

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ.
ПРАКТИКУМ**

2016

УДК 621:62-182.8(075.8) Рекомендовано до друку вченою радою
І-20 Миколаївського національного аграрного університету,
Протокол №11 від 23.06.2016 р.

Авторський колектив:

Г. О. Іванов – кандидат технічних наук, доцент;
В. С. Шебанін – доктор технічних наук, професор;
Д. В. Бабенко – кандидат технічних наук, професор;
П. М. Полянський – кандидат економічних наук, доцент.

Рецензенти:

В. С. Ловейкін – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України, м. Київ;
Л. Й. Івченко – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри металорізальних верстатів та інструментів Запорізького національного технічного університету;
В. І. Гавриш – кандидат технічних наук, доктор економічних наук, професор, завідувач кафедри тракторів та сільськогосподарських машини, експлуатації і технічного сервісу Миколаївського національного аграрного університету.

І-20 Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Практикум :
підруч. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін,
Д. В. Бабенко, Полянський П.М.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна.
– Миколаїв : МНАУ, 2016. – 428 с.
ISBN 978-617-7149-19-3.

У підручнику скорочено викладено принципи, що забезпечують взаємозамінність з'єднань різних видів: циліндричних, конічних, нарізних, зубчастих; принципи і методи розрахунків допусків у розмірних ланцюгах. Наведено приклади розрахунку задач за розділами “Взаємозамінність”, “Стандартизація” і “Технічні вимірювання”. За кожним розділом приведені контрольні питання і задачі.

Розраховано на здобувачів вищої освіти вищих навчальних закладів III і IV рівнів акредитації, а також викладачів. Матиме практичний інтерес у відповідних спеціалістів промисловості.

УДК 621.62-182.8(075.8)

© Іванов Г. О., Шебанін В. С.,
Бабенко Д. В., Полянський П.М.

ISBN 978-617-7149-19-3.

© Миколаївський НАУ, 2016

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
ПЕРЕДМОВА	7
РОЗДІЛ 1. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ	8
1.1. Взаємозамінність у машинобудуванні	8
1.1.1. Загальні принципи взаємозамінності	8
1.1.2. Коротка історія виникнення й розвитку взаємозамінності	9
1.2. Основні поняття про допуски і посадки	16
1.2.1. Основні терміни і визначення.....	16
1.2.2. Розрахунок геометричних параметрів гладких циліндричних з'єднань	19
1.2.3. Контрольні питання.....	24
1.2.4. Задачі.....	25
1.3. Основні відомості по обробці результатів вимірювань.....	29
1.3.1. Числові характеристики і закони розподілу.....	29
1.3.2. Визначення емпіричних характеристик ряду прямих вимірювань	31
1.3.3. Визначення теоретичної функції щільності розподілення. Графічне зображення емпіричного і теоретичного розподілень	34
1.3.4. Визначення довірчих інтервалів.....	39
1.3.5. Визначення межі діапазону розсіювання значень розмірів і похибок	41
1.4. Взаємозамінність гладких циліндричних з'єднань	48
1.4.1. Основні положення єдиної системи допусків і посадок	48
1.4.2. Приклади розв'язання задач	55
1.4.3. Контрольні питання.....	63
1.4.4. Задачі	67
1.5. Допуски форми і розташування поверхонь деталей машин	68
1.5.1. Нормування відхилів і допусків форми плоских поверхонь	69
1.5.2. Нормування відхилів і допусків розташування поверхонь..	74
1.5.3. Допуски розташування осей отворів під кріпильні деталі...	81
1.5.4. Обґрунтування допусків форми і розташування поверхонь	84
1.5.4.1. Базові поверхні вала і корпуса для вальниць кочення	84
1.5.4.2. Зубчасті й черв'ячні передавачі	87
1.5.4.3. Вали	88
1.5.4.4. Втулки і кільця.....	91

1.5.4.5. Стакани	96
1.5.4.6. Кришки вальниць кочення	98
1.5.4.7. Корпусні деталі	101
1.5.5. Приклади розв'язання задач	106
1.5.6. Контрольні питання	113
1.5.7. Задачі	115
1.5.8. Розрахунок величини залежного допуску [1]	119
1.5.8.1. Класифікація деталей по категоріям придатності при незалежних і залежних допусках	119
1.5.8.2. Розрахунок можливих часток придатних і бракованих деталей залежно від технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь і типу допуску. Методика розрахунку	121
1.5.8.3. Принципи еквівалентності заміни незалежного допуску на залежний	125
1.5.9. Приклади розрахунку залежного допуску	127
1.6. Шорсткість та хвилястість поверхонь	142
1.6.1. Загальні поняття	142
1.6.2. Позначення шорсткості поверхонь	144
1.6.3. Хвилястість поверхонь	148
1.6.4. Вплив відхилів геометричних параметрів, хвилястості і шорсткості на експлуатаційні показники машин	150
1.6.5. Нормування шорсткості поверхонь	152
1.6.6. Контрольні запитання	155
1.6.7. Задачі	156
1.7. Основи розрахунку та вибору посадок	158
1.7.1. Вибір посадок у з'єднаннях машин	158
1.7.2. Вибір і обґрунтування точності розмірів	160
1.7.3. Вибір невказаних граничних відхилів	164
1.7.4. Характеристика основних видів найпоширеніших посадок	166
1.7.5. Приклади розв'язання задач посадок з гарантованим натягом	173
1.7.6. Приклади розв'язання задач перехідних посадок	185
1.8. Взаємозамінність з'єднань з вальницями ковзання і кочення ..	193
1.8.1. Вальниці ковзання	194
1.8.1.1. Методика розрахунку посадок вальниць ковзання	196
1.8.1.2. Приклади розв'язання задач вибору посадок для сполучень вальниць ковзання	200
1.8.2. Вальниці кочення	203
1.8.2.1. Загальні відомості	203
1.8.2.2. Характеристики вальниць кочення	207

1.8.2.3. Приклади розв'язання задач вибору посадок для сполучень вальниць кочення	210
1.8.3. Контрольні питання	220
1.8.4. Задачі	221
1.9. Селективне складання	224
1.9.1. Суть селективного складання	224
1.9.2. Приклади розв'язання задач	226
1.9.3. Контрольні запитання	229
1.10. Допуски на кутові розміри і на розміри деталей конічних з'єднань	229
1.10.1. Кутові розміри і допуски на них	229
1.10.2. Приклади розв'язання задач	232
1.10.3. Контрольні запитання	235
1.11. Взаємозамінність шпонкових і шліцьових з'єднань	236
1.11.1. Види, основні параметри і точність шпонкових з'єднань	236
1.11.2. Приклади розв'язання задач	236
1.11.3. Контрольні запитання	242
1.11.4. Задачі	244
1.12. Взаємозамінність нарізних з'єднань	247
1.12.1. Класифікація нарізей	247
1.12.2. Кріпильні нарізи та їх основні параметри. Основні експлуатаційні вимоги до нарізних з'єднань	248
1.12.3. Відхили кроку і половини кута профілю, їх діаметральна компенсація	252
1.12.4. Загальні принципи стандартизації допусків і посадок нарізей	253
1.12.5. Приклади розв'язання задач	256
1.12.6. Контрольні запитання	272
1.13. Стандартизація показників точності циліндричних зубчастих передавачів [1, 2, 9, 12]	279
1.13.1. Ступені точності і види сполучень	279
1.13.2. Норми точності	282
1.13.3. Приклади розв'язання задач	285
1.13.3.1. Врахування похибки бази при контролі і допуски на заготовляння	287
1.13.3.2. Розрахунок гарантованого бокового зазору	287
1.13.3.3. Розрахунок вимірювальної міжосьової відстані	289
1.13.3.4. Визначення виробничих допусків для різних методів вимірювання зміщення вихідного контуру ..	291
1.13.4. Контрольні запитання	299
1.13.5. Задачі	300
1.14. Нормування точності розмірів, що входять у розмірні	

ланцюги.....	303
1.14.1. Основні терміни та визначення.....	303
1.14.2. Розв'язання плоских розмірних ланцюгів.....	307
1.14.2.1. Метод повної взаємозамінності.....	307
1.14.3. Приклади розв'язання задач.....	309
1.14.4. Контрольні питання.....	328
1.14.5. Задачі.....	329
2. СТАНДАРТИЗАЦІЯ.....	330
2.1. Виникнення та розвиток стандартизації і метрології.....	330
2.2. Типові розрахунки, що застосовуються при проведенні робіт по стандартизації й уніфікації в машинобудуванні [2, 12].....	332
2.2.1. Визначення основних показників рівня стандартизації та уніфікації.....	332
2.2.2. Економічне обґрунтування вибору параметричних і розмірних рядів деталей, складальних одиниць і виробів ..	333
2.2.3. Техніко-економічна ефективність стандартизації.....	343
2.3. Контрольні питання.....	345
2.4. Задачі.....	346
3. ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ.....	349
3.1. Розрахунок гладких калібрів для контролю циліндричних деталей.....	349
3.1.1. Конструкції гладких калібрів.....	349
3.1.2. Калібри для контролю отворів.....	349
3.1.3 Калібри для контролю валів.....	351
3.1.5. Маркування калібрів.....	352
3.2. Приклади розв'язування задач.....	352
3.3. Контрольні питання.....	360
3.4. Задачі.....	362
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	364
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	366
ПЕРЕЛІК СТАНДАРТІВ, НА ЯКІ ДАЮТЬСЯ ПОСИЛАННЯ В ТЕКСТІ ПІДРУЧНИКА.....	370
ДОДАТКИ.....	373

ПЕРЕДМОВА

При сучасному розвитку науки і техніки, організованому масовому виробництві, стандартизація, заснована на широкому впровадженні принципів взаємозамінності, є одна із найбільш ефективних засобів, які сприяють прогресу у всіх областях господарської діяльності, підвищенню якості продукції.

Мета підручника – ознайомлення здобувачів вищої освіти з основними типами розрахунків, закріплення теоретичних положень курсу, викладених в лекціях, та привити навички використання довідкового матеріалу.

Основне завдання підручника – надання допомоги здобувачам вищої освіти у здобутті комплексу системних знань про точність, взаємозамінність деталей машин і способи їх вимірювання.

Підручник написаний відповідно до програми курсу “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання”, затверджений Департаментом науково-освітнього забезпечення АПВ та розвитку сільських територій Міністерством аграрної політики та продовольства України 26.12.2011 р. і призначений для підготовки фахівців спеціальності 208 „Агроінженерія” освітнього ступеня «Бакалавр».

У підручнику викладено загальні положення єдиної системи допусків і посадок, основних норм взаємозамінності, а також питання метрології та технічних вимірювань. Вивчення системи допусків і посадок підкріплено відповідними таблицями стандартних даних і самими стандартами, розглядом прикладів і розв’язуванням задач з методикою призначення допусків і посадок типових з’єднань.

Для закріплення теоретичних матеріалу курсу, формування вмінь і навичок з призначення допусків і посадок для різних типів з’єднань деталей машин, контролювання їх розмірів і відхилів, наведено приклади розв’язання типових задач та питання для самоконтролю знань.

Терміни та визначення основних понять наведено згідно з ДСТУ 3321:2003 “Система конструкторської документації”.

Автори з вдячністю сприймуть усі зауваження, поради і пропозиції, що сприятимуть поліпшенню змісту і методики навчального матеріалу підручника.

РОЗДІЛ 1. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ

1.1. Взаємозамінність у машинобудуванні

1.1.1. Загальні принципи взаємозамінності

В умовах ринкової економіки для забезпечення конкурентоздатності продукції підприємства необхідно при виготовленні виробів забезпечувати *якість продукції*, під якою згідно з міжнародним стандартом ISO 8402:1994 і державним стандартам України ДСТУ 3230-95 розуміють сукупність характеристик об'єкта, які стосуються його здатності задовольнити установлені і передбачені потреби.

Однією з обов'язкових характеристик виробу є *взаємозамінність*, під якою розуміють властивість конструкції виробу забезпечувати можливість установки (чи заміни) кожної з її незалежно виготовлених деталей чи складаних одиниць із забезпеченням технічних вимог, передбачених для цього виробу з метою виконання ним свого службового призначення.

Взаємозамінність не треба плутати із *сумісністю*, під якою у відповідності зі стандартом розуміють придатність продукції до спільного, не визиваючого небажаних взаємодій, використання при заданих умовах для виконання установлених вимог.

Взаємозамінність виробу забезпечується при його складанні (чи ремонті) з *незалежно виготовлених* деталей і складаних одиниць. Це означає наступне. У сучасному виробництві деталі різних видів і конструкцій виготовляють строго за креслениками на різних робочих місцях, у різних цехах і часто навіть на різних підприємствах. Деталі в процесі обробки проходять багато технологічних операцій. Наприклад, заготівки блоків шестірень виточують на токарському верстаті, шліцеву поверхню в блоках обробляють на протяжному верстаті, зуби меншої шестірні блоку обробляють на зубостругальному, а більшої – на зубофрезерному верстатах. За відповідними креслениками і технологічними процесами виготовляють вали, а також незалежно одне від одного й інші деталі складаних одиниць виробу.

Ці операції обробки чи складання окремих складаних одиниць і з'єднань можуть бути виконані на різних підприємствах чи навіть у різних країнах – завдяки принципу взаємозамінності при складанні виробу будуть цілком забезпечені його показники якості.

Взаємозамінність не забезпечується однією тільки точністю геометричних параметрів. Нехай, наприклад, зубчасті колеса, що надійшли на складання, виготовлені за заданими розмірами, але в частині з них не забезпечена необхідна твердість зубів при термічній обробці. Такі зубчасті колеса менш довговічні і фактично взаємозамінність зібраних складаних одиниць у даній партії буде порушена. Тому сучасним

напрямком взаємозамінності є *функціональна взаємозамінність*, при якій точність і інші експлуатаційні показники деталей, складаних одиниць і комплектуючих виробів повинні бути узгоджені з призначенням і умовами роботи кінцевої продукції. *Взаємозамінність за геометричними параметрами є окремим видом функціональної взаємозамінності.*

Взаємозамінність буває повна і неповна, зовнішня й внутрішня. *Повна взаємозамінність* дозволяє одержувати задані показники якості без додаткових операцій у процесі складання. За *неповної взаємозамінності* при складанні складаних одиниць і виробів допускаються операції, зв'язані з підбором і регулюванням деяких деталей і складаних одиниць. Вона дозволяє одержувати задані технічні й експлуатаційні показники готової продукції при меншій точності деталей.

Зовнішня взаємозамінність – це взаємозамінність складаних одиниць і комплектуючих виробів (електродвигунів, вальниць кочення та ін.) за експлуатаційними параметрами і приєднувальними розмірами. Наприклад, експлуатаційними параметрами для електродвигунів є: потужність, частота обертання, напруга, вид струму і ін.; для вальниць кочення – коефіцієнт працездатності, гранична частота обертання. До приєднувальних розмірів відносяться діаметри, число і розташування отворів у лапах електродвигунів; внутрішній і зовнішній діаметри й ширина кілець вальниць кочення.

Внутрішня взаємозамінність забезпечується точністю параметрів, що необхідні для складання деталей у складанні одиниці, а складанні одиниці у механізми. Наприклад, це взаємозамінність кульок (чи роликів) і кілець вальниць кочення, складаних одиниць ведучого і відомого валів коробки передач.

Точні вальниці виготовляють і складають на заводах за принципом так званої групової взаємозамінності (про цей вид взаємозамінності, що не є повною, мова попереду), а використовують їх як покупні вироби на машинобудівних заводах при складанні продукції за принципом повної взаємозамінності. Таким чином, можна сказати, що для таких вальниць характерні неповна внутрішня взаємозамінність і повна зовнішня взаємозамінність.

1.1.2. Коротка історія виникнення й розвитку взаємозамінності

Перше згадування про стандартизацію і взаємозамінність відносять до стародавніх віків. Так, у стародавньому Єгипті при будівництві різних споруд було використано цеглу постійного розміру, а для контролю цегли була створена особлива служба. За будівництва Вавилонської вежі було використано 85 млн. цеглин, що мали однакову форму і розміри. Глазурована блакитна цегла для облицювання верхнього 15-метрового

поверху вежі була виготовлена не тільки постійних розмірів, але і одного кольору, тобто цегла, розчин і колір глазури були суворо стандартизовані.

Стародавні римляни застосовували принципи взаємозамінності при будівництві водопроводу. Одночасно були встановлені єдині вимоги до розміру діаметру водопровідних труб. Використовувалися труби діаметром у п'ять пальців, що становило 95 мм. Порушення цих вимог суворо каралося, аж до смертної кари.

Розвиток ремесел у середні віки зумовив більш широке застосування принципів взаємозамінності. У ткацькому виробництві були регламентовані ширина тканини і кількість ниток у її основі.

Тільки завдяки застосуванню принципів взаємозамінності виникли друкарські засоби книгодрукування (встановлення певних форматів друкованих аркушів та розмірів друкарських пристосувань). Літери також виготовлялися однієї висоти і були взаємозамінними.

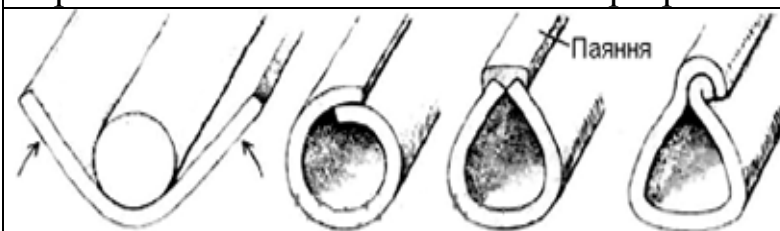
У XV столітті у Венеції було застосовано поточний метод будівництва вантажних і військових кораблів. На одноманітні корпуси кораблів, що рухалися на плаву по вузькому каналу, послідовно встановлювалось обладнання з деталей точного розміру: щогли, рулі, паруси та інші вироби.



Піраміда Хеопса

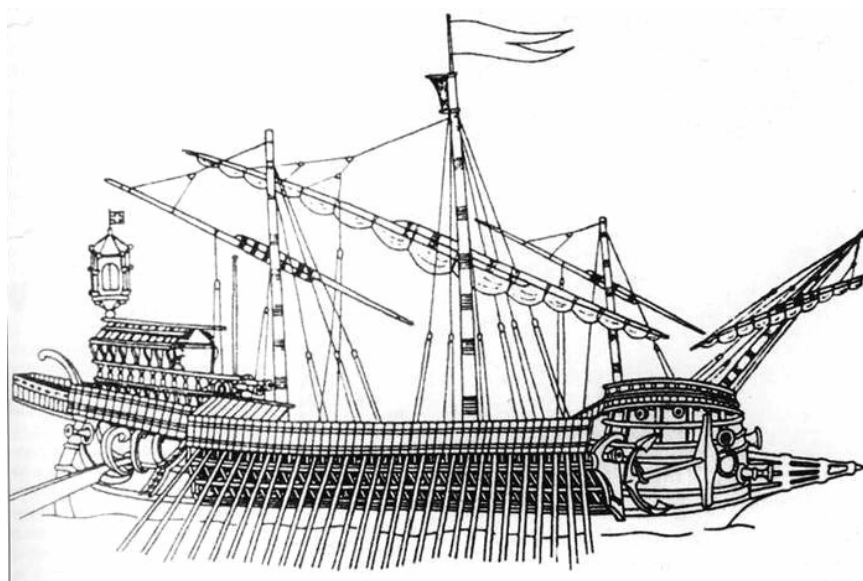


Картина «Вавилонська вежа». Пітер Брейгель



Технологія виготовлення свинцевих труб, що застосовувалися в Стародавньому Римі

Такий метод будування передбачав високу степінь одноманітності різних елементів корпусу судна, пристосування і обладнання та міг бути здійснений тільки завдяки застосуванню взаємозамінності.



Реконструкція військового корабля по картині
Андреа Вичентіно

храму Василя Блаженного у Москві (1554-1560 рр.) використовувалася фігурна цегла вісімнадцяти типів, а церква Вознесіння під Москвою була збудована з цегли дев'яти типів.

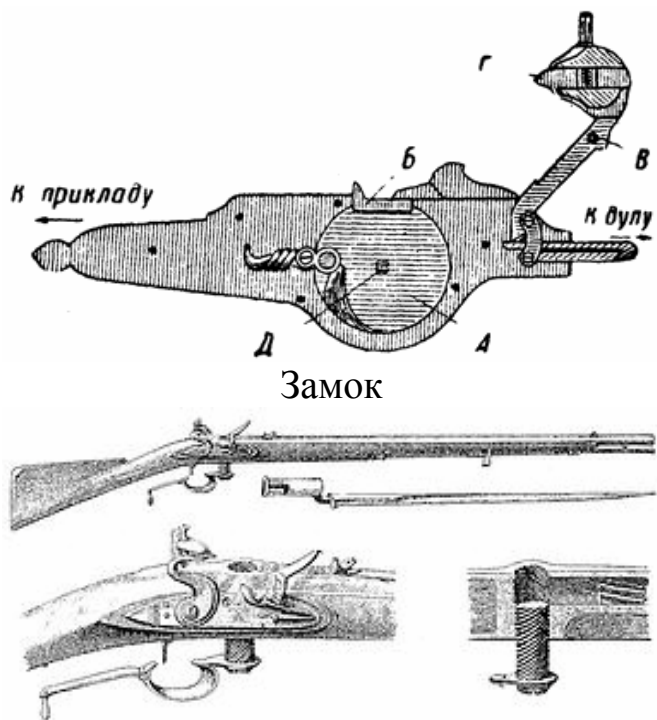
У зібраннях законів кінця XVII початку XVIII ст. є укази, з яких видно, що в епоху Петра I у Росії вироби військової техніки виготовлялися за точними взаємозамінними зразками.

Вперше у світі, у Росії (1761 р.), на Тульському заводі було сформульовано завдання забезпечення взаємозамінності й способи її здійснення; налагоджено масове виробництво гвинтівок із взаємозамінними деталями.



Збрійний завод, м. Тула

До 1812 року за принципом взаємозамінності на Тульському заводі щомісячно виготовлялося 7 тисяч гвинтівок. Перше застосування взаємозамінності у промисловості країн Європи відноситься до 1785 року, коли французький інженер Леблан виготовив партію замків до гвинтівок у кількості 50 штук, кожен з яких мав дуже важливу властивість – був взаємозамінним, тобто кожний замок можна було використовувати у будь-якій гвинтівці без попереднього припасування.



Гвинтівка

У другій половині ХІХ ст. почала розвиватися взаємозамінність і стандартизація на підприємствах багатьох держав Європи. Так, у Німеччині в 1846 році була проведена уніфікація ширини залізничної колії та пристроїв для зчипки вагонів. У 1891 році в Англії була введена стандартна нарізь Вітворта. Наприкінці ХІХ початку ХХ століття взаємозамінність почали впроваджувати в загальне машинобудування.

Метод виготовлення взаємозамінних деталей уперше зародився й почав свій розвиток на підприємствах, що виробляли предмети військового спорядження (рушниці, гармати, снаряди і т.п.); і це було цілком природно, тому що виробництво предметів озброєння було на зорі машинобудування найбільш масовим. Цим підприємствам раніш, ніж іншим, довелося зіштовхнутися з вимогою взаємозамінності частин, яка виходила з умов служби механізмів, що виготовлялися ними.

Цілком очевидно, що кожний, скажімо, 76-мм снаряд, виготовлений у будь-який час і в будь-якому місці, повинен підійти до будь-якої 76-мм гармати. Також зрозуміло властива цій галузі машинобудування вимога заміни окремих деталей чи механізмів, навіть вузлів (наприклад, затвора чи гвинтівки зняття) у польовій обстановці без будь-яких припасувань.

