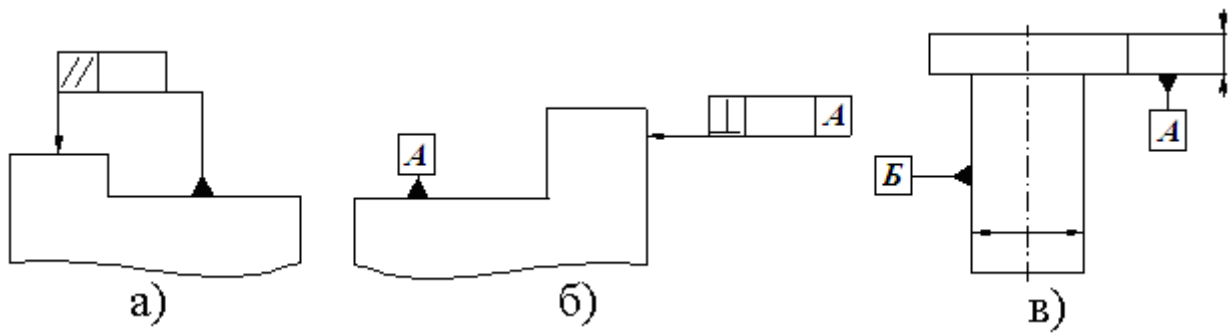


Рис. 4.22

Трикутник розміщують в кінці розмірної лінії (діаметра або ширини) елемента, якщо базою є вісь або площина симетрії. При цьому трикутник може замінити розмірну стрілку (рис. 4.23, а).

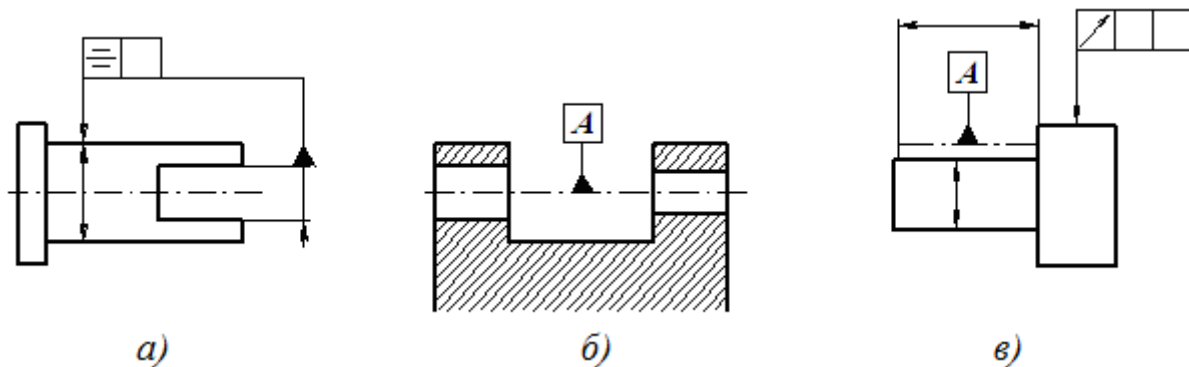


Рис. 4.23

Трикутник розміщують на загальній вісі, якщо базою є загальна вісь або площина симетрії і відомо, для яких елементів вона призначена (рис. 4.23, б).

Якщо базою є тільки частина або певне місце елемента, то її розташування обмежують розмірами і позначають штрих пунктирною лінією (рис. 4.23, в).

При об'єднаній базі декількох елементів, які мають загальну вісь або площину симетрії, кожний елемент позначається самостійно і всі літери вписують підряд в третє поле рамки допуску (рис. 4.24, а).

Якщо позначають допуск розташування для двох однакових елементів і немає необхідності або можливості (в симетричні деталі) розрізнити елементи і вибрати один з них в якості бази, то замість затемненого трикутника використовують стрілку (рис. 4.24, б).

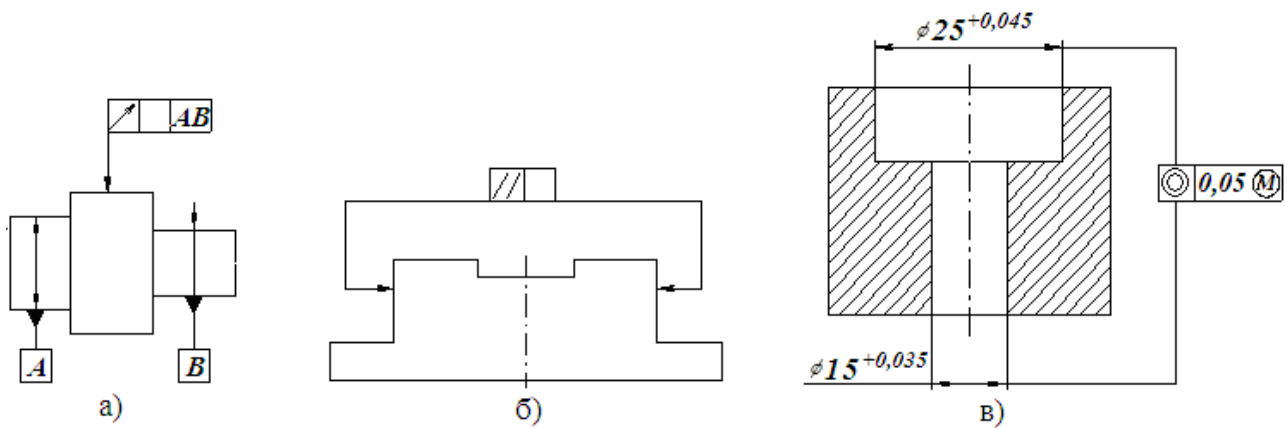


Рис. 4.24

### 4.3.1. Залежні і незалежні допуски

Допуски розташування охоплюючи та охоплюваних поверхонь можуть бути двох видів – залежними і незалежними.

Залежним називається змінний допуск розташування, значення якого залежить не тільки від заданого граничного відхилення, а й від дійсних відхилень розмірів поверхні, що розглядаються. При залежних допусках необхідно задавати граничні відхилення розташування, які відповідають найменшим граничним розмірам охоплюваної деталі.

Залежні допуски розташуваннязначаються головним чином в тих випадках, коли необхідно забезпечити складання деталей, які з'єднуються одночасно по декільком поверхнях з заданими зазорами і натягами.

Наприклад, для отворів  $\phi 25^{+0,045}$  та  $\phi 15^{+0,035}$  деталі (рис. 4.24.в) призначене граничне відхилення від співвісності 0,05 (допуск залежний).

Вказане значення допуску на неспіввісність є найменшим і відноситься до деталей, в яких діаметри отворів мають найменші, а вали – найбільші граничні розміри. Любе відхилення дійсних діаметрів від цих значень означає збільшення сумарного зазору по обом поверхням (ступеням) з'єднання. Співвісність  $\Delta$  зв'язана з сумарним зазором в обох ступенях  $\delta_1 + \delta_2$  залежністю

$$\Delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}.$$

При найбільших граничних діаметрах отворів (15,035 та 25,045) сумарний

зазор збільшується порівняно з мінімальним значенням на величину не менше ніж  $0,035+0,045=0,08$  мм. Таким чином, можливе додаткове відхилення співвісності буде дорівнювати  $1/2 \cdot 0,08=0,04$  мм.

Граничні відхилення співвісності, які можуть бути отримані при таких граничних діаметрах

$$\Delta_{гр}=0,05+0,04=0,09 \text{ мм.}$$

Внаслідок допусків ступінчатого вала, який з'єднується з отвором, зазори і відхилення співвісності можуть бути ще більшими.

Незалежний допуск – це допуск, числове значення якого постійне для всієї сукупності деталей, які виготовляються по даному кресленню, і не залежать від дійсного розміру розглянутого або базового елемента.

Залежні допуски розташування і форми позначають умовним знаком, які розміщують: після числового значення допуску, якщо залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами розглянутого елемента (рис. 4.25, а); після буквенного позначення бази (рис. 4.25, б) або без буквенного позначення в третій частині рамки (рис. 4.25, г), якщо залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами базового елемента; після числового значення допуску і буквенного позначення бази (рис. 4.25, в) або без буквенного позначення (рис. 4.25, д), якщо залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами розглянутого і базового елемента.

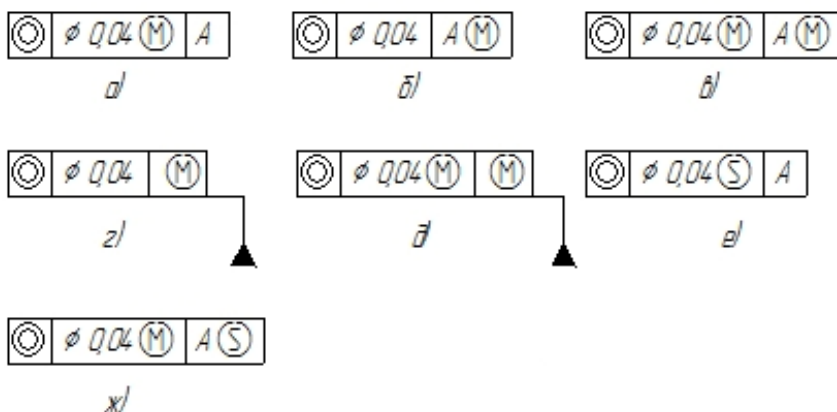


Рис. 4.25

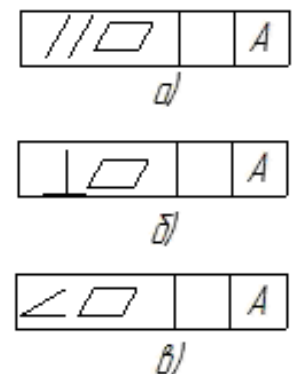


Рис. 4.26

Якщо допуск розташування і форми не вказаний в якості залежного, то його вважають незалежним.

Якщо залежних допусків більше, ніж незалежних, то останні позначають знаком  $\textcircled{S}$ , який розміщують після числового значення допуску, а на кресленнях робиться запис: Всі допуски співвідності залежні, крім тих, які позначені знаком  $\textcircled{S}$  (рис. 4.25, е).

Якщо числові значення залежного допуску розташування пов'язані тільки з розмірами розглянутого елемента, то після буквеного позначення ставлять знак  $\textcircled{S}$  (рис. 4.25, ж).

Якщо відсутні знаки сумарних допусків форми і розташування, то їх позначають знаками відповідних допусків і розташовують на першому полі рамки в такій послідовності: знак допуску розташування, знак допуску форми. Наприклад, сумарний допуск паралельності і площинності позначають по типу рис. 4.26, а; перпендикулярності і площинності – по типу рис. 4.26, б; нахилу і площинності – по типу рис. 4.26, в.

Допуски циліндричності, округлості, площинності, прямолінійності і паралельності мають бути меншими, ніж допуск розміру

#### 4.4. Шорсткість поверхні

Реальні поверхні деталей після обробки на металорізальних верстатах або після обробки тиском, литтям та іншими засобами мають змінні виступи та западини різної висоти і форми порівняно малих розмірів за висотою та кроком. Ці виступи і западини утворюють нерівності поверхонь (мікро нерівності).

Висота, форма, характер розташування і напрямку цих нерівностей залежить від виду та умов обробки.

Під шорсткістю поверхні мається на увазі сукупність мікронерівностей з відносно малими кроками.

Шорсткість поверхні в поєднанні з іншими її характеристиками і фізичними властивостями характеризує стан поверхні і є одним з основних параметрів якості.

Шорсткість поверхні відіграє важливу роль в рухомих з'єднаннях деталей. Впливає на тертя та спрацювання поверхонь підшипників, направляючих ексцентриків та інших деталей. При підвищених величинах шорсткості тертя проходить не по всій поверхні деталі, а по окремим точкам при підвищеному питомому тиску, внаслідок чого мастило витискається, порушується цілісність мастильної плівки і з'являються умови виникнення напівсухого і навіть сухого тертя.

В нерухомих з'єднаннях величина натягу також в значній мірі залежить від шорсткості деталей. Міцність деталей при знакозмінних навантаженнях також є функцією шорсткості тому, що сліди обробки на поверхні (риски) є концентраторами напруження, які можуть бути причиною виникнення тріщин від втоми металів.

Зменшення шорсткості значно покращує антикорозійну стійкість металів, що особливо важливо в тих випадках, коли неможливо застосувати захисні покриття (поверхні циліндрів двигунів та компресорів).

Шорсткість поверхні пов'язана і з такими важливими показниками виробів, як щільність і герметичність з'єднань, відбивна здатність поверхонь, контактна шорсткість поверхні, міцність зчеплення при притиранні й склеюванні, якість покриття та ін. Шорсткість поверхні впливає на точність вимірювання деталей, тому її необхідно нормувати в залежності від функціонального призначення деталі чи виробу.

Стандарт встановлює перелік параметрів і типів, напрямків нерівностей, які застосовуються при визначенні вимог, контролі шорсткості поверхні, числові значення параметрів і загальні вказівки щодо вимог до шорсткості поверхні.

Шорсткість поверхні – це сукупність нерівностей поверхні з порівняно малими кроками на базовій довжині. На рис. 4.27 представлений профіль рельєфу реальної поверхні. На базовій довжині  $L$  виділені нерівності у вигляді виступів і западин профілю, по яких розраховують параметри шорсткості.

Базова довжина  $L$  – довжина базової лінії, яка використовується для



виділення нерівностей, що характеризують шорсткість поверхні. Частіше значення базової поверхні вибирають із ряду:

0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 25 мм.

Середня лінія профілю  $m$  має форму номінального профілю і проводиться таким чином, щоб в межах базової довжини середнє квадратичне відхилення вимірюваного профілю до цієї лінії було мінімальним.

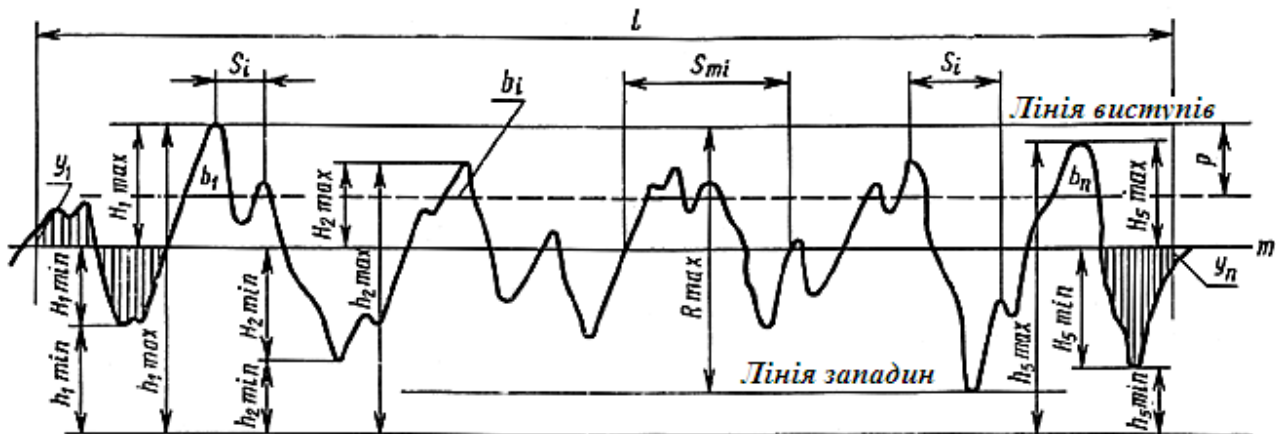


Рис. 4.27

Відхиленням профілю  $y$  є відстань між будь-якою точкою профілю і середньою лінією.

Середнє значення відстані між нерівностями профілю в межах базової довжини є середнім кроком нерівностей  $S_m$ ; середнє значення відстаней між місцевими виступами – середнім кроком місцевих виступів  $S$ .

Числові значення параметрів  $S_m$ ,  $S$  вибирають у діапазоні від 0,002 до 12,5 мм.

Рівень перерізу профілю  $p$  – це відстань між лінією виступів профілю і лінією, яка перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю.

Опорна довжина профілю  $\eta_p$  є сумою довжини відрізків  $v_i$  в межах базової довжини, які відсікаються на заданому рівні в матеріалі виступів профілю, еквідистантній середній лінії.

Відносна опорна довжина  $t_p$  визначається відношенням опорної довжини профілю до базової довжини

$$t_p = \left( \frac{1}{L} \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \right) \cdot 100\% .$$

Числові значення рівня перерізу профілю  $t_p$  вибирають з ряду R5; 10; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90% від  $R_{\max}$ .

Найбільшою висотою профілю  $R_{\max}$  називають відстань між лінією виступів профілю і лінією западин профілю в межах базової довжини (найбільша висота профілю).

Висота нерівностей профілю за десятьма точками  $R_z$  визначається як сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю і глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини

$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 |H_i \max| + \sum_{i=1}^5 |H_i \min| \right),$$

де  $H_i \max$  – висота найбільшого виступа профілю.

$H_i \min$  – глибина найбільшої западини профілю.

Середнє арифметичне відхилення профілю  $R_a$  – визначається як середнє арифметичне з абсолютних значень відхилення в межах базової довжини

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y(x)| dx \quad \text{або приблизно} \quad R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|,$$

де  $y(x)$  – відстань від точки побіля до середньої лінії, яка виміряна по нормалі;

$L$  – базова довжина;  $n$  – число вибраних точок профілю на базовій довжині.

Нижче (табл. 14) наведені співвідношення параметрів шорсткості (мкм) і базової довжини  $L$ .

Таблиця 14

Співвідношення параметрів шорсткості (мкм) і базової довжини  $L$ .

$R_a$	$R_z=R_{\max}$	$L$ , мм
до 0,025	до 0,10	0,08
від 0,025 до 0,40	від 0,10 до 1,6	0,25
від 0,40 до 3,2	від 1,6 до 12,5	0,8
від 3,2 до 12,5	від 12,5 до 50	2,5
від 12,5 до 100	від 50 до 400	8,0

При виборі параметрів  $R_a$  і  $R_z$  слід пам'ятати, що параметр  $R_a$  дає повнішу оцінку шорсткості, бо для його визначення вимірюють і підсумовують відстані

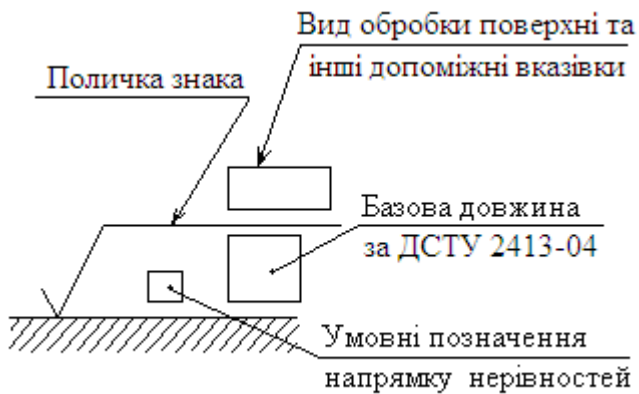


Рис. 4.28

від більшого числа точок дійсного профілю до його середньої лінії, а при визначенні  $R_z$  вимірюють тільки відстані між п'ятьма вершинами і п'ятьма западинами нерівностей.

На всіх поверхнях деталей незалежно від методу їх отримання (крім поверхонь, шорсткість яких не обумовлена конструктором) необхідно нанести умовний знак з позначенням параметра шорсткості згідно ГОСТ 2.309-73 (рис. 4. 28).

Кожна поверхня позначається умовним знаком, куди вписують числове значення (найбільшого, найменшого або діапазону значень) параметрів і значення базової довжини, на якій визначають параметр.

Значення параметра шорсткості вказують в позначенні шорсткості після відповідного символу, наприклад:  $R_a0.4$ ,  $R_{max}6.3$ ;  $S_m0.63$ ;  $t_{50}70$ ;  $S_0,032$ ;  $R_z50$ .

В прикладі  $t_{50}70$  зазначена відносна опорна довжина профілю  $t_p = 70\%$  при рівні перетину профілю  $p = 50\%$ .

При вказівці найбільшого значення параметра шорсткості в позначенні наводять параметр шорсткості без граничних відхилень, наприклад:

$$\sqrt{R_z50} \quad , \quad \sqrt{R_a0.4}$$

При вказівці найменшого значення параметра шорсткості після позначення параметра варто вказувати «min», наприклад:

$$\sqrt{R_a3,2min} \quad , \quad \sqrt{R_z50min}$$

При вказівці діапазону значень параметра шорсткості поверхні в позначенні шорсткості наводять межі значень параметра, розміщуючи їх у два рядки, наприклад:

$$Ra\ 0,8 \quad ; \quad Rz\ 0,10 \quad ; \quad R_{max}\ 0,80 \quad ; \quad t_{50}\ 70$$

$$0,4 \quad ; \quad 0,05 \quad ; \quad 0,32 \quad ; \quad 50 \text{ і т.і.}$$

У верхньому рядку наводять значення параметра, що відповідає більш грубій шорсткості.

При вказівці номінального значення параметра шорсткості поверхні в позначенні наводять це значення з граничними відхиленнями, наприклад:

$$Ra\ 1 + 20\ %; \quad Rz\ 100_{-10\ %}; \quad Sm\ 0,63^{+20\ %}; \quad t_{50}\ 70 \pm 40\ \% \text{ і т.і.}$$

При вказівці двох і більше параметрів шорсткості поверхні в позначенні шорсткості значення параметрів записують зверху вниз у наступному порядку:

параметр висоти нерівностей профілю,

параметр кроку нерівностей профілю,

відносна опорна довжина профілю

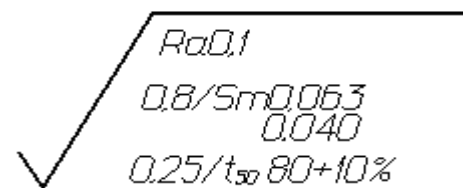


Рис. 4.29

Приклад умовного позначення шорсткості наведений на рис. 4.29 з зазначенням параметрів: 0,1 – середнє арифметичне відхилення профілю  $R_a$ ;  $Sm_{0,040}^{0,053}$  - середній крок нерівностей профілю з позначенням границі;  $t_{50}\ 80 \pm 10\ %$  - відносна опорна довжина профілю 80% при рівні перерізу профілю  $p = 50\ %$  з граничним відхиленням  $\pm 10\ %$ ; 0,8, 0,25 - базові довжини  $L$ .

При необхідності умовним знаком (рис. 4.28) вказують напрямок нерівностей, позначення яких наведені в табл. 15.

Величину шорсткості вибирають в залежності від функціонального призначення поверхні. Наприклад, шорсткість поверхонь деталей в з'єднанні з натягом повинна бути такою, щоб зминання виступів не приводило до зменшення натягу, тому що інакше міцність з'єднання не гарантована.

Для позначення шорсткості використовують один із знаків, які встановлено ГОСТ 2.309-73 (рис. 4.30).

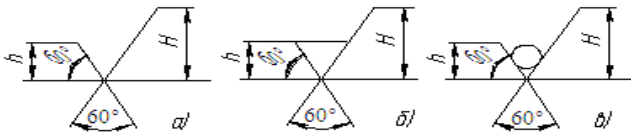


Рис. 4.30

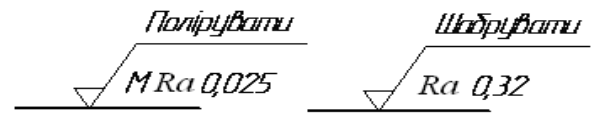


Рис. 4.31

Товщина ліній знаків приблизно дорівнює половині товщини суцільної основної лінії, яка використовується на кресленні. Висота  $h$  знаків дорівнює висоті розмірних чисел, які використані у кресленні. Висота  $H$  дорівнює  $(1,5 \div 5)h$ .

Висота цифр і літер параметра повинна дорівнювати висоті цифр розмірних чисел.

Для позначення різних випадків шорсткості використовують такі знаки: знак без поличі  $\checkmark$  (рис. 4.30,а) – тільки для значень параметрів без встановлення виду обробки; знак  $\checkmark$  (рис. 4.30,б) – для поверхні, яка повинна оброблятися з видаленням шару металу (точінням, фрезеруванням, шліфуванням, поліруванням та інше).

Таблиця 15

Схеми і умовні позначення напрямків нерівностей поверхонь.

Схеми напрямків нерівностей	Позначення	Схеми напрямків нерівностей	Позначення
	$\checkmark =$		$\checkmark M$
	$\checkmark \perp$		$\checkmark C$
	$\checkmark X$		$\checkmark R$

Знак  $\checkmark$  (рис. 4.30,в) – для позначення шорсткості поверхні, яка повинна оброблятися без видалення шару металу (литтям, ковкою, штампуванням та

інше). Вид обробки поверхні вказують в позначенні шорсткості тільки в тих випадках, коли він є обов'язковим для одержання потрібної якості поверхні (рис. 4.31). Способи обробки та відповідні їм параметри шорсткості наведені в таблиці 16.

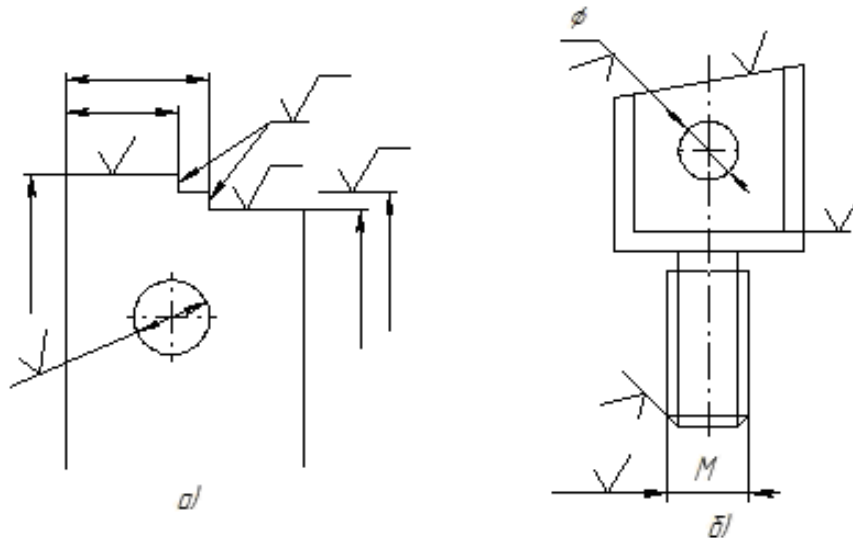


Рис. 4.32

Умовні знаки розташовують на лініях контуру, виносних лініях (по можливості ближче до розмірної лінії) або на полицях ліній-виносок, а при відсутності місця – на розмірних лініях або на їх подовженні, на рамці допуску форми, а також розривати виносну лінію (рис. 4.32,а,б).

Допускається при відсутності місця для знака розривати виносну лінію (рис. 4.33).

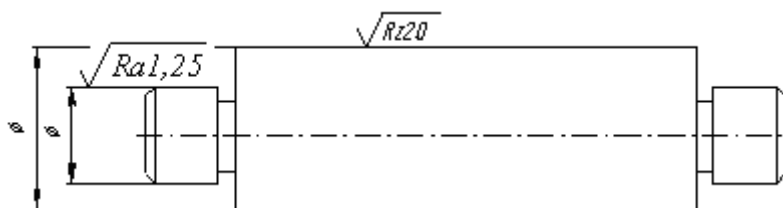


Рис. 4.33

На лініях невидимого контуру знак шорсткості наносять тільки в тих випадках, коли від цієї лінії проставлено розмір.

Якщо всі поверхні виробу мають однакову шорсткість, то її позначення наносять в правому верхньому куті креслення (рис. 4.34, а); приклад позначення

показано на рис. 4.34, б. Розміри і товщина лінії знаку в позначенні шорсткості в цьому випадку повинні бути приблизно в 1,5 рази більше, ніж знаків, які нанесені на кресленні.

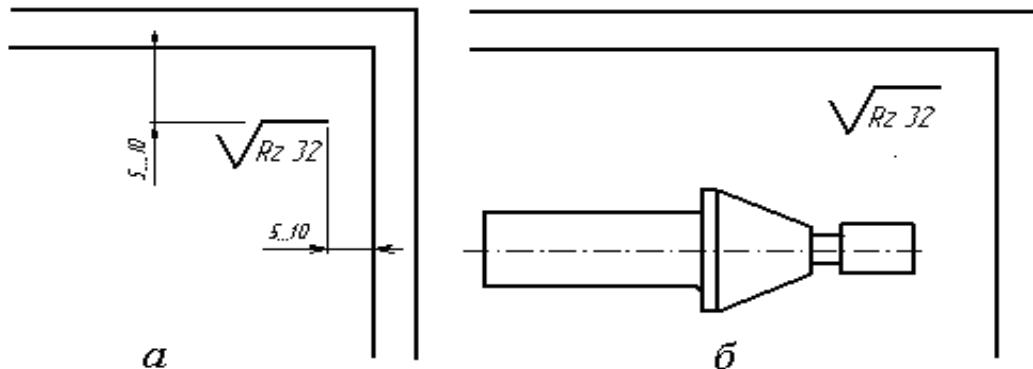


Рис. 4.34

Якщо частина поверхонь виробу має однакову шорсткість, то її позначення розміщують в правому верхньому куті креслення з умовним позначенням (✓) (рис. 4.35, а, б).

Це означає, що всі поверхні, на яких не нанесені позначення шорсткості або знак ✓, повинні мати шорсткість, що вказана перед умовним позначенням (✓); розміри знаку ✓, який взято в дужки, повинні бути однаковими з розмірами знаків на кресленні.

Якщо частина поверхні не обробляється на цьому кресленні, то в правому верхньому куті креслення перед позначенням (✓) розміщують знак ✓ (рис. 4.36); розміри і товщина цього знаку повинна бути приблизно в 1,5 рази більше, ніж знаків, які нанесені на кресленні.

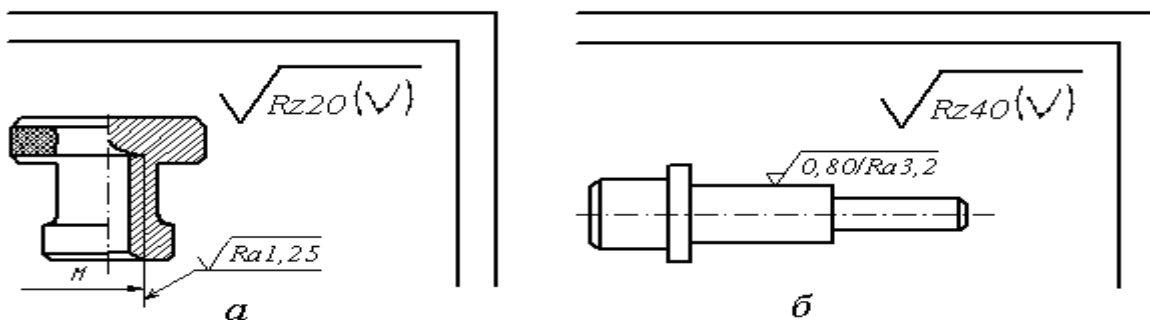


Рис. 4.35

Значення параметрів шорсткості поверхонь в залежності від способу їх обробки

Вид обробки	Висота нерівностей, мкм													
	320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,16	0,08	0,04	0,01	0,005
Лиття	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
Кування	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
Прокатування холодне						✓	✓	✓						
Протягання	Чистове					✓	✓							
	Опоряджувальне							✓						
Штампування	Гаряче	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Холодне					✓	✓	✓						
Слюсарна обробка	Обпилювання			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	✓	✓							
	Свердління			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
Стругання	Чистове			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Чорнове			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Чистове			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	✓								
Розвергання	Чорнове			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Чистове					✓	✓	✓						
	Опоряджувальне								✓					
Точіння	Обдирне	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Чистове					✓	✓	✓						
	Тонке													✓



Вид обробки		Висота нерівностей, мкм													
		320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,16	0,08	0,04	0,01	0,005
Підрізання торця	Чорнове			$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$									
	Чистове					$\sqrt{Rz}$									
	Тонке						$\sqrt{Rz}$								
Розточування	Обдирне		$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$	$\sqrt{Rz}$										
	Чистове					$\sqrt{Rz}$									
	Тонке							$\sqrt{Rz}$							
Фрезерування	Чорнове				$\sqrt{Rz}$										
	Чистове					$\sqrt{Rz}$									
	Чистове							$\sqrt{Rz}$							
Шліфування	Тонке								$\sqrt{Rz}$						
	Чорнове														
	Чистове					$\sqrt{Rz}$									
Фрезерування	Чорнове				$\sqrt{Rz}$										
	Чистове					$\sqrt{Rz}$									
	Чистове							$\sqrt{Rz}$							
Шліфування	Тонке														
	Полірування														
	Хонінгування														
Доводка	Доводка														
	Обкатування														
	Віброобкатування														
Віброобкатування	Віброобкатування														
	Віброобкатування														
	Віброобкатування														

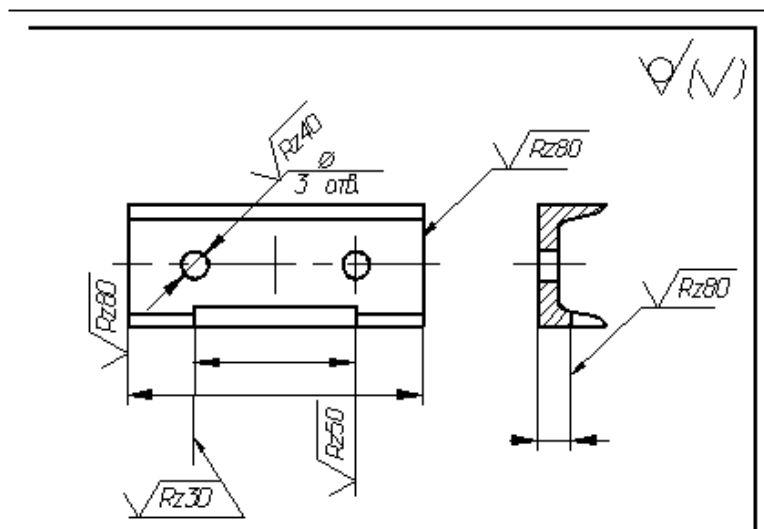


Рис. 4.36

Якщо на одній поверхні дві різні ділянки мають різну шорсткість, то ці ділянки розділяють суцільною тонкою лінією; розмічають відповідними розмірами з нанесенням шорсткості (рис. 4.37,а). Через заштриховану зону лінію границі між ділянками з різною шорсткістю не проводять (рис. 4.37,б).

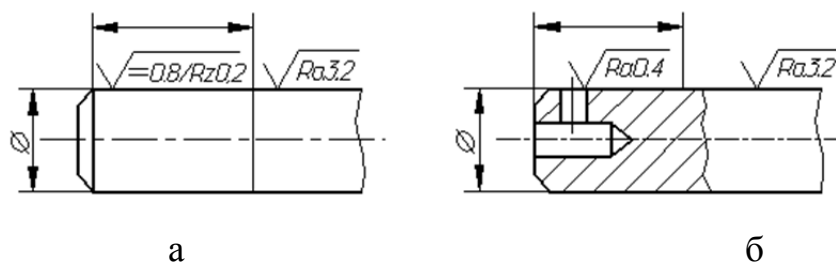


Рис. 4.37

Незалежно від числа однакових елементів деталі, кількість яких вказана на кресленні (отвори, пази, зубці та ін.), позначення шорсткості вказують один раз (рис. 4.38).

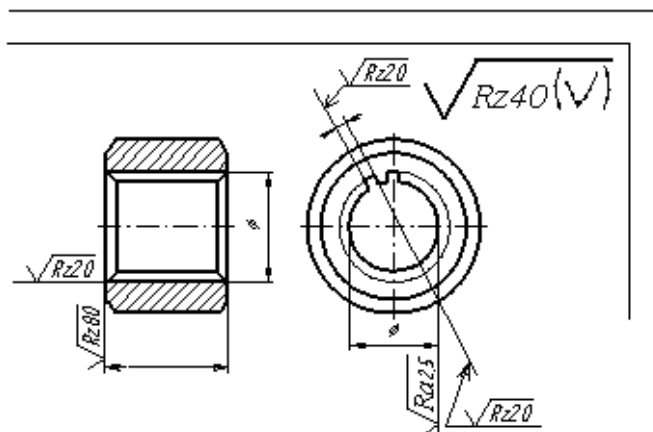


Рис. 4.38

Позначення шорсткості робочих поверхонь зубців, евольвентних шліців та ін., якщо на кресленні не показані їх профілі, умовно наносять на лінії ділильного кола, а для глобоїдних черв'яків і з'єднаних з ними коліс - на лінії розрахункового кола (рис. 4.39, а-г).

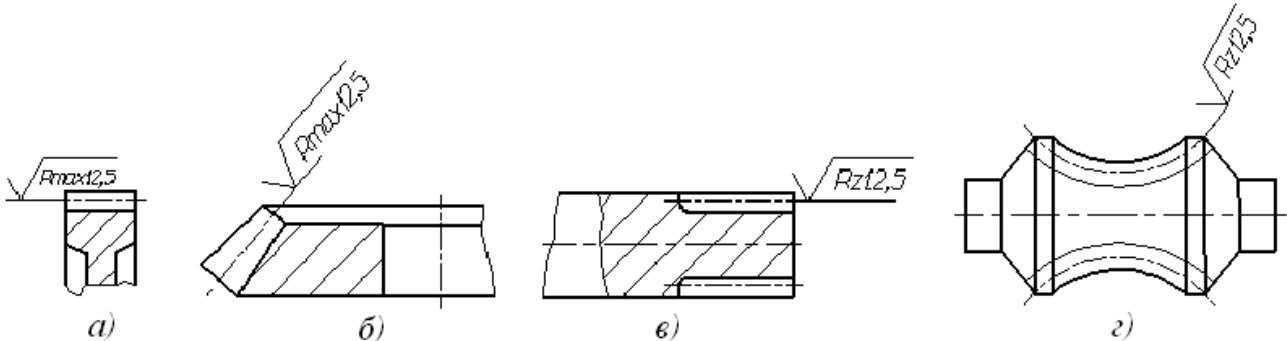


Рис. 4.39

Шорсткість профілю нарізки наносять за загальними правилами при зображенні профілю або умовно на виносній лінії та на її продовженні (рис. 4.40).

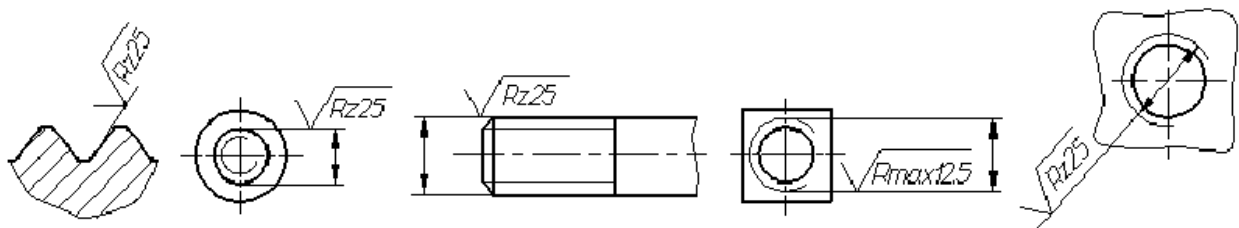


Рис. 4.40

В тому випадку, коли зображення поверхні утворює контур, позначення шорсткості наносять тільки один раз; знак шорсткості доповнюють додатковим знаком О, діаметр якого дорівнює 4-5 мм (рис. 4.41,а). Якщо декілька поверхонь плавно переходять одна в іншу, знак О не ставиться (рис. 4.41,б). Якщо поверхні утворюють складну конфігурацію (рис. 4.41,в), то позначення однакової шорсткості допускається наводити в технічних умовах креслення з посиланням на буквене позначення поверхні, наприклад: шорсткість поверхні  $A - \sqrt{Ra16}$ , при цьому буквене позначення наносять на поличці лінії-виноски, що проведена від штрих-пунктирної лінії, якою обводять поверхню на відстані  $0,8 \div 1$  мм від лінії контуру.

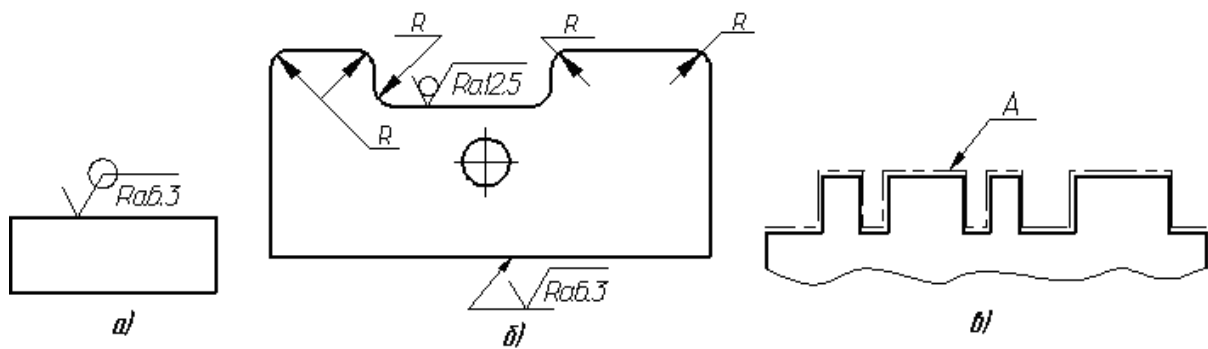


Рис. 4.41

В спрощеному зображенні (рис. 4.42) використовують знак  $\checkmark$  та малі літери українського алфавіту в алфавітному порядку і, як правило, без пропусків з поясненнями в технічних умовах.

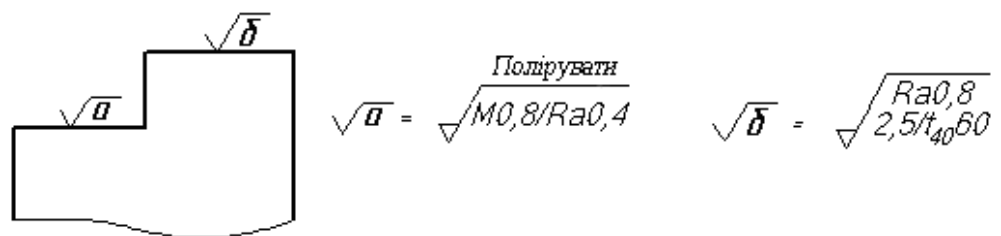


Рис. 4.42

Величина параметра шорсткості вибирається в залежності від функціонального призначення і способу обробки поверхні (табл.17).

Таблиця 17

Параметри шорсткості в залежності від стану та способу обробки поверхонь.

Параметр поверхні	Стан поверхні	Спосіб обробки
1	2	3
$\checkmark$	Поверхні заготовок в стані поставки, які не пройшли механічну обробку і не визначені даним кресленням	Прокатка, кування, миття, штампування тощо.
$\sqrt{Rz}$	Поверхні, які не стикаються з другими поверхнями (кромки після штампування і різання), поверхні відлитої деталі та ін.	Зачистка напилком, різання автогеном, на ножицях та вирубання на пресах.

1	2	3
$\sqrt{Rz320}$	Зовнішні, механічно оброблені поверхні, які не стикаються з другими поверхнями (поверхні фланців арматури, гайок та інше)	Чорнове точіння, чорнове фрезерування, свердління.
$\sqrt{Rz160}$	Прохідні отвори під болти, гвинти, шпильки тощо.	Свердління, зенкерування.
$\sqrt{Rz80}$	Опорні поверхні станин, кронштейнів, захисних кожухів, поверхні галтелей, канавок, фасок, фланців, шківів та ін.	Напівчисте точіння, та розточування, чорнове стругання, свердлування, зенкерування.
$\sqrt{Rz40}$	Корпуси патронів, вільні поверхні валів, шківів, 237 корпусів; невідповідальні профілі нарізок; поверхні отворів з діаметрами до 15 мм під болти, гвинти, шпильки та ін.	Свердління, зенкерування, розвертання, напівчистове точіння.
$\sqrt{Rz20}$	Поверхні корпусів, кронштейнів, до яких приєднуються інші деталі; зовнішні поверхні зубчастих коліс та ін.	Чистове точіння, напівчистове фрезерування, стругання, чистове розточування, чистове стругання.
$\sqrt{Ra2,5}$	З'єднані поверхні нерухомих з'єднань, наприклад, направляючі супортів верстатів, внутрішні поверхні корпусів під підшипники кочення, робочі поверхні шпонок та шпонкових пазів; евольвентні	Чистове свердлення, чистове шліфування, нарізання нарізок, шліфування та довбання зубців.

1	2	3
	поверхні профілів зубців сталевих зубчастих коліс.	
$\sqrt{Ra1,25}$	Посадочні поверхні зубчастих коліс, черв'яків, втулок; внутрішні поверхні підшипників ковзання	Чистове точіння, чистове фрезерування, чистове шліфування
$\sqrt{Ra0,63}$	З'єднувальні поверхні бронзових зубчастих коліс, робочі поверхні колінчастих та розподільних валів; поверхні валів під підшипники кочення	Чистове точіння, чистове шліфування
$\sqrt{Ra0,32}$	Посадочні поверхні осей і валів малого діаметра, робочі поверхні центрів	Тонке шліфування, тонке точіння, притирання
$\sqrt{Ra0,16}$	Поверхні, які працюють в умовах тертя, наприклад, відповідальні вісі і вали підвищеної точності; робочі поверхні колінчастих та розподільних валів швидкохідних двигунів; поверхні відповідальних циліндричних та призматичних направляючих;	Притирання, доводка
$\sqrt{Ra0,08}$	Внутрішні поверхні циліндричних поршневих машин, зовнішні поверхні пальців поршневих кілець, поверхні тертя, робочі поверхні швидкохідних прецизійних верстатів	

1	2	3
$\sqrt{Ra0,04}$	Робочі поверхні деталей вимірювальних приладів в рухомих з'єднаннях середньої точності, вимірювальні поверхні калібрів.	Тонке притирання, доводка, полірування
$\sqrt{Rz0,10}$	Вимірювальні поверхні деталей вимірювальних приладів і робочі поверхні приладів в рухомих сполученнях високої точності	
$\sqrt{Rz0,05}$	Дзеркальні поверхні кінцевих мір довжини	

### Питання для самоконтролю

1. Чим задається форма номінальної поверхні деталі ?
2. Чому з'являються відхилення форми номінальної поверхні ?
3. Що таке прилегла поверхня?
4. Що таке відхилення форми?
5. Що таке допуск форми поверхні ?
6. Які бувають відхилення форми поверхні ?
7. Відхилення форми циліндричних деталей. Комплексні і приватні види цих відхилень.
8. Відхилення розташування і умовні знаки їхніх допусків на кресленнях.
9. Які зустрічаються відхилення розташування поверхні ?
10. Залежні і незалежні допуски розташування.
11. До чого призводить відхилення форми і розташування поверхні ?
12. Що таке база ?
13. Що таке залежні і незалежні допуски ?
14. Що таке шорсткість поверхні і як вона впливає на якість з'єднань ?
15. Як на кресленнях позначається шорсткість поверхні ?

## Розділ 5. ТЕОРІЯ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

### 5.1. Загальні поняття та підходи

Метод розмірних ланцюгів – це розрахунки допусків геометричних параметрів складових частин виробів та вирішення задач точності, які виникають на всіх стадіях обробки, з'єднання та експлуатації виробів.

Використання цього методу дозволяє значно зменшити час і матеріальні витрати на етапі технічної підготовки виробництва, підвищити якість обробки, конструкторської і технологічної документації.

Для нормальної роботи виробів необхідно, щоб їх деталі зайняли певне розташування, яке відповідає їх призначенню. При розрахунку точності відносного розташування деталі враховують взаємозв'язок багатьох розмірів у виробі. Наприклад, зміна розмірів  $A_1$  та  $A_2$  при виготовленні деталей 1 і 2 приводить до зміни зазору  $A_\Delta$  при з'єднанні їх на вісі 3 (рис. 5.1, а, б).

В послідовності обробки поверхонь окремої деталі є також завжди певний взаємозв'язок (рис. 5.1, в). В обох випадках цей взаємозв'язок встановлюється за допомогою розмірних ланцюгів.

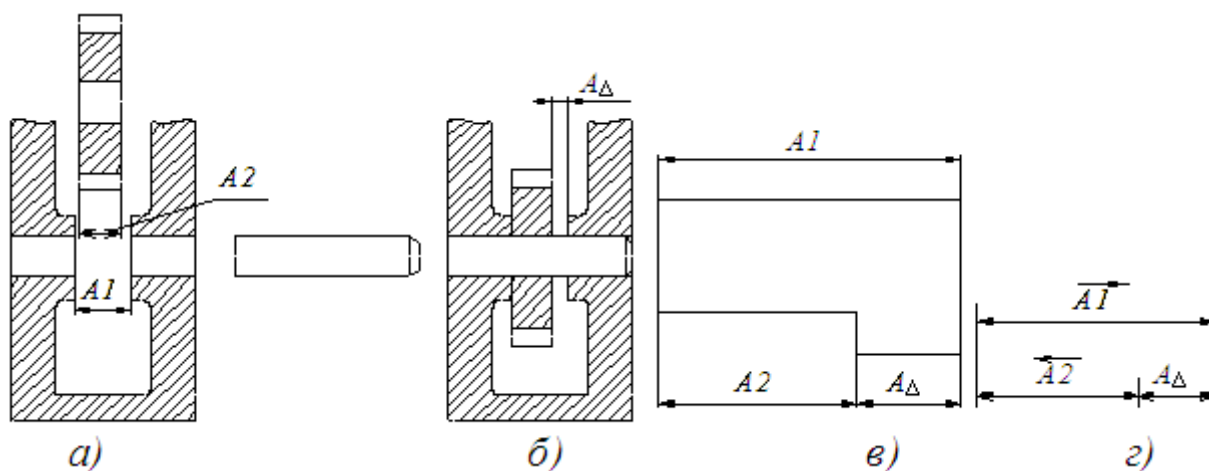


Рис. 5.1. Приклад та схема розмірного ланцюга

Розмірним ланцюгом називають низку взаємопов'язаних розмірів, що утворюють замкнений контур. Розміри, що утворюють будь-який розмірний



ланцюг, називаються первинними (складовими) ланками розмірного ланцюга. Розмірний ланцюг позначається прописною літерою українського алфавіту без індексів, а складова ланка розмірного ланцюга – з індексом. Схема розмірного ланцюга позначається графічно, як показано на рис. 5.1, г.

На схемах розмірного ланцюга лінійні розміри умовно позначаються двосторонньою стрілкою (рис. 5.2, а), паралельність та перпендикулярність – односторонньою стрілкою з направленим до бази вістрям (рис. 5.2, б, в).

Розмірний ланцюг складається з певних ланок, розміри яких не залежать від розмірів інших ланок і однієї замикальної, розмір якої залежить від інших ланок ланцюга.

Замикальна ланка – це ланка розмірного ланцюга, яка є або вихідною при постановці задачі, або отримується останньою в результаті її вирішення ( $A_{\Delta}$ ), тобто розмір, який отримуємо останнім в процесі обробки або з'єднанні деталей в складальний виріб. Його точність залежить від точності складальних ланок ланцюга. Замикаючий ланцюг може бути додатним, від'ємним, або рівним нулю.

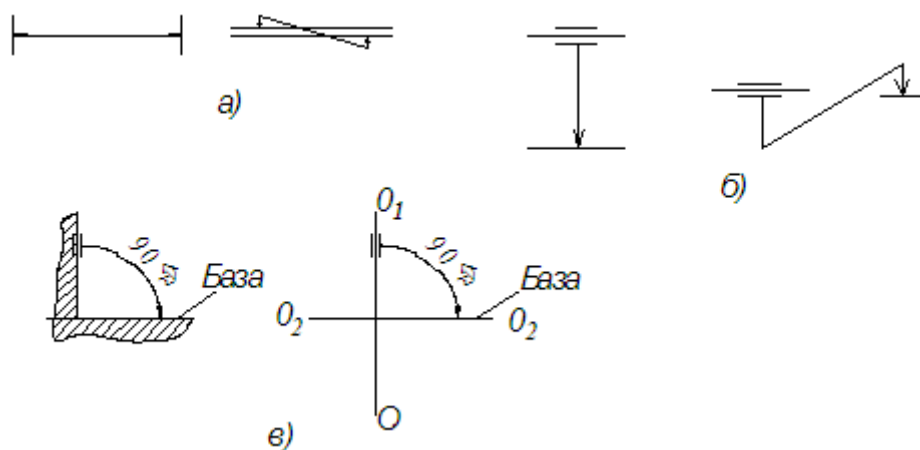


Рис. 5.2. Умовні позначення на схемах розмірних ланцюгів

Складові ланки  $A_1, A_2$  – це ланки розмірного ланцюга, які функціонально зв'язані з замикаючою ланкою, тобто ланки, які впливають на розмір замикальної ланки.

Складові ланки позначаються з індексом, який відповідає їх порядковому

номеру (для ланки А:  $A_1, A_2 \dots A_n$ ), а замикальна ланка з індексом  $\Delta(A_\Delta, B_\Delta)$ . Розміри складових ланок в процесі виробництва не залежать від розмірів інших ланок.

Вихідна ланка – ланка розмірного ланцюга, номінальний розмір і граничні відхилення якої визначають функціонування механізму і повинні бути забезпечені в результаті вирішення розмірного ланцюга.

На основі граничних значень цієї ланки розраховуються допуски і відхилення всіх розмірів ланцюга. Наприклад, зазор  $A_\Delta$  є замикальним розміром, оскільки є результатом складання деталей 1 та 2 з розмірами  $A_1, A_2$ .

Ланки розмірного ланцюга зв'язані співвідношенням  $A_\Delta = A_1 - A_2$ . Цю залежність можна також представити у вигляді схеми (геометричної) розмірного ланцюга, для чого ланки зображуються векторами, які відображають замкнений контур (рис. 5.1, г). Схема розмірного ланцюга дозволяє виключити можливість помилок і спростити задачу вирішення розмірних ланцюгів (особливо, багатоланкових).

По впливу на замикальну ланку складові ланки підрозділяють на збільшувальні  $A_{зб}$  (при збільшенні яких збільшується замикальна ланка) і зменшувальні  $A_{зм}$ .

Тоді можна записати

$$A_\Delta = \chi(A_{зб1}, A_{зб2} \dots A_{збп}, A_{зм1}, A_{зм2} \dots A_{змр}).$$

На схемі над позначенням збільшувальної ланки ставлять стрілку, яка направлена вправо, а зменшувальної – вліво.

В складних розмірних ланцюгах вводять компенсувальні ланки, - це така ланка, зміною значення якої досягається необхідна точність замикальної ланки. На схемі розмірного ланцюга компенсувальну ланку заключають в прямокутник. Якщо в кількох розмірних ланцюгах є одна і та ж ланка, то вона називається загальною.

Позначення цієї ланки формується з позначень ланок розмірних ланцюгів, в які вона входить, зі знаком рівняння між ними:  $A_1=B_2, A_2=B_5, B_3=B_1$ .

В залежності від виду розмірів розрізняють лінійні і кутові розмірні ланцюги, ланками яких є лінійні або кутові розміри.

По взаємному розташуванню ланок розрізняють лінійні і просторові розмірні ланцюги.

Лінійні розмірні ланцюги складаються з ланок, які розташовані в одній або декількох паралельних площинах, між собою ланки можуть бути непаралельними.

В просторових розмірних ланцюгах ланки розташовані в непаралельних площинах.

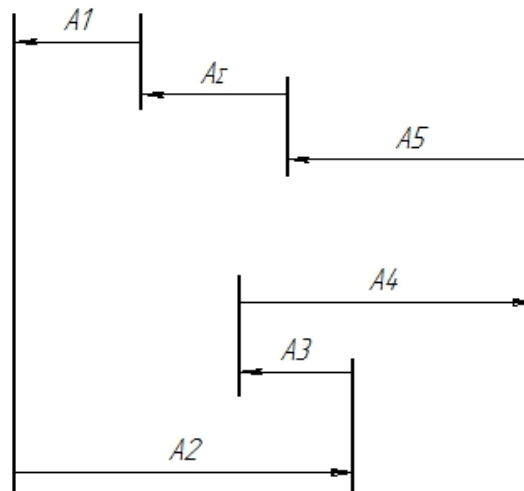


Рис. 5.3. Види сполучення розмірних ланцюгів

Розрізняють паралельно сполучені ланцюги, які мають одну або декілька загальних ланок (рис. 5.3); послідовно сполучені, в яких кожна наступна має загальну базу з попередньою; та з комбінованими сполученнями, між якими є паралельні і послідовні зв'язки.

Безпосередньо можна розв'язати тільки лінійні розмірні ланцюги, а щоб розв'язати просторові розмірні ланцюги, їх необхідно перевести у лінійні. Розмірні ланцюги також поділяються ще на детальні, які стосуються однієї деталі (здебільшого з невеликим числом ланок, що входять до розмірного ланцюга) і складальні, які належать до кількох деталей з більшим числом ланок.

## 5.2. Методи розв'язування розмірних ланцюгів

Розв'язання розмірних ланцюгів полягає у встановленні зв'язків між розмірами, їх допусками та відхиленнями. Розмірні ланцюги використовуються для розв'язання прямих і обернених задач.

Пряма задача. По заданому номінальному розміру і допуску (відхиленням) вихідної ланки визначити номінальні розміри, допуски та граничні відхилення всіх ланок розмірного ланцюга. Така задача відноситься до проектного розрахунку розмірного ланцюгу.

Обернена задача. По встановленим номінальним розмірам всіх ланок визначити номінальний розмір, допуск і граничні відхилення замикальної ланки. Така задача відноситься до перевірного розрахунку розмірного ланцюга.

Рішенням оберненої задачі перевіряється вірність рішення прямої задачі.

При вирішенні розмірних ланцюгів виходять з припущення, що залежність величини допуску від величини лінійного розміру така ж сама, як для діаметральних розмірів. В зв'язку з цим величини допусків для лінійних розмірів можна взяти з таблиць стандартів на допуски циліндричних з'єднань (інтервали діаметрів приймають за інтервали лінійних розмірів).

Використовують методи вирішення розмірних ланцюгів, які забезпечують повну або неповну (часткову) взаємозамінність. Крім того використовують теоретично імовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів.

### 5.2.1. Метод вирішення розмірних ланцюгів, який забезпечує повну взаємозамінність

Щоб забезпечити повну взаємозамінність, розмірні ланцюги розраховуються по методу максимуму і мінімуму, при цьому допуск замикального ланцюга визначається арифметичним складанням допусків первинних розмірів. Цей метод забезпечує необхідну точність складання без будь-якого підбору або підгонки деталей.

Розглянемо розрахунок розмірного ланцюга методами прямої та оберненої задачі.

Перша задача. У деталі (рис. 5.4, а) спочатку обробляється площина 1; потім вона приймається за базу і оброблюється площина 2 по розміру  $A_2$  і площина 3 по розміру  $A_1$ .

Розмірний ланцюг показаний на рис. 5.4, б.

В технологічному лінійному розмірному ланцюгу розмір  $A_\Delta$  є замикальним; величина залежить від розмірів  $A_1$  (збільшувального) та  $A_2$  (зменшувального).