До кінця ХVІІІ ст. у арміях європейських країн і США підвищився попит на ручну вогнепальну зброю. Окремі держави стали завантажувати свою молоду металообробну промисловість великими військовими замовленнями. При цьому пред'являлася вимога виготовляти зброю швидко і дешево. Виконання цієї вимоги призводило до необхідності відмовлення від припасувальних робіт при складанні, тобто до

виготовлення механізмів із взаємозамінних деталей. Це дало поштовх для просування техніки машинобудування на наступний етап її розвитку.

Виникнення взаємозамінності зв'язане з виробництвом зброї на тульських заводах, де було організоване виробництво машин із взаємозамінними деталями.

Ще в 1715 р., на початковому етапі російського машинобудування за наказом Петра I була складена своєрідна інструкція для збройових заводів: "На оружейных тульских и олонецких заводах делать фузеи и пистолеты калибром против присланных от его Царского Величества медных образцов ...".

А в 1761 р. на тульський завод прийшло розпорядження генерал-фельдцехмейстера П. Шувалова: "В силу объявленного моего предложения на каждую орудийную вещь мастерам порознь иметь меры или по заводскому обыкновению называемые лекала за заводским клеймом или печатью оружейной канцелярии, аккуратные, по которым каждый пропорциею всякую вещь проверить мог. Без того одна другой во всем точность равенства не имеют, потому что дело оных происходит глазомерством, отчего неминуемо при приемке в полки должна быть переправка и в том напрасно времени потеряние".

Історичні документи показують, що тульські машинобудівники практично вирішили найскладнішу задачу взаємозамінності і налагодили виробництво взаємозамінних частин рушничних замків у 70–80-х роках XVIII століття.

Англія запозичила це виробництво в Америки тільки в 1855 р. (роки Севастопольської кампанії), а Німеччина освоїла його в 1872 р. (після франко-пруської війни).

Досвід військових заводів, що перейшли на випуск продукції із взаємозамінними деталями, з часом стає надбанням і цивільної промисловості.

У загальному машинобудуванні в царській Росії питанням взаємозамінності надавалося мало значення, і вказівка характеру посадок на робочих креслениках стала впроваджуватися тільки наприкінці XIX в. на деяких підприємствах, що виробляли верстати, швейні і тютюнові машини. При цьому число різних посадок не перевищувало 6, їхні найменування носили дуже невизначений характер, як, наприклад, "вільне припасування", "припасування втугу", "припасування у гарячу" і т.д.

І все-таки аж до кінця XIX століття виготовлення деталей здійснювалося за моделлю (шаблоном, еталоном, зразком). Точність (якість) тут визначалася тільки майстерністю, талантом і старанням виготовлювача, а також ... страхом покарання.

Ось зразки Указів Петра I: "Повелеваю хозяина Тульской фабрики Корнила Белоглазова бить кнутом и сослать в монастырь, понеже он,

подлец, осмелился войску Государства продавать негодные пищали и фузеи”. "... Старшину Фрола Фуксу бить кнутом и сослать в Азов, пусть не ставит клейма на плохие ружья..."

Однак, як писали древні в літературних опусах, «Narare humanum est» – помилятися властиво людині. Тому важливо було визначити те значення неминучої помилки, що ще є припустимим.

І от у 1905 р. американський інженер Ф. Тейлор висунув ідею використання не однієї, а двох моделей, що визначали б межі припустимої похибки.

У креслениках деталей це потім перетворилося в поняття верхньої й нижньої меж допусків, а для їхнього контролю Ф. Тейлор запропонував дві "моделі" – вони тепер називаються прохідним і непрохідним калібрами.

Незабаром великі верстатобудівні фірми Німеччини, прагнучи перехопити ринки збуту в англійських заводів – світових постачальників технічного устаткування, розробили приватно систему допусків і посадок для верстатобудування. Розроблена ними система дозволяла виготовляти взаємозамінні деталі найважливіших складаних одиниць механізмів, це, у свою чергу, призводило до того, що замовник на першу вимогу одержував нову деталь замість тієї, що зламалася чи зносилася, причому постановка деталі на місце не вимагала якого-небудь припасування.

Розроблена німецькими верстатобудівниками система допусків і посадок трималася у великому секреті й поширення в інших галузях промисловості не одержала.

Війна 1914-1918 р. дала значний поштовх упровадженню взаємозамінності в цивільну промисловість, що була притягнута до виконання військових замовлень. У цей час найбільш передові заводи в багатьох країнах з метою зменшення кількості необхідних калібрів і мірного різального інструмента прийшли до висновку про необхідність створення заводських, фірмових і навіть галузевих нормалей на допуски та посадки.

Такі нормалі створювалися й у Росії. У 1915–1917 р. проф. І. І. Куколевський запропонував розроблену ним систему допусків, яка була прийнята в майстернях Земгора, що виготовляла калібри.

Великий досвід роботи, що нагромадився, в області граничних калібрів в окремих галузях машинобудування і створені заводські нормалі дозволили незабаром після війни 1914-1918 рр. приступити до створення загальнодержавних стандартів допусків і посадок, мета яких полягала в обслуговуванні будь-яких галузей машинобудування всієї країни.

У 1917–1922 рр. особлива комісія німецьких інженерів розробила на основі існуючих окремих систем державну систему допусків і посадок, що увійшла в національну систему промислових стандартів – DIN (Deutschen

Industrie Normen), що надалі лягла в основу стандартів допусків і посадок у багатьох інших європейських країнах.

У 1919 р. інженер П. М. Шелоумов запропонував проект загальнодержавної системи допусків, а в 1924-1925 р. проф. А. Д. Гатцук склав проект стандарту на допуски за назвою «Допуски для припасувань».

У 1928 р. при Палаті мір і ваг почала працювати комісія еталонів і стандартів (КЕС) під головуванням проф. А. Д. Гатцука, яка і склала проект системи допусків і посадок (ОСТ) для промисловості колишнього Радянського Союзу.

На основі значних успіхів у розробці й використанні національних стандартів допусків і посадок у різних країнах виникло питання про створення єдиного міжнародного стандарту, вільного від недоліків, які в тій чи іншій мірі були властиві всім національним стандартам.

Проект такого стандарту був розроблений створеною в 1928 р. Міжнародною асоціацією національних органів стандартизації – ISA (International Federation of National Standardising Assotiations), що називається тепер Міжнародною організацією по стандартизації ISO (The International Organization for Standartization). Проект стандарту був затверджений у травні 1931 р. на спеціальній конференції і був рекомендований як міжнародний стандарт. Нині більшість міжнародних стандартів мають позначення ISO .

Міжнародне об'єднання систем допусків і посадок має для машинобудування величезне значення. Досить відзначити, що в результаті міжнародного об'єднання стандартів допусків і посадок користування машинобудівним креслеником будь-якої країни стало можливим без переробки позначених у них допусків і посадок. Цим була досягнута значна економія на вимірювальному й спеціальному різальному інструменті, а також значно полегшилося виробництво запасних частин до машин, виготовлених в іншій країні.

В умовах сільськогосподарського виробництва під час експлуатації і ремонту машин взаємозамінність відіграє важливу роль тому, що за наявності взаємозамінних запасних частин можна швидко усунути несправності, що виникають. Порушення принципу взаємозамінності призводить до збільшення термінів і вартості ремонту машин.

У міру вдосконалення конструкцій сільськогосподарської техніки, підвищення її надійності і довговічності роль взаємозамінності посилюється.

Ремонт сільськогосподарської техніки економічно ефективний лише тоді, коли використовуються взаємозамінні запасні частини. Спеціалізація ремонтних підприємств і організація централізованого відновлення спрацьованих деталей, складальних одиниць і агрегатів дозволяє

використовувати у повній мірі переваги взаємозамінності при ремонті машин.

Взаємозамінність при експлуатації і ремонті сільськогосподарської техніки особливо набуває великого значення в умовах підвищення як її складності, так і вимог до надійності і довговічності.

Рівень взаємозамінності виробництва характеризується *коефіцієнтом взаємозамінності*, що при виготовленні машин і складальних роботах визначається відповідно за такими залежностями:

$$K_B = \frac{T_B}{T_3}; \quad K_B = 1 - \frac{T_{\text{пр}} + T_{\text{сс}}}{T_C},$$

де T_B – трудомісткість виготовлення замінних деталей і складальних одиниць даної машини; T_3 – загальна трудомісткість виготовлення даної машини; $T_{\text{пр}}$ – трудомісткість робіт припасування; $T_{\text{сс}}$ – трудомісткість робіт за методом селективного складання; T_C – трудомісткість складальних робіт.

Ступінь наближення коефіцієнта взаємозамінності до одиниці є показником технічної культури виробництва.

Стандартизація є базою для реалізації взаємозамінності.

В умовах ринкової економіки стандарти містять обов'язкові і рекомендовані вимоги.

Відповідно до державного стандарту України, *взаємозамінність виробу і складових його частин* відноситься до обов'язкових вимог поряд з такими як, наприклад, вимоги, що забезпечують безпеку продукції для життя, здоров'я, майна громадян.

На сьогодні розроблена велика кількість стандартів ISO, що дозволяють забезпечувати взаємозамінність виробів у міжнародному масштабі.

Виготовлення виробів на підприємствах України здійснюється на основі державних (чи міждержавних) стандартів, що повністю чи частково гармонізовані з міжнародними стандартами.

Для забезпечення гарантій підприємств України, їхньої здатності стабільно виготовляти вироби з необхідною якістю в нашій країні з 1995 року введені в якості державних також стандарти ISO серії 9000 (остання редакція цих стандартів відноситься до 2000 року), що регламентують забезпечення й керування якістю продукції, а також стандарти ISO серії 10000, що встановлюють правила сертифікації (тобто атестації якості) систем якості продукції.

1.2. Основні поняття про допуски і посадки

1.2.1. Основні терміни і визначення

Основні визначення допусків і посадок встановлено стандартом.

Машини і механізми створюються із складальних одиниць, з'єднань і деталей.

Деталь – складовий елемент машини (механізму), що характеризується формою поверхні (конфігурацією) і розмірами.

Внутрішній елемент деталі, який охоплює, – *отвір* (для циліндричних деталей позначається D), зовнішній, що охоплюється, – *вал* (позначається d).

Поверхня – це елемент деталі, що утворює її форму. Поверхні бувають сполучені (приєднувальні) та не сполучені або вільні (не приєднувальні). Наприклад, у з'єднанні шпонки з валом ширина шпонки є валом, а ширина паза вала є отвором).

Вал – термін, що умовно застосовується для позначення зовнішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

Отвір – термін, що умовно застосовується для позначення внутрішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

При виготовленні або відновленні деталей доводиться мати справу з розмірами.

Розміром називається числове значення лінійної величини в обраних одиницях вимірювання. Потрібно знати поняття, що стосуються розміру.

Номінальним називається розмір, який визначається функціональним призначенням деталі і є початком відліку відхилів кожної деталі з'єднання. Його визначають за розрахунком на міцність, причому заокруглюють до ближчого, як правило, більшого розміру із рядів нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636:2004 [10]. Номінальний розмір позначають на креслениках деталей (D , d).

Розмір, отриманий безпосередньо вимірюванням з допустимою похибкою, називають *дійсним розміром* (D_e , d_e).

Виготовляти деталі точного розміру дуже складно. Тому розміри деталей визначаються у встановлених межах. Розміри, між якими має бути або яким може дорівнювати дійсний розмір готової деталі, називають *граничними*.

Найбільший граничний розмір (D_{\max} , d_{\max} , V_{\max} , b_{\max}) – найбільший допустимий розмір елемента.

Найменший граничний розмір (D_{\min} , d_{\min} , V_{\min} , b_{\min}) – найменший допустимий розмір елемента.

З'єднанням називається будь-яке рухоме чи нерухоме сполучення двох деталей, з яких одна повністю або частково заходить в іншу. У з'єднанні розрізняють охоплюючу і охоплену поверхні. Для циліндричних з'єднань охоплююча поверхня – *отвір*, охоплена – *вал*.

Відхил розміру – це алгебрична різниця між дійсним (граничним) і відповідним номінальним розміром. Відхили можуть бути: додатні, якщо розмір більший від номінального; від'ємні, якщо розмір менший від

номінального, і нульові, якщо розмір виготовленої деталі дорівнює номінальному. Лінію, яка на кресленні умовно позначає номінальне значення розміру, називають *нульовою*. Вгору від нульової лінії відкладають додатні відхилення, вниз – від’ємні.

Граничний відхил – це алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розмірами.

Верхній відхил ES, es – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами:

$$\text{для отвору } ES = D_{\max} - D; \text{ для вала } es = d_{\max} - d. \quad (1.1)$$

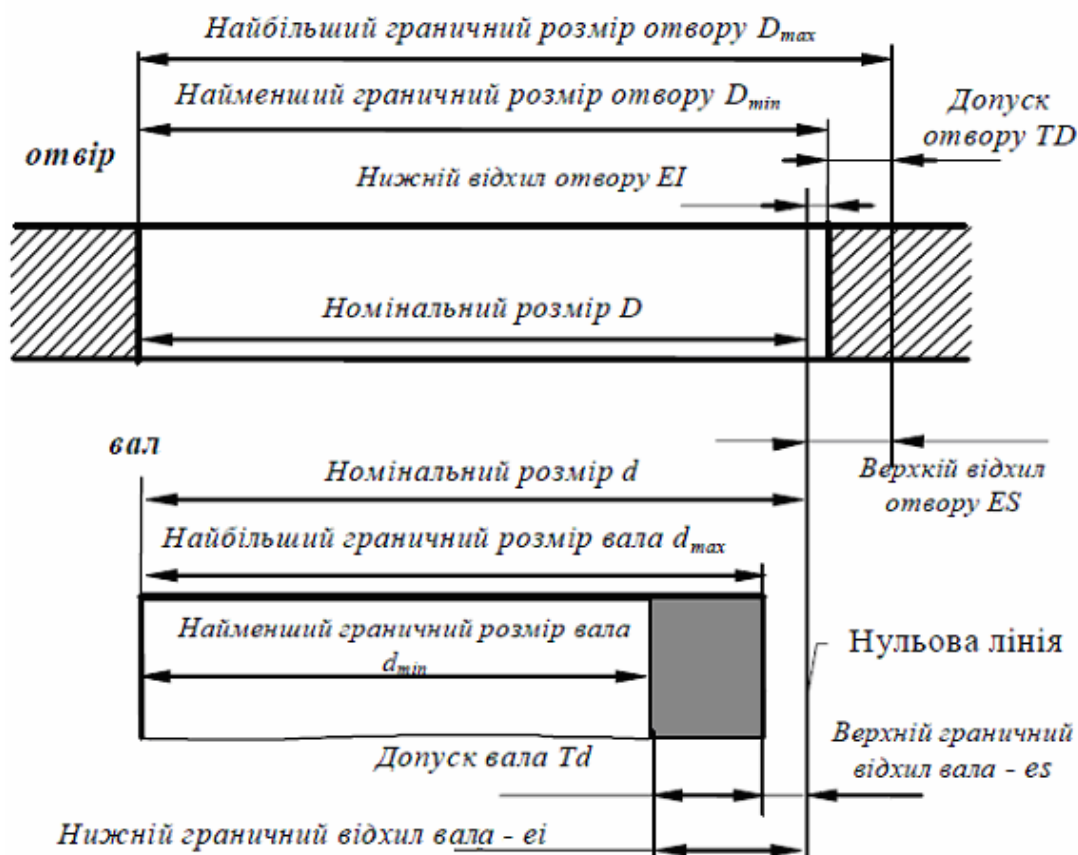
Нижній відхил EI, ei – це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами:

$$\text{для отвору } EI = D_{\min} - D; \text{ для вала } ei = d_{\min} - d. \quad (1.2)$$

Зона між верхнім і нижнім відхилами називається *полем допуску*. Різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами (граничними відхилами) – це допуск розміру T :

$$\text{для отвору } TD = D_{\max} - D_{\min}; \text{ для вала } Td = d_{\max} - d_{\min}. \quad (1.3)$$

Допуск є мірою точності розміру, чим менший допуск, тим вищою має бути точність і навпаки: низька точність характеризується більшим допуском. Допуск безпосередньо впливає на трудомісткість і собівартість виготовлення деталей. Дивись рисунок нижче.



Від допуску значною мірою залежить вибір обладнання, засобів контролю, продуктивність обробки. Допуск – завжди додатна величина.

Поле допуску поняття більш широке, ніж допуск, воно

характеризується своєю величиною і розташуванням відносно номінального розміру. При одному й тому самому допуску можуть бути різні за розташуванням поля допусків.

Два граничних розміри деталі доцільно поділяти на границю максимуму і границю мінімуму матеріалу.

Границя максимуму матеріалу – термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найбільший об'єм матеріалу; тобто найбільшому граничному розміру отвору чи найменшому граничному розміру вала. Границя максимуму матеріалу відповідає фактичному розміру, що перевіряється прохідним калібром.

Границя мінімуму матеріалу – термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найменший об'єм матеріалу, тобто найменшому граничному розміру отвору чи найбільшому граничному розміру вала. Границя мінімуму матеріалу відповідає граничному розміру, що перевіряється непрохідним калібром.

Середнім розміром називається середнє значення між граничними розмірами:

$$D_{\text{сер}} = (D_{\text{max}} + D_{\text{min}}) / 2; \quad d_{\text{сер}} = (d_{\text{max}} + d_{\text{min}}) / 2. \quad (1.4)$$

Характер з'єднання деталей – *посадка*. *Зазор* – це додатня різниця між охоплюючим і охопленим розмірами деталей:

$$S_{\text{min}} = D_{\text{min}} - d_{\text{max}} = EI - es; \quad (1.5)$$

$$S_{\text{max}} = D_{\text{max}} - d_{\text{min}} = ES - ei. \quad (1.6)$$

Допуск зазору дорівнює:

$$TS = S_{\text{max}} - S_{\text{min}} = TD + Td. \quad (1.7)$$

Додатня різниця між охопленим і охоплюючим розмірами деталей називається *натягом*:

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

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = es - EI. \quad (1.9)$$

Допуск натягу TN визначається за формулою:

$$TN = N_{\text{max}} - N_{\text{min}} = TD + Td. \quad (1.10)$$

Допуск перехідної посадки:

$$T(SN) = S_{\text{max}} + N_{\text{max}} = TD + Td. \quad (1.11)$$

Таким чином, для будь-якої посадки незалежно від її виду, допуск посадки є сумою допусків отвору і вала, що утворюють з'єднання.

1.2.2. Розрахунок геометричних параметрів гладких циліндричних з'єднань

Приклад 1. Для партії штифтів установлені граничні розміри: $d_{\text{max}} = 50,011$, $d_{\text{min}} = 49,985$ мм. У партії є штифти, що мають розміри $d_{\text{д}} = 50,013$, $d_{\text{д}} = 49,976$ мм. Визначити придатність цих штифтів шляхом

порівняння дійсних розмірів і відхилів з граничними розмірами і відхилами.

Розв'язання. Порівняємо дійсні розміри з граничними. У першому випадку – $d_{д1} > d_{max}$; $d_{д1} - d_{max} = 50,013 - 50,011 = 0,002$ мм – брак виправний. У другому – $d_{д2} < d_{min}$; $d_{д2} - d_{min} = 49,976 - 49,985 = -0,009$ мм – брак не виправний.

Порівняємо дійсні відхили з граничними. Граничні відхили знаходимо за формулами (1.2) і (1.3): $es = +0,011$ мм, $ei = -0,015$ мм. Визначаємо дійсні відхили штифтів:

$$e_{д1} = d_{д1} - d = 50,013 - 50 = +0,013 \text{ мм};$$

$$e_{д2} = d_{д2} - d = 49,976 - 50 = -0,024 \text{ мм}.$$

У першого штифта $e_{д1} > es$: $e_{д1} - es = 0,013 - 0,011 = 0,002$ мм; у другого штифта $e_{д2} < ei$: $e_{д2} - ei = -0,024 - (-0,015) = -0,009$ мм.

Приклад 2. Задано: $d_{max} = 54,975$, $d_{min} = 54,950$, $d = 55$ мм. Обчислити допуск за граничними розмірами і за граничними відхилами. Записати номінальний розмір з граничними відхилами.

Розв'язання. Обчислюємо допуск за граничними розмірами: $Td = 54,975 - 54,950 = 0,025$ мм. Знаходимо граничні відхили: $es = 54,975 - 55 = -0,025$ мм; $ei = 54,950 - 55 = -0,050$ мм.

Допуск за граничними відхилами:

$Td = es - ei = -0,025 - (-0,050) = 0,025$ мм, тобто при обох способах розрахунку допуск однаковий.

У технічних документах заданий розмір буде таким – $\varnothing 55_{-0,050}^{-0,025}$.

Приклад 3. Дано посадку з зазором $\varnothing 150_{-0,143}^{+0,100}$. Визначити граничні відхили, розміри і зазори; допуски отвору, вала і посадки; середні відхили і зазор.

Розв'язання. Знаходимо номінальний розмір і відхили, мм: $D = 150$; відхили отвору $ES = +0,150$, $EI = 0$; відхили вала $es = -0,043$, $ei = -0,143$.

Визначаємо граничні розміри за формулами (1.1) і (1.2):

$$D_{max} = 150 + 0,150 = 150,150 \text{ мм}; D_{min} = 150 + 0 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{max} = 150 + (-0,043) = 149,957 \text{ мм}; d_{msn} = 150 + (-0,143) = 149,857 \text{ мм}.$$

Граничні зазори знаходимо за формулами (1.5) і (1.6):

$$S_{min} = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ мм}; S_{max} = 0,150 - (-0,143) = 0,293 \text{ мм}.$$

Граничні зазори можна визначити за граничними розмірами:

$$S_{min} = 150 - 149,957 = 0,043 \text{ мм}; S_{max} = 150,150 - 149,857 = 0,293 \text{ мм}.$$

Допуски отвору і вала знаходимо за формулами (1.3):

$TD = 150,150 - 150,000 = 0,150$ мм; $Td = 149,957 - 149,857 = 0,100$ мм
 або $TD = 0,150 - 0 = 0,150$ мм; $Td = -0,043 - (-0,143) = 0,100$ мм.

Допуск посадки знаходимо за формулою (1.7):

$TS = 0,293 - 0,043 = 0,250$ мм або $TS = 0,150 + 0,100 = 0,250$ мм.

Визначаємо середні відхили:

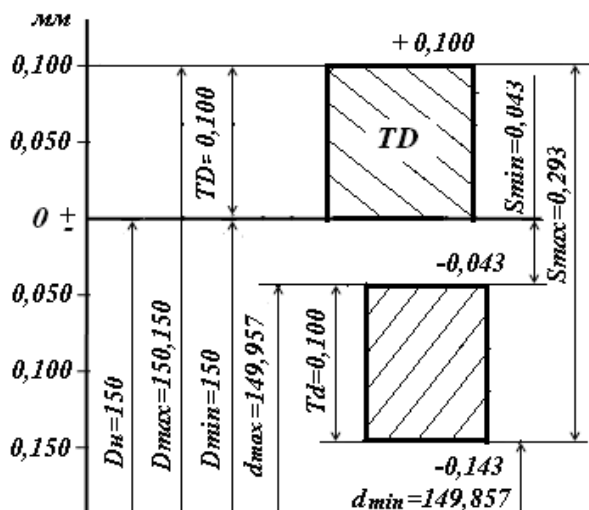


Рис. 1.1. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 150 \begin{matrix} +0,100 \\ -0,043 \\ -0,143 \end{matrix}$

отвору, вала і посадки; середні відхили і натяг; накреслити схему розташування полів допусків з'єднання.