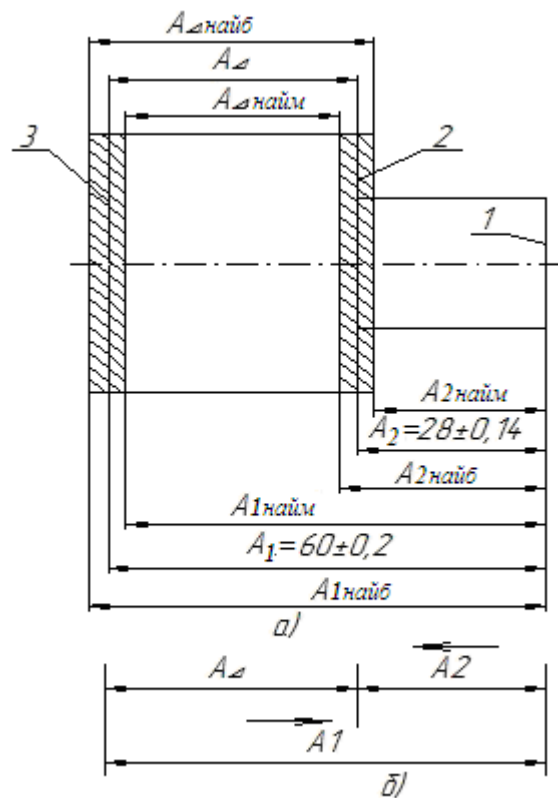


Рис. 5.4

$$A_\Delta = A_1 - A_2.$$

В загальному випадку при  $n$  збільшувальних і  $p$  зменшувальних розмірів рівняння розмірного ланцюга можна представити у вигляді

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^n A_{iзб} - \sum_{i=1}^p A_{iзм}. \quad (5.1)$$

За цим рівнянням визначається номінальний розмір замикальної ланки через номінальні значення складових ланок. Це рівняння буде справедливим в тому випадку, коли замість номінальних взяти значення відповідних дійсних розмірів розмірного ланцюга. Необхідно відмітити, що деталь по замикальному розміру не обробляється. Він може бути отриманим в результаті обробки деталі по інших складових ланках. В складальних розмірних ланцюгах замикальний розмір визначається послідовністю процесу і залежить від розмірів деталей, що входять в складальний механізм, а також від розмірів, які визначають розташування поверхонь цих деталей відносно складальних баз.

Складові розміри можуть змінюватися в установлених допусками

границях. При поєднанні найбільших збільшувальних і найменших зменшувальних складових розмірів замикальний розмір буде найбільшим, а при поєднанні найменших збільшувальних та найбільших зменшувальних складових розмірів – найменшим, тобто

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i \max зб} - \sum_{p=1}^p A_{i \min зм} ; \quad (5.2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i \min зб} - \sum_{p=1}^p A_{i \max зм} . \quad (5.3)$$

Якщо врахувати, що різниця між найбільшими та найменшими граничними розмірами є допуск, то при відніманні складових рівняння (5.3) з рівнянням (5.2), отримаємо

$$IA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n ITA_{i.зб} - \sum_{i=1}^p ITA_{i.зм} .$$

Якщо прийняти загальну кількість ланок в ланцюгу рівним  $m$ , а загальну кількість складових ланок рівним  $m - 1 = n + p$ , то

$$ITA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} ITA_i . \quad (5.4)$$

Тобто допуск замикального розміру дорівнює сумі допусків складових розмірів.

Це рівняння показує також, що в кожний момент часу похибка замикальної ланки дорівнює алгебраїчній сумі похибок всіх складових ланок ланцюга. Таким чином, для того, щоб забезпечити найменшу похибку замикальної ланки, розмірний ланцюг повинен бути по можливості з меншого числа ланок, тобто необхідно при конструюванні виробів дотримуватись принципу найкоротшого ланцюга.

Крім того, порядок обробки та складання деталі необхідно будувати (якщо це можливо) таким чином, щоб замикальним розміром був менш відповідальний розмір (його похибка буде найбільшою).

Введемо рівняння, які необхідні для визначення граничних відхилень

замикального розміру. Для цього представимо найбільший граничний розмір у вигляді алгебраїчної суми номінального розміру і верхнього відхилення, а найменший граничний розмір – у вигляді алгебраїчної суми номінального розміру і нижнього відхилення.

Оскільки на рис. 5.4

$$A_{\Delta max} = A_{max} - A_{min},$$

або

$$A_{\Delta} + ESA_{\Delta} = (A_1 + ESA_1) - (A_2 + EIA_2). \quad (5.5)$$

В той же час

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2. \quad (5.6)$$

Якщо підставити значення  $A_{\Delta}$  у вираз (5.4), отримаємо

$$ESA_{\Delta} = ESA_1 - EIA_2.$$

В загальному вигляді це рівняння можна записати

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n ESA_{i.зб} - \sum_{i=1}^p EIA_{i.зм} \quad (5.7)$$

і аналогічно

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n EIA_{i.зб} - \sum_{i=1}^p ESA_{i.зм}. \quad (5.8)$$

З рівнянь (5.7) і (5.8) видно, що верхнє відхилення замикального розміру дорівнює різниці сум верхніх відхилень збільшувальних розмірів і сум нижніх відхилень зменшувальних розмірів, а нижнє відхилення замикального розміру дорівнює різниці сум нижніх відхилень збільшувальних розмірів і сум верхніх відхилень зменшувальних розмірів.

На основі рівняння (5.1) запишемо формулу для визначення допуску любого складового розміру при умові, що відомі допуски і граничні відхилення інших розмірів ланцюгу, в тому числі і замикального розміру

$$ITA_c = ITA_{\Delta} - \sum_i ITA_i,$$

де підсумовуються допуски всіх ланок ланцюгу, за винятком ланки С.

Це рівняння читається так: допуск якої складової ланки розмірного

ланцюга дорівнює допуску замикального розміру мінус сума допусків інших складових розмірів ланцюга. Для визначення граничних відхилень будь-якої зменшувальної або збільшувальної ланки користуються рівняннями (5.6) і (5.7).

Рівняння (5.6) і (5.7) можна записати також і в іншому вигляді, який більш зручний при вирішенні ряду задач розмірного аналізу.

Введемо в розрахунки координату середини поля допуску  $A_0$  (рис. 5.5) для кожної ланки  $A_i$

$$ESA_i = \Delta_0 A_i + \frac{ITA_i}{2};$$

$$EIA_i = \Delta_0 A_i - \frac{ITA_i}{2}.$$

По аналогії

$$ESA_{\Delta} = \Delta_0 A_{\Delta} + \frac{ITA_{\Delta}}{2};$$

$$EIA_{\Delta} = \Delta_0 A_{\Delta} - \frac{\delta A_{\Delta}}{2}.$$

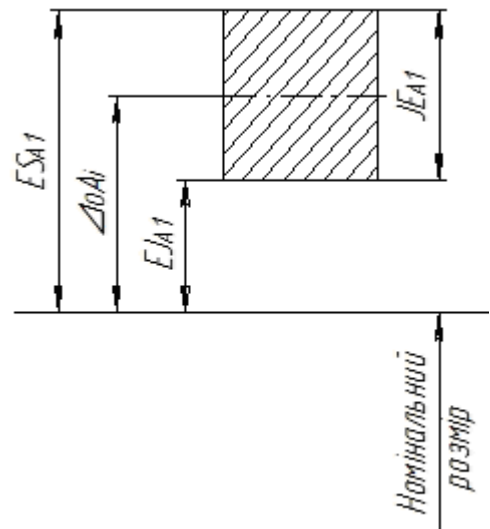


Рис. 5.5

Якщо підставити значення ES та EI в рівняння (5.6) і (5.7) отримаємо

$$\Delta_0 A_i + \frac{ITA_{\Delta}}{2} = \sum_{i=1}^n \left( \Delta_0 A_i + \frac{ITA_i}{2} \right)_{зб} - \sum_{j=1}^p \left( \Delta_0 A_j - \frac{ITA_j}{2} \right)_{зм};$$

$$\Delta_0 A_{\Delta} + \frac{ITA_{\Delta}}{2} = \sum_{i=1}^n \left( \Delta_0 A_i - \frac{ITA_i}{2} \right)_{зб} - \sum_{j=1}^p \left( \Delta_0 A_j + \frac{ITA_j}{2} \right)_{зм}.$$

Якщо скласти ці рівняння і поділити суму на 2, отримаємо вираз для визначення координати середини поля допуску замикальної ланки

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_0 A_{i.зб} - \sum_{j=1}^p \Delta_0 A_{j.зм}.$$

При симетричному розташуванні поля допуску відносно номінального розміру всі значення  $\Delta_0$  будуть дорівнювати нулю.

**Приклад.** Визначити номінальне, найбільше та найменше значення і допуск замикального розміру (рис. 5.6), якщо деталі механізму по



збільшувальних розмірах виготовлені з такими відхиленнями:

$$A_1 = 101^{+0,14}; A_2 = 50^{+0,1}; A_3 = 50_{-0,25}; A_4 = 140_{-0,08}; A_5 = 5_{-0,025}.$$

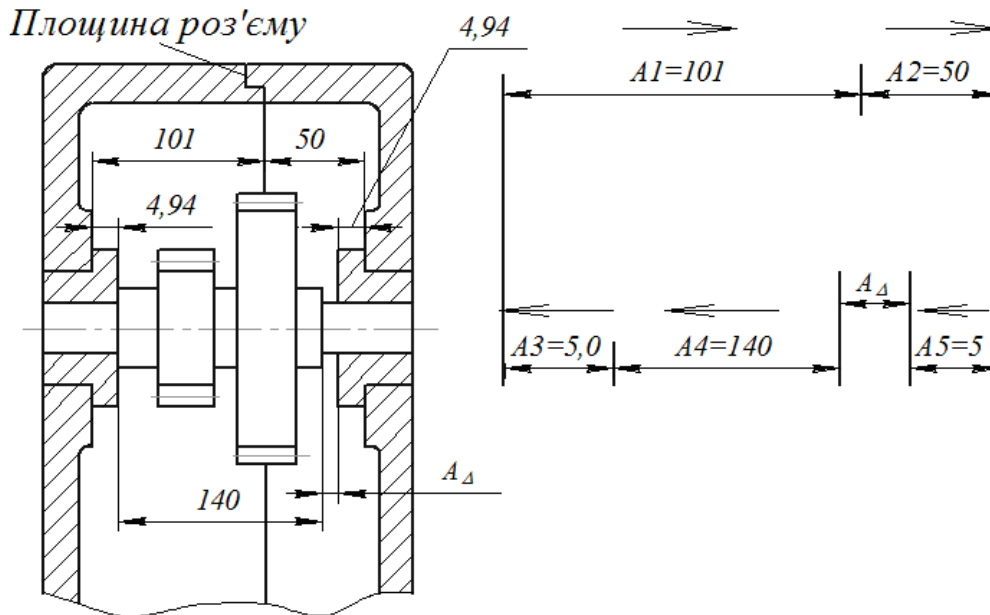


Рис. 5.6

Визначимо номінальне значення  $A_{\Delta}$  з рівняння (5.1)

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

Найбільші та найменші значення замикального (складального) розміру будуть дорівнювати (рівняння (5.2) та (5.3):

$$\begin{aligned} A_{\Delta_{max}} &= (A_{1_{max}} + A_{2_{max}}) - (A_{3_{min}} + A_{4_{min}} + A_{5_{min}}) = \\ &= (101,14+50,1) - (4,975+139,92+4,975) = 1,37 \text{ мм;} \end{aligned}$$

$$A_{\Delta_{min}} = (A_{1_{min}} + A_{2_{min}}) - (A_{3_{max}} + A_{4_{max}} + A_{5_{max}}) = (101+50) - (5+140+5) = 1 \text{ мм.}$$

Знаходимо допуск замикального розміру:

$$IT A_{\Delta} = A_{\Delta_{max}} - A_{\Delta_{min}} = 1,37 - 1 = 0,37.$$

Допуск  $IT A_{\Delta}$ , який визначає різницю граничних відхилень замикального розміру, задовольняє рівнянню (4), оскільки

$$IT A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} IT A_i = 0,14 + 0,1 + 0,025 + 0,08 + 0,025 = 0,37 \text{ мм.}$$

Друга задача. Така задача зустрічається на практиці значно частіше. Вона є найбільш важливою, тому що кінцева мета розрахунку допусків первинних розмірів при заданій точності з'єднання (величині допуску вихідного розміру) –

забезпечити виконання машиною її службового призначення. Точність первинних розмірів повинна бути такою, щоб гарантувати точність вихідного (функціонального) розміру. Цю задачу можливо вирішувати такими способами:

Спосіб рівних допусків використовують, якщо (складові) розміри є величинами одного порядку (наприклад, входять в один інтервал діаметрів).

В такому випадку можна умовно прийняти

$$IT_{A_1} = IT_{A_2} = \dots = IT_{A_{T-1}} = IT_{cp} A_i.$$

Тоді з рівняння (5.4) отримаємо

$$IT_{A_{\Delta}} = (m-1) = IT_{cp} A_i,$$

звідки

$$IT_{cp} A_i = \frac{IT_{A_{\Delta}}}{m-1}.$$

Отриманий середній допуск  $IT_{cp} A_i$  коректують до деяких складальних розмірів в залежності від їх величини, конструктивних вимог та технологічних можливостей, але таким чином, щоб були задоволені вимоги рівняння (5.4). При цьому, як правило, необхідно використовувати тільки стандартні поля допусків, бажано ті, яким віддається перевага.

Цей спосіб простий, але недостатньо точний, тому що коректування складових розмірів довільно. Він може бути рекомендованим тільки для попереднього призначення допусків складових (первинних) розмірів.

Спосіб допусків одного класу точності. При такому способі припускають, що всі розміри ланцюгу можуть бути виконані по якому-небудь одному класу точності, а допуски складових розмірів залежать від їх номінального значення. Згідно з умовою задачі відомі номінальні розміри всіх ланок ланцюга та граничні відхилення вихідної (замикальної) ланки.

Необхідний клас точності розраховують у такий спосіб.

Як відомо, величина допуску кожного первинного розміру дорівнює  $IT = a_i$ , де  $i$  – одиниця допуску. Для розмірів від 1 до 500 мм  $i = 0,53\sqrt{A_{icp}}$ , де  $A_{icp}$  – середній розмір для інтервалу діаметрів, до якого відноситься заданий лінійний

розмір. Тоді

$$IT A_i = a_i \cdot 0,5 \sqrt[m]{A_{icp}},$$

де  $a_i$  – число одиниць допуску, яке міститься в допуску заданого  $i$ -го розміру.

Далі, згідно з рівнянням (5.4) можна записати

$$IT A_{\Delta} = a_1 \cdot 0,5 \sqrt[m]{A_{1cp}} + a_2 \cdot 0,5 \sqrt[m]{A_{2cp}} + \dots + a_{m-1} \cdot 0,5 \sqrt[m]{A_{m-1cp}}.$$

Згідно з умовою задачі  $a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{cp}$ , тому отримаємо

$$IT A_{\Delta} = a_{cp} \sum_{i=1}^{m-1} \left( 0,5 \sqrt[m]{A_{icp}} \right),$$

звідки

$$a_{cp} = \frac{IT A_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} \left( 0,5 \sqrt[m]{A_{icp}} \right)}, \quad (5.9)$$

де  $IT A_{\Delta}$  - в мкм,  $A_{icp}$  – в мм.

По  $a_{cp}$  вибираємо найближчий клас точності.

Число одиниць допуску  $a_{cp}$  в загальному випадку не буде дорівнювати якій-небудь величині, яка визначає клас точності.

Тому після вибору найближчого класу точності (квалітету) і знаходження по таблицях величин допусків первинних розмірів у відповідності з їх номінальними значеннями, коректують це значення з урахуванням конструктивно – експлуатаційних вимог.

Допуски для валів рекомендується визначати як для основних отворів, а для отворів – як для основного вала. При цьому повинно виконуватися рівняння (5.4).

Після знаходження величин допусків  $IT A_1, IT A_2, \dots, IT A_{T-1}$  по заданих значеннях  $ESA_{\Delta}$  та  $EIA_{\Delta}$  визначаються величини та знак верхніх та нижніх відхилень складових розмірів таким чином, щоб вони задовольняли рівнянням (5.7), (5.8).

Прийнятність граничних відхилень складових розмірів можна перевірити також через величини  $\Delta_0 A_0$ .

Рішення другої задачі способом призначення допусків одного класу

точності є більш точним в порівнянні зі способом рівних допусків.

**Приклад.** Визначити допуски первинних розмірів деталей механізму на рис. 5.6.

Задані номінальні значення складових розмірів ланцюга та граничні відхилення вихідного розміру:

$$A_{\Delta max} = 1,75 \text{ мм}; A_{\Delta min} = 1 \text{ мм}$$

Знаходимо номінальний розмір вихідного розміру.

На основі формули (5.1)

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

найменша гранична величина зазору співпадає з номінальною, а тому

$$A_{\Delta} = 1^{+0,75}, \text{ а } ITA_{\Delta} = 0,75 \text{ мм.}$$

Визначимо середнє число одиниць допуску в розмірному ланцюгу по формулі (5.9)

$$a_{cp} = \frac{750}{0,5(\sqrt[3]{100} + \sqrt[3]{40} + 2\sqrt[3]{4,5} + \sqrt[3]{150})} \approx 90.$$

При визначенні  $a_{cp}$  номінальні розміри складових розмірів заміняють середніми значеннями для відповідних інтервалів розмірів. В практичних розрахунках доцільно користуватися значеннями  $i$ , які розраховані за формулою  $i = 0,5\sqrt[3]{A_{icp}}$  (табл. 18).

Таблиця 18. Відповідні значення  $i$  для різних інтервалів розмірів

Інтервали розмірів, мм	1-3	3-6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180	180-260	260-360	360-500
Значення одиниць допуску $i$ , мм	0,63	0,83	1,00	1,21	1,44	1,71	2,01	2,32	0,63	0,83	1,00	1,21

Для розглянутого прикладу знайдене число одиниць допуску більше прийнятого для 10 квалітету і трохи менше прийнятого для 11 квалітету.

Приймаємо всі розміри окрім  $A_5$  по 11 квалітету, а  $A_5$  по 10 квалітету, оскільки це розмір вала, який отримати більш точним значно легше

$$A_1=101^{+0,22} \text{ мм}; A_2=50^{+0,19} \text{ мм}; A_3=A_5=5_{-0,075} \text{ мм}; A_4=140_{-0,16} \text{ мм}.$$

Тоді

$$\delta A_{\Delta}=0,22+0,19+0,075+0,075+0,16=0,72 \text{ мм},$$

тобто перевірка показала, що встановлені граничні відхилення задовольняють (з деяким запасом) вимогам рівняння.

Теоретико-імовірний метод розрахунку розмірних ланцюгів дозволяє розширити величини допусків деталей і тим самим полегшити виготовлення деталей при практично найменшому ризику неодержання граничних значень замикального розміру. При цьому припускають, що похибка складових та замикального розмірів підпорядковуються закону нормального розподілу, а границі їх можливого розсіювання співпадають з границями полів допусків.

$$IT_{A_i} = 6IT_{A_i} \text{ або } IT_{A_i} = \frac{1}{6} IT_{A_i};$$

відповідно

$$IT_{A_{\Delta}} = 6IT_{A_{\Delta}} \text{ або } \sigma_{A_{\Delta}} = \frac{1}{6} IT_{A_{\Delta}}.$$

Таким чином, тільки у 0,25% виробів розміри замикальних ланок можуть виходити за рамки поля допуску.

Спосіб групового підбору при складанні (селективне складання) є одним з способів розрахунку розмірних ланцюгів. Суть цього способу полягає у виготовленні деталей з достатньо широкими технологічно виконаними допусками, вибраними з відповідних стандартів, сортуванні деталей на рівне число груп з меншими груповими допусками та збиранню їх (після комплектації) по відповідних однойменних групах.

Така задача виникає при вирішенні конструкторських розмірних ланцюгів, коли середня точність розмірів ланцюга очікується надмірно високою і економічно неприйнятною.

При сортуванні деталей при селективному збиранні в посадках з зазором і натягом найбільші зазори (натяги) зменшуються, а найменші – збільшуються.

При цьому зазори і натяги при збільшенні числа груп сортування наближаються до середнього значення для заданої посадки, що приводить до отримання більш надійного та довговічного з'єднання. В перехідних посадках найбільші натяги (зазори) зменшуються, наближаючись при збільшенні числа груп сортування до того натягу (зазору), який відповідає серединам полів допусків деталей.

В той же час селективне збирання має недоліки: ускладнюється контроль (потрібно мати більший штат контролерів), більш складний вимірювальний інструмент, контрольні-сортувальні автомати, збільшується трудомісткість процесу складання.

Більш детально цей метод і теоретико-імовірний метод нами не розглядається в зв'язку з їх меншим використанням на практиці (тільки в умовах специфіки виробництва та економічної доцільності).

### **Питання для самоконтролю**

1. Що таке розмірний ланцюг ?
2. Яким чином на схемах позначаються лінійні розміри, паралельність та перпендикулярність ?
3. Яке числове значення може мати замикальна ланка?
4. Які бувають види розмірних ланцюгів ?
5. Що дозволяє визначити пряма задача ?
6. Що встановлюється при розв'язанні оберненої задачі ?
7. Чи можна за допомогою розрахунку розмірних ланцюгів забезпечити повну взаємозамінність ?
8. З якою метою використовується розрахунок способом рівних допусків ?
9. Які бувають методи розрахунку розмірних ланцюгів ?
10. Який спосіб розрахунку застосовується при селективному складанні ?

## РОЗДІЛ 6. ДОПУСКИ ТА ПОСАДКИ ТИПОВИХ З'ЄДНАНЬ

### 6.1. Кутові з'єднання деталей машин

Нормальні кути, які використовуються в машинобудуванні, підрозділяються на три групи:

1) нормальні кути загального призначення (найбільш розповсюджені кути);

2) нормальні кути спеціального призначення (обмежене використання в стандартних спеціальних деталях);

3) спеціальні кути (розміри їх зв'язані розрахунковими залежностями з іншими розмірами і які неможливо округлити до нормальних кутів). До цієї ж групи відносяться кути, які визначаються спеціальними експлуатаційними та технологічними вимогами.

Розміри кутів першої групи, які найбільш широко розповсюджені в промисловості, розділені по трьох рядах.

Значення нормальних кутів загального призначення для різних рядів наведені в табл. 19.

Таблиця 19

Значення нормальних кутів загального призначення для різних рядів.

Ряд								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
0°	0°	0°	10°	10°	9°	60°	60°	55°
		0° 15'			10°			
		0° 30'			12°			
	0° 30'	0° 45'	15°	15°	15°		60°	
		1°			65°			
	1°	1° 30'	15°	15°	18°		70°	
		2°			75°			
2°	2°						75°	

Ряд								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
		2° 30'			20°			80°
		3°		20°				85°
	3°	4°			22°			90°
					25°	90°	90°	100°
					30°			110°
		5°			35°			120°
	5°		30°	30°				135°
		6°			40°	120°	120°	150°
								180°
	8°	7°	45°	45°	45°			270°
		8°			50°			360°

Примітка:

1. При виборі кутів 1-й ряд має перевагу над 2-им, 2-й – над 3-ім.
2. Кути, які наведені в таблиці, не розповсюджуються на кутові розміри, пов'язані розрахунковими залежностями з іншими прийнятими розмірами, а також на значення конусностей і ухилів.
3. Стандарт “Нормальні кути” вносить такі зміни:
  - а) переведені в 2-й ряд переваги з 3-го кута 4; 6; 7; 40°; в 3-ій ряд доданий кут 165°;
  - б) в рядах кутів відсутні кути 0 і 360°;
  - в) для призматичних деталей додатково допускається застосування значень ухилів та відповідних їм кутів 1 : 500; 1 : 200; 1 : 50; 1 : 20; 1 : 10.

### 6.1.1. Види конічних з'єднань

Конічні з'єднання мають ряд позитивних властивостей – герметичність, високу міцність, можливість легкого регулювання зазору та натягу за



допомогою зміни осьового розташування деталей, самоцентрування.

В залежності від натягу та зазору конічні з'єднання можна розділити на наступні види: нерухомі з'єднання (з натягом), щільні (з можливістю ковзання) та рухомі (з зазором).

Нерухомі з'єднання використовують у випадках, коли недопустиме взаємне переміщення деталей при передачі крутного моменту. Роботу з'єднання забезпечує сила тертя між поверхнями, яка регулюється зміною взаємного розташування конічних поверхонь деталей поздовж вісі з'єднання. Натяг забезпечується затяжкою або запре совкою зовнішнього конуса у внутрішній, а також за рахунок з'єднання елементів пари з різною температурною деформацією (при нагрітому внутрішньому конусі та (або) охолодженому зовнішньому конусі).

Щільні з'єднання з можливістю ковзання використовуються для забезпечення непроникливості газу, води та мастила між з'єднаними поверхнями (герметизації з'єднання). Посадку герметизують за рахунок притирання поверхонь, при цьому взаємозамінність не зберігається. Щільні посадки використовують у водопровідних кранах, у двигунах для посадки клапанів в сідло, в жиклерах карбюраторів та інше.

Рухомі конічні з'єднання використовуються для забезпечення можливості обертання одної деталі відносно іншої або отримання зазору між елементами пари. Вони достатньо точно відцентровані і забезпечують компенсацію зносу робочих поверхонь деталей поздовж вісі.

Такі посадки використовуються в точних приладах, конічних підшипниках, дозувальних та регулювальних пристроях.

Допуском кута  $ATI$  називають різницю між найбільшим та найменшим граничним значенням кута. Допуск кута можна виразити:

- 1) в кутових одиницях (рис. 6.1) – в радіанах, мікрорадіанах ( $ATI\alpha$ );
- 2) довжиною протилежного відрізка на перпендикулярі до сторони кута на відстані  $L_1$  від вершини  $ATh$  (рис. 6.1, 6.2, б);

3) допуском на різницю діаметрів в двох перерізах конуса на відстані  $L$  між ними ( $AT_D$ ) (рис. 6.2, а).

Допуски кутів конусів з конусністю не більше 1:3 повинні позначатися в залежності від номінальної довжини конуса  $L$  (різниця між довжиною конуса та його твірною  $L_1$  в цьому випадку не більше 2%) При більшій конусності допуски призначаються в залежності від довжини твірної конуса  $L_1$  (рис. 6.2).

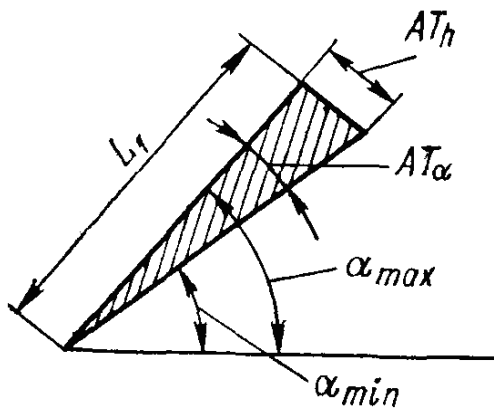


Рис. 6.1

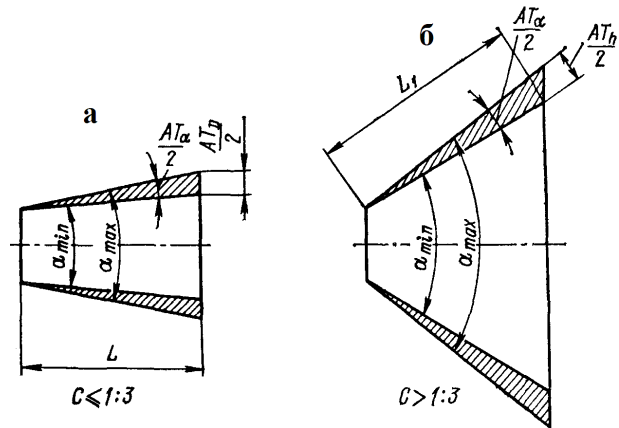


Рис. 6.2

Зв'язок між допусками в кутових та лінійних одиницях можна виразити залежністю

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3},$$

де  $AT_h$  - мкм;  $AT_\alpha$  - мк рад;  $L_1$  - мм.

Для малих кутів ( $C \leq 1:3$ ) (рис. 6.2, а)

$$AT_D \approx AT_h.$$

Для конусів з конусністю більше 1:3 значення  $AT_D$  визначають по формулі

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos \alpha / 2},$$

де  $\alpha$  - номінальний кут конуса.

Використовують три основних типи розташування допуску відносно номінального кута: плюсове (+AT), мінусове (- AT) та симетричне ( $\pm AT/2$ ). При любому розташуванні поля допуску відхилення кутових розмірів відраховують від номінального розміру кута. Типи розташування полів допусків для кута призматичного елемента показані на рис. 6.3, а, для кута конуса – на рис. 6.3, б.

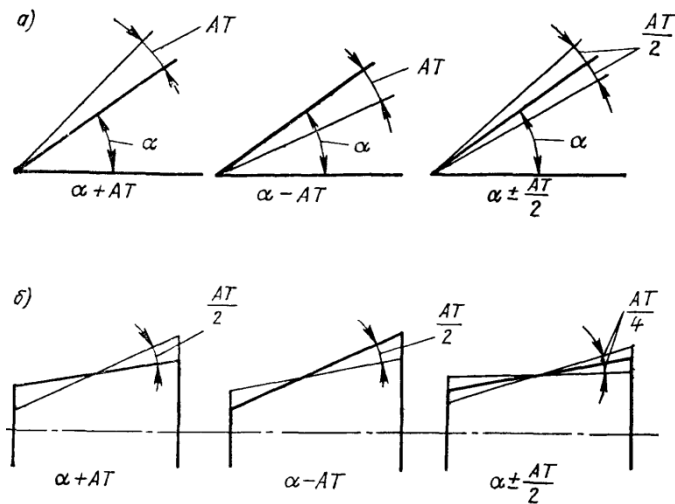


Рис. 6.3

Для допусків кутів встановлені 18 ступенів (квалітетів) точності: 1, 2, ..., 18. Більш точні допуски 0,1 та 0 отримуються послідовним діленням допусків першого ступеня точності на коефіцієнт 1,6.

При позначенні допуску кута заданого ступеня точності до літерного позначення допуску додають номер відповідного ступеня точності, наприклад, AT1, AT7, AT9.

## 6.2. Допуски та посадки нарізних з'єднань

### 6.2.1. Основні параметри циліндричної нарізки

Нарізні з'єднання найбільш широко використовуються в машинобудуванні в якості рознімних з'єднань, але використовуються також для перетворення одного виду руху в інший (в ходових гвинтах).

Нарізки підрозділяються: по одиниці виміру лінійних розмірів – на метричні та дюймові; по профілю витків – на трикутні, прямокутні, трапецеїдальні та круглі; по числу заходів – на одно- та багато заходні.

Номінальні параметри нарізок є однаковими для болта та гайки (рис. 6.4).

Зовнішній діаметр нарізки  $d(D)$  (рис. 6.4) – діаметр уявного циліндра, який дотичний до вершин зовнішньої нарізки або западин внутрішньої нарізки. Зовнішній діаметр для більшості нарізок приймається за номінальний діаметр нарізки.

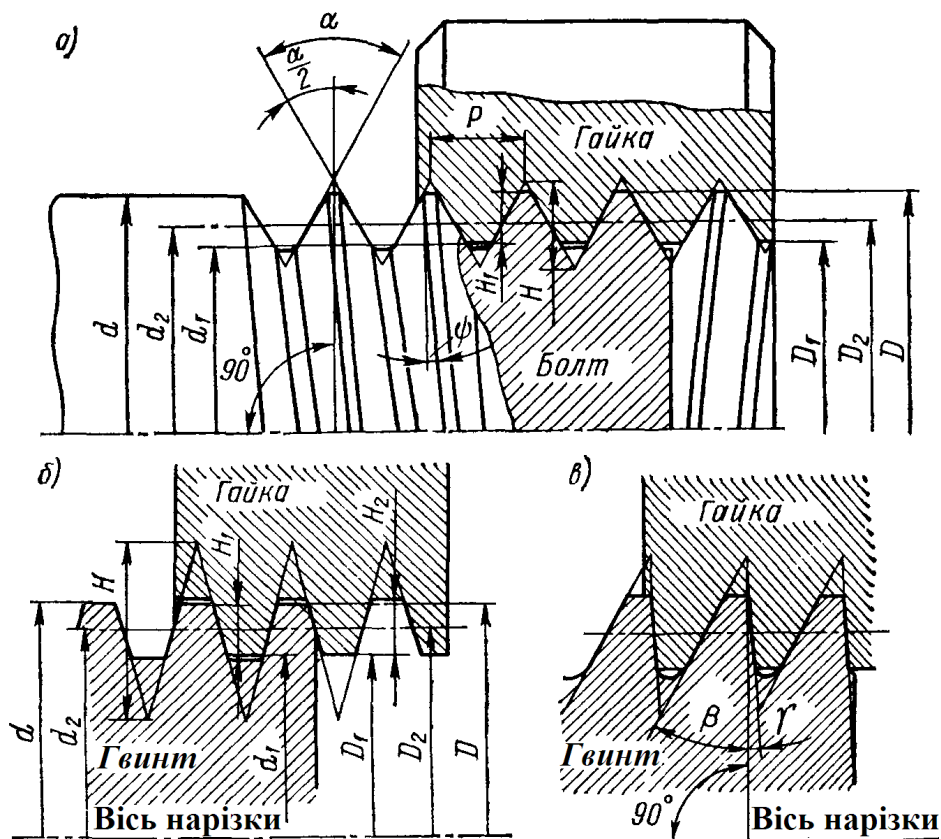


Рис. 6.4. Номінальні параметри нарізки

Внутрішній діаметр нарізки  $d_1(D_1)$  – діаметр уявного циліндра, який вписаний дотично до вершин внутрішньої нарізки або западин зовнішньої нарізки. Внутрішній діаметр нарізки визначає небезпечний перетин болта (гвинта, шпильки і таке інше).

Середній діаметр нарізки  $d_2(D_2)$  – це діаметр уявного соосного з нарізкою циліндра, твірна якого перетинає профіль витків в точках, де ширина канавки дорівнює половині номінального кроку  $P$  для однозаходної, а для багатозаходної нарізки – половині номінального ходу  $t$ , поділеного на число заходів. При відсутності похибок кроку і половини кута профілю твірна циліндра перетинає профіль витків таким чином, що ширина канавки дорівнює ширині виступу. Від середнього діаметру в найбільшій мірі залежить згвинчуваність нарізних з'єднань.

Кроком нарізки  $P$  називають відстань між сусідніми одноіменними боковими сторонами профілю, яку виміряно в напрямку, паралельному вісі

нарізки. Для багатозаходних нарізок відрізняють поняття “Хід” та “Крок”. Хід нарізки визначає величину відносно осьового переміщення гайки (болту) за один повний оберт, він дорівнює добутку кроку на число заходів. В однозаходній нарізці хід дорівнює кроку.

Кутом профілю  $\alpha$  називається кут між боковими сторонами профілю в осьовій площині. При вимірюванні нарізок з симетричним профілем контролюють половину кута профілю  $\alpha/2$ .

Для нарізок з несиметричним профілем куту нахилу профіль  $\beta + \gamma = \alpha$ , але  $\beta \neq \gamma \neq \alpha/2$  (рис. 6.4, в).

Кутом підйому  $\psi$  (рис. 6.4, а) називається кут між дотичною до гвинтової поверхні в точці, яка лежить на середньому діаметрі нарізки, та площиною, перпендикулярною вісі нарізки. Для однозаходної нарізки

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2 (\pi \cdot D_2)},$$

а для багатозаходної

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{t}{\pi \cdot d_2 (\pi \cdot D_2)}.$$

Від кута  $\psi$  залежить самогальмування в нарізці, яке забезпечується при відсутності тертя на торцевих площинах, якщо

$$\psi < \operatorname{arctg} \psi_n,$$

де  $\psi_n$  - приведений коефіцієнт тертя в нарізці.

Для симетричної нарізки

$$\psi_n = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

де  $\psi$  - - коефіцієнт тертя для плоских поверхонь.

Довжиною згвинчування (висотою гайки)  $L$  називається довжина контакту гвинтових поверхонь зовнішньої та внутрішньої нарізок в осьовому перетині.

Крім перерахованих параметрів нарізок відзначаються також наступні:

висота вихідного профілю  $H$ , робоча висота профілю  $H_1$  та висота профілю  $H_2$ , яка виміряна в напрямку, перпендикулярному до вісі нарізки.

### 6.2.2. Система допусків та посадок нарізок

Система допусків, що забезпечує взаємозамінність метричної, трапецеїдальної, трубної та інших циліндричних нарізок з прямолінійними боковими сторонами профілю, враховує особливості конструкції нарізних деталей та наявність взаємозв'язку похибок окремих параметрів нарізки.

#### Граничні контури нарізок

На довжині згвинчування нарізних деталей розташовано декілька витків нарізки, які утворюють нарізковий контур. На рис. 6.5 товстою лінією показано мінімальний контур нарізки з посадкою ковзання, який визначає найбільший граничний контур нарізки болта та найменший – гайки. Від номінального контуру в напрямку, перпендикулярному до вісі нарізки, відраховують відхилення і розташовують поля допусків діаметрів нарізок болта, а в протилежний бік – поля допусків діаметрів нарізок гайки, які визначають найменший граничний контур болта і найбільший – гайки.

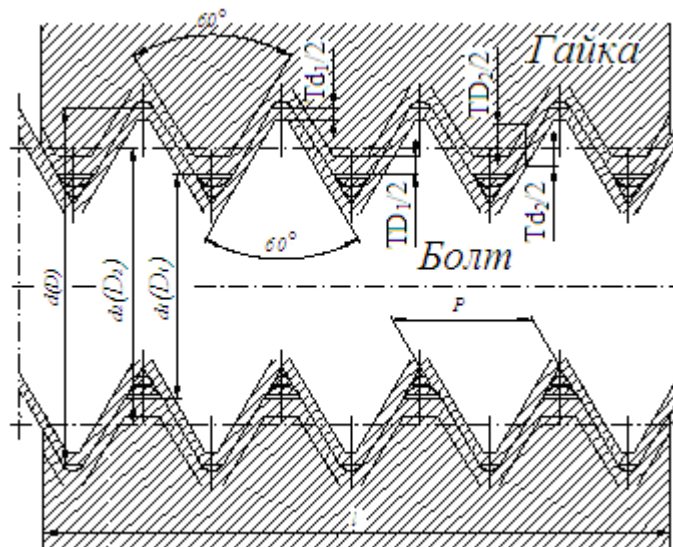


Рис. 6.5. Граничні контури нарізок

При виготовленні нарізних деталей виникають похибки профілю нарізки та її розмірів, можливі неконцентричність діаметральних перетинів, які можуть

погіршити якість з'єднання. Для забезпечення згвинчуємості і якості з'єднання дійсні контури деталі (діаметри, кути, кроки) не повинні виходити за граничні контури на всій довжині згвинчування.

Відхилення кроку та кута профілю нарізки та їх діаметральна компенсація. У всіх циліндричних нарізок з прямолінійними боковими сторонами профілю відхилення кроку та кута профілю для забезпечення згвинчування можуть бути скомпенсовані відповідною зміною дійсного середнього діаметру нарізки.

Відхиленням кроку нарізки  $\Delta P$  називають різницю між дійсними і номінальними відстанями в осьовому напрямку між двома точками будь-яких одноіменних бокових сторін профілю (розташованими на лінії перетину бокових поверхонь нарізки з циліндром середнього діаметра) в межах довжини згвинчування або заданої довжини. Відхилення кроку утворюється з прогресивних похибок кроку, які збільшуються пропорційно кількості витків нарізки на довжині згвинчування за періодичним законом, і місцевих, що не залежать від кількості витків нарізки по довжині згвинчування. Згвинчування нарізних деталей, які мають прогресивні і місцеві відхилення кроку ( $\Delta P_n$ ) та відхилення кута профілю  $\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)$ , можливе, якщо позитивна різниця середніх діаметрів гайки і болта, отримана за рахунок зменшення  $d_2$  болта або збільшення  $D_2$  гайки, достатня для компенсації таких відхилень. Величина потрібної зміни  $d_2$  або  $D_2$ , яка необхідна для компенсації похибок кроку, називається діаметральною компенсацією похибок кроку нарізки  $f_P$  (рис. 6.6)

$$f_P = \frac{2\Delta P_n}{\operatorname{tg}\gamma + \operatorname{tg}\beta}.$$

Для нарізок з симетричним профілем  $\gamma = \beta = \frac{\alpha}{2}$  величина

$$f_P = \Delta P_n \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}.$$

Величина потрібної зміни середнього діаметра (зменшення  $d_2$  у болта або збільшення  $D_2$  у гайки), яка необхідна для компенсації похибки половини кута профілю  $\frac{\Delta\alpha}{2}$ , називається діаметральною компенсацією похибок половини кута профілю нарізки  $f_p$  ( $\frac{\Delta\alpha}{2}$  в кутових одиницях)

$$f_\alpha = \frac{0.582H_1}{\sin \alpha} \cdot \frac{\Delta\alpha}{2}$$

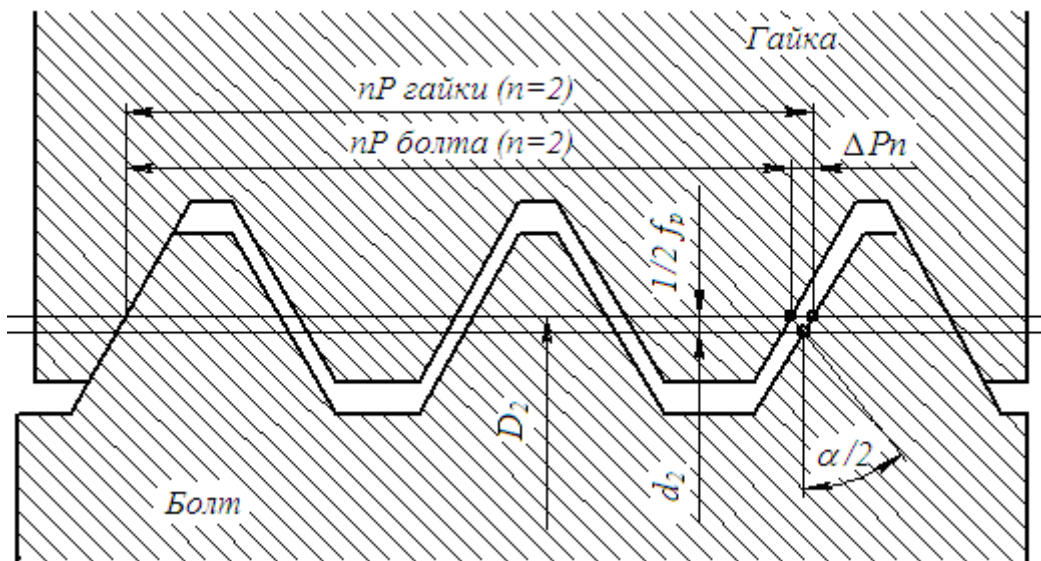


Рис. 6.6. Діаметральна компенсація похибок кроку нарізки  $f_p$

Для нарізок з несиметричним профілем ( $\gamma \neq \beta \neq \frac{\alpha}{2}$ )

$$f_\alpha \approx \frac{0.291H_1}{\sin \alpha} \cdot \left( \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \Delta\gamma + \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \cdot \Delta\beta \right)$$

$$\frac{\Delta\alpha}{2} = \frac{\left( \frac{\Delta\alpha}{2} \right)_{\text{прав}} + \left( \frac{\Delta\alpha}{2} \right)_{\text{лів}}}{2}$$

Значення  $f_p$  та  $f_\alpha$  наведені в таблиці 19.

Приведений середній діаметр. Значення середнього діаметра, збільшене для зовнішньої нарізки (або зменшене для внутрішньої нарізки) на сумарну



діаметральну компенсацію відхилення кроку та половини кута профілю, називається приведеним середнім діаметром нарізки.

Для зовнішньої нарізки приведений середній діаметр

$$d_{np} = d_{2g} + f_P + f_\alpha,$$

де  $d_{2g}$  - вимірний середній діаметр болта.

Таблиця 19

Діаметральні компенсації похибок кроку  $f_P$  та половини кута профілю  $f_\alpha$ .

Нарізка	Кут профілю $\alpha, ^\circ$	Робоча висота профілю, $H_1$ , мм	$f_P$ , мкм	$f_\alpha$ , мкм
Метрична	60	$\sim 0,5413 P$	$1,732 \Delta P_n$	$0,36 P \frac{\Delta \alpha}{2}$
Дюймова	55	$\sim 0,5 P$	$1,921 \Delta P_n$	$\sim 0,35 P \frac{\Delta \alpha}{2}$
Трубна	55	$\sim 0,5 P$	$1,921 \Delta P_n$	$\sim 0,35 P \frac{\Delta \alpha}{2}$
Трапецеїдальна	30	$0,5 P$	$3,732 \Delta P_n$	$0,582 P \frac{\Delta \alpha}{2}$
Упорна	$\gamma = 3^0; \beta = 30^0$	$0,75 P$	$3,175 \Delta P_n$	$0,46 P \cdot (0,75 \Delta \gamma + \Delta \beta)$

Примітка 1.  $P$  в мм;  $\Delta P$  в мкм;  $\frac{\Delta \alpha}{2}$  в кутових град.

Для внутрішньої нарізки

$$D_{np} = D_{2g} - f_P - f_\alpha,$$

де  $D_{2g}$  - вимірний середній діаметр гайки.

В стандартах задається сумарний допуск на середній діаметр болта  $T_{d2}$  та гайки  $T_{D2}$ , який включає в себе допуск на безпосередньо середній діаметр  $T'_{d2}$  та  $T'_{D2}$ , а також величини компенсацій  $f_P$  та  $f_\alpha$ .

$$T_{d2}(T_{D2}) = T'_{d2}(T'_{D2}) + f_P + f_\alpha.$$

Тоді

$$T'_{d2}(T'_{D2}) = T_{d2}(T_{D2}) - (f_P + f_\alpha).$$

Допуск  $T'_{d2}(T'_{D2})$  являє собою ту частину сумарного допуску  $T_{d2}(T_{D2})$ , яка

може бути використана як безпосередньо допуск по середньому діаметру при наявності похибок кроку та кута профілю.

#### Посадки метричних нарізок.

Внутрішні та зовнішні нарізки загального призначення, а також більшість спеціальних нарізок з'єднуються по бокових сторонах профілю.

Можливість контакту по вершинах та западинах нарізки виключається відповідним розташуванням полів допусків по  $d(D)$  та  $d_1(D_1)$ . В залежності від характеру з'єднання по бокових сторонах профілю (тобто по середньому діаметру) нарізки можуть бути з посадкою ковзання, з зазором, натягом та перехідні.

Стандартом для метричних нарізок діаметром 0,25-0,90 мм відхилення зовнішнього  $d(D)$ , середнього  $d_2(D_2)$  та внутрішнього  $d_1(D_1)$  діаметрів використовують для отримання посадок ковзання. Основні відхилення середнього діаметра  $d_2$  нарізки гвинта позначається  $h$ , гайки –  $H$ .

Встановлені ступені точності, які визначають допуски діаметрів нарізки болта та гайки (таблиця 20).

Таблиця 20

Діаметри	Ступінь точності
Діаметр болта зовнішній $d$	3,5
Діаметр болта середній $d_2$	5
Діаметр гайки внутрішній $D_1$	5,6
Діаметр гайки середній $D_2$	4

Відповідно поля допусків нарізки: болтів –  $5h3$ ,  $5h5$ , гайки –  $4H5$ ,  $4H6$ .

В позначеннях полів допусків нарізки на першому місці вказують ступінь точності та основне відхилення середнього діаметру, а на другому – ступінь точності внутрішнього діаметра для гайки або зовнішнього діаметра для гвинта.

Допускаються наступні сполучення полів допусків болтів та гайок

Гайка	болт	
4Н5	5h3	(4Н5/5h3)
4Н5	5h5	(4Н5/5h5)
4Н6	5h3	4Н6/5h3)

Поля допусків гайки 4Н6 використовувати не рекомендується.

Для метричних нарізок діаметром від 1 до 600 мм встановлені граничні відхилення діаметрів нарізок в посадках ковзання та з зазором. Встановлені ряди основних відхилень (верхні для гвинтів та нижні для гайок) та їх позначення (рис. 6.7).

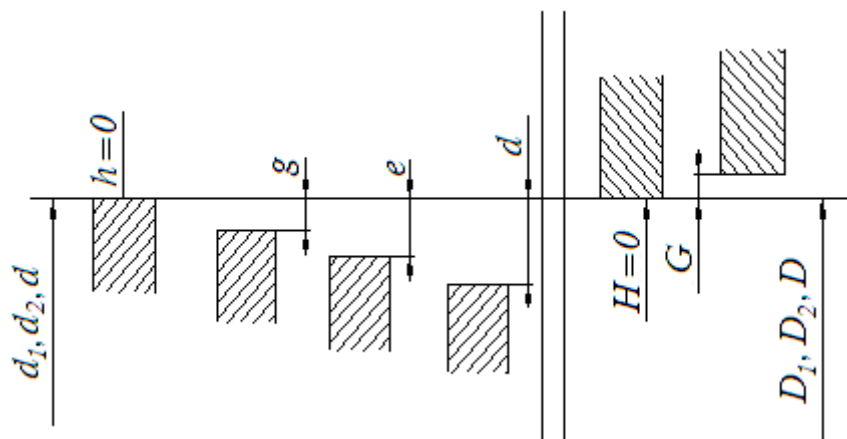


Рис. 6.7

Для діаметрів нарізки: гвинти -  $h, g, l, d$ ; гайки -  $H, G$ .

Основні відхилення, які визначають розташування полів допусків відносно номінального профілю, залежать тільки від кроку нарізки (крім  $h$  та  $H$ ).

Встановлені також ступені точності, які визначають значення допусків діаметрів болтів та гайок (табл. 21).

Поля допусків діаметрів нарізки утворюються сполученням ступеня точності (допуску) та основного відхилення. Позначення поля допуску діаметру складається з цифри, яка показує ступінь точності, та літери, яка показує основне відхилення, наприклад, 7Н, 8g, 6g.

Діаметри	Ступінь точності
Діаметр болта зовнішній $d$	4; 6; 8
Діаметр болта середній $d_2$	4; 6; 7; 8
Діаметр гайки внутрішній $D_1$	5; 6; 7
Діаметр гайки середній $D_2$	4; 5; 6; 7

Позначення поля допуску нарізки складається з поля допуску середнього діаметра, який розміщується на першому місці, та поля допуску внутрішнього діаметра для гайок або зовнішнього – для болтів, наприклад 5H6H (рис. 6.8), де 5H - позначення поля допуску середнього діаметра гайки, 6H – позначення поля допуску внутрішнього діаметра гайки.

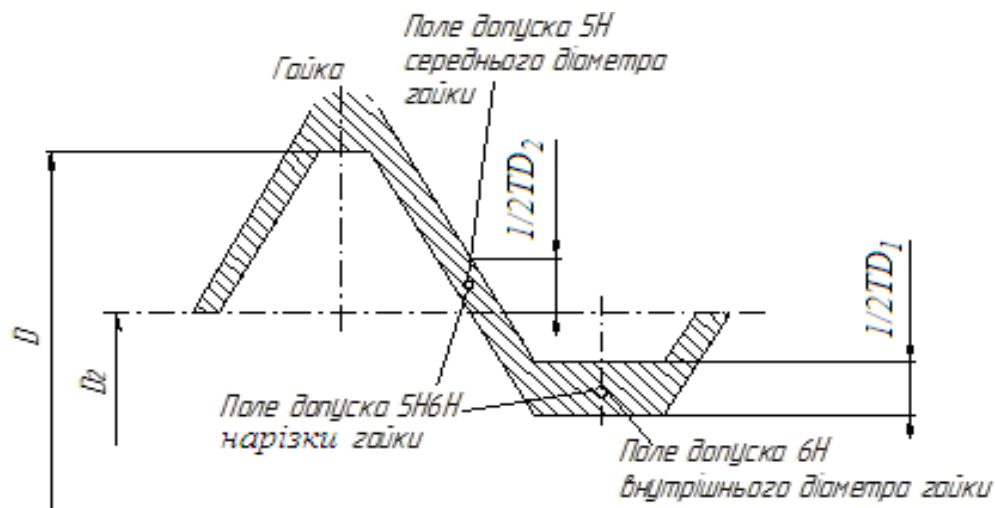


Рис. 6.8. Позначення поля допуску нарізки

Якщо позначення поля допуску діаметра по вершинах нарізки ( $d$  або  $D_1$ ) співпадають з позначенням поля допуску середнього діаметра, то воно в позначенні поля допуску нарізки не повторюється, наприклад, 6g – поля допусків середнього та зовнішнього діаметрів болтів співпадають (рис. 6.9).

Позначення поля допуску нарізки наносять на креслення після розміру нарізки, наприклад, M14-5g, M14-5H, M10-1-6g, M10-1-5H. Посадка позначається дробним числом: в чисельнику наведені поля допуску внутрішньої

нарізки, а в знаменнику – зовнішньої, наприклад, M12-6H/6g.

Допуск нарізки, якщо немає особливих застережень, відноситься до найбільшої нормальної довжини згвинчування або до всієї довжини нарізки, якщо вона менше найбільшої нормальної довжини згвинчування. Довжина згвинчування при необхідності повинна бути оговорена в технічних умовах або вказана в позначенні нарізки в наступних випадках: якщо вона відноситься до групи L (велика); якщо вона відноситься до групи S (мала), але менша, ніж вся довжина нарізки.

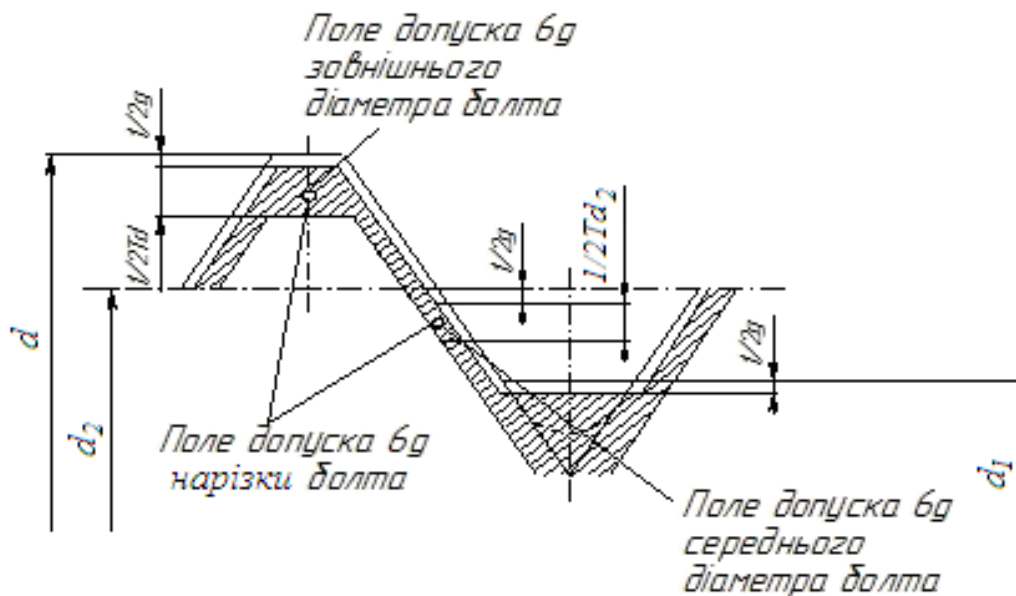


Рис. 6.9

У відповідності зі стандартами поля допусків болтів і гайок встановлені в трьох класах точності: точному, середньому та грубому. Поняття класу точності використовують для порівняльної оцінки точності нарізних деталей з різними полями допусків.

При однаковому класі точності допуск середнього діаметра при довжині згвинчування групи L рекомендується збільшувати, а при довжині згвинчування S – зменшувати на один ступінь в порівнянні з допусками, які встановлені для нормальної (N) довжини.

Поля допусків метричних нарізок наведені в табл. 22. Для отримання різних посадок допускають довільні сполучення полів допусків нарізок болтів та гайок, які наведені в табл. 22.

Таблиця 22

Класи точності	Поля допусків болтів				Поля допусків гайок	
	h	G	l	D	H	G
Точний	4h	-	-	-	4H5H	-
Середній	6h	[6g]	6l	6d	5H6H, [6H]	6G
Грубий	8h	[8g]	-	-	[7H]	7G

Примітка.

1. Поля допусків, які заключені в рамки, рекомендується для переважного використання.

2. В обґрунтованих випадках дозволяється використовувати поля допусків, які утворені поєднанням полів допусків різних класів точності на середній діаметр та діаметр виступів (зовнішній діаметр болта або внутрішній діаметр гайки), наприклад, для болтів – 4h6h, 8h6h, 8g6g, для гайок -5H, 7H6H.

3. При довжинах згвинчування, які відносяться до групи S, не рекомендується використовувати клас точності “грубий”.

4. При довжинах згвинчування, які відносяться до групи L, допускається використання додаткових полів допусків, які наведені в табл. 23.

Таблиця 23

## Додаткові поля допусків для довжин згвинчування групи L

Клас точності	Болтів			Гайок	
	Відхилення				
	h	g	e	H	G
Точний	-	-	-	5H6H	-
Середній	7h6h	7g6g	7e6e	7H	7G

При нанесенні на поверхню нарізки захисного покриття, її розмір після фінішної операції повинен не виходити за межі, які визначаються номінальним профілем і відповідними основними відхиленнями h та H.

### 6.3. Допуски зубчастих передач

Кінематична точність зубчастої передачі характеризується величиною кінематичної похибки. Стандартом регламентується найбільша кінематична похибка передачі – найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки за один цикл зміни відносного положення зубчастих коліс.

Плавність роботи зубчастої передачі характеризується місцевою кінематичною похибкою та циклічною похибкою передачі, повнота контакту зубців – відносними сумарного пята контакту по довжині та висоті зубця.

Боковий зазор в передачах встановлюють в межах між мінімально необхідним (для забезпечення змащення, компенсації похибок монтажу, врахування впливу мастила) та максимально допустимим зазором.

Терміни та позначення допусків та відхилень зубчастих передач регламентовані стандартом і наведені в табл. 24.

Для зубчастих коліс та передач встановлені 12 ступенів точності, які позначаються у відповідності зі зменшенням точності цифрами від 1 до 12. Для 1 та 2 ступенів допуски на граничні відхилення поки що не встановлені.

Для кожного ступеня точності зубчастих коліс і передач встановлені норми кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців в передачі, при цьому допускається комбінування цих норм для різних ступеней. При комбінуванні норм різних ступенів точності норми плавності можуть бути грубіші норм кінематичної точності не більше ніж на два ступені, а норми контакту зубців можуть призначатися по любых ступенях, більш точних, ніж норми плавності, або на один ступінь грубіше цієї норми.

Встановлено шість видів з'єднання зубчастих коліс в передачі  $A, B, C, D, E, H$  (рис. 6.10) (при з'єднанні  $H$  боковий зазор дорівнює нулю, а при  $A$  він найбільший), а також вісім видів допуску  $T_{jn}$  на боковий зазор  $x, y, z, a, b, c, d, h$ .

Залежність видів з'єднання зубчастих коліс в передачі від ступеня точності по нормах плавності роботи такі (рис. 6.10)

Якщо з'єднанням  $H$  та  $E$  відповідає допуск на боковий зазор  $h$ , а видам з'єднань  $D, C, B, A$  – відповідно допуски  $d, c, b, a$ , то допуски  $x, y, z$

використовуються у випадках невідповідності виду з'єднання зубчастих коліс та виду допуску на боковий зазор.

Стандартом встановлено шість класів відхилень міжосьової відстані, позначених у відповідності зі зменшенням точності римськими цифрами від I до VI.

З метою отримання гарантованого бокового зазору для з'єднань *H* та *E* використовують II клас відхилень, для з'єднань *D*, *C*, *B*, *A* – відповідно класи III, IV, V, VI. Дозволяється зміна відповідності між видом з'єднань та класом відхилення міжосьової відстані.

Точність виготовлення зубчастих коліс та передач задається ступенем точності, а вимоги до бокового зазору – видом з'єднання за нормами бокового зазору.