Розв'язання. Знаходимо номінальний розмір і відхили: $D = 40$ мм; відхили отвору, $ES = -0,060$ мм, $EI = -0,099$ мм; відхили вала $es = 0$, $ei = -0,039$ мм.

Граничні розміри визначаємо за формулами (1.1) і (1.2):

$D_{max} = 40 + (-0,060) = 39,940$ мм; $D_{min} = 40 + (-0,099) = 39,901$ мм;

$d_{max} = 40 + 0 = 40,000$ мм; $d_{min} = 40 + (-0,039) = 39,961$ мм.

Граничні натяги знаходимо за формулами (1.8) і (1.9):

$N_{min} = 0,039 - (-0,060) = 0,021$ мм; $N_{max} = 0 - (-0,099) = 0,099$ мм.

Граничні натяги можна визначити за граничними розмірами:

$N_{min} = 39,961 - 39,940 = 0,021$ мм; $N_{max} = 40,000 - 39,901 = 0,099$ мм.

Допуски отвору і вала знаходимо за формулою (1.3):

$TD = 39,940 - 39,901 = 0,039$ мм; $Td = 40,000 - 39,961 = 0,039$ мм

або $TD = -0,060 - (-0,099) = 0,039$ мм; $Td = 0 - (-0,039) = 0,039$ мм.

Допуск посадки знаходимо за формулою (1.10):

$TN = 0,099 - 0,021 = 0,078$ мм або $TN = 0,039 + 0,039 = 0,078$ мм.

Середній натяг знаходимо за формулою:

$E_{сер} = (ES + EI)/2 = (+0,100+0)/2 = +0,050$ мм; $e_{сер} = (es + ei)/2 = [-0,043+(-0,143)]/2 = -0,093$ мм.

Середній зазор знаходимо за формулою:

$S_{сер} = (S_{max} + S_{min})/2 =$

$= (0,293 + 0,043)/2 = 0,168$ мм.

Схема розташування полів допусків з'єднання наведено на рис. 1.1.

Приклад 4. Дано посадку з натягом

$\varnothing 40 \begin{matrix} -0,060 \\ -0,099 \\ -0,039 \end{matrix}$. Визначити граничні

відхили, розміри і натяги; допуски

відхили, розміри і натяги; допуски

$$N_{\text{сер}} = (N_{\text{min}} + N_{\text{max}}) / 2 = (0,021 + 0,099) / 2 = 0,060 \text{ мм.}$$

Схема розташування полів допусків з'єднання наведено на рис. 1.2.

Приклад 5. Дано перехідну посадку $\varnothing 100 \begin{matrix} -0,010 \\ -0,045 \\ -0,022 \end{matrix}$. Визначити

граничні відхили, розміри зазори і натяги; допуски отвору, вала і посадки; середні відхили, середні зазор і натяг; накреслити схему полів допусків з'єднання.

Розв'язання. Знаходимо номінальний розмір і відхили отвору і вала, мм: $D = 100$; $ES = -0,010$, $es = 0$, $EI = -0,045$; $ei = -0,022$.

Граничні розміри визначаємо за формулами (1.1) і (1.2):

$$D_{\text{max}} = 100 + (-0,010) = 99,990 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{min}} = 100 + (-0,045) = 99,955 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{max}} = 100 + 0 = 100,000 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{min}} = 100 + (-0,022) = 99,978 \text{ мм.}$$

За формулами (1.6) і (1.9) знаходимо граничні зазор і натяг:

$$S_{\text{max}} = -0,010 - (-0,022) = 0,012 \text{ мм; } N_{\text{max}} = 0 - (-0,045) = 0,045 \text{ мм.}$$

$$S_{\text{min}} = 99,990 - 99,978 = 0,012 \text{ мм; } N_{\text{min}} = 100,000 - 99,955 = 0,045 \text{ мм.}$$

Допуски отвору і вала знаходимо за формулою (1.3):

$$TD = 99,990 - 99,955 = 0,035 \text{ мм; } Td = 100,000 - 99,978 = 0,022 \text{ мм}$$

$$\text{або } TD = -0,010 - (-0,045) = 0,035 \text{ мм; } Td = 0 - (-0,022) = 0,022 \text{ мм.}$$

Допуск посадки знаходимо за формулою (1.11):

$$TN = 0,012 + 0,045 = 0,057 \text{ мм або } TN = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ мм.}$$

Середні відхили визначаємо за формулами:

$$E_{\text{сер}} = (ES + EI) / 2 = [-0,010 + (-0,045)] / 2 = -0,0245 \text{ мм;}$$

$$e_{\text{сер}} = (es + ei) / 2 = [0 + (-0,022)] / 2 = -0,011 \text{ мм.}$$

Середній натяг знаходимо за формулою:

$$N_{\text{сер}} = \frac{N_{\text{min}} + N_{\text{max}}}{2} = \frac{-0,012 + 0,045}{2} = 0,0165 \text{ мм.}$$

Схема розташування полів допусків з'єднання наведено на рис. 1.3.

Приклад 6. Дано гладке циліндричне з'єднання втулки шатуна і

пальця поршня двигуна СМД-60: $\varnothing 42 \begin{matrix} +0,038 \\ +0,023 \\ +0,001 \\ -0,009 \end{matrix}$; втулка шатуна (отвір)

$\varnothing 42 \begin{matrix} +0,038 \\ +0,023 \end{matrix}$; палець поршня (вал) $\varnothing 42 \begin{matrix} +0,001 \\ -0,009 \end{matrix}$. Умовні позначення і числові значення номінальних розмірів і граничних відхилів отвору і вала:

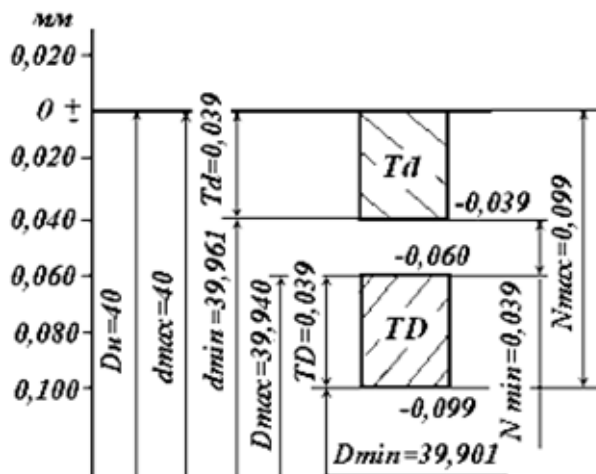
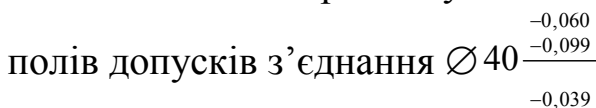
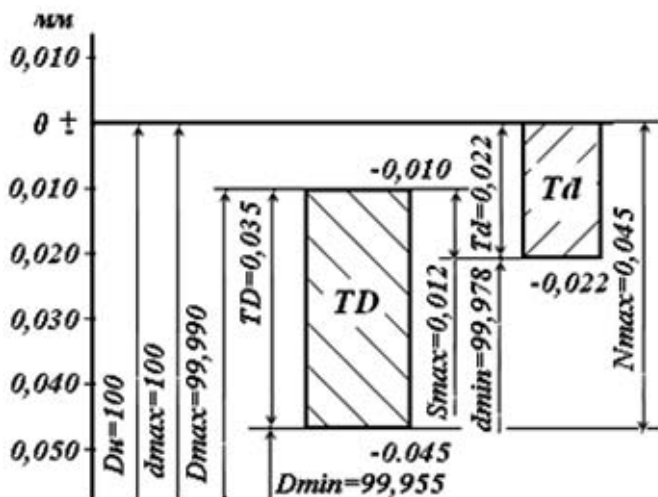


Рис. 1.2. Схема розташування



отвір: $D = 42$ мм; $ES = +0,038$ мм, $EI = +0,023$ мм;



вал: $d = 42$ мм; $es = +0,001$ мм, $ei = -0,009$ мм.

Граничні розміри отвору і вала рахуємо за формулами (1.1) і (1.2):

$$D_{\max} = 42 + 0,038 = 42,038 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 42 + 0,023 = 42,023 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = 42 + 0,001 = 42,001 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = 42 + (-0,009) = 41,991 \text{ мм}.$$

Допуски розмірів діаметрів отвору і вала підраховуємо за формулою (1.3):

$$TD = 42,038 - 42,023 = 0,015 \text{ мм};$$

$$Td = 42,001 - 41,991 = 0,010 \text{ мм};$$

Рис. 1.3. Схема розташування полів

$$\text{допусків з'єднання } \varnothing 100 \frac{\begin{matrix} -0,010 \\ -0,045 \\ -0,022 \end{matrix}}$$

або $TD = +0,038 - 0,023 = 0,015$ мм; $Td = 0,001 - (-0,009) = 0,010$ мм.

Схема розташування полів допусків з'єднання наведено на рис. 1.4.

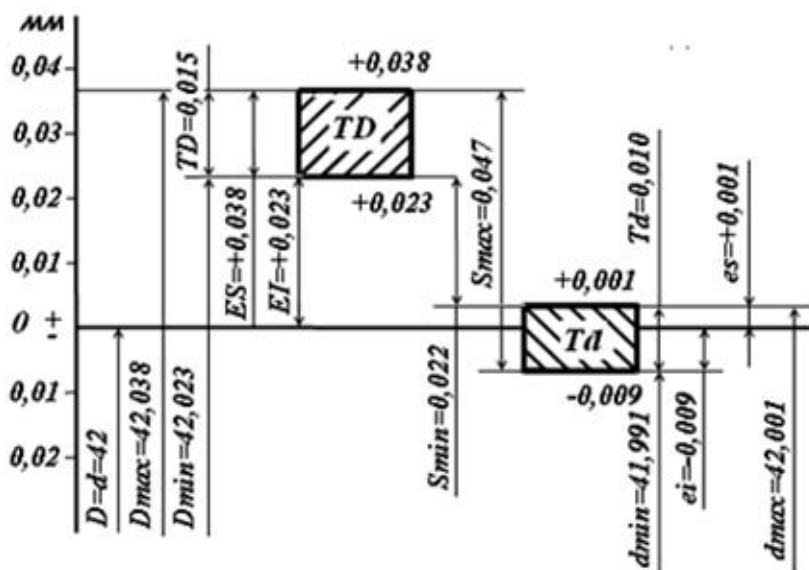


Рис. 1.4. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 42 \frac{\begin{matrix} +0,038 \\ +0,023 \\ +0,001 \\ -0,009 \end{matrix}}$.

Із схеми бачимо, що поле допуску вала розташоване нижче від поля допуску отвору, отже задана посадка буде з зазором і для неї визначаємо граничні значення зазору:

$$S_{\min} = 42,023 - 42,001 = 0,022 \text{ мм або } S_{\min} = 0,023 - 0,001 = 0,022 \text{ мм}.$$

$$S_{\max} = 42,038 - 41,991 = 0,047 \text{ мм або } S_{\max} = 0,038 - (-0,009) = 0,047 \text{ мм}.$$

Допуск посадки (допуск зазору) визначається за формулою (1.7):

$$TS = 0,047 - 0,022 = 0,025 \text{ мм} \text{ або } TS = 0,015 + 0,010 = 0,025 \text{ мм.}$$

Складальне і подетальні креслення з'єднання наведено на рис. 1.5.

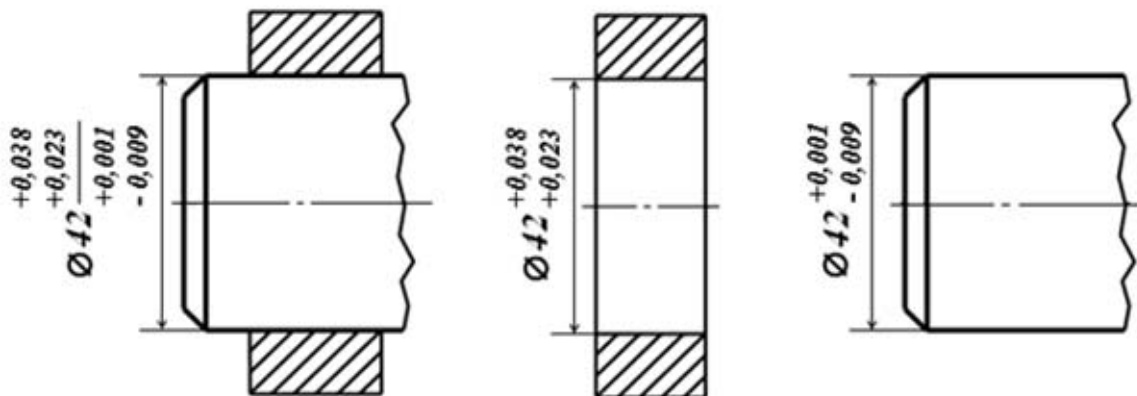


Рис. 1.5. Складальний і подетальні кресленики з'єднання

1.2.3. Контрольні питання

1. Наведіть приклади внутрішніх і зовнішніх поверхонь різної геометричної форми з ескізами.
2. Які поверхні називають сполученими і не сполученими? Які з них повинні мати вищу точність розмірів, форми і розташування? У яких випадках ставлять жорсткіші вимоги до шорсткості поверхні?
3. Розгляньте з'єднання, що утворені за допомогою: а) призматичної шпонки; б) клинової шпонки; в) прямобічних шліців; г) трикутних шліців; д) евольвентних шліців; е) болта, поставленого в отвір із зазором; ж) болта, поставленого в отвір без зазору; з) вальниці кочення; і) вальниці ковзання. Накресліть ескізи деталей, що створюють задане з'єднання, вкажіть, яку форму мають охоплюючі й охоплювані поверхні, що сполучаються.
4. Які розміри називають номінальними і як їх визначити.
5. Які розміри називають дійсними? Від чого залежать і в яких межах повинні бути їх числові значення?
6. Різновиди і призначення граничних розмірів.
7. Що називають допуском? Наведіть формули для обчислення допуску через граничні розміри отвору і вала.
8. Що називають відхилом розміру? Наведіть формули для обчислення дійсних, граничних і середніх відхилів.
9. Що називають нульовою лінією і полем допуску?
10. Графічний спосіб зображення полів допусків через граничні розміри.
11. Графічний спосіб зображення полів допусків через граничні відхили і його переваги.
12. Чи може допуск дорівнювати нулю або бути від'ємним?

13. Чи можна враховувати відхил лише за абсолютною величиною і які вони можуть мати числові значення?

14. В якій розмірності показують відхили і допуски на креслениках і в довідниках?

15. Правила позначення допусків і граничних відхилів на креслениках.

16. Що характеризує одиниця допуску і залежно від якого параметру деталі вона визначається?

17. Що називають квалітетом і як обчислюють допуски для різних квалітетів?

18. Чим пояснюється зміна величини допуску різних номінальних розмірів у межах одного і того ж квалітету?

19. Чи можна, порівнюючи тільки значення допусків, що установлені на два різні розміри, сказати, на який з цих розмірів призначений точніший допуск?

20. Що називають посадкою? Чому вони введені і якими параметрами характеризуються.

21. Назвіть три групи посадок, їх назви і для яких з'єднань їх застосовують.

22. Що називають зазором і які види зазорів бувають?

23. Наведіть формули для обчислення зазорів через граничні розміри і граничні відхили.

24. Який зазор називають дійсним і як він може бути обчислений?

25. Що називають натягом і які види натягів бувають?

26. За рахунок чого утворюється натяг і здійснюється збирання отворів і валів з натягом?

27. Як зв'язані зазори і натяги?

1.2.4. Задачі

1. Для розміру 40 мм задано такі відхили, мкм: а) $ES = +89$, $EI = +39$, $es = 0$, $ei = -39$; б) $ES = +39$, $EI = 0$, $es = +19,5$, $ei = -19,5$. Записати розмір із заданими відхилами, порахувати допуски і знайти граничні розміри.

2. Задано: а) $\varnothing 25^{+0,098}_{+0,065}$; б) $\varnothing 32^{+0,062}$; в) $\varnothing 60 \pm 0,025$; г) $\varnothing 25^{-0,065}_{-0,098}$; д) $\varnothing 30_{-0,062}$. Визначити номінальні й граничні розміри, граничні відхили і допуски.

3. Задано граничні розміри, мм: а) $\varnothing 14,0055$ і $\varnothing 13,9945$; б) $\varnothing 28,013$ і $\varnothing 28$; в) $\varnothing 42,042$ і $\varnothing 42,026$; г) $\varnothing 552,97$ і $\varnothing 55,951$; д) $\varnothing 90$ і $\varnothing 859,978$. Визначити граничні відхили, номінальні розміри з граничними відхилами і накреслити спрощену схему розташування полів допусків.

4. Задано: а) $D_{\min} = 70,968$ мм і $TD = 46$ мкм; б) $D_{\max} = 125,020$ мм і

$EI = -43$ мкм. Визначити відповідно D, D_{\max}, ES, EI і D, D_{\min}, ES, TD .

5. Задано: а) $D_{\max} = 10,15, D_{\min} = 10$ мм; б) $D_{\max} = 100,22, D_{\min} = 100$ мм.

Варіант	D, мм	es, мкм	ei, мкм	Варіант	D, мм	es, мкм	ei, мкм
1	2	-6	-12	10	190	-50	-96
2	4	0	-8	11	270	-190	-400
3	8	+10	+1	12	315	+405	-405
4	16	+23	+12	13	350	-62	-151
5	20	+48	+35	14	450	-230	-480
6	35	+85	+60	15	500	+630	+230
7	68	+50	+20	16	720	+265	+185
8	90	0	-35	17	900	+300	+210
9	140	+20	-20	18	1100	+1555	+1450

Якій розмір має більшу точність.

6. Задано номінальний розмір і граничні відхили вала.

Визначити граничні розміри і записати умовне позначення номінального розміру з граничними відхилами.

7. Задано граничні розміри і дійсні відхили вала.

Варіант	$d_{\max},$ мм	$d_{\min},$ мм	$e_d,$ мкм	Варіант	$d_{\max},$ мм	$d_{\min},$ мм	$e_d,$ мкм
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2,475	2,455	+1	9	150,115	150,015	100
2	4,970	4,922	-15	10	200,235	200,050	49
3	7,975	7,885	-120	11	280,414	280,094	450
4	14,984	14,914	-30	12	320,420	320,190	100
5	24,935	24,883	-75	13	449,770	449,673	-300
6	49,950	49,911	-25	14	500,515	500,144	250
7	69,970	69,940	-40	15	559,740	559,670	-500
8	99,988	99,934	-65	16	670,155	670,030	800

Знайти номінальний і дійсний розміри деталі, обчислити граничні відхили, визначити придатність деталі за граничними розмірами і граничними відхилами, навести позначення номінального розміру з граничними відхилами. Накреслити схеми полів допусків за граничними розмірами (не в масштабі) і за граничними відхилами (в масштабі), показати на них дійсний розмір і дійсний відхил.

8. Точність розмірів, що охоплюються, а також їх полів допусків повністю характеризується такими параметрами: $D, d_{\max}, d_{\min}, es, ei, e_{\text{ср}}, Td$. За даними, що наведені в таблиці, знайти невідомі із названих вище параметрів, привести умовне позначення номінального розміру з граничними відхилами. Накреслити схеми полів допусків за граничними розмірами (не в масштабі) і за граничними відхилами (в масштабі).

Вариант	Параметри	Вариант	Параметри
1	$d_{\max} = 2,016 \text{ мм}, e_i = 2 \text{ мкм} .$	10	$D = 63 \text{ мм}, e_i = -186 \text{ мкм}, Td = 140 \text{ мкм}.$
2	$d_{\text{сер}} = 5,971 \text{ мм}, Td = 12 \text{ мкм} .$	11	$D = 600 \text{ мм}, e_s = -580 \text{ мкм}, Td = 280 \text{ мкм}.$
3	$d_{\max} = 9,0461 \text{ мм}, Td = 36 \text{ мкм} .$	12	
4	$d_{\max} = 9,0461 \text{ мм}, d_{\min} = 15,914 \text{ мкм} .$	13	$d_{\min} = 450,023 \text{ мм}, e_{\text{сер}} = +54,5 \text{ мкм}.$
5	$d_{\min} = 39,891 \text{ мм}, e_{\text{сер}} = -59 \text{ мкм} .$	14	$d_{\max} = 300,555 \text{ мм}, Td = 130 \text{ мкм}.$
6	$d_{\max} = 90,291 \text{ мм}, e_{\text{сер}} = +181 \text{ мкм} .$	15	$d_{\max} = 710,288 \text{ мм}, e_{\text{сер}} = +188 \text{ мкм}.$
7	$d_{\max} = 140,210 \text{ мм}, e_i = +170 \text{ мкм} .$	16	$D = 900 \text{ мм}, e_s = -320 \text{ мкм}, e_s = -460 \text{ мкм}.$
8	$d_{\min} = 240 \text{ мкм}, Td = 115 \text{ мкм} .$	17	$d_{\max} = 180,373 \text{ мм}, Td = 63 \text{ мкм}.$
9	$D = 28 \text{ мм}, e_i = +41 \text{ мкм}, e_s = +74 \text{ мкм}.$	18	$d_{\min} = 315 \text{ мкм}, Td = 81 \text{ мкм}.$

9. Визначити граничні розміри і відхили, допуски деталей і посадок, зазори і натяги за такими даними:

а) $\varnothing 20 \frac{+0,011}{-0,006} / \frac{-0,014}{+0,009}$; б) $\varnothing 20 \frac{+0,011}{+0,009} / \frac{+0,001}{+0,001}$; в) $\varnothing 20 \frac{+0,011}{+0,031} / \frac{+0,023}{+0,023}$; г) $\varnothing 20 \frac{+0,017}{+0,006} / \frac{-0,008}{-0,008}$. Накреслити схему

розташування полів допусків.

10. Відомі такі розміри з'єднання: $D = 90 \text{ мм}, -Td = e_i = -22 \text{ мкм}; TD = 35 \text{ мкм}$. Визначити: $S_{\min}, TP, ES, EI, D_{\max}, D_{\min}$.

11. Для посадки в системі вала відомо: $D = 63 \text{ мм}, S_{\max} = 152 \text{ мкм}, S_{\min} = 60 \text{ мкм}, TD = Td$. Визначити граничні розміри і відхили, TD, Td, TP, TS . Накреслити схему полів допусків.

12. Для посадки в системі отвору відомо: $D = 50 \text{ мм}, S_{\max} = 152 \text{ мкм}, TD = 25 \text{ мкм}, Td = 18 \text{ мкм}, N_{\min} = 18 \text{ мкм}$. Визначити граничні розміри і відхили, N_{\max}, TP, TN . Накреслити схему полів допусків.

13. Задано граничні розміри отвору $D_{\max} = 125,040 \text{ мм}, D_{\min} = 125 \text{ мм}$ і вала, мм: а) $d_{\max} = 124,915, d_{\min} = 124,875$; б) $d_{\max} = 125,0835, d_{\min} = 125,043$; в) $d_{\max} = 125,117, d_{\min} = 125,092$; г) $d_{\max} = 122,020, d_{\min} = 124,980$;

д) $d_{\max} = 125,028$, $d_{\min} = 125,003$.

Визначити зазори, натяги і допуски з'єднання. Накреслити спрощену схему розташування полів допусків.