У випадку комбінування норм різних ступенів точності, видів з'єднань та класів відхилень міжосьової відстані, при збереженні відповідності між видом з'єднання та класом відхилення міжосьової відстані, точність зубчастих коліс і передач позначається послідовним написанням трьох цифр та двох літер.

Перша цифра позначає ступінь за нормами кінематичної точності, друга – ступінь за нормами плавності роботи, третя – за нормами контакту зубців; перша літера позначає вид з'єднань, а друга – вид допуску на боковий зазор. Літери пишуться разом, а цифри – через тире.

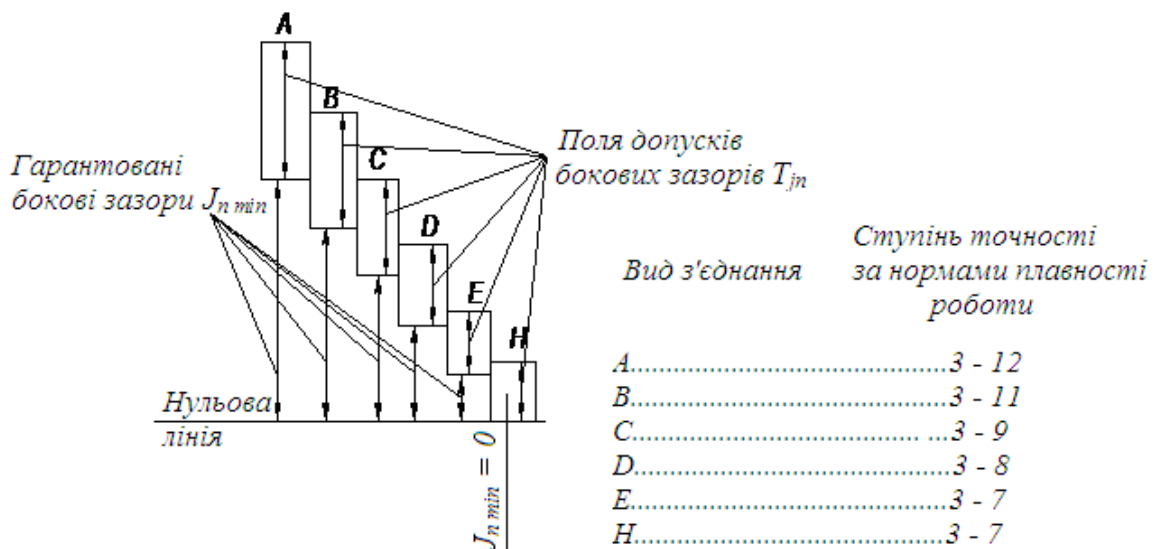


Рис. 6.10



## Терміни та позначення допусків та відхилень зубчастих передач

Параметр відхилення	Позначення	Допуск на відхилення	Позначення
Найбільша кінематична похибка передачі	$F'_{i0r}$	Допуск на кінематичну похибку передачі	$F'_{i0}$
Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса	$F'_{ir}$	Допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса	$F'_i$
Кінематична похибка зубчастого колеса на $k$ кроках	$F'_{ikr}$	Допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса на $k$ кроках	$F'_{ik}$
Накопичена похибка $k$ кроків	$F_{pkr}$	Допуск на накопичену похибку $k$ кроків	$F_{pk}$
Накопичена похибка кроку зубчастого колеса	$F_{pr}$	Допуск на накопичену похибку кроку зубчастого колеса	$F_p$
Радіальне биття зубчастого вінця	$F_{rr}$	Допуск на радіальне биття зубчастого вінця	$F_r$
Похибка обкату	$F_{cr}$	Допуск на похибку обкату	$F_c$
Коливання довжини загальної нормалі	$F_{vWr}$	Допуск на коливання довжини загальної нормалі	$F_{vW}$
Коливання вимірювального міжосьового розміру: за один оберт зубчастого колеса на одному зубці	$F''_{ir}$ $f''_{ir}$	Допуск на коливання вимірювального міжосьового розміру: за один оберт зубчастого колеса на одному зубці	$F''_r$ $F''_i$
Циклічна похибка передачі	$f_{zk0r}$	Допуск на циклічну похибку передачі	$f_{zk0}$
Циклічна похибка зубчастої частоти в передачі	$f_{zz0r}$	Допуск на циклічну похибку зубчастої частоти в передачі	$f_{zz0}$

Циклічна похибка зубчастої частоти зубчастого колеса	$f_{zr}$	Допуск на циклічну похибку зубчастої частоти зубчастого колеса	$f_{zz}$
Циклічна похибка зубчастого колеса	$f_{zkr}$	Допуск на циклічну похибку зубчастого колеса	$f_{zk}$
Місцева кінематична похибка передачі	$f''_{i0r}$	Допуск на місцеву кінематичну похибку передачі	$f''_{i0}$
Місцева кінематична похибка зубчастого колеса	$f''_{ir}$	Допуск на місцеву кінематичну похибку зубчастого колеса	$f''_i$
Відхилення кроку	$f_{ptr}$	Допуск на відхилення кроку	$\pm f_{pt}$
Різниця кроків	$f_{vptr}$	Допуск на різницю кроків	$f_{vpt}$
Відхилення кроку зачеплення	$f_{pbr}$	Допуск на відхилення кроку зачеплення	$\pm f_{pb}$
Похибка профілю зубця	$f_{fr}$	Допуск на похибку профілю зубця	$f_f$
Відхилення осьових кроків по нормалі	$F_{pxnr}$	Граничні відхилення осьових кроків по нормалі	$F \pm F_{pkn}$
Сумарна похибка контактної лінії	$F_{kr}$	Допуск на сумарну похибку контактної лінії	$F_k$
Похибка напрямку зубця	$F_{\beta r}$	Допуск на напрямок зубця	$F_{\beta}$
Непаралельність осей	$f_{xr}$	Допуск на непаралельність осей	$f_x$
Перекіс осей	$f_{yr}$	Допуск на перекіс осей	$f_y$
Відхилення міжосьової відстані	$f_{ar}$	Граничні відхилення міжосьової відстані	$\pm f_a$
Додаткове зміщення вихідного контуру	$ENr$	Допуск на додаткове зміщення вихідного контуру	ТН

Гарантований боковий зазор	$i_{n \min}$	Допуск на боковий зазор	$T_{jn}$
Найменше додаткове зміщення вихідного контуру: для зубчастих коліс з зовнішніми зубцями; для зубчастих коліс з внутрішніми зубцями.	$-E_{Hs}$ $+E_{Hi}$	-	-
Граничне відхилення вимірювальної міжосьової відстані: для коліс з зовнішніми зубцями верхнє нижнє для коліс з внутрішніми зубцями верхнє нижнє	$+E_{a's}$ $-E_{a''i}$ $-E_{a's}$ $+E_{a''i}$	-	-
Середня довжина загальної нормалі	$W_{mr}$	Допуск на середню довжину загальної нормалі	$T_{Wm}$
Відхилення середньої довжини загальної нормалі	$E_{Wmr}$	-	-
Найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі: для зубчастого колеса з зовнішніми зубцями; для зубчастого колеса з внутрішніми зубцями	$-E_{Wms}$ $+E_{Wmi}$	-	-
Номінальна довжина загальної нормалі	$W_f$	-	-

Відхилення довжини загальної нормалі	$EW_r$	Допуск на довжину загальної нормалі	TW
Найменше відхилення довжини загальної нормалі для зубчастого колеса з зовнішніми зубцями;	$-E_{Ws}$	-	-
для зубчастого колеса з внутрішніми зубцями	$+E_{Wi}$	-	-
Номінальна товщина зубця (по постійній хорді)	$sc$	Допуск на товщину зубця	Tc
Відхилення товщини зубця	$E_{cr}$	-	-
Найменше відхилення товщини зубця	$-E_{cs}$	-	-
Відхилення розміру по роликах (кульках)	$E_{Mr}$	Допуск на розмір по роликах (кульках)	$T_M$
Найменше відхилення розміру по роликах (кульках) для зубчастого колеса з зовнішніми зубцями;	$-E_{Ms}$	-	-
для зубчастого колеса з внутрішніми зубцями	$+E_{Mi}$		
Ефективний коефіцієнт осьового перекриття	$\epsilon_{\beta e}$	-	-

Перша цифра позначає ступінь за нормами кінематичної точності, друга – ступінь за нормами плавності роботи, третя – за нормами контакту зубців; перша літера позначає вид з'єднань, а друга – вид допуску на боковий зазор.

Літери пишуться разом, а цифри – через тире.

Наприклад, позначення 7-6-5-*Ca* показує, що передача має 7-ий ступінь точності за нормами кінематичної точності, 6-тий – по нормах плавності, 5-тий – по нормах контакту зубців, вид з'єднання *C*, вид допуску на боковий зазор *a* і відповідність між видом з'єднання та класом відхилення міжосьової відстані.

Відповідність ступенів точності показникам кінематичної точності наведено в табл. 25, а показникам плавності роботи - в табл. 26.

Значення величин похибок для різних ступенів точності для зубчастих коліс та передач наведені у відповідних таблицях стандартів та довідників, а точність та з'єднання вибирається конструктором в залежності від умов експлуатації передачі та вимог до норм кінематичної точності, плавності роботи, контакту, бокового зазору.

Таблиця 25

Ступені точності для показників кінематичної точності зубчастих циліндричних передач

Контрольований об'єкт	Показник точності	Ступінь точності
Зубчасте колесо	$F_{ir}''$	3-8
	$F_{pr}$ та $F_{pkr}$	3-6
	$F_{pr}$	7-8
	$F_{cr}$ та $F_{rr}$	3-8
	$F_{vWr}$ та $F_{rr}$	3-8
	$F_{vWr}$ та $F_{ir}''$	5-8
	$F_{cr}$ та $F_{ir}''$	5-8
	$F_{ir}''$	9-12
	$F_{rr}$	7-12
Зубчаста передача	$F_{i0r}'$	3-8

Ступінь точності для показників плавності роботи циліндричних зубчастих передач

Контрольований об'єкт	Показник плавності	Ступінь точності
Зубчасте колесо з коефіцієнтом перекриття $\varepsilon_\beta$ , які менші за тих, що вказані в примітці до таблиці	$f''_{ir}$	3-8
	$f_{zcr}$	3-8
	$f_{pbr}$ та $f_{fr}$	3-8
	$f_{pbr}$ та $f_{ptr}$	3-8
	$f'''_{ir}$	5-8
Зубчасте колесо передачі з любым $\varepsilon_\beta$ .	$f''_{ir}$	9-12
	$f_{pbr}$	9-12
	$f_{ptr}$	9-12
Зубчасте колесо передачі з $\varepsilon_\beta$ , які більше або дорівнюють тим, що наведені в примітці.	$f_{zkr}$	3-8
	$f_{ptr}$	5-8
Зубчаста передача з $\varepsilon_\beta$ , які менші або дорівнюють тим, що наведені в примітці.	$f''_{i0r}$	3-8
	$f_{zz0r}$	3-8
Зубчаста передача з $\varepsilon_\beta$ , які більші або дорівнюють тим, що наведені в примітці.	$f_{zk0r}$	3-8

Примітка. Граничні значення номінального коефіцієнту осьового перекриття  $\varepsilon_\beta$  для 3÷8 ступенів точності за нормами контакту відповідно дорівнюють 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0.

#### 6.4. Допуски шпонкових з'єднань

Стандартом регламентовані розміри та допуски на призматичні, сегментні та клинові шпонки. Клинові шпонки використовуються в нерухомих з'єднаннях, призматичні та сегментні в рухомих та нерухомих з'єднаннях. Основні розміри та граничні відхилення призматичних шпонок наведені в табл. 27 та 28.

Граничні відхилення по розміру  $b$  з'єднань з призматичними шпонками.

Найменування	Граничне відхилення розміру $b$ при з'єднанні						
	любому	вільному		нормальному		щільному	
		На вала	На втулці	На вала	На втулці	На вала	На втулці
Шпонка	$h9$	-	-	-	-	-	-
Паз	-	$H9$	$D10$	$N9$	$Is9$	$P9$	-

Таблиця 28

Граничні відхилення несполучених розмірів з'єднань з призматичними шпонками.

Найменування	Висота, $h$	Довжина, $l$	Глибина (або проставлений на кресленні розмір)		
			При $h$ , мм		
			Від 2 до 6	Від 6 до 18	Від 18 до 50
Шпонка	$h11, h9^{**}$	$H14$	-	-	-
Паз	-	$H15$	+0,1	+0,2	+0,3

Розміри та граничні відхилення сегментних шпонок наведені в табл. 29.

Таблиця 29

Ширина $b$		Висота $h$		Діаметр шпонки $d$		Фаска $s \times 45^{\circ}$ або радіус $r$	
Номінальна	Граничне відхилення	Номінальна	Граничне відхилення	Номінальний	Граничне відхилення $h$	Не менше	Не більше
1	0-0,025	1,4	0-0,060	4	0-0,120	0,16	0,25
1,5		2,6		7	0-0,150		
2,0		2,6		7			
2,0		3,7	10				

2,5	0-0,025	3,7	0-0,075	10	0-0,150	0,16	0,25
3,0		5,0		13	0-0,180		
3,0		6,5		16			
4,0	0-0,030	6,5	0-0,090	16	0-0,210	0,25	0,40
4,0		7,5		19			
5,0		6,5		16	0-0,180		
5,0		7,5		19	0-0,210		
5,0		9,0		22			
6,0		9,0		22			
6,0		10,0		25			
8,0	0-0,036	11,0	0-0,110	28	0-0,250	0,40	0,60
10,0		13,0		32			

Розміри перетинів пазів під шпонки та їх граничні відхилення показані на рис. 6.11 та 6.12.

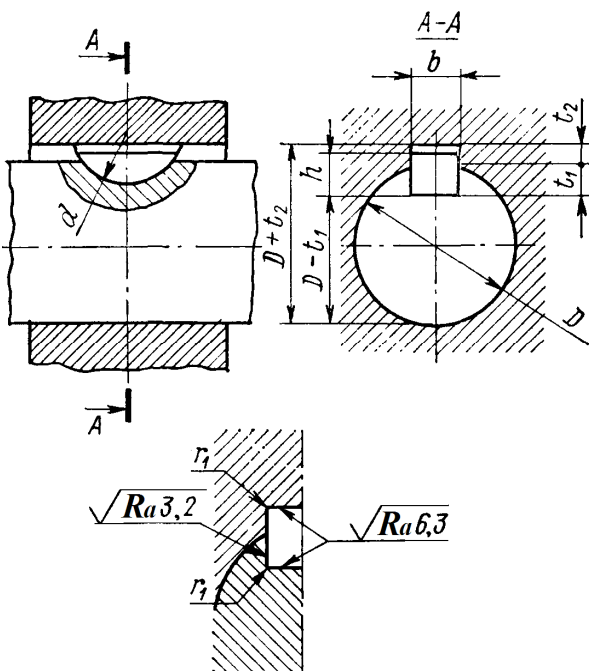


Рис. 6.11

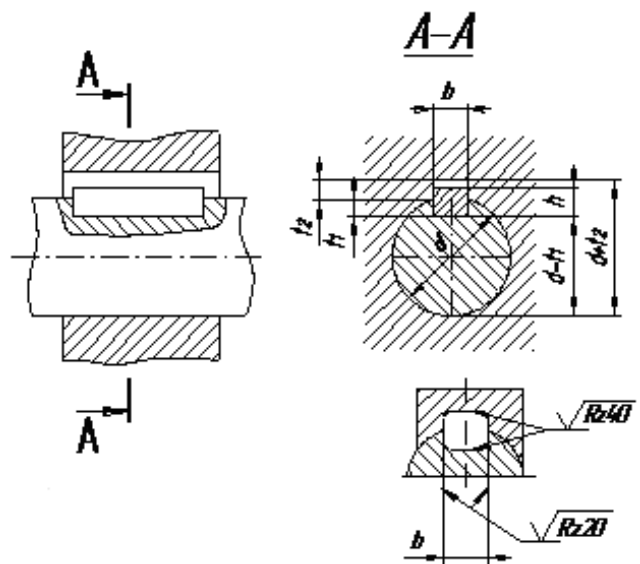


Рис. 6.12

Умовне позначення шпонки перетином  $b \times h = 3 \times 5$  мм:



виконання 1: шпонка 3×5 ГОСТ 24071-80;

виконання 2: шпонка 2-3×5 ГОСТ 24071-80.

### 6.5. Допуски шліцевих з'єднань

Шліцеві з'єднання можуть бути з прямобічними, евольвентними та трикутними профілями зубців.

Прямобічні шліци використовують як в рухомих, так і нерухомих з'єднаннях.

Розміри прямобічних шліцевих з'єднань регламентовані стандартами. В залежності від крутного моменту, що передається, встановлено три типи з'єднань: легкої, середньої та важкої серії. Форма та характерні розміри прямобічних шліцевих з'єднань наведені на рис. 6.13.

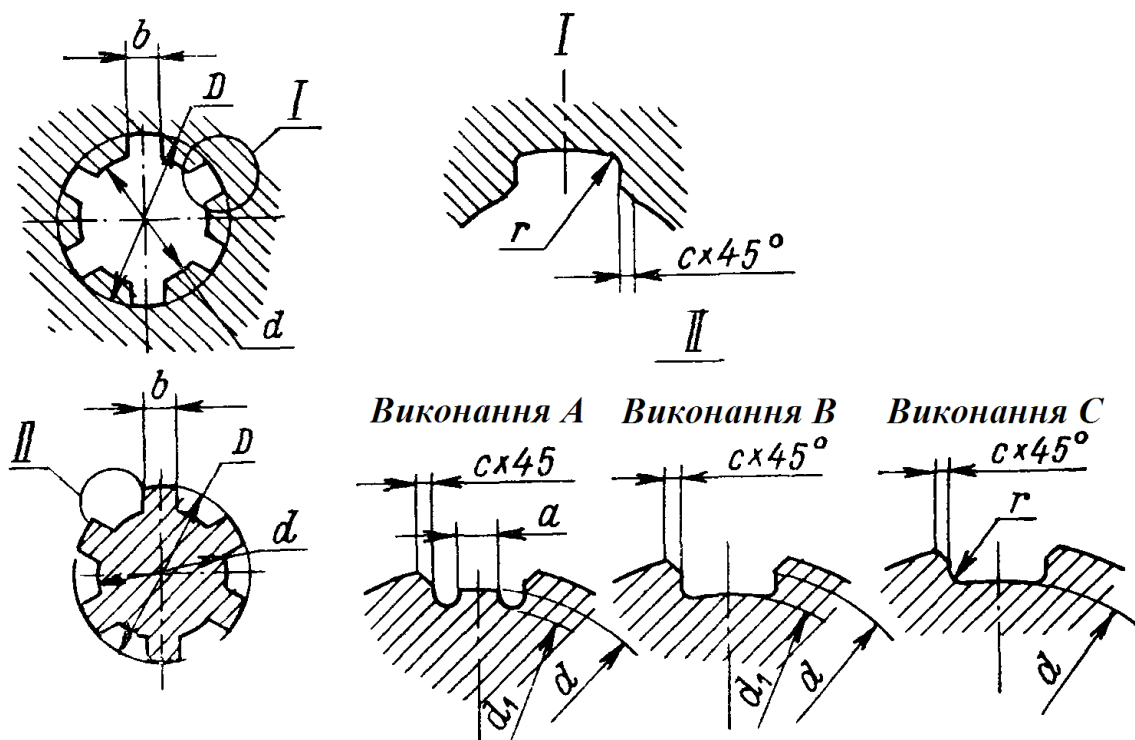


Рис. 6.13

Центрування в прямобічних шліцевих з'єднаннях може бути по зовнішньому діаметру  $D$ , внутрішньому діаметру  $d$  та по бічних поверхнях зубців  $b$ . Центрування по зовнішньому діаметру  $D$  найбільш технологічне,

оскільки в цьому випадку в якості кінцевої операції обробки для отвору використовують протягування, а для вала – шліфування.

При центруванні по внутрішньому діаметру  $d$  центрувальні поверхні вала і отвору обробляють шліфуванням. Цей спосіб забезпечує високу точність.

Центрування по бічних поверхнях характеризується меншою точністю, однак наявність більших зазорів дає можливість самоустановки та рівномірного розподілу навантаження між шліцами.

Поля допусків для різних способів центрування наведені в таблицях 30-34.

Розмір  $a$  в з'єднаннях легкої та середньої серії для валів виконання А виготовляються методом обкатування, а для важкої серії обкатування, як правило, не використовується. При центруванні по внутрішньому діаметру вали виготовляються у виконанні А та С, а при центруванні по зовнішньому діаметру і бокових сторонах – у виконанні В.

Приклад умовного позначення шліцьового з'єднання з параметрами  $z \times d \times D = 6 \times 26 \times 30$ ,  $b = 6$  мм з центруванням по діаметру  $d$  та посадками

$$d - \frac{H7}{f7}, \quad D - \frac{H7}{g6}, \quad b - \frac{D9}{e8};$$

$$d - 6 \times 26 \frac{H7}{f7} \times 30 \frac{H7}{g6} \times 6 \frac{D9}{e8}.$$

Умовне позначення того ж з'єднання:

для отвору

$$d - 6 \times 26 H7 \times 30 H7 \times 6 D9;$$

для вала

$$d - 6 - 26 f7 \times 30 g6 \times 6 e8.$$

При позначенні можна опускати допуски діаметрів які не є центрувальними.

Посадки центрального діаметру  $d$  при центруванні по внутрішньому діаметру.

Поле допуску втулки	Основне відхилення вала					
	$e$	$f$	$g$	$h$	$js$	$n$
$H6$			$\frac{H6}{g5}$		$\frac{H6}{js5}$	
$H7$	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{js7}$	$\frac{H7}{n6}$
$H8$	$\frac{H8}{e8} \left( \frac{H8}{e9} \right)$					

Таблиця 31

Посадки по ширині  $b$  при центруванні по внутрішньому діаметру.

Поле допуску втулки	Основне відхилення вала						
	$d$	$e$	$f$	$g$	$h$	$js$	$k$
$F8$	$\frac{F8}{d8}$		$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}$		$\frac{F8}{h7}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{h9}$	$\frac{F8}{js7}$	
$H8$					$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \left( \frac{H8}{h9} \right)$	$\frac{H8}{js7}$	
$D9$	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f7}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{f9}$		$\frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}$	$\frac{D9}{js7}$	$\frac{D8}{k7}$
$D10$	$\frac{D10}{d9}$						
$F10$	$\frac{F10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}$	$\frac{F10}{f7}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{f9}$		$\frac{F10}{h7}; \frac{F10}{h8}; \frac{F10}{h9}$	$\frac{F10}{js7}$	$\frac{F10}{k7}$
$Js10$	$\frac{Js10}{d10}$						

Таблиця 32

Посадки центрувального діаметру  $D$  при centruванні по зовнішньому діаметру.

Поле допуску втулки	Основне відхилення вала					
	$e$	$f$	$g$	$h$	$js$	$n$
$H7$		$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{n6}$
$H8$	$\frac{H8}{e8}$			$\frac{H8}{h7}$		

Таблиця 33

Посадки по ширині  $b$  при centruванні по зовнішньому діаметру.

Поле допуску втулки	Основне відхилення вала					
	$d$	$e$	$f$	$g$	$h$	$js$
$F8$	$\left(\frac{F8}{d9}\right)$	$\frac{F8}{e8}$	$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}$		$\frac{F8}{h7}; \frac{F8}{h8}$	$\frac{F8}{js7}$
$D9$	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f7}$		$\frac{D9}{h8}$	$\frac{D9}{js7}$
$F10$		$\frac{F10}{e9}$	$\frac{F10}{f7}$		$\frac{F10}{h9}$	
$Js10$	$\frac{Js10}{d10}$					

Посадки по ширині  $b$  при центруванні по бокових сторонах зубців.

Поле допуску втулки	Основне відхилення вала						
	$d$	$e$	$f$	$g$	$h$	$js$	$k$
$F8$		$\frac{F8}{e8}$	$\frac{F8}{f8}$			$\frac{F8}{js7}$	
$D9$	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f8}; \frac{D9}{f9}$		$\frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}$	$\frac{D9}{js7}$	$\frac{D9}{k7}$
$D10$	$\frac{D10}{d10}; \frac{D10}{d8}$				$\left( \frac{D10}{h10} \right)$		
$\frac{F10}{Js10}$	$\frac{F10}{d9}; \frac{Js10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}$	$\frac{F10}{f8}; \frac{F10}{f9}$		$\frac{F10}{h8}; \frac{F10}{99}$	$\frac{F10}{js7}$	$\frac{F10}{k7}$

Евольвентні шліцьові з'єднання характеризуються високою технологічністю, міцністю та точністю.

Центрування деталей евольвентних з'єднань виконується, в основному, по бокових сторонах  $s$  та зовнішньому діаметру  $D$  (рис. 6.14, а, б).

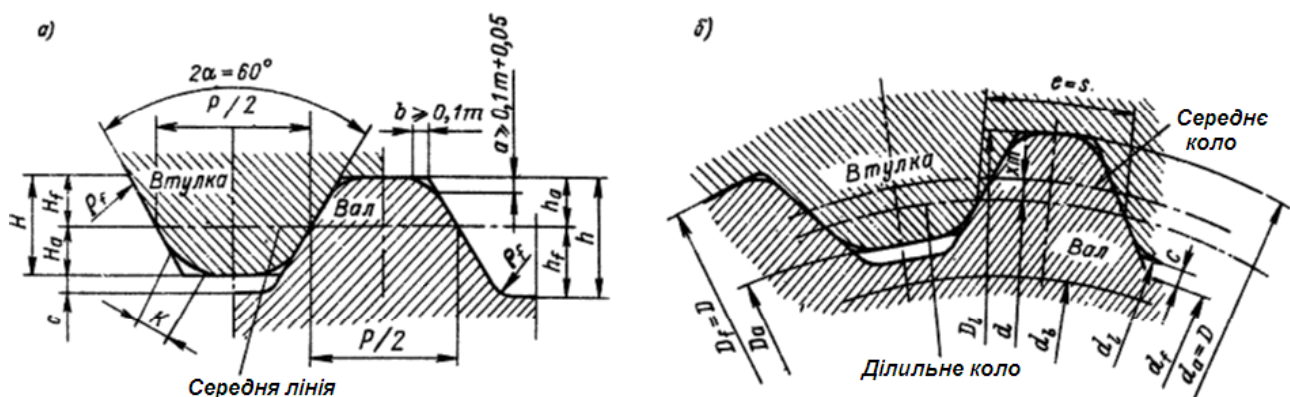


Рис. 6.14

На рис. 6.14, прийняті наступні позначення:  $p$  – ділильний коловий крок числа зубців;  $d_b$  – діаметр основного кола;  $s_e$  – номінальна ділильна колова товщина зубця вала (западина втулки);  $хт$  – зміщення вихідної контуру;  $H$  – висота зубця втулки;  $H_a$  – висота головки зубця втулки;  $H_f$  – висота ніжки зубця

втулки;  $h$  – висота зубця вала;  $h_a$  – висота головки зубця вала;  $h_f$  – висота ніжки зубця вала;  $r_f$  – радіус кривизни перехідної кривої зубця;  $D_f$  – номінальний діаметр кола западин втулки;  $D_a$  – номінальний діаметр кола вершин зубців втулки;  $D_l$  – номінальний діаметр кола граничних точок зубців втулки;  $d_f$  – номінальний діаметр кола западин вала;  $d_a$  – номінальний діаметр кола вершин зубців вала;  $d_l$  – номінальний діаметр кола граничних точок зубців вала;  $K$  – фаска або радіус притуплення поздовжньої кромки зуба втулки;  $C$  – радіальний зазор.

Розташування полів допусків ширини западин втулки  $e$  та товщини зуба вала, а також можливі посадки з'єднань при центруванні по бокових сторонах зубців наведено на рис. 6.15.

Стандартом встановлено два види допуску ширини западин втулки і товщини зубця вала: власний допуск ширини западини втулки (товщини зубця вала)  $T_e(T_s)$  та сумарний допуск  $T$ , який включає відхилення ширини западини (товщини зубця) та відхилення форми і розташування елементів профілю западини (зуба).

На елементи з'єднань встановлені наступні ступені точності: ширина западин втулки – 7, 9, 11; товщина зубця вала – 7, 8, 9, 10, 11.

Величини допусків  $T$  та  $T_e$ , а також граничні значення радіального биття  $F_T$  елементів, які не є центрувальними, відносно центрувальних елементів наводяться у відповідних довідниках.

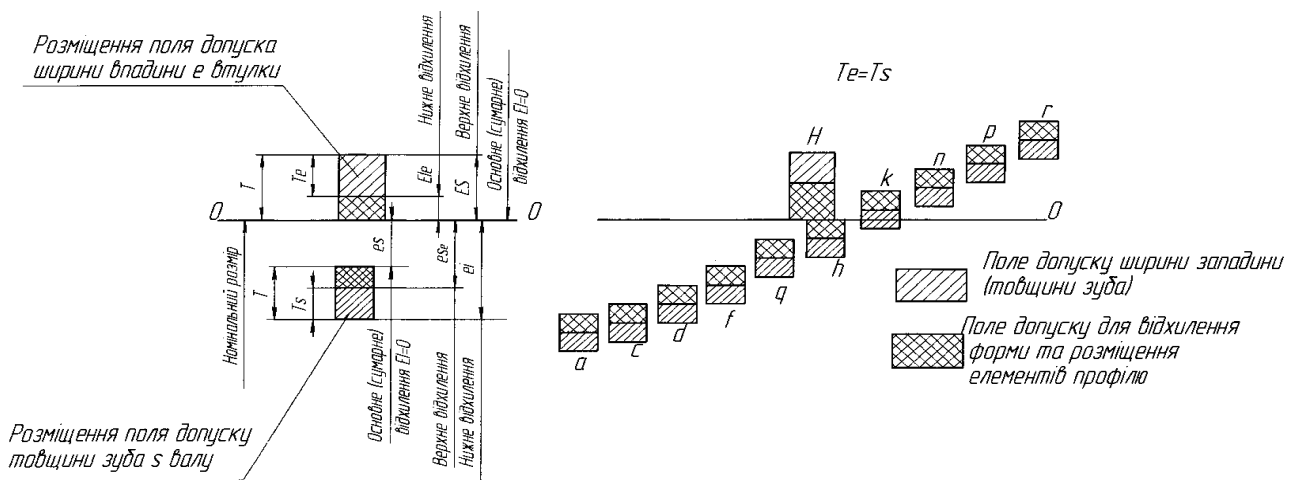


Рис. 6.15

Основні відхилення ширини западин втулки –  $H$ , товщини зубця вала –  $r$ ,  $p$ ,  $n$ ,  $k$ ,  $h$ ,  $g$ ,  $f$ ,  $d$ ,  $c$ ,  $a$ .

Поля допусків ширини западин втулки  $e$  та товщини зубця вала  $s$  наведені в табл. 35.

Таблиця 35

Ступінь точності	Втулка	Вал									
	Основні відхилення										
	$H$	$r$	$p$	$n$	$k$	$h$	$g$	$f$	$d$	$c$	$a$
7	7H			7n		7h		7f			
8			8p		8k			8f			
9	9H	9r				<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">9h</span>	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">9g</span>		9d		
10									10d		
11	11H									11c	11a

Примітка. Поля допусків, які наведені в рамках є більш прийнятими для посадок з зазором.

Поля допусків та їх поєднання при centruванні по зовнішньому діаметру для центрувальних діаметрів  $D_f$  та  $D_a$  наведені в таблиці 36.

Таблиця 36

Центрувальний діаметр	Поле допуску	
	1-й ряд	2-ий ряд
$D_f$	H7	H8
$D_a$	n6, js6, h6, g6, f7	n6, h6, g6, f7

Умовне позначення шліцевого з'єднання  $D=60$  мм,  $m = 3,5$  мм з centruванням по  $D_f$  та посадкою по діаметру centruвання H7/g6 –

$$60 \times H7/g6 \times 3,5;$$

а при centruванні по бічних поверхнях зубців з посадкою 9H/9g –

$$60 \times 2,5 \times \frac{9H}{9g}.$$

Поля допусків нецентрувальних елементів евольвентних шліцьових з'єднань наведені в табл. 37.

Таблиця 37

Вид центрування	Нецентрувальний діаметр	Поле допуску
По бокових поверхнях зубців	$D_f$	При плоскій формі дна западини H16
		При закругленій формі дна западини $D_{f\min}=D$
	$D_a$	H11
	$d_a$	D9, h12
	$d_f$	При плоскій формі дна западини h16
При закругленій формі дна западини $d_{f\max} = D-2,2m$		
По зовнішньому діаметру	$d_f$	При плоскій формі дна западини h16
		При закругленій формі дна западини $d_{f\max} = D-2,2m$
	$D_a$	H11

Точність виготовлення шліцьових валів та втулок перевіряється, як правило, поелементно за допомогою комплексних перехідних калібрів, допуски на які регламентовані спеціальними стандартами.

### Питання для самоконтролю

1. Які групи кутів використовуються у конічних з'єднаннях деталей машин?
2. Які розрізняються типи конічних з'єднань?
3. У яких одиницях виміру можна виразити допуск кута конуса?
4. Як відрахувати поле допуску кута при симетричному типі допуску?



5. Якими основними параметрами характеризуються нарізні з'єднання?
6. Які основні типи нарізних з'єднань застосовуються в машинобудуванні?
7. Які типи посадок можна застосовувати до метричних нарізних з'єднань?
8. Чим забезпечується плавність роботи зубчатих передач?
9. Які типи посадок для шпонкових з'єднань застосовуються в машинобудуванні?
10. Які види допуску ширини западин втулки і товщини зубця вала встановлені стандартом для шліцьових з'єднань ?

### **6.6. З'єднання з підшипниками кочення**

Стандартом встановлені такі класи точності підшипників: 0; 6; 5; 4; 2. Цей перелік побудований у відповідності з підвищенням точності (клас 0 має меншу точність виготовлення, клас 2 – найбільшу). Клас точності підшипника ковзання вказується перед умовним його позначенням та відділяється від нього знаком (-) тире. Наприклад 6-205, де цифра 6 – знак точності, 205 – умовне позначення підшипника. Вибір класу точності підшипника кочення впроваджується відповідно з табл. 38-43.

За номінальні діаметри підшипника  $D$  та  $d$  приймаються діаметри посадкових поверхонь відповідно зовнішній та внутрішній.

Середнім діаметром зовнішньої циліндричної поверхні  $D_{cp}$  та внутрішньої  $d_{cp}$  визначається як середнє арифметичне найбільшого і найменшого значення діаметра, який виміряно в двох крайніх точках кільця.

Найбільш часто в машинобудуванні використовуються підшипники класів 0 та 6. Підшипники класів точності 5 і 4 використовують при значних числах обертів та в тих випадках, коли потрібна висока точність при обертанні. Підшипники класу точності 2 використовуються в прецизійних приладах і машинах.

Діаметр зовнішнього кільця підшипника  $D$  і внутрішнього кільця  $d$  прийняті відповідно за діаметри основного вала та основного отвору, і, як результат, посадки зовнішнього кільця з корпусом виконується в системі вала, а посадка внутрішнього кільця з валом – в системі отвору.

В залежності від характеру потрібного з'єднання, поля допусків для валів і отворів вибираються по табл. 44.

Вказані в табл. 44 поля допусків розраховані за наступними умовами: а) вали повинні бути суцільними, або товстостінними; б) матеріал валів і корпусів – сталь або чавун; в) підшипники при роботі не повинні нагріватися вище температури  $100^{\circ}\text{C}$ .

Відрізняють три види навантаження кілець підшипника – місцеве, циркуляційне та коливальне (рис. 6.16).

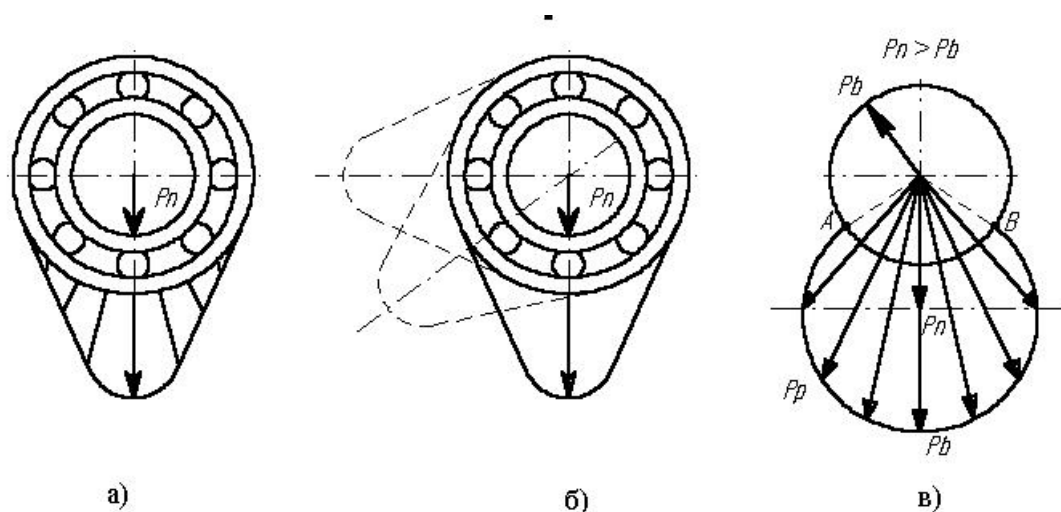


Рис. 6.16. Види навантаження кілець підшипника:

а - місцеве ; б - циркуляційне; в - коливальне.

Якщо кільце знаходиться під дією радіального навантаження ( $P_n$ ), яке постійне за напрямком лише на обмеженій ділянці кола доріжки кочення і передає його відповідній обмеженій ділянці посадкової поверхні вала або корпусу, то такий характер навантаження кільця називається місцевим.

Якщо кільце знаходиться під дією радіального навантаження  $P_n$  по всьому колу доріжки кочення і передає його послідовно всій посадковій поверхні вала

або корпуса, то такий характер навантаження називається циркуляційним. Таке навантаження виникає при обертанні кільця і постійно направленою навантаженні  $P_H$ , або навпаки, при радіальному навантаженні  $P_B$ , яке обертається відносно розглядуваного нерухомого кільця.

Таблиця 38

Поля допусків валів і отворів корпусів для встановлення підшипників кочення.

Клас точності підшипників	Посадочна поверхня	Система посадок	Поля допусків
0; 6	Вал	Система отвору	n6, m6, k6, js6, h6, g6, f7
5; 4; 2**			n5, m5, k5, js5, h5, g5
0; 6	Отвір корпуса	Система вала	N7, M7, K7, Js7, G7, H8, H9, P7*
5; 4; 2**			N6, M6, K6, Js6, H6
<p>Поле допуску P7 рекомендується для установки зовнішнього кільця підшипників в тонкостінних корпусах.</p> <p>* Клас 2 призначається в основному для валів з полями допусків точніше 5-го квалітету, для отворів – 6-го квалітету.</p>			

Якщо кільце знаходиться під дією рівнодійної двох радіальних навантажень  $P_p$  ( $P_H$  – постійного за направленням та  $P_B$  – яке обертається та менше за величиною) обмеженої ділянкою кола кочення і передає його відповідно обмеженій ділянці посадкової поверхні вала або корпуса, то такий характер навантаження кільця називається коливальним.

Поля допусків вала і отвору корпуса під внутрішні та зовнішні кільця в залежності від виду навантаження кільця наведені для радіальних підшипників в табл. 39, а для радіально-упорних в табл. 40.

Для упорних підшипників всіх типів з'єднання вала і кільця, що обертається забезпечується посадкою  $j_s6$ .

Таблиця 39

Поля допусків для встановлення радіальних підшипників.

Вид навантаження кільця	Поля допусків вала (під внутрішнє кільце підшипника)	Поля допусків отвору корпусу (під зовнішнє кільце підшипника)
Місьцеве	$j_s5; j_s6; h5; h6; g6; f7;$	$J_s6; J_s7; H6; H7; H8; H94 G7$
Циркуляційне	$n5; m5; k5; j_s5; n6; m6; k6; j_s6;$	$N6; M6; K6; N7; M7; K7$
Коливальне	$j_s5; j_s6$	$J_s6; J_s7$

При циркуляційному навантаженні кільця підшипників вибір посадки на вали та отвори корпусу виконується по  $P_R$  – інтенсивності радіального навантаження на посадочній поверхні, яка розраховується за формулою

$$P_R = \frac{R}{b} k_{\Pi} F F_A,$$

де  $R$  – радіальна реакція опори на підшипник, кН.;  $b$  – робоча ширина посадки, м ( $b=B-2r$ ,  $B$  – ширина підшипника,  $r$  – радіус закруглення або ширина фаски кільця підшипника);  $k_{\Pi}$  – динамічний коефіцієнт посадки, який залежить від характеру навантаження (при значеннях перевантаження до 150%, незначних поштовхах і вібрації  $k_{\Pi}=1$ ; при перевантаженнях до 300%, сильних поштовхах і вібрації  $k_{\Pi}=1,8$ );  $F$  – коефіцієнт, який враховує ступінь послаблення посадочного натягу при порожньому валу або тонкостінному корпусі (при суцільному валу  $F=1$ , табл.47);  $F_A$  – коефіцієнт нерівномірності розподілення радіального навантаження  $R$  між рядами роликів в двохрядних кінчних роликотпідшипниках або між подвоєними кульковими дшипниками при осьовому навантажені  $A$  на опору.

Значення  $F_A$ , які залежать від  $\frac{A}{R} ctg\beta$  (кут  $\beta$  – кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця залежить від конструкції підшипника). Для радіальних і радіально-упорних підшипників з одним зовнішнім або внутрішнім кільцем  $F_A=1$ .

## Поля допусків для встановлення радіально-упорних підшипників.

Умови монтажу і види навантаження кільця	Поля допусків вала (під внутрішнє кільце підшипника)	Поля допусків отвору корпусу (під зовнішнє кільце підшипника)
Нерегульовані циркуляційно навантажені кільця	n6; m6; k6; js6	N7; M7; K7; Js7; P7*
Регульовані циркуляційно навантажені *кільця.	js6	Js7
Регульовані місцево навантажені кільця.	g6; f7; h6	H7
Нерегульовані і регульовані місцево навантажені кільця, які не переміщуються по посадковій поверхні.	js6; h6	M7; K7; H7
Поле допуску P7 рекомендується для встановлення зовнішнього кільця підшипників в тонкостінних корпусах.		
*Конструкція вузла з регулюванням кільця, яке несе циркуляційне навантаження, не рекомендується. Якщо застосування цієї конструкції неминуче, то матеріал сполучних з підшипником деталей повинен мати підвищену твердість.		

Значення коефіцієнта  $F$ 

$\frac{d_i \delta \dot{a}}{d}$ або $\frac{D}{D_{\dot{e}t} \delta \dot{r}}$		Для вала			Для корпусу
понад	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$\frac{D}{d} = 1,5 \div 2,0$	$\frac{D}{d} > 2 \div 3$	для всіх підшипників
-	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1

$\frac{d_{i\delta a}}{d}$ або $\frac{D}{D_{\delta i \delta r}}$		Для вала			Для корпусу
понад	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$\frac{D}{d} = 1,5 \div 2,0$	$\frac{D}{d} > 2 \div 3$	для всіх підшипників
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	-	2	2,3	3	1,8

$d$  і  $D$  – відповідно діаметри отвору і зовнішньої поверхні підшипника;  $d_{\text{отв}}$  – діаметр отвору порожнього вала;  $D_{\text{корп}}$  – діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу.

Допустимі значення  $P_R$  для різних посадок наведені в таблиці 42.

Таблиця 42

Значення коефіцієнта  $F_A$ 

$\frac{A}{R} \text{ctg} \beta$		$F_A$
понад	до	
-	0,2	1
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1	1,6
1	-	2

Точність розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь. Підшипники кулькові і роликові радіальні і кулькові радіально-упорні. Кільця внутрішні.  
Класи точності 0 і 6.

Інтервали номінальних діаметрів в $d$ , мм	Допустимі відхилення, мкм															
	діаметрів циліндричного отвору						ширини кілець $B$	непостійно сті ширини кілець $U_p$	радіально го биття доріж-ки кочен-ня $R_i$	биття торця відносно отвору, $S_i$						
	$d_{cp}$		$d^*$													
від - до	Класи точності підшипників															
	0; 6	0	6	0		6		0; 6	0	6	0	6	0	6	0	6
	верхні	нижні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	нижні	не більше					
>0,6 - 2,5	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-40	-40	12	10	10	5	20	10
>2,5 - 10	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-120	-120	15	10	10	6	20	10
>10 - 18	0	-8	-7	+3	-11	+1	-8	0	-120	-120	20	10	10	7	20	10
>18 - 30	0	-10	-8	+3	-13	+1	-9	0	-120	-120	20	10	13	8	20	10
>30 - 50	0	-12	-10	+3	-15	+1	-11	0	-120	-120	20	10	15	10	20	10
>50 - 80	0	-15	-12	+4	-19	+2	-14	0	-150	-150	25	12	20	10	25	12
>80 - 120	0	-20	-15	+5	-25	+3	-18	0	-200	-200	25	12	25	13	25	12
>120-180	0	-25	-18	+6	-31	+3	-21	0	-250	-250	30	15	30	18	30	15
>180-250	0	-30	-22	+8	-38	+4	-26	0	-300	-300	30	15	40	20	30	15
>250-315	0	-35	-25	+9	-44	+5	-30	0	-350	-350	35	17	50	25	35	17
>315-400	0	-40	-30	+10	-50	+5	-35	0	-400	-400	40	20	60	30	40	20
>400-500	0	-45	-35	+12	-57	+6	-41	0	-450	-450	45	22	65	35	45	22
>500-630	0	-50	-40	+14	-64	+8	-48	0	-500	-500	-	25	70	40	-	25
>630-800	0	-75	-	-	-	-	-	0	-750	-	-	-	-	-	-	-
>800 - 1000	0	-100	-	-	-	-	-	0	-	1000	-	-	-	-	-	-
>1000 - 1250	0	-125	-	-	-	-	-	0	-	1250	-	-	-	-	-	-
>1250 - 1600	0	-160	-	-	-	-	-	0	-	1600	-	-	-	-	-	-

\*В класі 0 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до  $d \leq 10$  мм, 1 – до  $\leq 40$  мм і 2 – до  $\leq 180$  мм. В класі 6 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 7; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до  $d \leq 10$  мм, 1 – до  $\leq 60$  мм.

Точність розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь. Підшипники кулькові і роликові радіальні і кулькові радіально-упорні. Кільця внутрішні.

Класи точності 5; 4; 2.

Інтервали номінальних діаметрів $d$ , мм	Допустимі відхилення, мкм																			
	діаметрів циліндричного отвору $d_{cp}$ і $d^*$				ширини кілець В				непостійності ширини кілець $U_p$			биття базового торця відносно отвору $S_i$			Радіального биття доріжки кочення $R_i$		Осьового биття доріжки кочення $A_i^{**}$			
	Класи точності підшипників																			
	5, 4, 2	5	4	2	5, 4, 2	5	4	2	5	4	2	5	4	2	5	4	2	5	4	2
	верхні	нижні	нижні	нижні	верхні	нижні	нижні	нижні	не більше											
>0,6 до 2,5	0	-5	-4	-4	0	-40	-40	-40	5	2,5	2	7	3	2	3,5	2,5	2	7	3	2
>2,5 до 10	0	-5	-4	-4	0	-40	-40	-40	5	2,5	2	7	3	2	3,5	2,5	2	7	3	2
>10 до 18	0	-5	-4	-4	0	-80	-80	-80	5	2,5	2	7	3	2	3,5	2,5	2	7	3	2
>18 до 30	0	-6	-5	-4	0	-120	-120	-120	5	2,5	2	8	4	2	4	3	2,5	8	4	2,5
>30 до 50	0	-8	-6	-4	0	-120	-120	-120	5	3	2	8	4	2	5	4	2,5	8	4	2,5
>50 до 80	0	-9	-7	-5	0	-150	-150	-125	6	4	2	8	5	2	5	4	2,5	8	4	2,5
>80 до 120	0	-10	-8	-5	0	-200	-200	-125	7	4	2,5	9	5	2,5	6	5	2,5	9	5	2,5
>120 до 150	0	-13	-10	-6,5	0	-250	-250	-125	8	5	2,5	10	6	2,5	8	6	2,5	10	7	2,5
>150 до 180	0	-13	-10	-6,5	0	-250	-250	-125	8	5	4	10	6	4	8	6	5	10	7	5
>180 до 250	0	-15	-12	-9	0	-300	-300	-150	10	6	5	11	7	5	10	8	6	13	8	7
>250 до 315	0	-18	-	-	0	-350	-	-	13	-	-	13	-	-	13	-	-	15	-	-
>315 до 400	0	-23	-	-	0	-400	-	-	15	-	-	15	-	-	15	-	-	20	-	-

\*В класах точності 5 і 4 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 7; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до  $d \leq 10$  мм. В класах точності 2 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до  $d \leq 10$  мм.

\*\* Тільки для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників.



Точність розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь.  
Підшипники кулькові і роликові радіальні і кулькові радіально-упорні.  
Кільця зовнішні.

Інтервали номінальних діаметрів D, мм	Допустимі відхилення зовнішнього діаметра кільця, мкм										
	D <sub>cp</sub>			D*				D <sub>cp</sub> і D*			
	Класи точності підшипників										
	0,6	0	6	0		6		5,4,2	5	4	2
	верхні	нижні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	нижні	нижні
Від 0,6 до 2,5	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-5	-4	-3
> 6 -"- 18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-5	-4	-3
"- 18 -"- 30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-9	0	-6	-5	-4
"- 30 -"- 50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11	0	-7	-6	-4
"- 50 -"- 80	0	-13	-11	+4	-17	+2	-13	0	-9	-7	-4
"-0 -"- 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	-6.5
"- 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	-10
"- 315 -"- 400	0	-40	-28	+10	-50	+5	-33	0	-20	-15	-12
"- 400 -"-500	0	-45	-33	+12	-57	+5	-38	0	-23	-	-
"- 500 -"- 630	0	-50	-38	+14	-64	+7	-45	0	-28	-	-
"- 630 -"- 800	0	-75	-45	+20	-95	+10	-55	0	-35	-	-
"- 800 -"-1000	0	-100	-60	+30	-130	+10	-70	-	-	-	-
"- 1000 " 1250	0	-125	-	-	-	-	-	-	-	-	-
"- 1250 -"-1600	0	-160	-	-	-	-	-	-	-	-	-
"- 1600 -"-2000	0	-200	-	-	-	-	-	-	-	-	-

\*В класі точності 0 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до D ≤ 22 мм, 1 – до 80 мм і 2 – до D ≤ 315 мм. В класі точності 6 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 7; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до D ≤ 22 мм, 1 – до D ≤ 95 мм. В класах точності 5 і 4 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 7; 2; 3 і 4, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до D ≤ 22 мм. В класах точності 2 – тільки для підшипників серій діаметрів 8; 9; 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 8 і 9 – до D ≤ 22 мм.

Таблиця 46

Точність розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь.

Підшипники роликові конічні. Кільця внутрішні.

Інтервали номіналь- них діаметрів $d$ , мм	Допустимі відхилення, мкм												
	діаметра циліндричного отвору										ширини кільця		
	$d_{cp}$					$d^*$					$B$		
	Класи точності підшипників												
	0;6; 5;4	0	6;5	4	0		6; 5		4		0;6; 5;4	0;6; 5	4
верхні	нижні	нижні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	нижні	
Від 10 до 18	0	-8	-7	-5	+3	-11	+1	-8	0	-5	0	-200	-200
> 18 -"- 30	0	-10	-8	-6	+3	-13	+1	-9	-6	-6	0	-200	-200
"- 30 -"- 50	0	-12	-10	-8	+3	-15	+1	-11	-8	-8	0	-240	-240
"- 50 -"- 80	0	-15	-12	-9	+4	-19	+2	-14	-9	-9	0	-300	-300
"- 80 -"- 120	0	-20	-15	-10	+5	-25	+3	-18	-10	-10	0	-400	-400
"- 120 -"- 180	0	-25	-18	-13	+6	-31	+3	-21	-13	-13	0	-500	-500
"- 180 -"- 250	0	-30	-22	-15	+8	-38	+4	-26	-15	-15	0	-600	-600
"- 250 -"- 315	0	-35	-25	-	+9	-44	+5	-30	-	-	0	-700	-
"- 315 -"- 400	0	-40	-30	-	+10	-50	+5	-35	-	-	0	-800	-

\*В класі 0 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 1 – до  $d \leq 40$  мм, 2 – до  $d \leq 180$  мм. В класі 6 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 1 – до  $d \leq 60$  мм. В класах точності 5 і 4 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3.

Таблиця 47

Точність розмірів, форми і взаємного розташування поверхонь.

Підшипники роликові конічні. Кільця зовнішні.

Інтервали номінальних діаметрів $D$ , мм	Допустимі відхилення, мкм										
	діаметра циліндричного отвору										
	$D_{cp}$					$D^*$					
	Класи точності підшипників										
	0;6;5;4	0	6;5	4	0		6; 5		4		
верхні	нижні	нижні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Від 18 до 30	0	-9	-8	-6	+2	-11	+1	-9	0	-6	
> 30 -"- 50	0	-11	-9	-7	+3	-14	-11	-11	-7	-7	
"- 50 -"- 80	0	-13	-11	-9	+4	-17	-13	-13	-9	-9	
"- 80 -"- 120	0	-15	-13	-10	+5	-20	-15	-15	-10	-10	

Закінчення таблиці 47

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
"- 120 -"- 150	0	-18	-15	-11	+6	-24	-18	-18	-11	-11
"- 150 -"-180	0	-25	-18	-13	+7	-32	+3	-21	-13	-13
"- 180 -"-250	0	-30	-20	-15	+8	-38	+4	-24	-15	-15
"- 250 -"-315	0	-35	-25	-18	+9	-44	+4	-29	-18	-18
"- 315 -"-400	0	-40	-28	-20	+10	-50	+5	-33	-20	-20
"- 400 -"-500	0	-45	-33	-	+12	-57	+5	-38	-	-
"- 500 -"-630	0	-50	-	-	+14	-64	-	-	-	-

\*В класі 0 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 1 – до  $D \leq 80$  мм, 2 – до  $D \leq 315$  мм. В класі 6 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3, причому для серій діаметрів 1 – до  $D \leq 95$  мм. В класах точності 5 і 4 – тільки для підшипників серій діаметрів 1; 2 і 3.

Таблиця 48

Точність розмірів і форми поверхонь. Підшипники кулькові упорні.  
Кільця тугі і вільні.

Інтервали номінальних діаметрів. Для класів 0; 6; 5 – d, d <sub>2</sub> , D (мм), для класу 4 – d, D мм	Допустимі відхилення, мкм										
	внутрішнього діаметра тугого* кільця				зовнішнього діаметра вільного кільця D			Осьового биття доріжки кочення A <sub>s</sub>			
	d**, d <sub>2</sub> **		d								
	Класи точності підшипників										
	0; 6; 5		4		0; 6; 5; 4		0; 6; 5		4		0   6   5   4
верхні	нижні	верхні	нижні	верхні	нижні	нижні	не більше				
До 18	0	-8	0	-7	0	-30	-30	10	5	3	2
Від 18 -"- 30	0	-10	0	-8	0	-30	-30	10	5	3	2
"- 30 -"- 50	0	-12	0	-10	0	-36	-36	10	6	3	2
"- 50 -"- 80	0	-15	0	-12	0	-45	-45	10	7	4	3
"- 80 -"-120	0	-20	0	-15	0	-60	-60	15	8	4	3
"- 120 -"-150	0	-25	0	-18	0	-75	-75	15	9	5	4
"- 150 -"-180	0	-30	0	-22	0	-90	-90	20	10	5	4
"- 180 -"-250	0	-35	0	-25	0	-105	-105	25	13	7	5
"- 250 -"-315	0	-40	0	-30	0	-120	-120	30	15	7	5
"- 315 -"-400	0	-45	0	-35	0	-135	-135	30	18	9	6
"- 400 -"-500	0	-50	0	-40	0	-150	-150	35	21	11	7
"- 500 -"-630	0	-75	0	-50	0	-225	-225	40	25	13	8
"- 800 -"-1000	0	-100	-	-	0	-300	-	45	30	15	-
"-1000 -"-1250	0	-125	-	-	0	-375	-	50	35	18	-

\* Тугими називаються кільця упорних підшипників, які встановлюються з

натягом;  $d^{**}$  – внутрішній діаметр кілець одинарних упорних підшипників;  $d_2^{**}$  – внутрішній діаметр середнього кільця подвійного упорного підшипника.

### 6.7. Допуски та посадки виробів з пластмас

Використання деталей з пластмас в різних конструкціях дозволяє отримати нові параметри при одночасному зниженні собівартості та трудомісткості виготовлення машин та пристроїв, зменшення їх маси.

В той же час специфіка пластмас потребує встановлювати допуски на виготовлення деталей з врахуванням їх спроможності змінювати свій об'єм та лінійні розміри під дією температури та вологості.

Поля допусків пластмас призначаються для таких вихідних умов: температура  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відносна волога повітря 65%. До початку контролю геометричних параметрів деталей після їх виготовлення необхідно мати витримку по часу: 12 годин – для квалітетів точності до IT12, 6 год. – для квалітетів точності IT13 - IT14 та 3 год. – для інших квалітетів точності, починаючи з IT15.

Посадки, що рекомендуються в з'єднаннях пластмасових деталей, наведені в таблицях 49, 50.

При виборі посадки в з'єднаннях пластмасових деталей з металевими, для останніх рекомендується призначити такі поля допусків:

для валів h7 – h12;

для отворів H7 – H12.

Крім посадок, що наведені в таблицях, можливо утворення інших посадок.

Наприклад, в з'єднаннях пластмасових деталей, що потребують значно більших зазорів або натягів ніж в з'єднаннях з металевими деталями, можуть використовуватись посадки, які утворені полями допусків отворів системи валу з полями допусків валів системи отвору. В такому випадку при виборі посадок повинен бути попередній розрахунок.

Рекомендовані посадки в системі отвору для деталей з пластмас.

Основний отвір		Основні відхилення валів																	
		ay	az	a	b	c	d	e	f	h	k	u	x	y	z	za	zb	zc	ze
		Посадки																	
H8					$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{k8}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$		$\frac{H8}{z8}$					
H9						$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H9}{k9}$		$\frac{H9}{x10}$	$\frac{H9}{y10}$	$\frac{H9}{z10}$	$\frac{H9}{za10}$	$\frac{H9}{zb10}$			
H10						$\frac{H10}{d10}$			$\frac{H10}{h10}$	$\frac{H10}{k10}$			$\frac{H10}{y10}$	$\frac{H10}{z10}$	$\frac{H10}{za10}$	$\frac{H10}{zb10}$	$\frac{H10}{zc10}$	$\frac{H10}{zc11}$	$\frac{H10}{ze11}$
H11	$\frac{H11}{ay11}$	$\frac{H11}{az11}$	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$			$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H11}{k11}$							$\frac{H11}{zc11}$	$\frac{H11}{ze11}$	
H12				$\frac{H12}{b12}$					$\frac{H12}{h12}$										
H13									$\frac{H13}{h13}$										

## Рекомендовані посадки в системі вала для деталей з пластмас

Основні відхилення отворів																			
	AU	AZ	A	B	C	D	E	F	H	N	U	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	ZE	
	Посадки																		
Основний вал																			
h8						$D8 \frac{D8}{h8}$	$E8 \frac{E8}{h8}$	$F8 \frac{F8}{h8}$	$H8 \frac{H8}{h8}$	$N8 \frac{N8}{h8}$	$U8 \frac{U8}{h8}$								
h9						$D9 \frac{D9}{h9}$	$E9 \frac{E9}{h9}$	$F9 \frac{F9}{h8}$	$H9 \frac{H9}{h9}$	$N9 \frac{N9}{h9}$		$X10 \frac{X10}{h9}$	$Y10 \frac{Y10}{h9}$	$Z10 \frac{Z10}{h9}$	$ZA10 \frac{ZA10}{h9}$	$ZB10 \frac{ZB10}{h9}$			
h10						$D10 \frac{D10}{h10}$			$H10 \frac{H10}{h10}$	$N10 \frac{N10}{h10}$			$Y10 \frac{Y10}{h10}$	$Z10 \frac{Z10}{h10}$	$ZA10 \frac{ZA10}{h10}$	$ZB10 \frac{ZB10}{h10}$	$ZC10 \frac{ZC10}{h10}$ ; $ZC11 \frac{ZC11}{h10}$	$ZE11 \frac{ZE11}{h10}$	
h11	$H11 \frac{H11}{ay11}$	$H11 \frac{H11}{az11}$	$H11 \frac{H11}{a11}$	$H11 \frac{H11}{b11}$	$H11 \frac{H11}{c11}$	$H11 \frac{H11}{d11}$			$H11 \frac{H11}{h11}$	$H11 \frac{H11}{k11}$							$H11 \frac{H11}{zc11}$	$H11 \frac{H11}{ze11}$	
h12				$B12 \frac{B12}{h12}$					$H12 \frac{H12}{h12}$										
h13									$H13 \frac{H13}{h13}$										

Треба відмітити, що в таблицях відсутня диференціація в залежності від номінального розміру з'єднання, особливостей фізико-механічних властивостей пластмас та інших факторів, які мають важливе значення для раціонального призначення посадки. Тому, у відповідальних випадках необхідно вибір посадки підтвердити розрахунком.