14. Дано $D = 200$ мм, посадки в системі отвору, мкм: а) $TD = Td$, $ТП = 144$, $S_{\min} = 240$; б) $TD = ES = 46$, $es = 0$, $ТП = 75$; в) $Td = 46$, $es = 77$, $ТП = 118$; г) $Td = TD = 72$, $N_{\max} = 308$.

Визначити невідомі параметри з'єднання. Накреслити спрощену схему розташування полів допусків.

15. Задано посадку з зазором: а) $\varnothing 4 \begin{matrix} +0,014 \\ 0 \\ -0,020 \\ -0,034 \end{matrix}$; б) $\varnothing 6 \begin{matrix} +0,016 \\ +0,004 \\ 0 \\ -0,008 \end{matrix}$; в) $\varnothing 10 \begin{matrix} +0,022 \\ 0 \\ -0,025 \\ -0,040 \end{matrix}$;
 г) $\varnothing 20 \begin{matrix} +0,027 \\ +0,016 \\ 0 \\ -0,008 \end{matrix}$; д) $\varnothing 150 \begin{matrix} +0,100 \\ -0,043 \\ -0,143 \end{matrix}$; е) $\varnothing 200 \begin{matrix} +0,335 \\ +0,170 \\ 0 \\ -0,185 \end{matrix}$; ж) $\varnothing 280 \begin{matrix} +0,052 \\ 0 \\ -0,017 \\ -0,049 \end{matrix}$; з) $\varnothing 315 \begin{matrix} +0,740 \\ +0,600 \\ 0 \\ -0,089 \end{matrix}$;
 і) $\varnothing 460 \begin{matrix} +0,040 \\ 0 \\ -0,027 \end{matrix}$; к) $\varnothing 540 \begin{matrix} +0,960 \\ +0,520 \\ 0 \\ -0,440 \end{matrix}$; л) $\varnothing 500 \begin{matrix} +0,063 \\ 0 \\ \pm 0,020 \end{matrix}$; м) $\varnothing 350 \begin{matrix} \pm 0,044 \\ 0 \\ -0,089 \end{matrix}$; н) $\varnothing 120 \begin{matrix} \pm 0,043 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{matrix}$.

Визначити граничні відхили, розміри і зазори; допуски отвору, вала, посадки; середні відхили і зазори. Накреслити схему розташування полів допусків.

16. Задано посадку з натягом: а) $\varnothing 160 \begin{matrix} -0,085 \\ -0,125 \\ 0 \\ -0,025 \end{matrix}$; б) $\varnothing 20 \begin{matrix} +0,013 \\ 0 \\ +0,031 \\ +0,022 \end{matrix}$;
 в) $\varnothing 40 \begin{matrix} -0,060 \\ -0,099 \\ 0 \\ -0,039 \end{matrix}$; г) $\varnothing 600 \begin{matrix} +0,110 \\ 0 \\ +0,520 \\ +0,450 \end{matrix}$; д) $\varnothing 710 \begin{matrix} -0,175 \\ -0,255 \\ 0 \\ -0,080 \end{matrix}$; е) $\varnothing 950 \begin{matrix} +0,230 \\ 0 \\ +1,440 \\ +1,300 \end{matrix}$; ж) $\varnothing 200 \begin{matrix} -0,157 \\ -0,186 \\ 0 \\ -0,020 \end{matrix}$;
 з) $\varnothing 82 \begin{matrix} +0,054 \\ 0 \\ +0,312 \\ +0,258 \end{matrix}$; і) $\varnothing 105 \begin{matrix} -0,041 \\ -0,076 \\ 0 \\ -0,022 \end{matrix}$; к) $\varnothing 135 \begin{matrix} +0,025 \\ 0 \\ +0,110 \\ +0,092 \end{matrix}$; л) $\varnothing 120 \begin{matrix} +0,035 \\ 0 \\ -0,120 \\ -0,340 \end{matrix}$; м) $\varnothing 52 \begin{matrix} \pm 0,037 \\ -0,100 \\ -0,174 \end{matrix}$.

Визначити граничні відхили, розміри і натяги; допуски отвору, вала, посадки; середні відхили і натяги. Накреслити схему розташування полів допусків.

17. Задано перехідну посадку: а) $\varnothing 6 \begin{matrix} +0,005 \\ 0 \\ +0,005 \\ +0,001 \end{matrix}$; б) $\varnothing 10 \begin{matrix} -0,004 \\ -0,010 \\ 0 \\ -0,004 \end{matrix}$; в) $\varnothing 50 \begin{matrix} +0,007 \\ -0,018 \\ 0 \\ -0,016 \end{matrix}$;
 г) $\varnothing 30 \begin{matrix} +0,009 \\ 0 \\ \pm 0,016 \end{matrix}$; д) $\varnothing 75 \begin{matrix} +0,046 \\ 0 \\ +0,050 \\ +0,020 \end{matrix}$; е) $\varnothing 100 \begin{matrix} -0,010 \\ -0,045 \\ 0 \\ -0,022 \end{matrix}$; ж) $\varnothing 175 \begin{matrix} +0,025 \\ 0 \\ +0,033 \\ +0,015 \end{matrix}$; з) $\varnothing 240 \begin{matrix} +0,022 \\ -0,050 \\ 0 \\ -0,046 \end{matrix}$;
 і) $\varnothing 260 \begin{matrix} +0,052 \\ 0 \\ +0,052 \\ +0,020 \end{matrix}$; к) $\varnothing 350 \begin{matrix} \pm 0,018 \\ 0 \\ -0,036 \end{matrix}$; л) $\varnothing 60 \begin{matrix} +0,030 \\ 0 \\ +0,021 \\ +0,002 \end{matrix}$; м) $\varnothing 315 \begin{matrix} +0,0562 \\ 0 \\ +0,066 \\ +0,034 \end{matrix}$.

Визначити граничні відхили, розміри, натяги і зазори; допуски отвору, вала, посадки; середні відхили, натяги і зазори. Накреслити схему розташування полів допусків.

1.3. Основні відомості по обробці результатів вимірювань

Обробка результатів вимірювань широко застосовується при дослідженнях і в виробничій практиці, наприклад, для: аналізу технологічних процесів і встановлення технологічних допусків, визначення статистичних характеристик установочних і вибірковок партій деталей, тобто при статистичному контролі і регулюванні якості продукції і т.п.

При виготовленні партії деталей неминує відбувається розсіювання їх розмірів, що виявляється при вимірюваннях. Може бути викликано недосконалістю обладнання, пристроїв, робочих і вимірювальних інструментів, коливанням режимів обробки, помилками оператора і т.п. Тому результат вимірювання конкретної деталі є випадкові величини. Випадковими величинами є і похибка розміру деталі, тобто різниця між завданням розміром і результатом вимірювання.

Унаслідок викладеного, для обробки результатів вимірювань, як і інших випадкових величин, використовують методи теорії ймовірностей і математичної статистики.

За способом отримання числового значення величини, що вимірюються, виміри підрозділяють на:

- прямі, при яких шукане значення величини знаходять безпосередньо їх емпіричних (дослідних) даних;
- посередні, при яких шукане значення величини знаходять на підставі відомої залежності між цією величиною і величинами, які піддаються прямим вимірюванням;
- сукупні, які являють собою проведені одночасно вимірювання декількох однойменних величин, при яких шукані значення величин знаходять рішенням систем рівнянь, що отримуються при прямих вимірюваннях різних сполучень цих величин.

1.3.1. Числові характеристики і закони розподілу

Результати вимірювань, як і інші випадкові величини, характеризуються визначеним законом розподілення (функцією щільності ймовірності). Щільність ймовірності є межею відношення ймовірності попадання випадкової величини в деякий інтервал до величини цього інтервалу при його необмеженому зменшенні. Функція щільності ймовірності $y(x)$ є похідної від інтегральної функції розподілення $\Phi(x)$, що описує імовірність того, що випадкова величина буде менш певного визначеного значення.

Найважливішими числовими характеристиками випадкових величин є математичне очікування (центр розподілення) M і дисперсія D , які визначаються за формулами:

$$M = \int x \cdot y(x) \cdot dx; \quad (1.12)$$

$$D = \int (x - M)^2 y(x) \cdot dx. \quad (1.13)$$

Вони характеризують відповідно середнє значення і степiнь розкиду випадкової величини. Величина $\sigma = \sqrt{D}$ називається середнім квадратичним відхилом.

В галузі взаємозамiнності і технічних вимiрювань найбільше часто зустрічаються наступні закони розподiлення.

Нормальний (закон Гауса), що характеризується рiвнянням:

$$y(x) = y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1.14)$$

де $y(x)$ щiльнiсть розсiювання ймовiрностей; a і σ – параметри розсiювання; x – аргумент функції щiльнiсть ймовiрностi, тобто випадкова величина, $-\infty < x < +\infty$.

Йому пiдпорядковуються випадковi величини, на якi впливають значне число факторiв. Він найчастiше проявляється при обробцi деталей на верстатах-автоматах, при вимiрюваннi унiверсальними засобами вимiрювання: штангенiнструментами, мiкрометричними iнструментами, iндикаторними приладами, тощо (рис. 1.6, а).

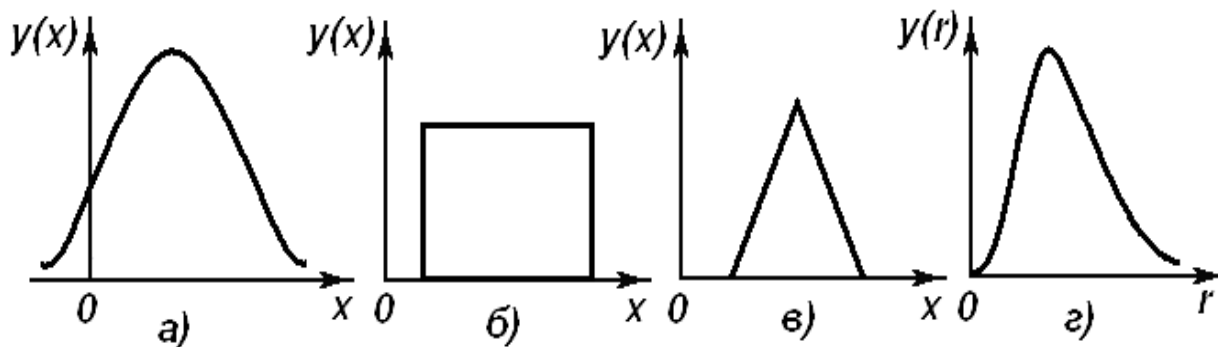


Рис. 1.6. Закони розсiювання випадкових величин:

а) нормального розподiлу; б) рiвноi ймовiрностi;

в) рiвнобедреного трикутника; г) Релея

Закон рiвноi ймовiрностi (рiвноiрної щiльностi). Йому пiдпорядковуються випадковi величини, на якi впливає рiзко доминирующий фактор, що рiвноiрно змiнюється в просторi чи часi.

Наприклад, при виготовленнi деталi точiнням спрацювання рiзця є головним серед iнших факторiв і рiвноiрно змiнюється в часi. Розмiри деталей у партiї, що виготовляється, також рiвноiрно змiнюватимуться в часi. Перша деталь матиме розмiр x_1 , остання – розмiр x_n . Оскiльки пiд час складання порядковi номера деталей не зберiгаються, то для робiтника-складальника будь-який розмiр x – примiрника деталi буде випадковим i таким, що має однакову ймовiрнiсть з усiма iншими розмiрами даної партiї.

Можливи значення випадкових величин рiвно ймовiрнi і лежать в

межах певного інтервалу від a до b (рис. 1.6, б):

$$y(x) = 2/(a - b). \quad (1.15)$$

Для нього $M = (a + b)/2$; $\sigma = (b - a)/2\sqrt{3}$.

Закон рівнобедреного трикутника (закон Сімпсона). Йому підпорядковуються випадкові величини, на які сумарно впливають два різко домінуючих фактори (рис. 1.6, в):

$$y(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x \leq a; \\ 4(x - a) / (b - a)^2 & \text{при } a < x \leq (a + b)/2; \\ 4(b - x) / (b - a)^2 & \text{при } (a + b)/2 \leq x < b; \\ 0 & \text{при } x \geq b. \end{cases} \quad (1.16)$$

Для нього $M = (a + b)/2$; $\sigma = (b - a)/2\sqrt{6}$.

Закон Релея. Йому підпорядковуються випадкові величини, що незалежно розподіляються по ортогональним осям x і y по нормальному закону з параметрами $M_x = M_y = 0$ і $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$ (рис. 1.6, в):

$$y(x) = r/\sigma^2 \exp(-r^2/2\sigma^2). \quad (1.17)$$

$$\text{Тут } r = \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Цей закон можна чекати для випадків: радіального биття двох номінально співвісних циліндричних поверхонь, конусності твірних циліндричних поверхонь, відхилу від перпендикулярності двох площин чи осі до площини, відхилу від перпендикулярності двох площин.

1.3.2. Визначення емпіричних характеристик ряду прямих вимірювань

Через обмеженість числа результатів вимірювань при обробці замість математичного очікування і дисперсії отримують їх наближені оцінки – відповідно емпіричне середнє \bar{x} і емпіричну дисперсію D^2 , які характеризують середній результат вимірювання і ступінь розкиду результатів.

Якщо число n результатів вимірювань x_i невелике (менше за 25), \bar{x} і D^2 визначають із виразів:

$$\bar{x} = \sum x_i / n; \quad (1.18)$$

$$D^2 = \sum (x_i - \bar{x})^2 / (n - 1); \quad (1.19)$$

$$\text{Або } D^2 = n[\sum (x_i - \bar{x})^2 / n] / (n - 1). \quad (1.20)$$

При більшому числі результатів вимірювань, які виражаються однозначними чи двозначними числами, їх розбивають на рівні інтервали і роблять підрахунок частот m_i , що відповідають кожному інтервалу i .

Тоді

$$\bar{x} = \sum m_i \cdot x_i / \sum m_i; \quad (1.21)$$

$$D^2 = \sum m_i \cdot x_i^2 / \sum m_i - \bar{x}^2. \quad (1.22)$$

У виразах (1.21) і (1.22) x_i – значення, що відповідає середині i -го інтервалу; n – число інтервалів, що вибирається в межах від 10 до 15 залежно від зони розсіювання результатів вимірювань і прийнятої величини інтервала. Зона розсіювання дорівнює різниці між найбільшим і найменшим результатами вимірювань. Величину інтервала при вимірюванні розмірів зручно вибрати із ряду $1 \cdot 10^k$, $2 \cdot 10^k$, $5 \cdot 10^k$.

Тут k – ціле додатне, від'ємне число чи нуль.

Приклад 1. При вимірюванні величин радіальних биття зовнішньої поверхні втулок отримано 200 вимірів: від 0,01 до 0,25 мм. Величину зони розсіювання – 0,24 мм переважно всього розбити на 12 інтервалів по 0,02 мм. Послідовність обробки наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Характеристики розсіювання радіальних биття зовнішньої поверхні втулок

Номер інтервалу	Межі інтервалів		Середина інтервалу, x_i , мм	Відносна частота, m_i	$m_i \cdot x_i$	$m_i \cdot x_i^2$
	понад	до (включно)				
1	2	3	4	5	6	7
1	0,00	0,02	0,01	10	0,01	0,0010
2	0,02	0,04	0,03	35	1,05	0,0315
3	0,04	0,06	0,05	38	1,90	0,0950
4	0,06	0,08	0,07	33	2,31	0,1617
5	0,08	0,10	0,09	24	2,16	0,1944
6	0,10	0,12	0,11	25	2,75	0,3025
7	0,12	0,14	0,13	17	2,21	0,1873
8	0,14	0,16	0,15	5	0,75	0,1125
9	0,16	0,18	0,17	7	1,19	0,2023
10	0,18	0,20	0,19	3	0,57	0,1083
11	0,20	0,22	0,21	2	0,42	0,0882
12	0,22	0,24	0,23	1	0,23	0,0529
Сума				200	15,64	1,5376

Розв'язання. Рахуємо: емпіричне середнє значення

$$\bar{x} = \sum m_i \cdot x_i / \sum m_i = 15,64/200 \approx 0,078 \text{ мм};$$

емпіричну дисперсію

$$\sigma_r^2 = (\sum m_i \cdot x_i^2 / \sum m_i) - \bar{x}^2 = (1,537/200) - 0,0782^2 = 0,0016 \text{ мм}^2.$$

Емпіричний середній квадратичний відхил

$$D = \sqrt{\sigma_r^2} = \sqrt{0,0016} = 0,04 \text{ мм}.$$

Якщо результати вимірювань виражені двозначними числами і більше, розрахунок доцільно вести шляхом введення нової випадкової величини x'_i :

$$x'_i = (x_i - x_0)/h, \tag{1.23}$$

де x_0 – умовне середнє (звичайно приймається одно із значень x_i , що лежить в середині ряду); h – величина інтервалу.

Обчислюємо навчальні моменти перший a_1 і другий a_2 :

$$a_1 = \sum m_i \cdot x'_i / \sum m_i; \quad (1.24)$$

$$a_2 = \sum m_i \cdot x_i'^2 / \sum m_i. \quad (1.25)$$

Після чого визначаємо \bar{x} і D із виразів:

$$\bar{x} = x_0 + a_1 \cdot h; \quad (1.26)$$

$$D = h \sqrt{a_2 - a_1^2}. \quad (1.27)$$

Приклад 2. При вимірюванні діаметра валиків для партії 360 шт. найбільший розмір дорівнює 41,923 мм, а найменший – 41,898 мм. Величину зони розсіювання – 25 мкм переважно всього розбити на 13 інтервалів по 2 мкм. Послідовність обробки наведено в табл. 1.2, де x_0 прийнято рівним 41,910 мм.

Таблиця 1.2

Характеристики розсіювання розмірів валиків

Номер інтервалу	Межі інтервалів		Середина інтервалу, x_i , мм	Частота, m_i	x_i'	$m_i \cdot x_i'$	$m_i \cdot x_i'^2$
	понад	до (включно)					
1	41,897	41,899	41,898	1	-6	-6	35
2	41,899	41,901	41,900	3	-5	-13	75
3	41,901	41,903	41,902	6	-4	-24	96
4	41,903	41,905	41,904	27	-3	-81	243
5	41,905	41,907	41,906	35	-2	-70	140
6	41,907	41,909	41,908	48	-1	-48	48
7	41,909	41,911	41,910	68	0	0	0
8	41,911	41,913	41,912	68	1	68	68
9	41,913	41,915	41,914	33	2	66	132
10	41,915	41,917	41,916	36	3	108	324
11	41,917	41,919	41,918	27	4	108	432
12	41,919	41,921	41,920	5	5	25	125
13	41,921	41,923	41,922	3	6	18	108
Сума				360		149	1827

Розв'язання. Визначаємо початкові моменти:

перший $a_1 = \sum m_i \cdot x_i' / \sum m_i = 149/360 = 0,414$;

другий $a_2 = \sum m_i \cdot x_i'^2 / \sum m_i = 1827/360 = 5,08$.

Емпірично середнє значення

$$\bar{x} = x_0 + a_1 \cdot h = 41,910 + 0,414 \cdot 0,002 \approx 41,911 \text{ мм.}$$

Емпіричний середній квадратичний відхил

$$D = h \sqrt{a_2 - a_1^2} = 0,002 \sqrt{(5,8 - 0,414^2)} = 0,0044 \text{ мм.}$$

Вияток результатів вимірювань, що різко виділяються. Коли

генеральний середній квадратичний відхил σ невідомий, при перевірці сумнівного (максимального або мінімального) результат вимірювання x_i визначається відношення:

$$U_i = |x_i - \bar{x}| / D. \quad (1.28)$$

Коли це відношення перевищує де яке, визначене при заданому рівні значимості α значення β , рахують, що генеральна сукупність результатів не включає в себе x_i . Значення β залежно від об'єму вибірки N наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Значення β залежно від об'єму вибірки N

Приклад 3. При визначенні похибки для партії деталей (12 шт.) отримані такі значення емпіричних характеристик: $x = -0,010$ мм, $\sigma_T = 0,012$ мм. Перевірити, чи є грубою помилкою результат $x_i = +0,017$ мм.

Розв'язання.

$U_i = [0,017 - (-0,010)] / 0,012 = 2,25$.
 Це значення для $N = 12$ більше β при рівні значимості 0,075 ($\beta = 2,20$) і менш при 0,050 ($\beta = 2,29$), тобто в першому випадку x_i є грубою помилкою, а в другому – ні. Це зрозуміло, коли оцінюють параметри вибірки з більшою ймовірністю, тобто з меншим рівнем значимості, допускають можливість більшого розкидання для окремих результатів вимірювань.

Об'єм вибірки N	Значення β при рівні значимості α			
	0,100	0,075	0,050	0,025
1	2	3	4	5
3	1,15	1,15	1,15	1,15
4	1,42	1,44	1,46	1,48
5	1,60	1,64	1,67	1,72
6	1,73	1,77	1,82	1,89
7	1,83	1,88	1,94	2,02
8	1,91	1,96	2,03	2,13
9	1,98	2,04	2,11	2,21
10	2,03	2,10	2,18	2,29
11	2,09	2,14	2,23	2,36
12	2,13	2,20	2,29	2,41
13	2,17	2,24	2,33	2,47
14	2,21	2,28	2,37	2,50
15	2,25	2,32	2,41	2,55
16	2,28	2,35	2,44	2,58
17	2,31	2,38	2,48	2,62
18	2,34	2,41	2,50	2,66
19	2,36	2,44	2,53	2,68
20	2,38	2,46	2,56	2,71

Остаточне рішення приймають, виходячи з потрібного значення рівня значимості.

Коли в процесі статистичної перевірки виявлений результат, що різко виділяється від інших, вони виключаються із сукупності результатів вимірювання, а для решта значень знову визначаються \bar{X} і D .

1.3.3. Визначення теоретичної функції щільності розподілення. Графічне зображення емпіричного і теоретичного розподілень

Вид функції теоретичного розподілення вибирають, виходячи із

передумови о фізичної природи появи розкиду результатів вимірювань і аналізу їх результатів. При цьому слід враховувати як загальні міркування про закон розподілення, так і вид графічних зображень емпіричного розподілення – гістограми і полігона.

Знаючи форму кривої щільності теоретичного розподілення і порівнюючи її з гістограмою чи полігоном, виносять попереднє судження про можливість використання конкретного виду функції теоретичного розподілення.

При будіванні гістограм і полігонів по осі абсцис відкладають значення результатів вимірювань, а по осі ординат – частоту появи результатів вимірювання в кожному i -му інтервалі – $P'_i = m_i / \sum m_i$.

Для побудови графічного зображення теоретичного розподілення необхідно:

- скласти попереднє судження про вид функції щільності теоретичного розподілення;
- визначити конкретну функцію щільності ймовірності, використовуючи отримані раніше емпіричні характеристики;
- визначити теоретичні значення ймовірностей P_i попадання результатів вимірювання в той чи інший інтервал (провести вирівнювання емпіричного розподілення за гіпотетичним).

Приклад 4. Побудувати графічне зображення теоретичного розподілення за даними прикладу 2.

Розв'язання. Враховуючи відсутність відомостей про домінуючі фактори, а також аналізуючи дані табл. 1.4, передбачаємо закон нормального розподілення з функцією щільності $f(x)$ згідно виразу

$$f(x) y = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}. \quad (1.29)$$

Підставляючи в вираз (1.29) емпіричні характеристики x і σ , маємо:

$$f(x) = [1/(0,0044 \sqrt{2\pi})] \cdot \exp[-(x-41,911)^2/(2 \cdot 0,0044^2)].$$

Конкретні значення ймовірності попадання результату вимірювання в конкретний інтервал зручно визначати, використовуючи табульовані значення функції:

$$f(x) = [1/(\sqrt{2\pi})] \cdot \exp([-z^2/2]), \quad (1.30)$$

що наведені в Додатку Б (табл. 4), при цьому

$$z_i = |x_i - x|/\sigma, \quad (1.31)$$

а ймовірність попадання результату вимірювань в i -й інтервал величини h

$$P_i = h/[\sigma \cdot f_i(z)]. \quad (1.32)$$

Результати розрахунків наведено в табл. 1.4. Графічно теоретичне розподілення зображено в вигляді кривої 3 на рис. 1.7.