### **Питання для самоконтролю**

1. У чому полягає і чим викликане своєрідне значення допусків на приєднувальні розміри підшипників кочення?
2. Якого характеру посадки та чому їх назначають для місцевонавантажених і для циркуляційно-навантажених кілець?
3. Позначення посадок кілець підшипників кочення на кресленнях.
4. Які фактори впливають на вибір посадок підшипників кочення?
5. Які додаткові технічні вимоги до поверхонь деталей, з'єднаних з підшипниками кочення?
6. Розташування полів допусків на зовнішній і внутрішній діаметр підшипника. В чому розходження цього розташування в порівнянні з системами вала і отвору і чому?
7. Які поля допусків використовуються для посадкових поверхонь валів і отворів під посадки підшипників кочення?
8. Система посадок підшипників кочення. У чому її відмінність від єдиної системи допусків і посадок.
9. Варіанти позначень посадок підшипників кочення на складальних кресленнях.
10. Які вимоги повинні пред'являтися до точності відхилень форми і розташування посадкових поверхонь валів і отворів корпусів під підшипники кочення?
11. Нормування точності розташування пари рознесених посадкових місць для установки підшипників.

12. Рекомендації з нормування вимог до шорсткості поверхонь для установки підшипників.
13. Укрупнені рекомендації правил вибору посадок за характером з'єднання для підшипників кочення.
14. Види навантаження кілець підшипників кочення і характер посадок, застосовуваних залежно від виду навантаження.
15. Назвіть зміст умовної позначки підшипника і спосіб вказівки класу точності.
16. Які граничні значення розмірів нормуються для кілець підшипників кочення, чому?
17. Скільки і які класи точності підшипників кочення встановлені?
18. Якими властивостями взаємозамінності володіють підшипники кочення?



## Розділ 7. КАЛІБРИ

### 7.1. Класифікація калібрів

Калібрами називаються безшкальні контрольні інструменти, що призначені для обмеження відхилень розмірів, форм і взаємного розташування поверхонь виробів. Контроль калібрами не дозволяє визначити дійсних відхилень виробу, але дозволяє встановити - перебувають чи ні відхилення виробу в заданих межах.

Залежно від виду контрольованих виробів розрізняють калібри для перевірки гладких циліндричних виробів (валів і отворів), гладких конусів, циліндричних зовнішніх і внутрішніх нарізок, конічних нарізок, лінійних розмірів, зубчатих (шліцьових) з'єднань, розташування отворів, профілів і ін.

За способом обмеження відхилень виробів калібри діляться на нормальні і граничні.

Нормальним називається калібр, до якого виконується припасування (пригонка) виробу (по відчуттю щільності з'єднання, по фарбі або на просвіт). У такий спосіб забезпечується відповідність розмірів виробів і калібру. Оцінка якості припасування залежить від досвідченості контролера або робітника і, отже, є суб'єктивною. Нормальні калібри мають обмежене застосування. На виробництві переважно поширені граничні калібри.

Граничним називається калібр, що визначає один із граничних розмірів виробу. Контроль граничним калібром зводиться до перевірки входить чи не входить він у виріб. При контролі граничними калібрами користуються двома калібрами, виконаними по верхній і нижній границях допуску виробу.

За способом оцінки придатності виробу граничні калібри діляться на прохідні, які повинні входити в придатний виріб, і непрохідні, які не повинні входити в придатний виріб. Виріб вважається придатним, якщо прохідний калібр входить, а непрохідний - ні.

За технологічним призначенням калібри діляться на робочі калібри,

використовувані для контролю виробів в процесі виготовлення, калібри контролера - частково зношені робочі калібри, застосовувані для контролю готових виробів робітниками ВТК, приймальні калібри для перевірки виробів представниками замовника і контрольні калібри (контркалибри) для перевірки робочих і приймальних калібрів.

По числу контрольованих елементів розрізняють комплексні калібри, що контролюють одночасно кілька елементів виробу (наприклад, нарізний прохідний калібр) і прості (елементні) калібри, що перевіряють один елемент виробу.

По характеру контакту з виробом розрізняють калібри з поверхневим контактом (пробка), з лінійним контактом (скоба) і точковим контактом (нутромір). Характер контакту має істотний вплив на результати контролю при наявності відхилень форми виробу.

За конструктивними ознаками розрізняють калібри: нерегульовані для контролю одного певного розміру, регульовані, що дозволяють компенсувати зношування калібру або встановити його на інший розмір, односторонні з роздільним виконанням прохідного і непрохідного калібрів, двограничні (односторонні і двосторонні), що є конструктивним об'єднанням прохідного і непрохідного калібрів.

При конструюванні граничних калібрів варто виходити з принципу подоби (принципу Тейлора), згідно якому прохідний калібр повинен бути подібним деталі, що сполучається з контрольованою, і повинен контролювати всю поверхню на довжині сполучення (поверхневий контакт), а непрохідний калібр повинен перевіряти кожний розмір окремо, забезпечуючи точковий контакт з деталлю.

Дотримання принципу подоби дозволяє виявляти при перевірці калібрами невідповідність границь допуску, викликані відхиленням форми або взаємного розташування елементів на поверхні. Наприклад, прохідний калібр для гладенького отвору повинен виконуватися у вигляді циліндричної пробки. Такий калібр увійде в отвір, що перевіряється, тільки в тому випадку, якщо

діаметр отвору у всіх перетинах і напрямках більше діаметра калібру. Непрохідний калібр повинен виконуватися з точковим контактом (нутромір), щоб мати можливість перевірити діаметри отвору в різних перетинах і напрямках з метою виявлення місцевих збільшень діаметра отвору.

Наведена коротка класифікація калібрів не є вичерпною, оскільки вона охоплює тільки найбільш розповсюджені види калібрів і класифікує їх лише за основними ознаками. Незалежно від типу і призначення калібрів до них пред'являються наступні основні вимоги.

1. Точність виготовлення. Робочі розміри калібру повинні бути виконані відповідно до допусків на їх виготовлення.

2. Висока жорсткість при малій вазі. Жорсткість необхідна для зменшення погрешностей від деформацій калібрів (особливо скоб великих розмірів) при вимірі. Мала вага потрібна для підвищення чутливості контролю і полегшення роботи контролера при перевірці середніх і великих розмірів.

3. Зносостійкість. Для зниження витрат на виготовлення і періодичну перевірку калібрів необхідно вживати заходи для підвищення їхньої зносостійкості. Нітрування вимірювальних поверхонь сприяє підвищенню зносостійкості у 2-3 рази, хромування у 3-5 рази і армування твердим сплавом у 35-40 разів.

4. Продуктивність контролю забезпечується раціональною конструкцією калібрів; по можливості варто застосовувати однобічні граничні калібри.

5. Стабільність робочих розмірів досягається відповідною термообробкою (штучним старінням).

6. Стійкість проти корозії необхідна для забезпечення схоронності калібрів; досягається застосуванням антикорозійних покриттів і вибору сталей, що мало піддаються корозії.

Всі калібри належить маркірувати. Маркування має містити: номінальний розмір, позначення поля допуску, числові величини граничних відхилень, умовне позначення призначення калібру і товарний знак підприємства-виготовлювача. На деяких калібрах додатково наносять рік випуску або його

умовне позначення і порядковий номер. Маркування наносять на неробочих поверхнях калібру і на ручці.

## **7.2. Калібри для контролю гладких валів та отворів**

Для перевірки валів застосовуються калібри-скоби, а для отворів - калібри-пробки.

Залежно від технологічного призначення калібрів і застосування їх у різних інстанціях контролю розрізняють наступні види калібрів:

робочі прохідні (Р - ПР або ПР) і непрохідні (Р - НЕ або НЕ) калібри, застосовувані для перевірки правильності розмірів виробів в процесі їхнього виготовлення;

прийомні прохідні (П - ПР) і непрохідні (П - НЕ), застосовувані для перевірки правильності розмірів виробів представниками замовника або, при відсутності відомчого приймання, контролерами ВТК;

контрольні калібри (контр калібри), застосовувані для контролю і регулювання (установки) розмірів робочих калібрів-скоб (для калібрів-пробок контркалибри не випускаються).

Розрізняють наступні види контрольних калібрів: контркалибри для робочих прохідних нових скоб (К - РП), контркалибри для робочих непрохідних нових скоб (К - НЕ), контркалибри для контролю зношування робочих прохідних скоб (К - И), контркалибри для перевірки прийомних прохідних калібрів (К - П).

Схема розташування полів допусків калібрів і контркалибрів стосовно допусків вала і отвору показана на рис. 7.1.

Робочі прохідні калібри-пробки і скоби мають допуск на виготовлення, якому повинні відповідати розміри нових калібрів, і допуск на зношування (на рис. 7.1 відзначена вертикальним штрихуванням), що встановлює відхилення калібру, яке допускається при його зношуванні.

Допуск на зношування забезпечує тривалий термін служби робочих

прохідних калібрів. Робочі непрохідні, прийомні і контрольні калібри зношуються повільніше і допуску на зношування не мають.

Погрішності форми вимірюваних поверхонь калібрів не повинні виходити за межі поля допуску на неточність виготовлення калібрів за робочими розмірами.

Виконавчими розмірами калібрів називаються граничні розміри, по яких виготовляють нові калібри. По цих розмірах перевіряють зношування калібрів, що перебувають в експлуатації. Для пробок вказують найбільший граничний розмір і допуск на виготовлення «в мінус», для скоб - найменший граничний розмір з допуском «в плюс». Для робочих прохідних калібрів додатково вказують граничний розмір зношеного калібру. Виконавчі розміри калібрів визначають шляхом алгебраїчного підсумовування граничного розміру виробу з відповідним граничним відхиленням калібру.

Як приклад визначимо виконавчі розміри калібрів для деталей з'єднання  $\varnothing 25 \text{ H7/e8}$

**Приклад 1.** Підрахувати граничні і виконавчі розміри робочого калібру-пробки для контролю отвору  $\varnothing 25 \text{ H7}$ .


Прохідна сторона Р-ПР. Номінальним розміром  $D$  для розрахунку цієї сторони калібру є найменший граничний розмір  $D_{\min}$  контрольованого отвору  $\varnothing 25 \text{ H7}$ . Оскільки нижнє відхилення  $EI$  основного отвору завжди дорівнює нулю, то номінальний розмір прохідної сторони калібру-пробки збігається з номінальним розміром контрольованого отвору і дорівнює 25 мм.


Згідно табл. 51  $Z = 0,003$  мм;  $V = 0,003$  мм і  $H = 0,004$  мм. Тоді за формулами табл. 52 граничні розміри прохідної сторони нового калібру-пробки

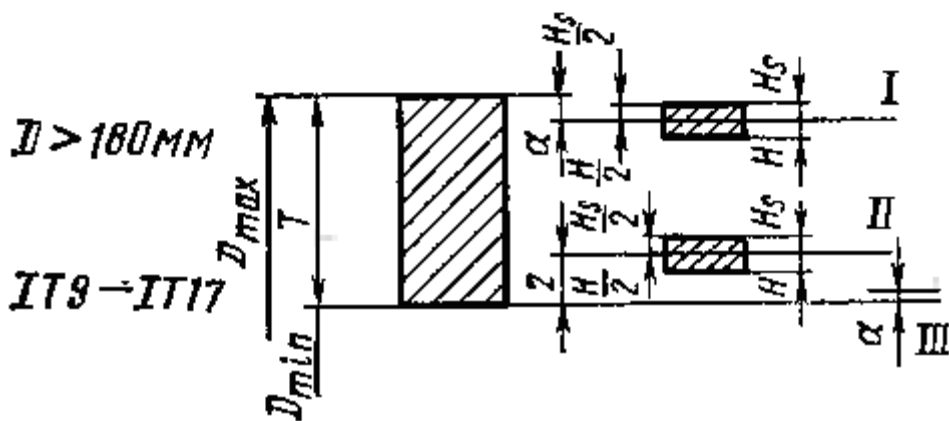
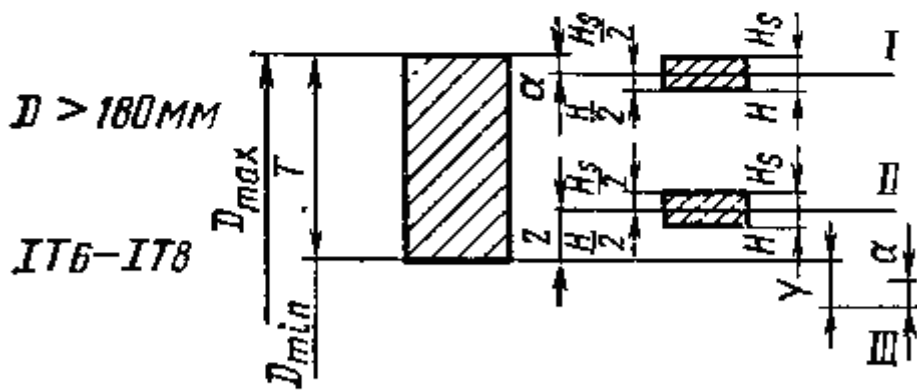
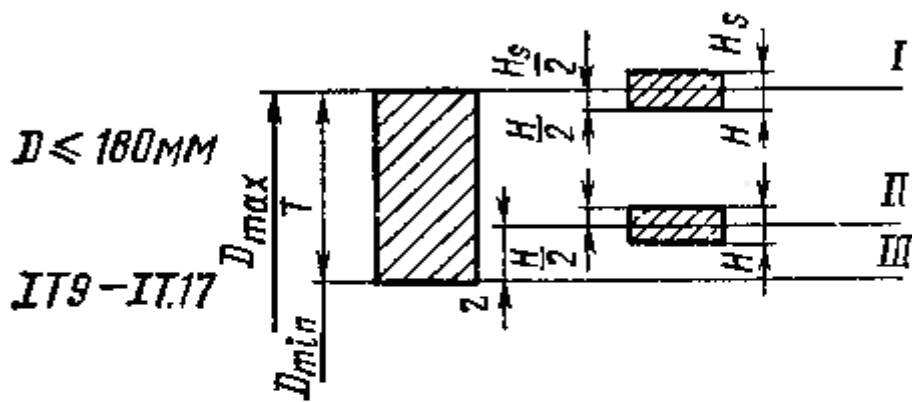
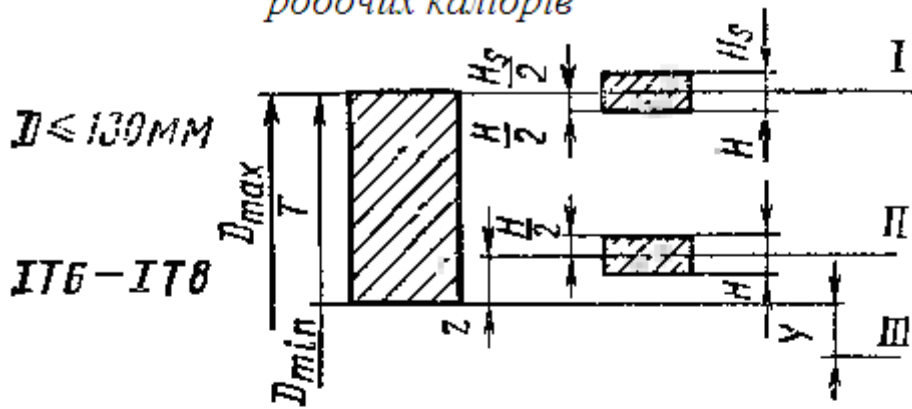
$$D_{\text{кmax}} = D_{\text{min}} + Z + \frac{H}{2} = (25 + 0,003 + \frac{0,004}{2}) \text{ мм} = 25,005 \text{ мм};$$

$$D_{\text{кmin}} = D_{\text{min}} + Z - \frac{H}{2} = (25 + 0,003 - \frac{0,004}{2}) \text{ мм} = 25,001 \text{ мм},$$

і, отже, виконавчий розмір прохідної сторони нового калібру-пробки буде дорівнювати  $\varnothing 25,005_{-0,004} \text{ мм}$ .

 — Поле допуску отвору

 — Поле допуску на виготовлення робочих калібрів



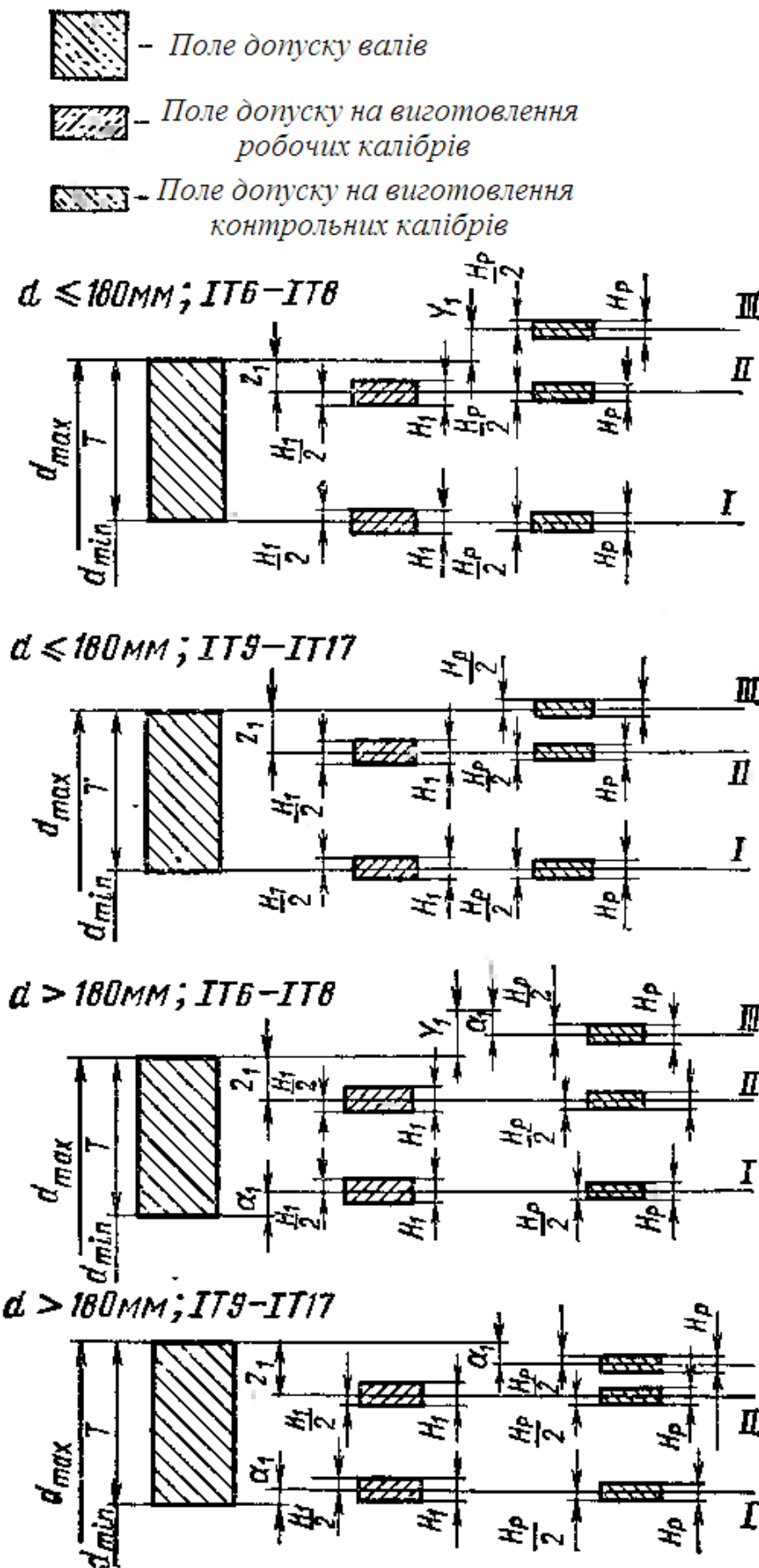


Рис. 7.1. Схема розташування полів допусків калібрів для валів і отворів

Найменший розмір зношеного калібру-пробки

$$D_3 = D_{\min} - Y = (25 - 0,003) \text{ мм} = 24,997 \text{ мм.}$$

Непрохідна сторона Р-НЕ. Номінальним розміром для розрахунку цієї сторони калібру є найбільший граничний розмір контрольованого отвору  $\varnothing 25$  Н7. З таблиць в інтервалі 24 - 30 мм знаходимо допуск ІТ7, що становить 21 мкм. Оскільки нижнє відхилення для поля Н завжди дорівнює нулю, то верхнє відхилення ES у цьому випадку дорівнює величині допуску, тобто  $ES = 21$  мкм. Тоді

$$D_{\max} = D_{\min} + ES = (25 + 0,021) \text{ мм} = 25,021 \text{ мм.}$$

Підрахунок граничних розмірів цієї сторони калібру виконуємо за формулами табл. 52. Величина  $H = 0,004$  мм (з попереднього розрахунку). Тоді граничні розміри сторони Р-НЕ

$$D_{\text{кmax}} = D_{\max} + \frac{H}{2} = (25,021 + \frac{0,004}{2}) \text{ мм} = 25,023 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{кmin}} = D_{\max} - \frac{H}{2} = (25,021 - \frac{0,004}{2}) \text{ мм} = 25,019 \text{ мм,}$$

а виконавчий розмір непрохідної сторони калібру, отже, становить  $\varnothing 25,023_{-0,004}$  мм.

**Приклад 2.** Підрахувати граничні і виконавчі розміри робочого калібру-скоби для контролю вала  $\varnothing 25$  е8.

Прохідна сторона Р-ПР. Номінальним розміром для розрахунку цієї сторони калібру-скоби є найбільший граничний розмір контрольованого вала  $\varnothing 25$  е8. З таблиць знаходимо, що основне відхилення вала  $es = -40$  мкм. Тоді

$$D_{\text{кmax}} = D + es = [25 + (-0,04)] \text{ мм} = 24,96 \text{ мм.}$$

Згідно табл. 51  $Z_1 = 0,005$  мм;  $Y_1 = 0,004$  мм і  $H_1 = 0,006$  мм. Тоді за формулами табл. 52 граничні розміри прохідної сторони нового калібру - скоби

$$D_{\text{кmax}} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = (24,960 - 0,005 + \frac{0,006}{2}) \text{ мм} = 24,958 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{кmin}} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = (24,960 - 0,005 - \frac{0,006}{2}) \text{ мм} = 24,952 \text{ мм,}$$

а, отже, виконавчий розмір прохідної сторони нового калібру-скоби буде дорівнювати  $\varnothing 24,952^{+0,006}$  мм.



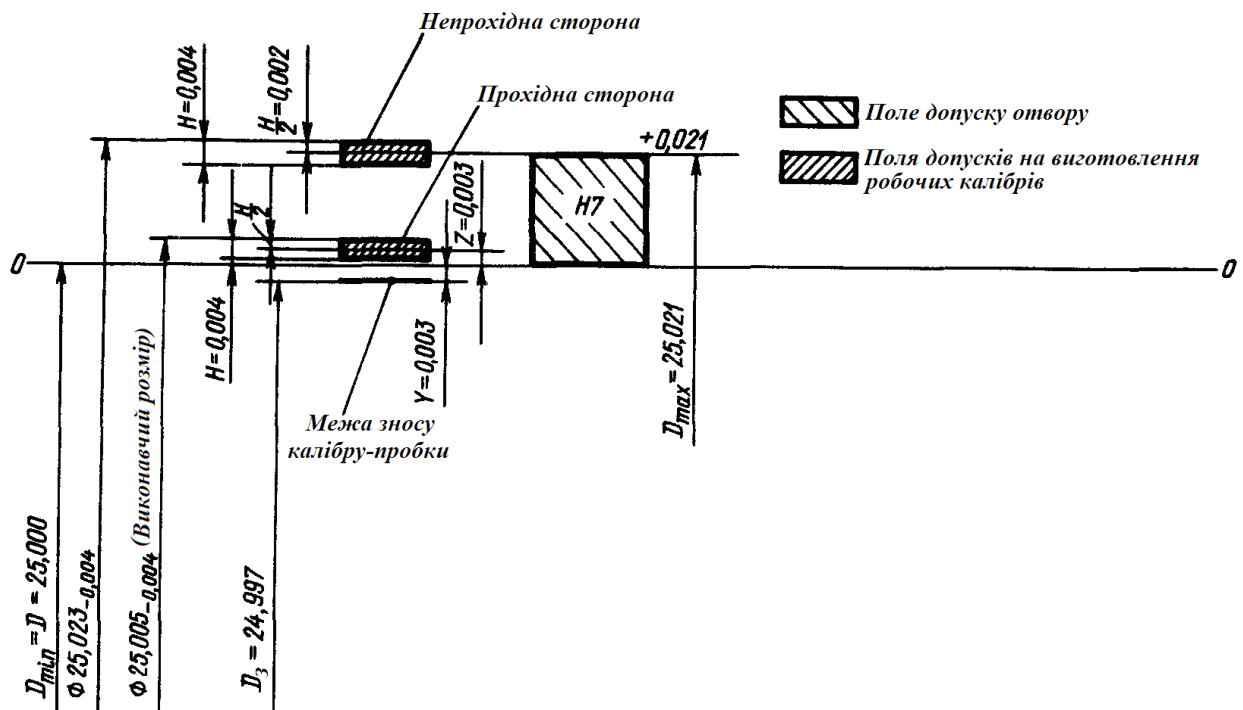


Рис. 7.2. Схема полів допусків калібрів для контролю отвору Ø25 H7



Рис. 7.3. Калібр-пробка для контролю отвору Ø25 H7

Найбільший розмір зношеної прохідної сторони калібру-скоби

$$D_3 = D_{\max} + Y_1 = (24,960 + 0,004) \text{ мм} = 24,964 \text{ мм.}$$

Непрохідна сторона Р-НЕ. Номінальним розміром для розрахунку цієї сторони калібру-скоби є найменший граничний розмір контрольованого вала Ø 25 е8. З таблиць допуск IT8 = 33 мкм. Звідси нижнє (неосновне) відхилення вала

$$e_i = e_s - IT8 = (-0,040 - 0,033) \text{ мм} = -0,073 \text{ мм.}$$

Тоді найменший граничний розмір вала Ø 25 е 8

$$D_{\min} = D + e_i = [25 + (-0,073)] \text{ мм} = 24,927 \text{ мм.}$$

Граничні розміри цієї сторони калібру

$$D_{\text{кmax}} = D_{\text{min}} + \frac{H_1}{2} = \left( 24,927 + \frac{0,006}{2} \right) \text{ мм} = 24,930 \text{ мм};$$

$$D_{\text{кmin}} = D_{\text{min}} - \frac{H_1}{2} = \left( 24,927 - \frac{0,006}{2} \right) \text{ мм} = 24,924 \text{ мм},$$

а виконавчий розмір непрохідної сторони дорівнює  $24,924^{+0,006}$  мм.