Результати розрахунків

Номер інтервалу	Середина інтервалу, x_i , мм	Емпіричні частоти, P_i	$x_i - \bar{x}$, мкм	z_i	$f_i(z)$	P_i
1	41,898	0,003	-13	2,96	0,0050	0,002
2	41,900	0,008	-11	2,50	0,0175	0,008
3	41,902	0,017	-9	2,04	0,0498	0,023
4	41,904	0,075	-7	1,59	0,1127	0,051
5	41,906	0,097	-5	1,14	0,2083	0,095
6	41,908	0,133	-3	0,68	0,3166	0,144
7	41,910	0,189	-1	0,23	0,3885	0,177
8	41,912	0,189	9	0,23	0,3885	0,177
9	41,914	0,092	3	0,68	0,3165	0,144
10	41,916	0,100	5	1,14	0,2083	0,095
11	41,918	0,075	7	1,59	0,1127	0,051
12	41,920	0,014	9	2,04	0,0498	0,023
13	41,922	0,008	11	2,50	0,0175	0,008

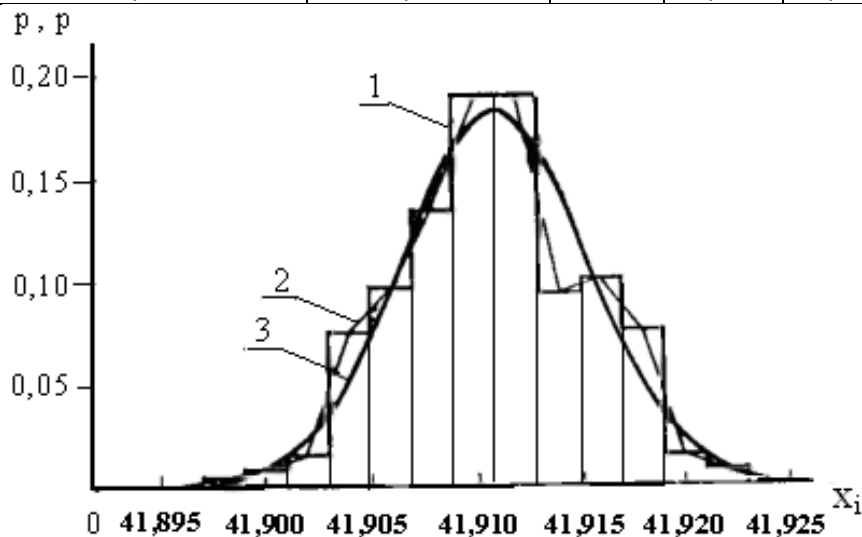


Рис. 1.7. Гістограма, полігон і теоретичне розподілення

Приклад 5. Побудувати графічне зображення теоретичного розподілення за даними прикладу 1.

Розв'язання. Враховуючи, що вимірювались величини радіальних биттів, а також аналізуючи дані табл. 1.5, передбачаємо, що закон розподілення – закон Релея з функцією щільності $f(r)$ згідно виразу

$$f(r) = (r / \sigma^2) \cdot \exp[-r^2 / (2\sigma^2)]. \quad (1.33)$$

В цьому виразі σ береться для нормального закону по кожній із осей координат, а значення σ_T^2 в прикладі 6 отримано для закону Релея. Тому замість σ треба підставляти не σ_T^2 , а емпіричний середній квадратичний відхил по ортогональним осям $\sigma_{x,y}^2$:

$$\sigma_{x,y}^2 = \sigma_T^2 / (\sqrt{2\pi} - \pi/2); \quad (1.34)$$

$$\sigma_{x,y}^2 = 0,040 / (\sqrt{2\pi} - 3,14/2) = 0,061 \text{ мм.}$$

$$\text{Тоді } f(r) = (r / 0,061^2) \cdot \exp[-r^2 / (2 \cdot 0,061^2)].$$

Конкретні значення ймовірності попадання результату вимірювання у визначений інтервал зручно рахувати, використовуючи не функцію щільності ймовірності, як в прикладі 5, а інтегральну функцію розподілення для закону Релея:

$$F(r) = \int_0^r (r / \sigma^2) \cdot \exp[-r^2 / (2 \cdot \sigma^2)] dr = 1 - \exp[-r^2 / (2 \sigma^2)]. \quad (1.35)$$

Тут використовуємо таку обставину, що значення радіальних биттів завжди більше нуля. Тому імовірність попадання результату виміру в перший інтервал дорівнює значенню інтегральної функції, відповідному кінцю інтервалу, в другій – відмінності значень інтегральної функції на його кінцях і т.д.

В виразу (1.35) відношення r/σ замінюємо безрозмірною величиною z . З врахуванням формули (1.30) отримуємо:

$$F(z) = 1 - \exp(-z^2/2) = 1 - \sqrt{2\pi} \cdot f(z). \quad (1.36)$$

Тобто в даному випадку можна використовувати табульоване значення функції $f(z)$ згідно Додатку Б (табл. 4).

Результати розрахунків зведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5

Результати розрахунків

Номер інтервалу	Середина Інтервалу, x_i , мм	Емпіричні частоти, P_i	z_i	$f_i(z)$	$\sqrt{2\pi} \cdot f_i(z)$	$F_i(z)$	P_i
1	0,02	0,050	0,33	0,378	0,947	0,053	0,053
2	0,04	0,175	0,66	0,321	0,804	0,196	0,143
3	0,06	0,190	0,98	0,247	0,619	0,381	0,185
4	0,08	0,165	1,31	0,169	0,424	0,576	0,195
5	0,10	0,120	1,64	0,104	0,261	0,739	0,163
6	0,12	0,125	1,97	0,057	0,143	0,857	0,118
7	0,14	0,085	2,30	0,028	0,070	0,930	0,073
8	0,16	0,025	2,62	0,012	0,030	0,970	0,040
9	0,18	0,035	2,95	0,005	0,013	0,987	0,017
10	0,20	0,015	3,28	0,002	0,005	0,995	0,008
11	0,22	0,010	3,61	0,001	0,002	0,998	0,003
12	0,24	0,005	3,94	0,000	0,000	1,000	0,002

Графічно теоретичне розподілення зображено в вигляді кривої 3 на рис. 1.8. Слід відмітити, що отримані значення ймовірностей, як і в прикладі 4, наносять на графік зі значеннями абсцис, які відповідають серединам інтервалів.

Приклад 6.

Побудувати графічне зображення теоретичного розподілення за даними прикладу. Виготовлено 200 валиків діаметром $12_{-0,07}$ мм (табл. 1.6). Валики виміряні мікрометром з ціною поділки шкали 0,01 мм. Це означає, що в першому наближенні найбільшу похибку показання приладу приймають рівною половині ціни поділки.

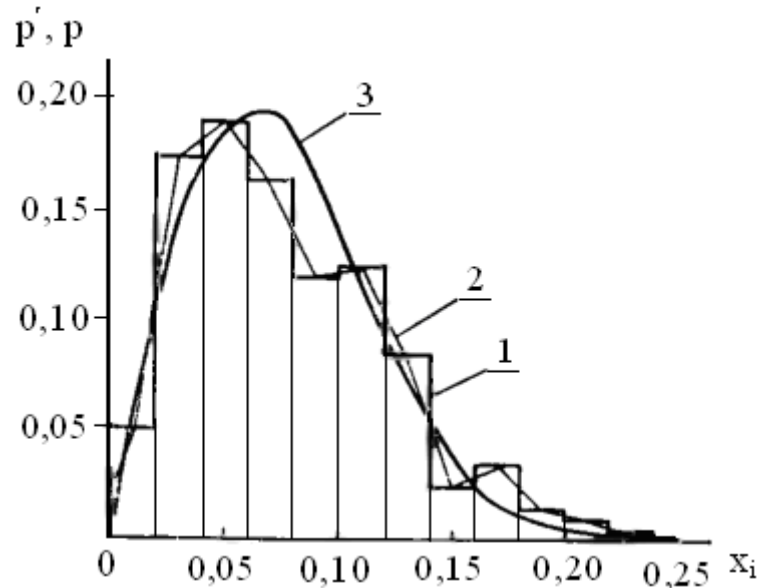


Рис. 1.8. Гістограма, полігон і теоретичне розподілення

Розв'язання. Одержані таким чином результати вимірювання діаметрів валиків занесені в другу колонку табл. 1.6. В третій колонці таблиці вказана частота їх появи одних і тих же розмірів (при похибці вимірювання $\pm 0,005$ мм – половина ціни поділки шкали приладу). В п'ятій колонці вказана відносна частота, тобто відношення їх кількості в діапазоні, до всього числа вимірених деталей N_x .

Таблиця 1.6

Характеристики розсіювання розмірів валиків

Дійсний розмір (понад – до)	Середнє значення інтервалу, x_i , мм	Число деталей в інтервалі, n_s , шт.	Відхил від середнього значення, $\vartheta_i = x_i - \bar{x}$, мм	Відносна частота, $m_i = n_i/N_i$
11,915 – 11,925	11,920	2	-0,04	0,01
11,925 – 11,935	11,930	6	-0,03	0,03
11,935 – 11,945	11,940	20	-0,02	0,10
11,945 – 11,955	11,950	48	-0,01	0,24
11,955 – 11,965	11,960	56	0,00	0,289
11,965 – 11,975	11,970	34	+0,01	0,17
11,975 – 11,985	11,980	20	+0,02	0,10
11,985 – 11,995	11,990	12	+0,03	0,06
11,995 – 12,005	12,000	2	+0,04	0,01
$\bar{x}=11,96$	-	$N = 200$	$\sum \vartheta_i = \left[\begin{matrix} +0,10 \\ -0,10 \end{matrix} \right] = 0$	$\sum n_i/N = 1$

Гістограма, полігон і емпірична крива розсіювання розмірів валиків наведено на рис. 1.9.

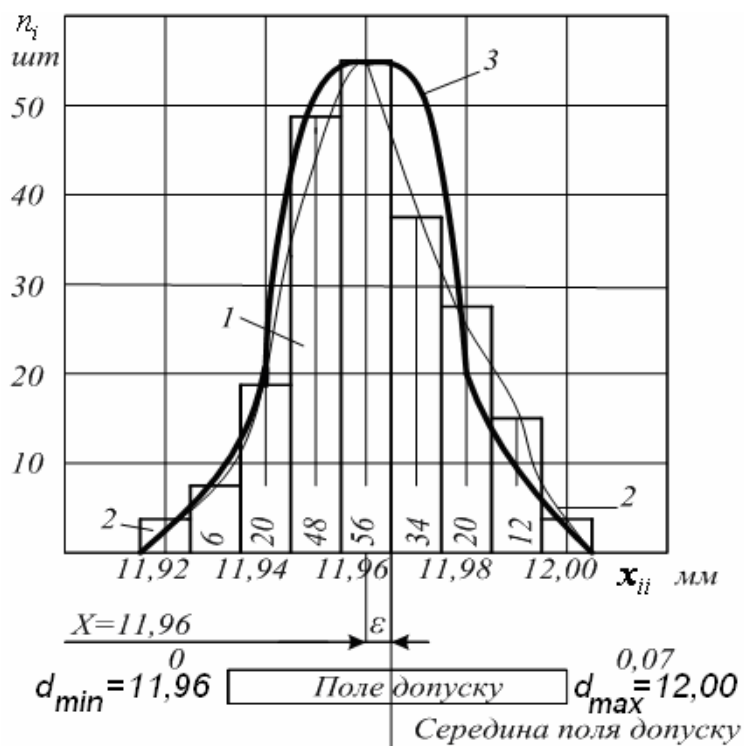


Рис. 1.9. Гістограма, полігон і емпірична крива розсіювання розмірів: 1 – гістограма; 2 – полігон (практична крива); 3 – теоретична крива розсіювання

знаходиться теоретичне значення параметра. Так, вимірюючи розміри деталей із маленької вибіркової партії і визначив емпіричні значення середнього розміру і середнього квадратичного відхилення, слід встановити довірчі межі, усередни яких буде знаходитися математичне очікування сукупності деталей. Для точного визначення довірчих інтервалів обов'язкове знання виду закону розподілення.

Довірчий інтервал для математичного очікування визначаємо із виразу:

$$\bar{x} - t_{\gamma} \cdot D / \sqrt{N} < M(x) < \bar{x} + t_{\gamma} \cdot D / \sqrt{N}. \quad (1.37)$$

Значення t_{γ} табульовано залежно від двосторонньої довірчої ймовірності γ^* і числа вимірювань (Додаток Б, табл. 5).

Довірчий інтервал для середнього квадратичного відхилення визначаємо за формулою:

$$D \sqrt{N} - 1/\chi_1 < \sigma < D \sqrt{N} - 1/\chi_2. \quad (1.38)$$

Значення χ_1^2 і χ_2^2 табульовані (Додаток Б табл. 6) і визначаються залежно від числа вимірювань N і односторонньої ймовірностей γ_1 і γ_2 :

$$\gamma_{1,2} = (1 + \gamma^*) / 2. \quad (1.39)$$

Значення χ_1^2 визначаємо при ймовірності $(1 - \gamma_1)$, χ_2^2 – при γ_2 .

1.3.4. Визначення довірчих інтервалів

Теоретичне значення параметрів розподілення звичайно буває невідомими. Замість них використовують їх емпіричні оцінки.

Наприклад, для двопараметричного закону нормального розподілення замість теоретичних значень M і σ застосовуються емпіричні оцінки \bar{X} і D .

В ряді задач, особливо при малому числі вимірювань, потрібно не тільки знайти емпіричну оцінку для того чи іншого параметра, але і визначити довірчий інтервал, в якому з довірчою ймовірністю буде

Приклад 7. При обробці результатів вимірювань довжини 20 деталей отримані такі емпіричні оцінки: $x = 40,015$ мм, $\sigma_T = 0,007$ мм. Визначити довірчі інтервали для M і σ_T з двобічною довірчою ймовірністю 0,9.

$$\sigma_x = \sigma_T / \sqrt{N} = 0,007 / \sqrt{20} = 0,00157 \text{ мм}; K = N - 1 = 20 - 1 = 19.$$

Розв'язання. Довірчий інтервал для математичного очікування визначаємо із виразу (1.37). При $\beta = 0,90$ за Додатком 2 при $K = 19$ одержимо $t_\beta = 1,73$. Тоді $\varepsilon = t_\beta \cdot \sigma_x = 1,73 \cdot 0,00157 = 0,0027$ мм і на основі умови (1.17) одержимо: $40,015 - 0,0027 \text{ мм} < M(x) < 40,015 + 0,0027 \text{ мм}$ або $40,0123 \text{ мм} < M(x) < 40,0177 \text{ мм}$.

Тобто $M(x) = 40,015 \pm 0,0027$ мм.

Довірчий інтервал для середнього квадратичного відхилення визначаємо наступним чином: $\sigma_T \cdot \sqrt{N-1} / \chi_1^2 < \sigma < \sigma_T \cdot \sqrt{N-1} / \chi_2^2$.

Значення χ_1^2 і χ_2^2 табульовані (Додаток Б табл. 5) і визначаються залежно від числа вимірювань N і односторонніх ймовірностей γ_1, γ_2 :

$$\gamma_{1,2} = (1 \pm \gamma) / 2; \gamma_1 = (1 - 0,9) / 2 = 0,05; \gamma_2 = (1 + 0,9) / 2 = 0,95.$$

Згідно Додатку Б (табл. 5) $\chi_1^2 = 30,10$; $\chi_2^2 = 10,11$.

$$\sigma_T \cdot \sqrt{N-1} / \chi_1^2 = 0,007 \cdot \sqrt{20-1} / 30,10 = 0,0055 \text{ мм};$$

$$\sigma_T \cdot \sqrt{N-1} / \chi_2^2 = 0,007 \cdot \sqrt{20-1} / 10,11 = 0,0096 \text{ мм};$$

$$0,0055 \text{ мм} < \sigma < 0,0096 \text{ мм}.$$

Приклад 8. Приведено 5 вимірювань діаметра осі. Одержали $\bar{X} = 8,12$ мм і $\sigma = 0,05$ мм. Необхідно визначити границі надійності для $M(x)$ і σ_T .

$$\bar{\sigma} = \sigma / \sqrt{N} = 0,05 / \sqrt{5} = 0,022 \text{ мм}; K = N - 1 = 5 - 1 = 4.$$

Задавши $\beta = 0,95$ за Додатком А (табл. 2) при $K = 4$ одержимо $t_\beta = 2,78$.

Тоді $\varepsilon = t_\beta \cdot \bar{\sigma} = 2,78 \cdot 0,022 = 0,06$ мм і на основі умови (6.54) [3] одержимо: $8,12 - 0,06 < M(x) < 8,12 + 0,06$ або $8,06 < M(x) < 8,18$.

Тобто $M(x) = 8,12 \pm 0,06$ мм.

Знайдемо величину σ_T .

Якщо задати $\beta = 0,90$, то за Додатком Б (табл. 3) при $K = 4$, знаходимо $\gamma_1^2 = 0,422$ і $\gamma_2^2 = 5,63$. Отже, за умовою (6.58) [3] маємо $0,422 \cdot 0,05^2 < \sigma_T^2 < 5,63 \cdot 0,05^2$ або $0,00105 < \sigma_T^2 < 0,0141$.

Тобто $0,032 < \sigma_T < 0,11$ мм.

Приклад 9. Для розглянутого вище нормального розсіювання похибок виготовлення валиків при $N = 200$ штук (див. приклад 1, табл. 1.1).

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma / \sqrt{N-1} = 0,015 / \sqrt{200-1} = 0,001 \text{ мм.}$$

При $\beta = 0,90$ довірчий інтервал для $M(x)$ за формулою (1.37) складає $11,96 - 1,645 \cdot 0,001 < M(x) < 11,96 + 1,645 \cdot 0,001$ або $11,958 < M(x) < 11,962$.

При $\beta = 0,999$ одержимо більший довірчий інтервал:

$$11,96 - 3,991 \cdot 0,001 < M(x) < 11,96 + 3,991 \cdot 0,001 \text{ або}$$

$$11,957 \text{ мм} < M(x) < 11,963 \text{ мм.}$$

Для вибірок малих об'ємів співмножник z повинен бути замінений на співмножник t_{β} , що знаходять за таблицями розподілення Стьюдента. Значення t_{β} залежить від об'єму вибірки, тобто від $N-1$ (Додаток Б, табл. 2). При зменшенні об'єму вибірки і збільшенні необхідної ймовірності величина довірчого інтервалу буде зростати, тобто границі можливих значень величини $M(x)$ будуть розширяться.

1.3.5. Визначення межі діапазону розсіювання значень розмірів і похибок

Необхідно при встановленні допусків, порівняльних досліджень різних варіантів технологічних процесів, визначення похибок засобів вимірювання. Розглянемо два можливих випадку: відомі закон розподілення і теоретичне значення параметрів розподілення результатів вимірювань або похибки засобів вимірювання; передбачається отримати деякий вид функції розподілення, де відомі лише значення емпіричних характеристик і число вимірювань.

В першому випадку, тобто коли відомі теоретичні значення параметрів розподілення, межі діапазону розсіювання визначаємо, виходячи із допустимого значення імовірності ризику (брака) 2β . Для нормального закону розподілення найбільш розповсюджені значення $0,0027$ і $0,0455$, що відповідають імовірності виходу випадкової величини за межі відповідно $M \pm 3\sigma$ і $M \pm 2\sigma$. Коли число вимірювань перевищує 100 , довірчі інтервали для параметрів розподілення є такими малими, що емпіричні оцінки можна практично рахувати теоретичними значеннями параметрів.

Приклад 10. Визначити межі діапазону розсіювання значень діаметрів валиків за результатами вимірювань, згідно прикладу 2, при ймовірності ризику $0,0027$.

$$\text{Розв'язання. } M \approx \bar{x} = 41,911 \text{ мм; } \sigma_T = \sigma = 0,0044 \text{ мм;}$$

$$M + 3\sigma \approx 41,911 + 3 \cdot 0,0044 \approx 41,924 \text{ мм;}$$

$$M - 3\sigma \approx 41,911 - 3 \cdot 0,0044 \approx 41,898 \text{ мм.}$$

Приклад 11. Визначити межі діапазону розсіювання значень діаметрів валиків, згідно прикладу 2, при $2\beta = 0,001$.

Розв'язання. Тут у виразу $M \pm z\sigma$ необхідно визначити z . Для цього зручно використати тубульоване значення функції

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz = 0,5, \quad (1.40)$$

що наведено в Додатку А (табл. 1).

$$\text{При цьому } \Phi_0(z) = (1 - 2\beta)/2. \quad (1.41)$$

Для $\Phi_0(z) = (1 - 2 \cdot 0,001)/2 = 0,499$, $z = 3,29$.

$M + 3,29\sigma = 41,911 + 3,29 \cdot 0,0044 = 41,920$ мм;

$M - 3,29\sigma = 41,911 - 3,29 \cdot 0,0044 = 41,897$ мм.

Приклад 12. Визначити межі діапазону розсіювання значень радіального биття втулок, згідно прикладу 1, при $2\beta = 0,003$.

Розв'язання. В прикладі 5 доведено, що значення радіальних биття, які розглядаються, розподіляються за законом Релея з параметром $\sigma = 0,061$ мм. Враховуючи вид закону розподілення, значення нижньої межі розсіювання природно представити рівним нулю. Тоді значення верхньої межі діапазону розсіювання складе $z\sigma$.

Для визначення z зручно використовувати значення інтегральної функції розподілення для закону Релея, яка визначається за Додатком Б (табл. 4), при цьому $F(z) = 1 - 2\beta = 1 - \sqrt{2\pi} \cdot f(z)$.

$$2\beta = \sqrt{2\pi} \cdot f(z). \quad (1.42)$$

Для $2\beta = 0,003$ $f(z) = 0,0012$; $z = 3,41$; $z\sigma = 0,208$ мм.

Частіше виникає зворотна задача, тобто визначення ймовірності ризику, виходячи із значень меж діапазону розсіювання. Як правило, це відбувається при оцінці відповідності завданним граничним межах конкретних результатів вимірювань.

Приклад 13. Визначити ймовірність ризику при призначенні наступних граничних розмірів: $x_{\min} = 41,900$ мм; $x_{\max} = 41,923$ мм для величин діаметрів валиків згідно прикладу 2.

Розв'язання. Визначаємо значення величин:

$$z_1 = (M - x_{\min})/\sigma; \quad z_2 = (x_{\max} - M)/\sigma.$$

$$z_1 = (41,911 - 41,900)/0,0044 = 2,50; \quad z_2 = (41,923 - 41,911)/0,0044 = 2,73.$$

Згідно табл. 4 Додатку А $\Phi_0(z_1) = 0,4938$; $\Phi_0(z_2) = 0,4968$.

$$2\beta = 1 - \Phi_0(z_1) - \Phi_0(z_2) = 1 - 0,4938 - 0,4968 = 0,0094.$$

Приклад 14. Визначити ймовірність ризику при призначенні наступних граничних розмірів: $x_{\min} = 0$; $x_{\max} = 0,230$ мм для величин радіальних биття згідно прикладу 1.