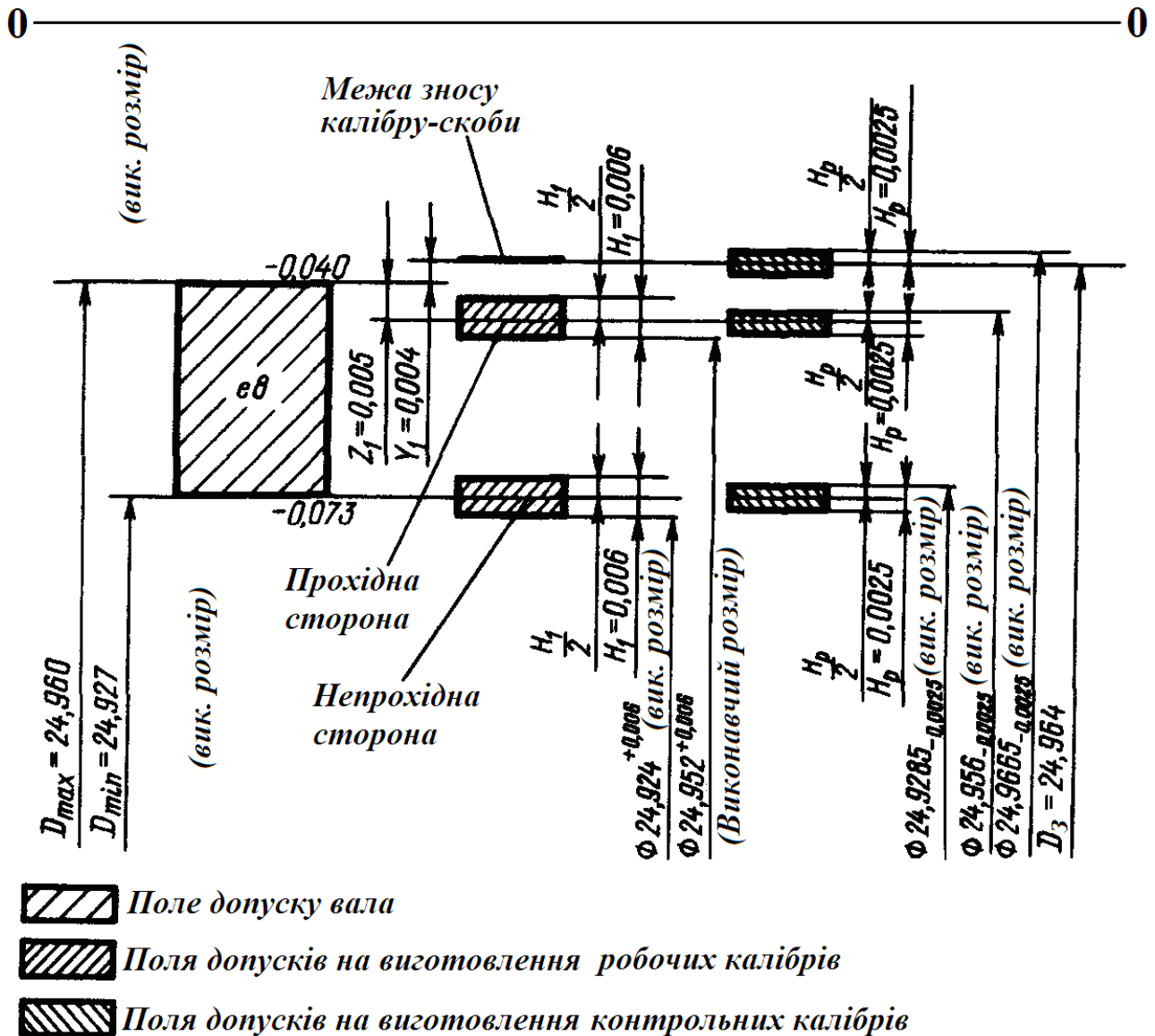


Рис. 7.4. Схема полів допусків калібрів для контролю вала Ø25 e8

При перевірці розмірів виробів робочими калібрами прохідні калібри повинні вільно проходити під дією власної ваги або зусилля приблизно рівного йому, а непрохідні не повинні входити у виріб більш ніж на довжину, що дорівнює сумі розмірів фасок виробу і калібру.

Робітники при контролі виготовлених ними деталей повинні користуватися новими робочими прохідними калібрами і частково зношеними робочими непрохідними калібрами.

Перевірка виробів контролерами заводу-виготовлювача має виконуватися частково зношеними (приблизно на 1/2 допуску на зношування) калібрами Р-ПР і новими або малозношеними калібрами Р - НЕ.

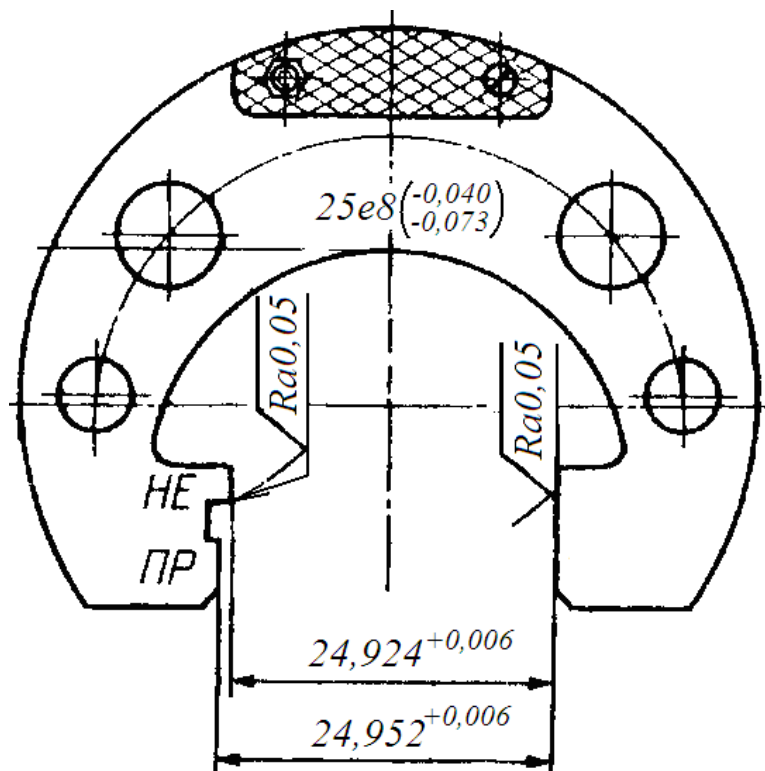


Рис. 7.5. Калібр-скобка для контролю вала  $\text{Ø}25 e8$

Калібри Р-П при зношуванні до граничного значення передаються представникові замовника для використання їх у якості приймальних калібрів. Спеціальне виготовлення приймальних калібрів допускається винятково тільки в обґрунтованих випадках.

Розбіжності відносно правильності розмірів виробів повинні вирішуватися перевіркою калібрами з розмірами, близькими до границі поля зношування Р-ПР і до границі поля допуску калібру Р-НЕ - верхньої для отвору, нижньої для вала.

Контркалибри, в основному, застосовуються для контролю скоб вище 180 мм (ці скоби мають недостатню жорсткість і перевірка їх кінцевими мірами або універсальними засобами приводить до істотних помилок).

Контроль робочих скоб з розмірами до 180 мм рекомендується робити кінцевими мірами, причому для розмірів понад 100 до 180 мм повинна враховуватися різниця між діаметром вала, на який скоба проходить без зазору, і розміром скоби, що перевіряється плоскопаралельними кінцевими мірами і визначається експериментальним шляхом. Установка і контроль скоб контркалибрами повинна виконуватися під таким же навантаженням і тими ж прийомами, які використовуються при контролі виробів скобою. Скоби мають проходити при перевірці по К-РП і К-НЕ і не мають проходити при перевірці по К-И. Контроль розмірів пробок і контркалибрів здійснюється універсальними засобами.

Основні типи нерегульованих скоб показані на рис. 7.6.

Однобічні двограничні скоби більш поширені, ніж двосторонні, оскільки останні менш зручні і потребують більше часу для перевірки деталей.

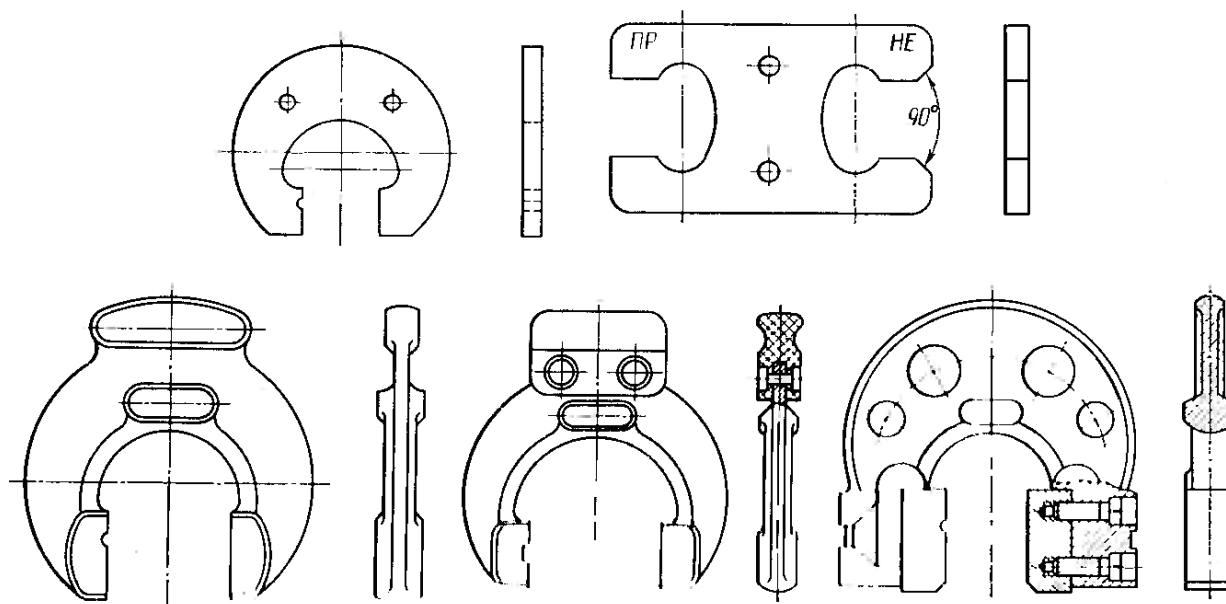


Рис. 7.6. Скоби для контролю валів

Листові скоби, зазвичай, виготовляються в інструментальних цехах машинобудівних заводів для внутрішнього використання.

Спеціалізовані інструментальні заводи, в основному, випускають штамповані і литі скоби. Ці скоби мають більшу жорсткість і повільніше зношуються завдяки більшій ширині вимірювальних губок. Штамповані скоби від 50 до 170 мм виконуються з теплоізолюваними ручками з дерева або пластмаси.

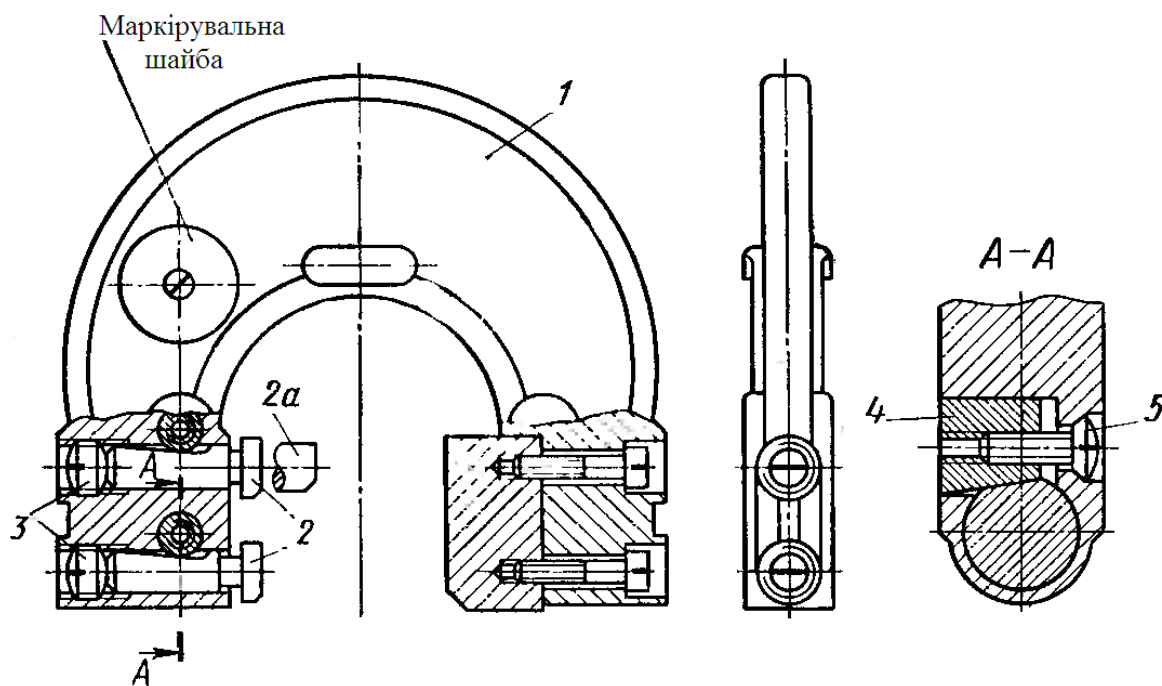


Рис. 7.7. Регульована скоба

Крім розглянутих типів скоб, в промисловості розповсюджені регульовані скоби (рис. 7.7), що випускаються за ГОСТ 2216-84 для розмірів від 0 до 340 мм. Скоби виконуються з однією регулюванням з межею регулювання від 6 до 16 мм. Рухомі вставки 2 виконуються зі сферичними або плоскими вимірювальними поверхнями і армуються твердим сплавом ВК6 або ВК6М. Нерухома губка зазвичай закріплюється за допомогою гвинтів, але застосовується також зварювання і запресовування плоских нерухомих п'ят (останні застосовуються при сферичних рухомих вставках). На вимогу замовника вставки і п'яти можуть виконуватися з головками.

При установці скоби на розмір переміщення вставок в сторону зменшення розміру виконується настановними гвинтами 3. Зворотнє переміщення вставок

виконується простим натиском на вставки при звільнених гвинтах 3. Установлені на розмір вставки фіксуються затягуванням втулок 4 за допомогою гвинтів 5.

Корпус 1 скоби для підвищення твердості виконується двотаврового перетину і забезпечується теплоізоляційними накладками.

Для перевірки отворів застосовуються граничні калібри-пробки різних конструкцій, що виконані за технічними умовами ГОСТ 2015-84.

Для перевірки отворів діаметром від 1 до 6 мм застосовуються двосторонні і однобічні пробки з опресованими вставками (рис. 7.8, а). Вставки це циліндричні штифти довжиною 16-18 мм з поперечним пазом, що забезпечує надійне з'єднання вставки з пластмасовою ручкою. З боку непрохідної вставки ручка має круглу мітку.

Для отворів понад 3 до 50 мм випускаються двосторонні і однобічні пробки із вставками (рис. 7.8, б). Вставки мають конічні хвостовики з конусністю 1:50. Непрохідні вставки мають укорочену робочу циліндричну частину, що дорівнює 60% довжини робочої частини прохідної вставки.

Для отворів діаметром понад 4 до 50 мм випускаються двосторонні і односторонні пробки з неповними непрохідними вставками, профіль яких показано на рис. 7.8, б. Такі непрохідні пробки надійніше виявляють порушення верхньої межі допуску овальних отворів ніж пробки з повним профілем.

Для перевірки отворів діаметром понад 50 до 75 мм застосовуються однобічні прохідні і непрохідні пробки із вставками (двосторонні пробки не застосовуються через велику вагу калібру). Непрохідні вставки можуть мати як повний, так і неповний профіль.

Для перевірки отворів діаметром понад 50 до 100 мм випускаються однобічні прохідні і непрохідні пробки-насадки (рис. 7.8, в). Непрохідні пробки випускаються як з повним, так і неповним профілем. Пробки-насадки легше пробок-вставок і на них витрачається менше металу. При зношуванні західної частини насадки її можна перевернути і контролювати другою стороною. Ручки - пластмасові зі опресованою сталеву гайкою. Кріплення насадки виконується

за допомогою гвинта  $M10 \times 25$  і шайби. Від прокручування насадка фіксується трьома виступами ручки, що входять у пази на торці насадки.

Для діаметрів понад 100 до 160 мм випускаються неповні штамповані або фрезеровані пробки (рис. 7.8, г). Вибір типу пробок виконується заводом-виготовлювачем залежно від наявності в нього технологічного устаткування.

Штамповані пробки технологічніші і на 25% легші фрезерованих.

Ці пробки складаються з насадок, у які запресовані конічні хвостовики і додатково зафіксовані циліндричним штифтом. Неробочі поверхні насадки покриваються чорною емаллю.

Для діаметрів понад 160 до 360 мм випускаються прохідні і непрохідні неповні пробки з теплоізолювальними накладками (рис. 7.8, д), які кріпляться за допомогою болтів.

Для перевірки верхнього відхилення отворів діаметром понад 100 до 360 мм випускаються непрохідні сферичні нутроміри (рис. 7.8, е). Нутромір виконується у вигляді стержня діаметром 10-12 мм зі сферичними кінцями з радіусом 30 або 50 мм. На стержень надівається теплоізоляційна пластмасова ручка-втулка. Нутроміри мають точковий контакт із перевірюваним отвором і добре виявляють місцеві порушення верхньої межі допуску отвору. Як прохідні калібри нутроміри не застосовуються.

Всі типи пробок виготовляються зі сталі марки X за ГОСТ 5950-2000 або ШХ15 за ГОСТ 801-78.

Допускається застосування сталі марок У10А і У12А за ГОСТ 1435-99 і сталі марок 15 або 20 за ГОСТ 1050-88. В останньому випадку глибина цементованого шару повинна бути 0,8-1,2 мм. Твердість калібрів повинна перебувати в межах HRC 58-64.

Крім того, для виготовлення калібрів застосовують тверді сплави ВК6 і ВК6М.

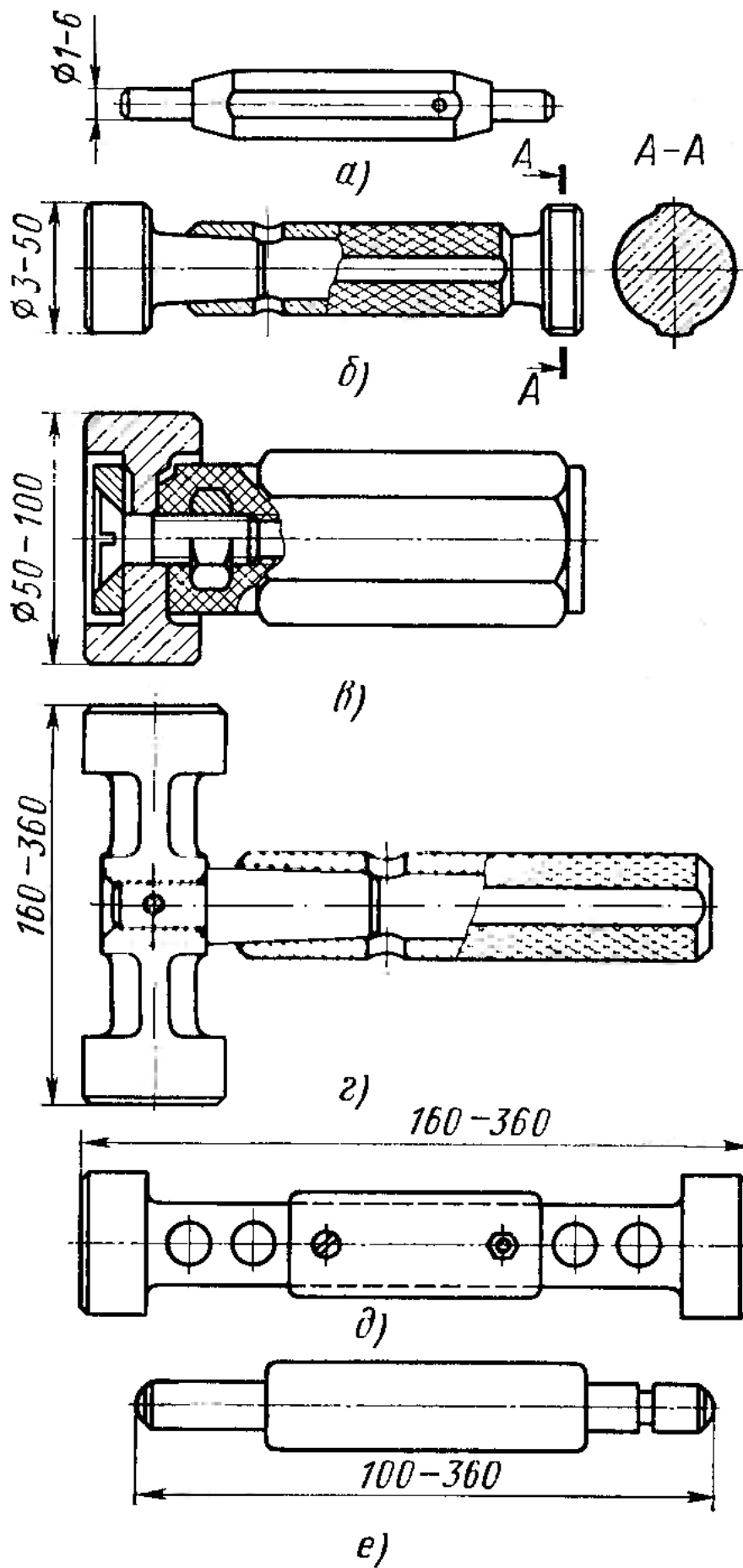


Рис. 7.8. Пробки для контролю отворів



## Допуски і відхилення калібрів, мкм (за ГОСТ 24853-81)

Квалітет допуску виробу	Позначення допусків і відхилень	Інтервал розмірів, мм													Допуск на форму калібрів	
		до 3	3 до 6	6 до 10	10 до 18	18 до 30	30 до 50	50 до 80	80 до 120	120 до 180	180 до 250	250 до 315	315 до 400	400 до 500		
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	ІТ1 ІТ2 ІТ3	
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7		
	$\alpha, \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4'		5
	Zy	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11		
	Y <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7		
	H, H <sub>S</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10		
	H <sub>1</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
H <sub>p</sub>	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8			
7	z, z <sub>1</sub>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	ІТ2 ІТ1 ІТ1	
	Y, Y <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9		
	$\alpha, \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7		
	H, H <sub>1</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
	H <sub>S</sub>	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10		
	H <sub>p</sub>	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8		
8	Z, Z <sub>1</sub>	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	ІТ2 ІТ3 ІТ1	
	Y, Y <sub>1</sub>	3	3	3	4	4	5	5	6	6	1	9	9	11		
	$\alpha, \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9		
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
	H <sub>S</sub>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20		
	H <sub>S</sub> <sup>*</sup> , H <sub>p</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10		
9	Z, Z <sub>1</sub>	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	ІТ2 ІТ3 ІТ1	
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	$\alpha, \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9		
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
	H <sub>1</sub>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	1,5	16	18	20		
	H <sub>S</sub> <sup>*</sup> , H <sub>p</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10		
10	Z, Z <sub>1</sub>	5	6	7	8	9	11	13	15	18	2,5	27	32	37	ІТ2 ІТ3 ІТ1	
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	$\alpha, \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14		
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
	H <sub>1</sub>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	1,5	16	18	20		
	H <sub>S</sub> <sup>*</sup> , H <sub>p</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10		

Квалітет допуску виробу	Позначення допусків і відхилень	Інтервал розмірів, мм													Допуск на форму калібрів
		до 3	3 до 6	6 до 10	10 до 18	18 до 30	30 до 50	50 до 80	80 до 120	120 до 180	180 до 250	250 до 315	315 до 400	400 до 500	
11	Z, Z <sub>1</sub>	10	12	1,5	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55	IT4 IT3 IT1
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20	
	H, H <sub>1</sub>	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H <sub>S</sub>	-	-	4	5	6	7	8	10	12	1,5	16	18	20	
	H <sub>p</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
12	Z, Z <sub>1</sub>	10	12	1,5	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70	IT4 IT3 IT1
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H, H <sub>1</sub>	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H <sub>S</sub>	-	-	4	5	6	7	8	10	12	1,5	16	18	20	
	H <sub>p</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
13	Z, Z <sub>1</sub>	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110	IT4 IT3 IT1
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55	
	H, H <sub>1</sub>	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H <sub>S</sub>	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H <sub>p</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
14**	Z, Z <sub>1</sub>	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	155	IT4 IT3 IT1
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H, H <sub>1</sub>	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H <sub>S</sub>	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H <sub>p</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
15**	Z, Z <sub>1</sub>	40	48	56	64	72	80	90	10	110	170	190	210	250	IT4 IT3 IT1
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	150	
	H, H <sub>1</sub>	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H <sub>S</sub>	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H <sub>p</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	

16** 17	Z, Z <sub>1</sub>	40	48	56	64	72	80	90	10	110	210	2,5	280	320	
	Y, Y <sub>1</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	$\alpha$ , $\alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110	1,5	180	220	
	H, H <sub>1</sub>	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	ITS
	H <sub>S</sub>	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	ITS
	H <sub>p</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2

Примітки: 1.\* - до розмірів до 6 мм не відносяться. 2. \*\* - до розмірів до 1 мм не відносяться. 3. Числові значення стандартних допусків приймаються по ГОСТ 25346-89. 4. Позначення, застосовувані в таблиці: IT - допуск контрольованого виробу; H - допуск на виготовлення калібрів для контролю отворів (за винятком калібрів зі сферичними вимірювальними поверхнями); H<sub>S</sub> - допуск на виготовлення калібрів зі сферичними вимірювальними поверхнями для контролю отворів; H<sub>1</sub> - допуск на виготовлення калібрів для контролю валів; H<sub>p</sub> - допуск на виготовлення контрольного калібру для перевірки скоб; Z - відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для контролю отворів від найменшого граничного розміру контрольованого виробу; Z<sub>1</sub> - відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для контролю валів від найменшого граничного розміру контрольованого виробу; Y - допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для контролю отворів за межі поля допуску виробу; Y<sub>1</sub> - допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для вала за межі поля допуску виробу;  $\alpha$  - величина для компенсації погрішності контролю калібрами отворів з розмірами більше 180 мм;  $\alpha_1$  - величина для компенсації погрішності контролю калібрами валів з розмірами більше 180 мм.

Формули для розрахунку граничних і виконавчих розмірів робочих і контрольних калібрів (за ГОСТ 24853-81)

Сторона калібру		Номинальний розмір виробу, мм					
		до 180			понад 180 до 500		
		Робочий калібр		Контрольний калібр		Контрольний калібр	
		Розмір	Допуск	Розмір	Допуск	Розмір	Допуск
Калібр для отвору							
Прохідна нова	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$	-	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$ або $\pm \frac{H_s}{2}$	-	-
Прохідна зношена	$D_{\min} - Y$	-	-	$D_{\min} - Y + \alpha$	-	-	-
Непрохідна	$D_{\max}$	$\pm \frac{H}{2}$ або $\pm \frac{H_s}{2}$	-	$D_{\max} - \alpha$	$\pm \frac{H}{2}$ або $\pm \frac{H_s}{2}$	-	-
Калібр для вала							
Прохідна нова	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\max} - Z_1$	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$
Прохідна	$D_{\max} + Y_1$	-	$D_{\max} + Y_1$	$D_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	-	$D_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$
Непрохідна	$D_{\min}$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\min}$	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm \frac{H_p}{2}$

Примітки:  $D$  - номінальний розмір контрольованого виробу.  $D_{\min}$  - найменший граничний розмір контрольованого виробу.  $D_{\max}$  - найбільший граничний розмір контрольованого виробу.

### Питання для самоконтролю

1. Типи калібрів для контролю циліндричних валів та отворів.
2. Що таке калібри? Які калібри називаються граничними?
3. Схеми розташування полів допусків калібрів та контркалибрів відносно поля допуску деталі, що перевіряється.
4. Як розраховуються граничні розміри калібрів-пробок, скоб?
5. Що таке контрольні калібри?
6. На які категорії калібрів поділяється допуск на спрацювання?
7. Перерахуйте види гладких калібрів для контролю отворів, валів. Вкажіть ознаки придатності деталей.
8. Які розміри є виконавчими для калібрів-пробок та які - для калібрів-скоб?
9. Які розміри калібрів називаються виконавчими? Як розраховуються виконавчі розміри?
10. Залежність конструкції калібрів від розмірів.
11. Які відомості включає маркування калібрів?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 1. – 9-е изд., перераб. и доп./под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. –928 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. – 9-е изд., перераб. и доп./под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. –960 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 3. – 9-е изд., перераб. и доп./под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. –928 с.
4. Балакшин Б.С., Волосюк С.С., Дудин-Барковский И.В. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1972, - 614с.
5. Боженко Л.І. Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні. – Львів: Світ, 2003, - 328с.
6. Виноградов А.Н., Воробьев Ю.А., Воронцов Л.Н., Зябрева Н.Н. Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения.- М.: Машиностроение, 1980.- 527 с.
7. Дунин-Барковский И.В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Изд-во стандартов, 1987 - 352 с.
8. Железна О.А., Кирилович В.А. Основи взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань. К.: Кондор, 2004, - 796с.
9. Заблонський, К. І. Деталі машин: підручник для машинобуд. спец./ К. І. Заблонський. - Одеса: Астропринт, 1999. - 404 с.
10. Зенкин А.С. Технологические основы сборки соединений с натягом.- М.: Машиностроение, 1982.- 48 с.
11. Зенкин А.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении. К.: Техника, 1990, 320 с.
12. Мельников В.Г., Казанов Л.С. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения. - М.: Высшая школа, 1978.- 253 с.

13. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1. - 8-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Политехника, 2001. - 576 с.: ил.
14. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2. - 8-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Политехника, 2001. - 608 с.: ил.
15. Петко І.В., Кострицький В.В., Скиба М.Є., Драпак Г.М. Розрахунки з'єднань електромеханічних систем: Навчальний посібник. – Львів, Новий Світ – 2000, 2010. – 150 с.
16. Саранча, Г.А. Метрологія, стандартизація, відповідність, акредитація та управління якістю : Підручник / Г.А. Саранча. – Київ : Центр навч. л-ри, 2006. – 672 с.
17. Саранча Г.А. Стандартизация, взаимозаменяемость и технические измерения.- М.: Изд-во стандартов, 1991.- 444с
18. Устиненко В.Л., Киркач Н.Ф., Баласаян Р.А. Основы проектирования деталей машин. – Харьков: Высш. шк., 1983.
19. Чернин И.М., Кузьмин Л.В., Ицкович Г.М. Расчеты деталей машин. – Минск: Высшая школа, 1978.
20. Шляхтер Л.М. Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация на предприятиях бытового обслуживания.- М.: Легпромбытиздат, 1990. -288 с.
21. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
22. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Машиностроение, 1987 -352 с.

*Навчальне видання*

*Петко Ігор Валентинович  
Бондаренко Микола Йосипович  
Кострицький Валерій Всеволодович*

## **РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ**

Навчальний посібник

Редактор *Л. Л. Овечкіна*  
Відповідальна за поліграфічне видання *Т. А. Назаревич*  
Коректор *Н. П. Біланюк*

Підп. до друку 26.10.2016 р. Формат 60x84 1/16.  
Ум. друк. арк. 19,06. Облік. вид. арк. 14,92. Тираж 16 пр. Зам. 2053.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну.  
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01011.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 993 від 24.07.2002.