Розв'язання. $\sigma = 0,061$ мм; $z = x_{\max}/\sigma = 0,230/0,061 = 3,77$.

Згідно Додатку Б (табл. 4) $f(z) = 0,0003$;

$$2\beta = \sqrt{2\pi} \cdot f(z) = \sqrt{2} \cdot 3,14 \cdot 0,0003 = 0,0019.$$

У другому випадку, коли невідомі теоретичні значення параметрів розподілення, при малому числі результатів вимірювань емпіричні оцінки параметрів розподілення можуть дуже відрізнятися від невідомих теоретичних значень. В цьому випадку неможливо абсолютно надійно визначити межі діапазону розсіювання, відповідні ймовірності $(1-2\beta)$, тобто межі, що включають в себе $(1-2\beta)$ частку результатів вимірювань.

Коли закон розподілення визначається нормальним, значення меж можна визначити лише з деякою надійністю (імовірністю) P , яка менш за одиницю, як $x \pm \sigma l$. Такі значення називають толерантними граничними. Значення l залежно від числа вимірювань N , $(1-2\beta)$ і P табульовані (Додаток Б, табл. 7).

Приклад 15. Визначити, в яких межах з імовірністю 0,99 знаходиться 90 % частка результатів деталей згідно прикладу 7.

Розв'язання. Маємо: $N = 20$, $P = 0,90$, $x = 40,015$ мм, $\sigma = 0,007$ мм.

Згідно Додатку Б (табл. 7) $l = 2,66$.

$x + \sigma \cdot l = 40,015 + 2,66 \cdot 0,007 = 40,034$ мм;

$x - \sigma \cdot l = 40,015 - 2,66 \cdot 0,007 = 39,996$ мм.

Приклад 16. Розглянемо визначення процента браку $Q_{бр}$ (див. приклад 6, табл. 1.6). Треба виготовити 200 валиків $\varnothing 12_{-0,07}$ на токарно-револьверному верстаті.

Розв'язання. Для даного прикладу величина розмаху дійсних розмірів $R = d_{max} - d_{min} = 12,05 - 11,915 = 0,09$ мм.

Середнє арифметичне значення дійсних розмірів, що визначає емпіричний центр групування (вираз 3.3):

$\sigma_x = (11,92 \cdot 2 + 11,93 \cdot 9 + \dots + 12 \cdot 2) / 200 = 11,96$ мм.

Алгебрична сума відхилів від середнього дорівнює нулю.

Середній квадратичний відхил:

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \frac{n_i}{N}} = \sqrt{(-0,04)^2 \cdot 0,01 + (-0,03)^2 \cdot 0,03 + \dots + (0,04)^2 \cdot 0,01} = 0,015 \text{ мм.}$$

При виготовленні валиків має місце зміщення середини поля розсіювання дійсних розмірів від середини поля допуску $\bar{x} = 11,96$ мм, а середина поля розсіювання

$V = (d_{max} + d_{min}) / 2 = (12,00 + 11,93) / 2 = 11,965$ мм.

Тобто $\varepsilon = 11,965 - 11,960 = 0,005$ мм.

Визначаємо коефіцієнт ризику: $z = Td / (2\sigma) = 0,07 / (2 \cdot 0,015) = 2,33$.

Відповідну йому інтегральну функцію знаходимо за Додатком Б (табл. 1) $\Phi(z) = 0,4901$.

Імовірність появи браку $P_{\text{бр}} = 1 - 2 \cdot \Phi(z) = 1 - 2 \cdot 0,4901 = 0,0198$, а відсоток браку $Q_{\text{бр}} = 100P_{\text{бр}} = 100 \cdot 0,0198 = 1,98\%$.

Якщо середній арифметичний розмір \bar{x} не збігається із серединою поля допуску, то треба окремо визначити появу придатних деталей більших або менших розмірів, ніж середній. Для цього знаходимо коефіцієнт ризику:

$$z_1 = x_1 / \sigma = 0,03 / 0,015 = 2,00; \quad z_2 = x_2 / \sigma = 0,04 / 0,015 = 2,66.$$

За Додатком Б (табл. 1) знаходимо значення інтегральної функції, що відповідає коефіцієнту ризику:

$$\Phi(z_1) = 0,4772; \quad \Phi(z_2) = 0,4961.$$

Сумарна ймовірність появи придатних деталей

$$P_{\text{пр}} = \Phi(z_1) + \Phi(z_2) = 0,4772 + 0,4961 = 0,9733,$$

а ймовірність появи бракованих деталей

$$P_{\text{бр}} = [1 - \Phi(z_1) + \Phi(z_2)] = 1 - 0,9733 = 0,0267,$$

тобто ймовірний відсоток браку

$$Q_{\text{бр}} = 100P_{\text{бр}} = 100 \cdot 0,0267 = 2,6\%.$$

Як видно із співвідношення цих двох варіантів прикладу на значення ймовірного відсотку браку впливає не тільки величина поля розсіювання, але і його положення відносно середини поля допуску.

Так, зміщення центру групування на 5 мкм при тому ж значенні поля розсіювання призвели до збільшення ймовірного відсотку браку з 1,98 до 2,67%.

Визначення процента браку

Приклад 17. Потрібно виготовити вал $\varnothing 50h14_{(-0,62)}$. Середній розмір діаметра вала $d_{\text{сер}} = (50 + 49,38) / 2 = 49,69$ мкм (рис. 1.10). Необхідно визначити відсоток браку на даному прикладі.

Розв'язання. Для визначення поля розсіювання розмірів діаметрів при їх виготовленні візьмемо скорочену вибірку з п'яти валиків ($n = 5$) з партії їх виготовлення.

При вимірюванні встановлені такі їх розміри:

$$d_1 = 50,01 \text{ мм}, \quad d_2 = 49,81 \text{ мм}, \quad d_3 = 49,43 \text{ мм}, \quad d_4 = 49,30 \text{ мм}, \quad d_5 = 49,90 \text{ мм}.$$

Визначаємо середнє арифметичне значення розмірів:

$$\bar{d} = \frac{d_1 + d_2 + d_3 + d_4 + d_5}{5} = \frac{50,01 + 49,81 + 49,93 + 49,30 + 49,90}{5} = 49,69 \text{ мм}.$$

Отже, середнє арифметичне значення цих розмірів дорівнює середньому значенню даного розміру за кресленням, тобто $\bar{d} = d_{\text{сер}}$ і воно збігається з серединою поля допуску. Визначаємо середній квадратичний відхил розмірів від їх середнього арифметичного значення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(d_1 - \bar{d})^2 + (d_2 - \bar{d})^2 + (d_3 - \bar{d})^2 + (d_4 - \bar{d})^2 + (d_5 - \bar{d})^2}{5}}$$

Після підставлення значень відповідних величин одержуємо $\sigma = 0,276$ мм = 276 мкм; $3\sigma = 0,828$ мм; $6\sigma = 1,656$ мм.

Оскільки допуск розміру $T_d = 0,62$ мм $< \pm 3\sigma < 6\sigma = 1,656$ мм, то при заданому технологічному процесі можливий брак (недостатня точність технологічного процесу). Визначаємо значення коефіцієнта ризику t :

$$t = T_d / 2\sigma = 0,62 / (2 \cdot 0,276) = 1,123 ; \text{ приймаємо } t = 1,12 .$$

При $t = 1,12 < 3$ – імовірний брак.

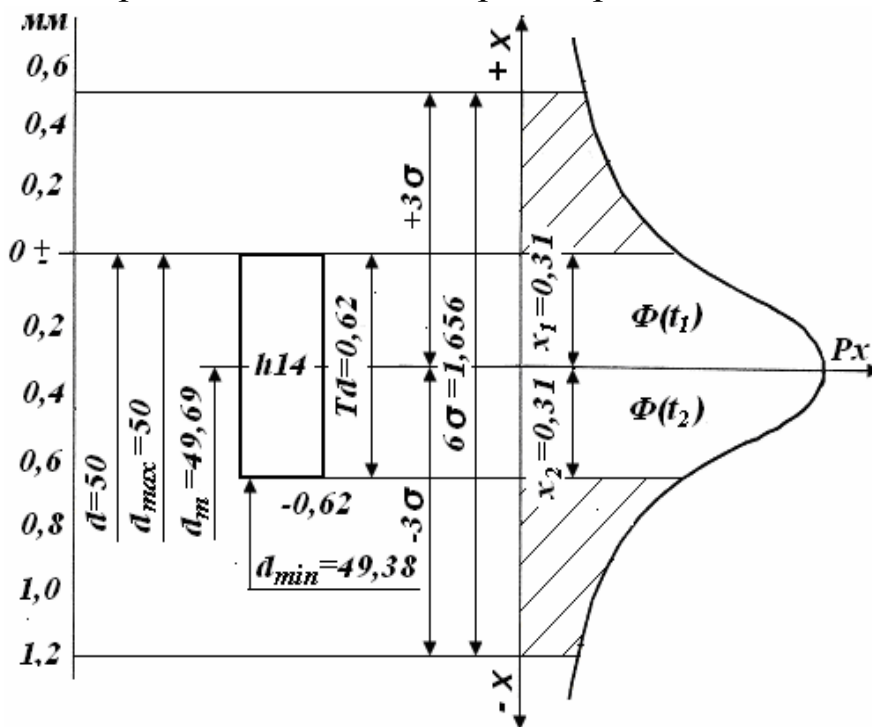


Рис. 1.10. До прикладу 17

поля допуску $\Phi(t_1) = \Phi(t_2)$ (рис. 1.10) у цьому разі:

$$P_{\text{пр}} = \Phi(t_1) + \Phi(t_2) = 2 \cdot \Phi(t) = 2 \cdot 0,3686 = 0,7372 \text{ або } 73,72 \% .$$

Визначаємо ймовірність появи браку при виготовленні цих деталей:

$$P_{\text{бр}} = 1 - 2 \Phi(t) = 1 - 2 \cdot 0,3686 = 0,2628 .$$

Тоді відсоток браку становитиме:

$$Q = 100 \cdot P_{\text{бр}} = 100 \cdot 0,2628 = 26,28 \% .$$

Отже, даний технологічний процес не забезпечує необхідної точності при виготовленні деталі розміром $\varnothing 50h14_{(-0,62)}$. Він за точністю відповідає допускові за креслеником не менше, як 1,656 мм, оскільки поле розсіювання $V = \pm 3\sigma = 6\sigma = 1,653$ мм.

Для діаметра 50 мм цей допуск відповідає квалітетові IT16. Таким чином, вибраний технологічний процес за точністю придатний для виготовлення деталей з допуском IT16, наприклад для вала $\varnothing 50h16_{(-1,6)}$.

Визначаємо значення інтегральної функції (функції Лапласа) залежно від значення коефіцієнта ризику (див. Додаток Б, табл. 1). При $t = 1,12$ $\Phi(t) = 0,3686$.

Визначаємо ймовірність появи придатних деталей $P_{\text{пр}}$. При збіганні середнього арифметичного розміру $d_{\text{сер}}$ з серединою

Слід мати на увазі, що на значення ймовірного відсотка браку впливає не тільки величина поля розсіювання, а і його положення щодо середини поля допуску на виготовлення заданого розміру. Якщо, наприклад, середній арифметичний розмір $d_{\text{сер}} = 49,60$ мм (рис. 1.11), то слід окремо визначити ймовірність появи придатних деталей більших і менших розмірів, ніж середній. У цьому разі $x_1 = 400$ мкм і $x_2 = 220$ мкм. Для цього визначаємо коефіцієнти ризику: $t_1 = x_1/\sigma = 400/276 = 1,45$; $t_2 = x_2/\sigma = 220/276 = 0,80$.

За даними Додатка Б (табл. 1) знаходимо значення інтегральної функції, що відповідає цим значенням коефіцієнтів ризику: при $t_1 = 1,45$, $\Phi(t_1) = 0,4265$; при $t_2 = 0,80$, $\Phi(t_2) = 0,4265$.

Ймовірність появи придатних деталей, менших за середній арифметичний розмір, становитиме: $P_{\text{пр}} = \Phi(t_2) = 0,2881$ або 28,81 %.

Ймовірність появи придатних деталей, більших за середній арифметичний розмір, становитиме: $P_{\text{пр}} = \Phi(t_1) = 0,4265$ або 42,65 %.

Сумарна ймовірність появи придатних деталей становитиме:

$$P_{\text{пр}} = \Phi(t_1) + \Phi(t_2) = 0,4265 + 0,2881 = 0,7146 \text{ або } 71,49 \%$$

Ймовірність появи бракованих деталей становитиме:

$$P_{\text{бр}} = 1 - P_{\text{пр}} = 1 - 0,7146 = 0,2854$$

Ймовірний відсоток браку становитиме:

$$Q_{\text{бр}} = 100 \cdot P_{\text{бр}} = 100 \cdot 0,2854 = 28,54 \%$$

Порівнюючи ці два варіанти прикладу видно, що зміщення центру групування розмірів деталей на 90 мкм при цьому ж значенні поля розсіювання призвело до збільшення ймовірного відсотка браку з 26,28 % до 28,54 %. Таким чином, відсоток браку збільшився в 1,09 рази.

Зміщення центру групування щодо середини поля допуску призводить до збільшення ймовірного відсотка браку. Це потрібно враховувати у налагодженні верстатів, які слід налагоджувати на одержання середніх значень розмірів, при цьому: $d_{\text{сер}} = (d_{\text{max}} + d_{\text{min}}) / 2$.

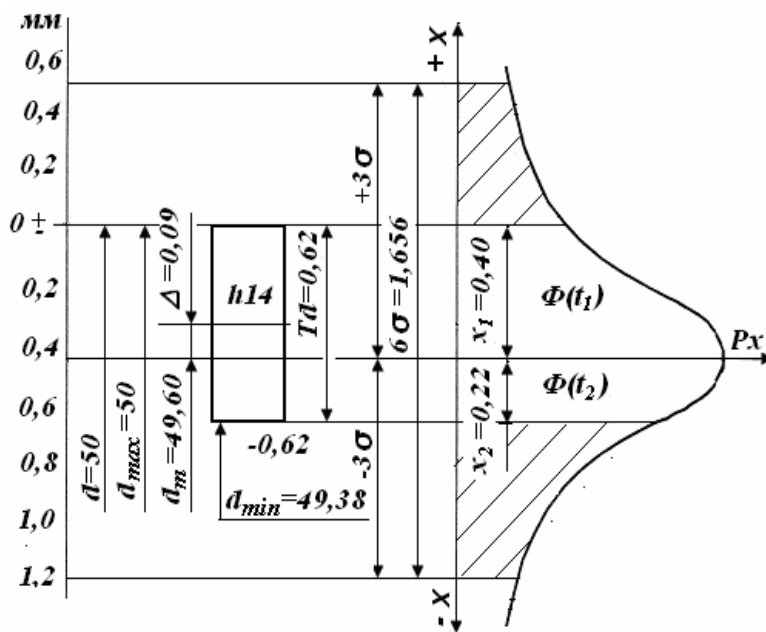


Рис. 1.11. До прикладу 9

Приклад 18. Дано з'єднання $\varnothing 60 \frac{H7^{(+0,030)}}{m6^{(-0,030)}_{-0,011}}$. Натяг може бути в

границях від 0 до 30 мкм, зазор від 0 до 19 мкм. Допуск посадки, рівний сумі допусків отвору і вала, становить 49 мкм. Враховуємо, що розсіювання розмірів отвору і вала, а також зазорів (натягів) підпорядковується закону нормального розподілення і допуск деталей дорівнює полю розсіювання, тобто $T = 6\sigma$.

Розв'язання. Враховуючи прийняті умови, маємо:

$$\sigma_D = TD/6 = 30/6 = 5 \text{ мкм}; \quad \sigma_d = 19/6 = 3,17 \text{ мкм}.$$

Середній квадратичний відхил:

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} \approx 6 \text{ мкм}.$$

При середніх розмірах отвору і вала маємо натяг 5,5 мкм. Враховуємо ймовірність того, що значення натягу – в границях від 0 до 5,5 мкм, тобто знайдемо площу, що обмежена лінією симетрії кривої і ординатою, яка розташована на відстані 5,5 мкм від лінії симетрії.

Для даного прикладу $x = 5,5$, $z = x/\sigma_{\text{пос}} = 5,5/9 = 0,91$. За даними Додатку Б (табл. 1) знаходимо $\Phi(0,91) = 0,3186$.

Ймовірність отримання натягів у з'єднанні:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,3186 = 0,8186 \text{ або } 81,86 \%$$

Ймовірність отримання зазорів у з'єднанні:

$$P'_S = 1 - P'_N = 1 - 0,8186 = 0,1814 \text{ або } 18,4 \%$$

Ймовірний натяг $-5,5 - 3\sigma = -5,5 - 3 \cdot 6 = -23,5$ мкм і зазор $-5,5 + 3\sigma = -5,5 + 3 \cdot 6 = +12,5$ мкм практично є граничними.

Обробка результатів посередніх вимірювань. Сумування похибок. При обробці результатів посередніх вимірювань можна визначити кожне i -е значення результату x_i як функцію $f(y_i, z_i, \dots, t_i)$ i -х значень результатів прямих вимірювань y_i, z_i, \dots, t_i , а потім проводити обробку величин x_i як результатів прямих вимірювань. Проте із-за надзвичайної трудомісткості такий спосіб майже не застосовується.

Звичайно потрібно визначити числові характеристики результатів посередніх вимірювань за значеннями числових характеристик результатів прямих вимірювань.

Якщо величини y, z, \dots, t мають розподілення, близьке до нормального, впливають приблизно однаково на x і незалежні один від одного, будуть справедливими залежності:

$$\bar{x} = f(\bar{y}, \bar{z}, \dots, \bar{t}); \tag{1.43}$$

$$\sigma_x = \sqrt{(df/dy)_0^2 \cdot \sigma_y^2 + (df/dz)_0^2 \cdot \sigma_z^2 + (df/dt)_0^2 \cdot \sigma_t^2}. \tag{1.44}$$

Індекс 0 у окремих похідних означає, що при підрахуваннях підставляють значення $y = \bar{y}$, $z = \bar{z}$, $t = \bar{t}$.

У випадку, якщо x – лінійні функція от y, z, \dots, t
 $x = ay + bz + \dots + kt$;

числові характеристики підраховуються із виразів:

$$x = a \cdot \bar{y} + b \cdot \bar{z} + k \cdot \bar{t}; \quad (1.45)$$

$$\sigma_x = \sqrt{a^2 \cdot \sigma_y^2 + b^2 \cdot \sigma_z^2 + k^2 \cdot \sigma_t^2}. \quad (1.46)$$

Приклад 19. Для партії деталей проведені вимірювання координат x , y двох отворів 1 і 2, при цьому отримані такі результати: $\bar{X}_1 = 6,02$ мм, $\bar{\sigma}_{x1} = 0,008$ мм; $\bar{y}_1 = 1,98$ мм, $\bar{\sigma}_{y1} = 0,009$ мм; $\bar{X}_2 = 14,98$ мм, $\bar{\sigma}_{x2} = 0,07$ мм; $\bar{y}_{21} = 25,02$ мм, $\bar{\sigma}_{y2} = 0,008$ мм.

Визначити середній розмір і середній квадратичний відхил розміру міжцентрової відстані l .

Розв'язання. $l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}$;

$$\bar{l} = \sqrt{(\bar{x}_2 - \bar{x}_1)^2 + (\bar{y}_2 - \bar{y}_1)^2} = \sqrt{(14,98 - 6,02)^2 + (25,02 - 15,03)^2} = 13,42 \text{ мм.}$$

$$(dl/dx_1)_0 = -2(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) / [2\sqrt{(\bar{x}_2 - \bar{x}_1)^2 + (\bar{y}_2 - \bar{y}_1)^2}] = -(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) / \bar{l} =$$

$$= - (14,98 - 6,02) / 13,42 = - 0,67;$$

$$(dl/dx_2)_0 = (\bar{x}_2 - \bar{x}_1) / \bar{l} = (14,98 - 6,02) / 13,42 = 0,67;$$

$$(dl/dy_1)_0 = -(\bar{y}_2 - \bar{y}_1) / \bar{l} = - (25,02 - 15,03) / 13,42 = - 0,74;$$

$$(dl/dy_2)_0 = (\bar{y}_2 - \bar{y}_1) / \bar{l} = (25,02 - 15,03) / 13,42 = 0,74;$$

$$\sigma_l = \sqrt{0,67^2 \cdot 0,008^2 + 0,74^2 \cdot 0,009^2 + 0,67^2 \cdot 0,007^2 + 0,74^2 \cdot 0,008^2} = 0,011 \text{ мм.}$$

Похибка результату вимірювань залежить, як правило, від значної кількості впливаючих факторів, тобто є функцією складових похибок. Тому для визначення її числових характеристик використовують залежності (1.43) – (1.46).

Отримані числові характеристики похибок результату вимірювання, межі діапазону розсіювання визначають способами, які викладені в 1.3.5.

1.4. Взаємозамінність гладких циліндричних з'єднань

1.4.1. Основні положення єдиної системи допусків і посадок

Системою допусків і посадок називається сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі виробничого досвіду і оформлених у вигляді стандартів.

Єдина система допусків і посадок (ЄСДП) охоплює такі з'єднання в машинобудуванні: гладкі (циліндричні і плоскі), конічні, нарізні, шліцьові, зубчасті передавачі та ін.

ЄСДП створює передумови для забезпечення в міжнародному

масштабі: взаємозамінності деталей, складаних одиниць і машин; єдиного підходу в оформленні технічної документації; єдиного парку контрольно-вимірювальних інструментів. Завдяки цьому досягається:

1. Підвищення надійності міжнародної спеціалізації при виробництві машин і агрегатів.

2. Підвищення ефективності проектно-конструкторських робіт по міжнародній стандартизації в галузі машинобудування.

3. Забезпечення широкого кооперування в галузі технічного оснащення.

4. Скорочення строків підготовки та виробництва продукції за технічною документацією, одержаною з інших країн (наприклад, за ліцензіями).

5. Підвищення конкурентоспроможності виробів вітчизняного машинобудування на світовому ринку за рахунок їх відповідності вимогам міжнародних стандартів.

6. Полегшення умов продажу за кордон ліцензій і технічної документації на машини і прилади.

7. Зниження витрат на експлуатацію імпортного обладнання.

8. Підвищення ефективності науково-технічного обміну між країнами.

ЄСДП характеризується рядом ознак: інтервалами номінальних розмірів, одиницею допуску, характером з'єднання, основними відхилами, системи посадок, температурним режимом.

Інтервали номінальних розмірів. Для сполучених елементів встановлено чотири діапазони номінальних розмірів: до 1 мм (виключно); від 1 до 500 мм (ДСТУ 2500–94, ГОСТ 25346–89 і ГОСТ 25347–89), понад 500 до 3150 мм (ГОСТ 25348–82); понад 3150 до 10000 мм. Такий розподіл дає змогу врахувати специфічні особливості утворення посадок в різних діапазонах розмірів з'єднань.

З практичної діяльності відомо, що із збільшенням розміру складніше досягти потрібної точності виготовлення, тобто збільшуються похибки обробки. Внаслідок вимірювання деталей, які виготовляються під один номінальний розмір і різними видами обробки, встановлювали межі розсіювання і знаходили поле розсіювання розмірів V . На основі одержаних даних були побудовані криві (рис. 1.12), які характеризують залежність похибок обробки від діаметра. Аналіз одержаних залежностей свідчить про те, що поля розсіювання є різними для різних способів обробки. Наприклад, при одному значенні діаметра поле розсіювання при тонкій обточці є значно більшим, ніж при тонкому шліфуванні.

Але для усіх способів обробки характер кривих, а отже, і залежність поля розсіювання від діаметра підлягає такій залежності:

$$V = c \sqrt[x]{d}, \quad (1.47)$$

де c – коефіцієнт, який залежить від способу обробки;
 x – величина, яка змінюється, $x = 2,5 \dots 3,5$.

Ці дані покладено в основу побудови системи допусків і посадок, де залежність допуску від номінального розміру виражається одиницею допуску. Для розмірів до 500 мм одиниця допуску i (в мкм) визначається за такою залежністю:

$$i = \sqrt{D_{i\max} \cdot D_{i\min}} + 0,001D_i. \quad (1.48)$$

Тут D_i – середнє геометричне граничних значень діаметрів (мм) в інтервалі; $D_i = \sqrt{D_{i\max} \cdot D_{i\min}}$; $D_{i\max}$ і $D_{i\min}$ – граничні значення розмірів інтервалу, мм; i – залежить від розміру.

Для розмірів понад 500 до 10000 мм одиниця допуску I дорівнює:

$$I = 0,004D_i + 2,1 \text{ мкм}. \quad (1.49)$$

У формулах (1.48) і (1.49) значення D наводяться у міліметрах, а i , I – у мікрометрах.

Значення одиниць допуску для інтервалів від 3 до 3150 мм приведено в табл. 1.7.

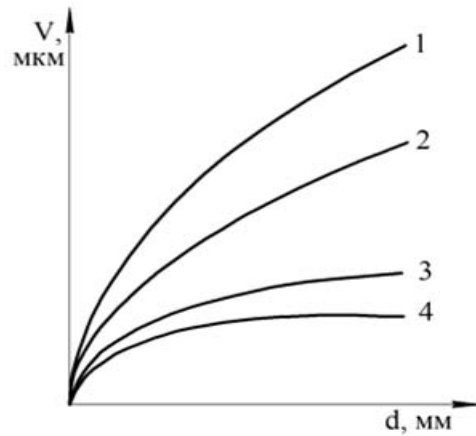


Рис. 1.12. Залежність похибок обробки від діаметра: 1 – чорнова обробка; 2 – точна обробка; 3 – тонка обробка; 4 – точне шліфування

Таблиця 1.7

Значення одиниць допуску

Інтервал розмірів, мм (понад – до)	i , мкм	Інтервал розмірів, мм (понад – до)	i , мкм
До 3	0,60	315 – 400	3,60
3 – 6	0,75	400 – 500	4,00
6 – 10	0,90	500 – 630	4,40
10 – до 18	1,10	630 – до 800	5,00
18 – до 30	1,30	800 – до 1000	5,60
30 – до 50	1,60	1000 – до 1250	6,60
50 – до 80	1,90	1250 – до 1600	7,80
80 – до 120	2,20	1600 – до 2000	9,20
120 – до 180	2,50	2000 – до 2500	11,00
180 – до 250	2,90	2500 – до 3150	13,50
250 – до 315	3,20	-	-

Допуски. Допуск розміру є мірою точності. Його можна визначити за

формулою:

$$T = k \cdot i, \quad (1.50)$$

де k – число одиниць допуску (залежить від квалітету); i – одиниця допуску, мкм.

Значення числа одиниць допуску для квалітетів від 5 по 14 приведено в табл. 1.8.

Квалітети. Кожний вид деталі різного призначення виготовляють з різною точністю. Для нормування відповідних рівнів точності встановлені квалітети.

Квалітет (міра точності) – сукупність допусків, що розглядаються як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Під квалітет-том розуміють сукупність допусків, що характеризуються постійною відносною точністю (що визначається коефіцієнтом “ k ”, див. табл. 1.8) для всіх номінальних розмірів даного діапазону.

Таблиця 1.8

Значення числа одиниць допуску для квалітетів від 5 по 14

Позначення допуску	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9
Значення допуску	$7 \cdot i$	$10 \cdot i$	$16 \cdot i$	$25 \cdot i$	$40 \cdot i$
Позначення допуску	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Значення допуску	$64 \cdot i$	$100 \cdot i$	$160 \cdot i$	$250 \cdot i$	$400 \cdot i$

Точність у межах одного квалітету залежить тільки від номінального розміру. Стандарт ДСТУ 2500–94 для розмірів від 1 до 3150 мм встановлює 20 квалітетів, що позначаються порядковими номерами 01, 0, 1, 2, ..., 18.

Квалітет визначає допуск на виготовлення, а також відповідні методи і засоби обробки і контролю деталей машин.

Скорочено допуск за одним із квалітетів позначається латинськими літерами IT і номером квалітету. Наприклад, IT6, IT14 означає допуск за шостим і чотирнадцятим квалітетами. Найточнішим є 01 квалітет, найгрубішим – 18.

Квалітети визначають методами розрахунку посадок або призначають за аналогією, орієнтуючись на точність виготовлення деталей, що нормально працюють у машинах аналогічного призначення. Нижче наводяться самі загальні міркування по призначенню квалітетів для деталей, що утворюють рекомендовані посадки.

Використання квалітетів в машинобудуванні

01, 0, 1 - точні квалітети використовують дуже рідко, головним чином для виготовлення еталонів та зразкових засобів вимірювання плоскопаралельних кінцевих мір довжини.

1...4 квалітети використовують для виготовлення робочих або контрольних калібрів.

4, 5 квалітети використовують в особливо точних з'єднаннях, які не допускають зміни натягу або зазору. Наприклад, сполучення точних вальниць прецизійних верстатів та приладів на валу й у корпусі, закріплення еталонних зубчастих коліс на валах чи оправках і т.п. Заданий допуск для утворення необхідної посадки досягають, використовуючи більш грубі квалітети й селективне складання.

5...12 квалітети призначені для утворення з'єднань.

6 і 7 квалітети використають у відповідальних сполученнях, до яких існують вимоги до визначеності характеру з'єднання посадки, а до деталей необхідна взаємозамінність (вальниці 0 і 6 класу точності, вальниці ковзання, з'єднання гідравлічної апаратури). Наприклад, при посадці на вал зубчастих коліс високої й середньої точності, виконанні посадкових місць для вальниць кочення класів точності 0 і 6, з'єднання гідравлічної або пневматичної апаратури. В сучасному виробництві 60-70 % відповідальних сполучень виконується в цих квалітетах.

8-й квалітет призначений для середньої точності складання, з більшими гарантованими зазорами або натягами, які менш чутливі до їхнього збільшення, а також для посадок, що забезпечують середню точність зборки. Використовується для з'єднання деталей, які працюють зі значними перепадами температур (швидкообертові вальниці ковзання).

9 і 10-й квалітети використають у невідповідальних з'єднаннях із зазором. Посадки з натягом і перехідні посадки в цих квалітетах не вживаються через невизначеність з'єднання. З такою точністю виготовляють посадкові місця консольних шківів на валах, невідповідальні рухомі з'єднання сільськогосподарських і дорожніх машин.

11 і 12-й квалітети використовують при грубому збиранні в зварних та паяних з'єднаннях, у грубих з'єднаннях, що працюють в умовах сильного забруднення, з великими гарантованими зазорами, в невідповідальних з'єднаннях (допуски вільних розмірів): фланці, накривки.

По грубих квалітетах (**13-17-й**) задаються допуски на вільні розміри.

Основні правила призначення квалітетів. Необхідно призначати точність яка:

- забезпечує необхідну працездатність продукції при найменших затратах на її виготовлення (кожен метод обробки має свої оптимальні технологічні можливості досягнення точності). На цей фактор впливає як знос верстатів, так і рівень кваліфікації працівників;

- гарантує працездатність продукції (з урахуванням терміну експлуатації);

- враховує можливість визначення та перевірки окремих розмірів;
 - доречна (враховує функціональні особливості розмірів - відповідальні або вільні), особливості використання різних видів посадок (з зазором 4-12, з натягом 5-8, перехідні 4-7 квалітети). Числові значення допусків за ДСТУ 2500-94 (вибірка) наведено у Додатку А.

При даному квалітеті та інтервалі номінальних розмірів значення допуску є постійним для розмірів будь-яких елементів (валів, отворів, уступів, тощо) і в будь-яких полях допусків. Іншою особливістю допусків є те, що починаючи з п'ятого квалітету, допуск під час переходу до наступного, грубішого квалітету, збільшується на 60 %. Через кожні п'ять квалітетів допуски збільшуються приблизно в 10 раз. Це правило дає змогу розширяти систему в напрямку грубіших квалітетів. Наприклад

$$IT_{19} = 10 IT_{14}; IT_{18} = 10 IT_{13}.$$

Наявні методи обробки дають можливість дістати певну точність виготовлення, тобто квалітет (табл. 1.9). У дужках зазначаються можливі границі коливання досяжних квалітетів.

Таблиця 1.9

Методи обробки, які дають різну точність виготовлення [4]

Квалітети		Методи обробки
отворів	валів	
1	2	3
5...6	4...5	Шліфування кругле, тонке; полірування тонке; притирка тонка; хонінгування циліндрів (6, 7); суперфінішування; анодно-механічне шліфування притирочне (5, 6).
7...8	6...7	Обточування, розточування тонке (алмазне), чистове (6...9); розвертання чистове, тонке (6, 7); протягування чистове; обробне; шліфування кругле чистове, тонке; протягування чистове (7...9); калібрування отворів кулькою або оправкою після розточування або розвертання; обкочування або розкочування роликками або кульками (6...9); полірування звичайне; хонінгування площин, анодно-механічне шліфування чорнове (6...9), чистове; електрополірування декоративне (6...9); електромеханічне точіння звичайне (6...9), чистове; електромеханічне вирівнювання.
9	8...9	Стругання тонке; фрезерування тонке; обточування поперечною подачею тонке (8...11); розвертання напівчистове (9, 10, для чавуну 8) протягування напівчистове; шабрування тонке; слюсарна обпиловка (9...11); шліфування кругле напівчистове (8...11); калібрування отворів кулькою або оправкою після свердління.
10	10	Зенкерування чистове (10, 11).

1	2	3
11	11	Стругання (11...13), фрезерування швидкісне чистове (11...13); обточування поперечною подачею чистове (11...13); обточування швидкісне; підрізка торців (11...13); шабрування грубе; лиття по виплавлюваних моделях – дрібні деталі з чорних металів (11...13).
13	12	Стругання чорнове (12...14); довбання чистове; фрезерування чорнове (12...14); обточування поздовжньою подачею напівчистове (12...14); свердління без кондуктора (12...14); розсвердлювання (12...14); зенкерування чорнове; розточування напівчистове (12...14); лиття в оболонкові форми – деталі із чорних металів (12...14)
14...18	14...18	Автоматичне газове різання (15...18); відрізання ножицями і пилками (15...18); відрізання різцем і фрезою (14...16); довбання чорнове (14...15); обточування поздовжньою подачею обдирне (16, 18), напівчистове (14, 15); розточування чорнове (15...18); лиття у піщані форми – чорні метали (14...16); лиття у піщані форми – кольорові сплави (16, 18); лиття у кокіль – чорні метали (14...16); відцентрове лиття (15); гаряче кування в штампах (14...18).

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

Для всіх полів допусків, що розміщені нижче від нульової лінії основним (ближчим) є верхній відхил (es або ES); для полів допусків, що розташовані вище нульової лінії, основним (ближчим) – нижній відхил (ei або EI).

Поле допуску характеризується також віддаленим відхилом. За основним відхилом і допуском визначається другий граничний відхил, що обмежує дане поле допуску. Для тих полів допусків, у яких основним є верхній відхил, нижній відхил визначають за формулами: для отвору $EI = ES - IT$; для вала $ei = es - IT$.

Якщо основний відхил нижній, то верхній визначають за формулами: для отвору $ES = EI + IT$; для вала $es = ei + IT$. У наведених формулах основні відхили підставляють з їх знаками.

Основні відхили позначають літерами латинської абетки: великими для отворів ($A - ZC$) і малими – для валів ($a - zc$) (рис. 1.13).

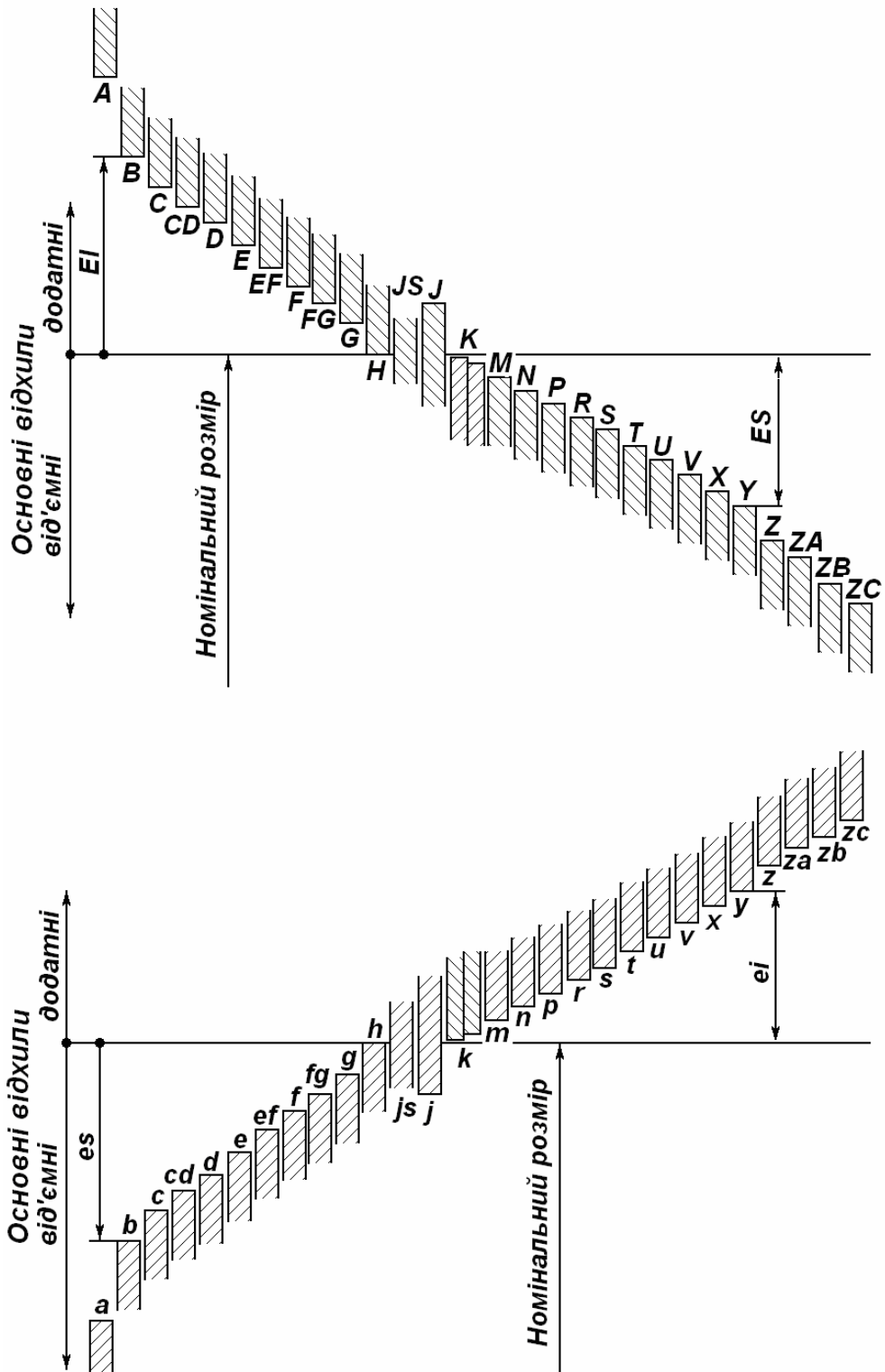


Рис. 1.13. Основні відхилення валів і отворів

1.4.2. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Допуск на $\varnothing 60$ мм $T_d = 46$ мкм. На $\varnothing 180$ мм установлені такі допуски: 25, 63 і 250 мкм. Визначити, який із допусків на $\varnothing 180$ мм більше, рівний і менше, ніж допуск на $\varnothing 60$ мм.

Розв'язання. За даними табл. 1.7 знаходимо значення одиниць допуску. Для $\varnothing 60$ мм за інтервалом розмірів 50-80 мм $i_{60} = 1,90$ мкм.

Для $\varnothing 180$ мм: за інтервалом розмірів 120-180 мм $i_{180} = 2,50$ мкм.

За формулою (1.50) число одиниць допуску для $\varnothing 60$ мм.

$$k_{60} = Td / i_{60} = 46 / 1,90 = 24,1 \text{ од. доп.}$$

Порівнюємо числа одиниць допусків k_{180} для трьох випадків з k_{60} :

$Td = 25$ мкм: $k_{180} = 25 / 2,5 = 10 < k_{60}$ – на $\varnothing 180$ мм установлений менший допуск, ніж на $\varnothing 60$ мм.

$Td = 60$ мкм: $k_{180} = 63 / 2,5 = 25,2 \approx k_{60}$ – допуски на обидва розміри мають однакову точність.

$Td = 250$ мкм: $k_{180} = 250 / 2,5 = 100 > k_{60}$ – на $\varnothing 180$ мм установлений більший допуск, ніж на $\varnothing 60$ мм.

Приклад 2. Обчислити допуски в п'ятому і десятому квалітетах для розміру $\varnothing 100$ мм.

Розв'язання. Обчислюємо середній розмір інтервалу (понад 80 до 120 мм), в якому є заданий розмір, за формулою:

$$D_m = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}} = \sqrt{80 \cdot 120} \approx 98 \text{ мм.}$$

Одиниця допуску визначається за формулою (1.48):

$$i = 0,45 \sqrt[3]{98} + 0,001 \cdot 98 \approx 2,17 \text{ мкм,}$$

що відповідає значенню, вказаному в табл. 1.7. За табл. 1.8 визначаємо числа одиниць допуску: $k_5 = 7$, $k_{10} = 64$.

За формулою (1.50) знаходимо:

$$IT_5 = 7 \cdot 2,17 = 15,2 \approx 16 \text{ мкм; } IT_{10} = 64 \cdot 2,17 = 139 \approx 140 \text{ мкм.}$$

Округлені значення допусків відповідають табличним (див. Додаток А, табл. 1).

Приклад 3. Обчислити основні відхили отвору за заданим відхилами вала і визначити поля допусків вала і отвору: $es = -100$ мкм; вал виготовляють за 7-м квалітетом, отвір – за 8-м квалітетом; номінальний діаметр $D = 60$ мм.

Розв'язання. У табл. Г.11 [1] в інтервалі розмірів понад 50 до 65 мм знаходимо, що заданий верхній відхил вала відповідає основному відхилу d . У Додатку А (табл. 1) в інтервалі розмірів понад 50 до 80 мм знаходимо значення $IT_8 = 46$ мкм.

Поле допуску вала позначається $\varnothing 60d8$, нижній відхил вала $ei = es - TD = -100 - 46 = -146$ мкм.

Основний відхил отвору знаходимо за загальним правилом $EI = -es = +100$ мкм і табл. Г.12 [1]. При IT_8 за формулою визначаємо $ES = TD + EI = 46 + 100 = +146$ мкм. Умовне позначення поля допуску вала $\varnothing 60d8 \left(\begin{smallmatrix} -0,100 \\ -0,146 \end{smallmatrix} \right)$.

Приклад 4. Визначити розрахункову величину допуску посадочної поверхні колінчастого вала діаметром 38 мм двигуна Д-240 для посадки розподільної шестірні, якщо цей розмір має бути виготовлений з допуском за шостим квалітетом.

Розв'язання. За табл. 1.8 визначаємо число одиниць допуску для ІТ6: $k_6 = 10$. Одиниця допуску для діаметра 38 мм (для інтервалу розмірів від 30 до 50 мм включно) за табл. 1.7 дорівнює $i_{38} = 1,56$ мкм. Тоді величину допуску визначимо за формулою (1.50): $T_{38}^p = 10 \cdot 1,56 = 15,6 \approx 16$ мкм. Стандартне значення допуску за Додатком А (табл. 1) дорівнює $T_{38}^{ст} = 16$ мкм.

Приклад 5. Для діаметра отвору котка опорного трактора ДТ-75М визначити квалітет допуску, якщо діаметр цього отвору 42 мм і допуск 25 мкм (0,025 мм).

Розв'язання. Для розміру отвору 42 мм знаходимо значення одиниці допуску $i_{42} = 1,56$ мкм за табл. 1.9 для інтервалу розмірів від 30 до 50 мм включно. Тоді число одиниць допуску k в допускові даного розміру знаходимо за формулою (1.43): $k = 25 / 1,56 = 16$. Даному значенню k відповідає сьомий квалітет ІТ7 (табл. 4.2).

Приклад 6. Визначити граничні відхили діаметра шийки опорної розподільного вала двигуна трактора Т-150 з допуском за восьмим квалітетом, якщо діаметр шийки становить 59 мм, а його основний відхил позначено літерою e .

Розв'язання. Величина допуску діаметра шийки вала ІТ8 = 46 мкм = 0,046 мм (див. Додаток 1, табл. 1) для інтервалу розмірів від 50 до 80 мм включно.

Основний відхил вала $\varnothing 58e8$ за даними табл. Г.11 [1] дорівнює $e_s = -60$ мкм = $-0,060$ мм. Нижній відхил цього вала:

$$e_i = e_s - IT8 = -60 - 46 = -106 \text{ мкм} = -0,106 \text{ мм.}$$

Розмір діаметра шийки розподільного вала з відхилами запишеться як $\varnothing 58e8 \begin{pmatrix} -0,060 \\ -0,106 \end{pmatrix}$.

Приклад 7. Для отвору втулки шатуна діаметром 42 мм двигуна СМД-60 вибрати умовне позначення основного відхилу, якщо його числове значення $EI = +25$ мкм = $+0,025$ мм.

Розв'язання. За даними табл. Г.12 [1] знаходимо, що для інтервалу розмірів від 40 до 50 мм включно числовому значенню основного відхилу отвору $EI = +25$ мкм відповідає його умовне позначення F .

Приклад 8. Для діаметра отвору верхньої головки шатуна двигуна СМД-60 призначити граничні відхили, якщо на кресленику цей розмір має позначення $\varnothing 42H7$.

Розв'язання. За даними табл. 2 (Додаток 1) для інтервалу розмірів від 30 до 50 мм включно знаходимо для поля допуску Н7: верхній відхил $ES=+25$ мкм = $+0,025$ мм; нижній відхил $EI = 0$. Записуємо умовне позначення розміру отвору верхньої головки шатуна з граничними відхилами: $\varnothing 42H7^{(+0,025)}$.

Приклад 9. Для гладкого циліндричного з'єднання $\varnothing 58H7/e8$ (втулка розподільного вала і вал розподільний) трактора Т-150:

1. Визначити основні параметри. Установити систему посадки, квалітети отвору і вала, характер посадки (попередньо).

2. Записати умовне позначення отвору і вала, за таблицями ГОСТ 25347-86 визначити граничні відхили отвору і вала.

3. Побудувати схему розташування полів допусків у довільному масштабі і встановити характер посадки (остаточно).

4. Визначити: граничні розміри отвору і вала; допуски отвору і вала; граничні значення зазору або натягу в з'єднанні; допуск посадки.

5. Позначити: розраховані величини посадки на схемі полів допусків; розміри і граничні відхили отвору і вала на складальному і подетальному кресленнях.

Розв'язання. Оскільки посадка утворена з'єднанням основного отвору $\varnothing 58H7$ з неосновним валом $\varnothing 58e8$, це означає, що задана посадка здійснена в системі отвору. Квалітет отвору – 7-й, вала – 8-й.

У даному прикладі основний відхил отвору позначене літерою Н, а вала – літерою е, тобто дане з'єднання матиме посадку із зазором.

Граничні відхили отвору і вала визначаємо за даними табл. 2 і табл. 6 (Додаток 1): отвору $\varnothing 58H7^{(+0,03)}$, вала $\varnothing 58e8^{(-0,060 / -0,103)}$.

Будуємо схему розташування полів допусків з'єднання (рис. 1.14).

Визначаємо характер посадки. Оскільки на схемі поле допуску вала е8 розташоване нижче від поля допуску отвору Н7, це означає, що задана посадка є рухомою (із зазором) і характеризується гарантованим зазором.

Граничні значення розмірів отвору і вала:

$$D_{\max} = 58 + 0,030 = 58,030 \text{ мм}; \quad D_{\min} = 58 + 0 = 58,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = 58 + (-0,060) = 57,940 \text{ мм}; \quad d_{\min} = 58 + (-0,106) = 57,894 \text{ мм}.$$

Допуски отвору і вала:

$$TD = 58,030 - 58,000 = 0,030 \text{ мм}; \quad Td = 57,940 - 57,894 = 0,046 \text{ мм},$$

$$\text{або } TD = +0,030 - 0 = 0,030 \text{ мм}; \quad Td = -0,060 - (-0,106) = 0,046 \text{ мм}.$$

Граничні значення зазору в з'єднанні:

$$S_{\min} = 58,000 - 57,940 = 0,060 \text{ мм}; \quad S_{\max} = 58,030 - 57,894 = 0,136 \text{ мм},$$

$$\text{або } S_{\min} = 0 - (-0,060) = 0,060 \text{ мм}; \quad S_{\max} = 0,030 - (-0,106) = 0,136 \text{ мм}.$$

Допуск посадки (допуск зазору):

$$TS = 0,047 - 0,022 = 0,025 \text{ мм або } TS = 0,015 + 0,010 = 0,025 \text{ мм.}$$

Висновок: У з'єднанні розподільного вала з втулкою трактора Т-150 можливий найбільший зазор $S_{\max} = 0,136 \text{ мм}$ і найменший зазор $S_{\min} = 0,060 \text{ мм}$.

Усі розрахункові величини наносимо на схему розташування полів допусків (див. рис. 1.14).

Складальне і подетальні кресленики з'єднання наведено на рис. 1.15.

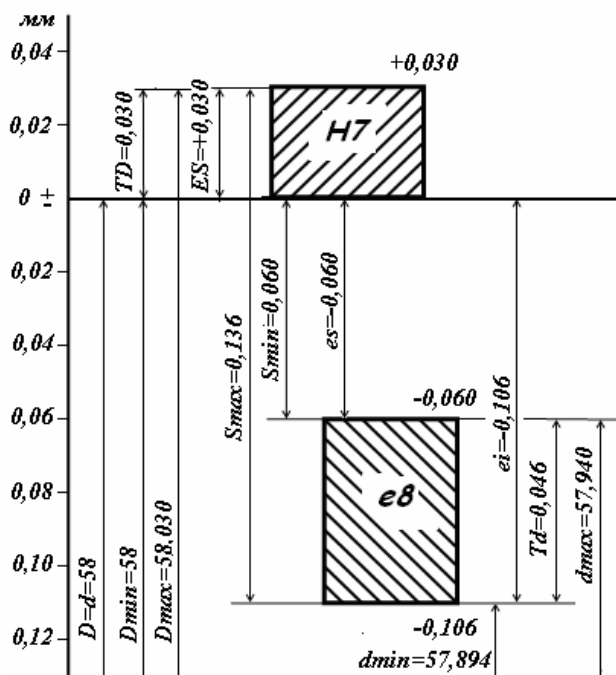


Рис. 1.14. Схема розташування полів допусків з'єднання $\text{Ø}58\text{H}7/\text{e}8$

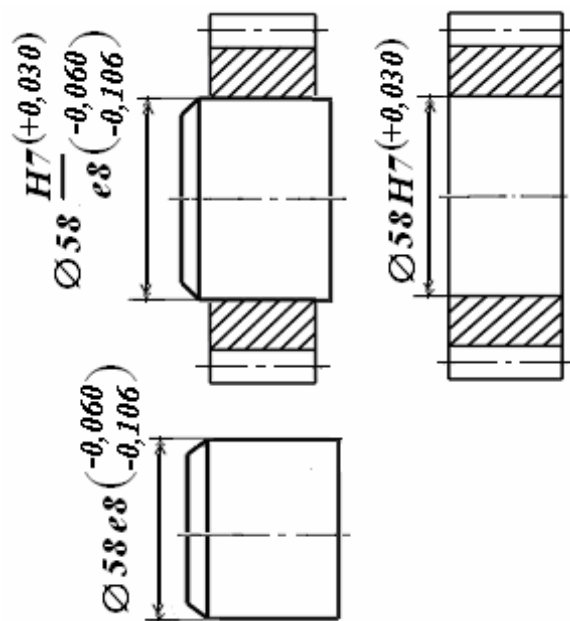


Рис. 1.15. Складальне і подетальні кресленики з'єднання $\text{Ø}58\text{H}7/\text{e}8$

Приклад 10. Визначити основні параметри гладкого циліндричного з'єднання $\text{Ø}106\text{H}7/\text{n}6$ (шестірня приводу газорозподілу-колінчастий вал) трактора Т-150.

Задана посадка утворена з'єднанням основного отвору $\text{Ø}106\text{H}7$ з неосновним валом $\text{Ø}106\text{n}6$. Це означає, що посадку зроблено в системі отвору. Квалітет отвору–7-й, вала–6-й. Основний відхил отвору позначене літерою Н, а вала п, тобто дане з'єднання матиме перехідну посадку. Граничні відхилення отвору і вала визначаємо за даними табл. 2 і 4 (Додаток 1): отвору $\text{Ø}106\text{H}7^{(+0,035)}$, вала $\text{Ø}106\text{n}6^{(+0,045, +0,023)}$.

Будуємо схему розташування полів допусків (рис. 1.16).

Оскільки на схемі поля допусків отвору Н7 і вала п6 частково перекриваються, то це означає, що дана посадка є перехідною і характеризується максимальними зазором і натягом.

За формулами (1.5) і (1.6) знаходимо максимальні граничні зазор і натяг:

$$S_{\max} = +0,035 - 0,023 = 0,012 \text{ мм}; N_{\max} = 0,045 - 0 = 0,045 \text{ мм.}$$

$$S_{\max} = 106,035 - 106,023 = 0,012 \text{ мм}; N_{\max} = 106,045 - 106,000 = 0,045 \text{ мм.}$$

Допуски отвору і вала знаходимо за формулою (1.3):

$$TD = 106,035 - 106,000 = 0,035 \text{ мм}; Td = 106,045 - 106,023 = 0,022 \text{ мм,}$$

$$\text{або } TD = +0,035 - 0 = 0,035 \text{ мм}; Td = 0,045 - 0,023 = 0,022 \text{ мм.}$$

Допуск посадки знаходимо за формулою (1.11):

$$T(S, N) = 0,012 + 0,045 = 0,057 \text{ мм або } T(S, N) = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ мм.}$$

Висновок: у з'єднанні шестірні приводу газорозподілу з колінчастим валом трактора Т-150 можливий найбільший зазор $S_{\max} = 0,012$ мм і найбільший натяг $N_{\max} = 0,045$ мм.

Складальне і подетальні кресленики з'єднання наведено на рис. 1.17.

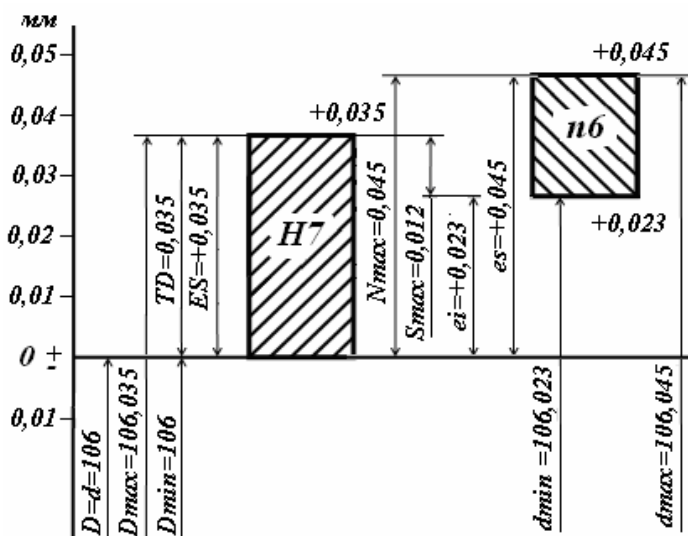


Рис. 1.16. Схема розташування полів допусків з'єднання $\text{Ø}106\text{H}7/\text{n}6$

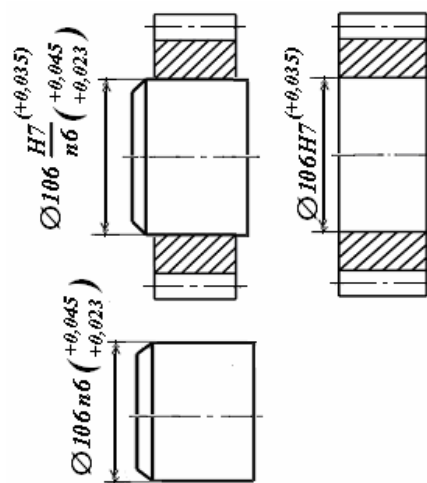


Рис. 1.17. Складальне і подетальні кресленики з'єднання $\text{Ø}106\text{H}7/\text{n}6$

Приклад 11. Визначити основні параметри гладкого циліндричного з'єднання $\text{Ø}20\text{P}7/\text{h}6$ (корпус коробки передач – штифт установочний) трактора Т-74.

Розв'язання. Задана посадка утворена з'єднанням основного вала $\text{Ø}20\text{h}6$ з не основним отвором $\text{Ø}20\text{P}7$. Це означає, що посадка здійснена в системі вала. Квалітет отвору–7-й, вала–6-й. Основний відхил отвору позначене літерою Р, а вала–h, тобто дане з'єднання матиме посадку з натягом.

Граничні відхили отвору і вала визначаємо за даними табл. 2 і 4 (Додаток 1): отвору $\text{Ø}20\text{P}7\left(\begin{smallmatrix} -0,014 \\ -0,035 \end{smallmatrix}\right)$, вала $\text{Ø}20\text{h}6\left(\begin{smallmatrix} -0,013 \\ -0,013 \end{smallmatrix}\right)$.

Будуємо схему розташування полів допусків (рис. 1.18).

Оскільки на схемі поле допуску вала P7 розташоване вище від поля допуску отвору h6, то це означає, що задана посадка є нерухомою (з на-

тягом) і характеризується максимальним N_{\max} і мінімальним N_{\min} натягами.

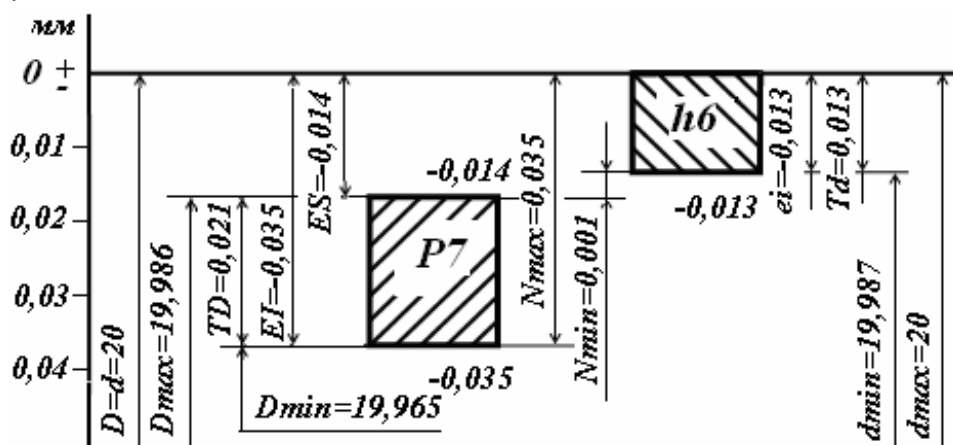


Рис. 1.18. Схема розташування полів допусків з'єднання $\text{Ø}20\text{P7}/\text{h6}$

Граничні значення розмірів отвору D_{\min} і D_{\max} і вала d_{\min} і d_{\max} , їх допуски Td і Td визначаються так само, як і для посадки з натягом.

Граничні значення натягу в з'єднанні:

$$N_{\min} = -0,013 - (-0,014) = 0,001 \text{ мм}; \quad N_{\max} = 0 - (-0,035) = 0,035 \text{ мм}.$$

$$N_{\min} = 19,987 - 19,986 = 0,001 \text{ мм}; \quad N_{\max} = 20,000 - 19,965 = 0,035 \text{ мм}.$$

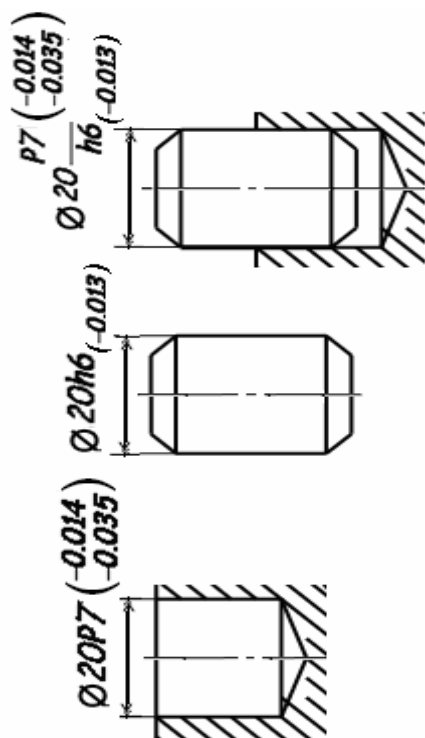


Рис. 1.19. Складальне і подетальні кресленики з'єднання $\text{Ø}20\text{P7}/\text{h6}$ в масштабі. Записати умовне позначення полів допусків з числовими значеннями граничних відхилів.

Допуск нерухомої посадки (допуск натягу): $TN = 0,035 - 0,001 = 0,034 \text{ мм}$ або $TN = 0,021 + 0,013 = 0,034 \text{ мм}$.

Висновок: у з'єднанні штифта установочного з корпусом коробки передач трактора Т-74 можливий найбільший натяг

$$N_{\max} = 0,035 \text{ мм і найменший натяг } N_{\min} = 0,001 \text{ мм}.$$

Складальне і подетальні кресленики з'єднання наведено на рис. 1.19.

Приклад 12. Дано посадку $\text{Ø}180\text{H7}/\text{f6}$. Визначити систему і вид посадки. Перевести задану посадку в протилежну систему. Для цієї посадки знайти граничні відхили і допуски. Вирахувати: граничні розміри, зазори чи натяги, допуск посадки. Визначити, які поля допусків утворюють задану посадку. Накреслити схему розташування полів допусків посадки в масштабі.

Розв'язання. Оскільки посадка утворена з'єднанням основного отвору $\varnothing 180H7$ з не основним валом $\varnothing 180f6$, це означає, що задану посадку здійснено в системі отвору. Квалітет отвору – 7-й, вала – 6-й. Основні відхили: отвору позначені літерою H, а вала – f, тобто дане з'єднання матиме посадку з зазором. У протилежній системі посадка має вигляд $\varnothing 180F7/h6$.

Граничні відхили отвору і вала визначаємо за даними табл. 2 і 4 (Додаток 1): отвору $\varnothing 180F7\left(\begin{smallmatrix} +0,083 \\ +0,043 \end{smallmatrix}\right)$, вала $\varnothing 180h6\left(\begin{smallmatrix} - \\ -0,025 \end{smallmatrix}\right)$.

Будуємо схему розташування полів допусків (рис. 1.20).

Знаходимо номінальний розмір і відхили: $D=180$ мм; відхили отвору $ES=+0,083$ мм, $EI=+0,043$ мм; відхили вала $es=0$, $ei=-0,025$ мм.

Граничні розміри визначаємо за формулами (1.1) і (1.2):

$$D_{\max} = 180 + 0,083 = 180,083 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 180 + 0,043 = 180,043 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = 180 + 0 = 180,000 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = 180 + (-0,025) = 179,975 \text{ мм}.$$

Допуски отвору і вала знаходимо за формулою (1.3):

$$TD = 180,083 - 180,043 = 0,040 \text{ мм};$$

$$Td = 180 - 179,975 = 0,025 \text{ мм}$$

$$\text{або } TD = +0,083 - (-0,043) = 0,040 \text{ мм};$$

$$Td = 0 - (-0,025) = 0,025 \text{ мм}.$$

Граничні зазори знаходимо за формулами (1.5) і (1.6):

$$S_{\max} = 0,083 - (-0,025) = 0,108 \text{ мм}; \quad S_{\min} = 0,043 - 0 = 0,043 \text{ мм}.$$

$$S_{\max} = 180,083 - 179,975 = 0,108 \text{ мм}. \quad S_{\min} = 180,043 - 180,000 = 0,043 \text{ мм}.$$

Допуск посадки знаходимо за формулою (1.7):

$$TS = 0,108 - 0,043 = 0,065 \text{ мм} \quad \text{або} \quad TS = 0,040 + 0,025 = 0,065 \text{ мм}.$$

За даними табл. 3.17 і 3.18 [15] знаходимо, що посадка $\varnothing 180F7/h6$ утворена переважачим полем допуску основного вала $h6$ і полем допуску не основного отвору $F7$. Записуємо умовне позначення полів допусків з числовими значеннями граничних відхилів: $\varnothing 180 \frac{F7\left(\begin{smallmatrix} +0,083 \\ +0,043 \end{smallmatrix}\right)}{h6\left(\begin{smallmatrix} - \\ -0,025 \end{smallmatrix}\right)}$.

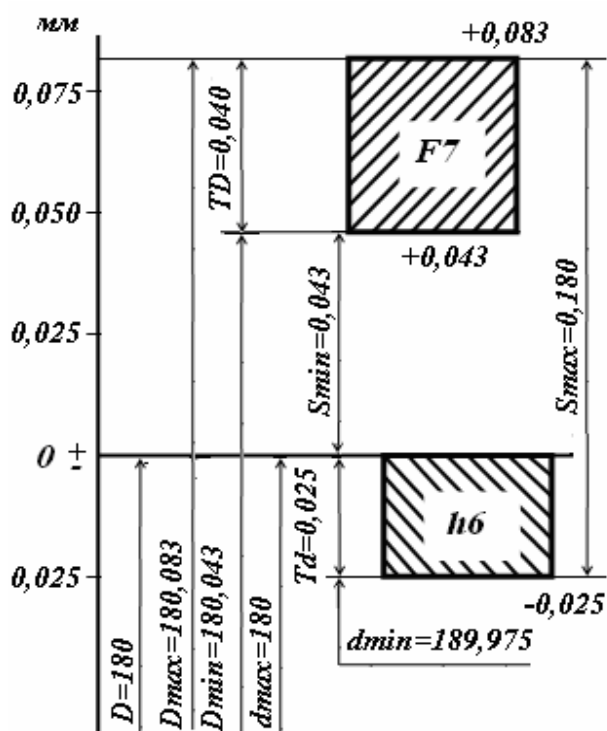


Рис. 1.20. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 180F7/h6$

Приклад 13. Визначити теплову похибку виміру деталі довжиною 50 мм штангенциркулем. Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталі $\alpha_1 = 17,1 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ і штангенциркуля $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$. Температура деталі $t_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, штангенциркуля $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розв'язання. Нормальна температура виміру $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Різниця температур: деталі і нормальної $\Delta t_1 = 50 - 20 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; штангенциркуля і нормальної $\Delta t_2 = 30 - 20 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. За формулою (1.37) визначаємо похибку:

$$\Delta l = 50 (17,1 \cdot 30 - 12 \cdot 10) \cdot 10^{-6} = 0,0196 \text{ мм.}$$

Приклад 14. За таблицями допусків і посадок, вибрати умовне позначення посадки із зазором для з'єднання номінальним діаметром 50 мм, граничні значення розрахункового зазору в якому мають бути: $S_{\max}^p = 50 \text{ мкм}$, $S_{\min}^p = 9 \text{ мкм}$.

Розв'язання. За даними табл. 1.47 [15] для інтервалу розмірів від 30 до 50 мм включно знаходимо, що цим граничним значенням зазору відповідає посадка в системі отвору H7/g6 або в системі вала G7/h6.

Записуємо умовні позначення вибраних посадок: $\text{Ø}50\text{H}7/\text{g}6$ – у системі отвору; $\text{Ø}50\text{G}7/\text{h}6$ – у системі вала.

1.4.3. Контрольні питання

1. Що називається системою допусків і посадок? Принципи побудови системи допусків і посадок.

2. Роз'ясніть поняття гранична асиметрична система. Основні особливості Єдиної системи допусків і посадок загальносоюзного стандарту (ЗСТ).

3. Який діапазон розмірів охоплює ЄСДП? Чому розміри, охоплюючи ЄСДП, підрозділяються на основні та проміжні інтервали?

4. Яка встановлена закономірність змінення основних і проміжних інтервалів?

5. Що характеризують одиниці допуску і як їх вираховують?

6. Що називають квалітетом ЄСДП і як їх позначають? Розшифруйте слідуєчи умовні позначення: а) T, IT, TD, Td, IT0, IT10; б) f7, F7, N6, m6, P10, p10.

7. Який зв'язок між основними відхилами валів і отворів в ЄСДП?

8. Як вираховують основні відхили отворів: а) по загальному правилу; б) по спеціальному правилу?

9. Чому в ЄСДП для практичного застосування відібрано обмежене число полів допусків?

10. Для яких полів допусків основні відхили не встановленні і для яких дорівнює нулю?

11. Які поля допусків застосовуються для утворення посадок:

а) з зазорами; б) з натягом; в) перехідних?

12. Які поля допусків в ЄСДП мають найбільші (по абсолютній величині) основні відхили і в яких випадках їх застосовують?

13. Чим пояснити, що для малих розмірів (до 1 мм) для утворення посадок з натягом встановлено приблизно однакове число полів допусків неосновних валів і отворів?

14. Як утворюються посадки в ЄСДП? Які встановлені групи посадок в указаній системі?

15. Як позначаються посадки в ЄСДП?

16. Як визначити по умовному позначенню, до якої системи (отвору чи вала) відноситься посадка?

17. Розшифруйте слідуєчі позначення: а) M8, P6, S_{\min} , N_{\max} ; б) TS, TN, TP; в) H8/h8, H8/f8, H7/f7; г) H7/s6, S7/k6.

18. В яких випадках і чому посадки з натягом утворюються сполученням полів допусків отворів і валів, які відносяться до різних, а які - до однакових квалітетів?

19. Як вирахувати граничні відхили полів допусків отворів в посадках з натягом в системі вала?

20. Як вирахувати основні відхили полів допуску отворів для посадки з натягом в системі вала, коли точність вала на два квалітету вище, ніж отвору?

21. Перевести посадки: а) H7/H8, H8/h7; б) H8/d9, T7/h6; в) H9/e8, R7/h6; г) H8/s7, D9/h8; д) H7/g8, E8/h6; е) H5/js5, F8/h7; ж) H6/h5, A10/h9; з) H7/k6, S7/h6; и) H9/f8, K7/h6; к) H7/t6, G7/h6; л) H6/r5, JS8/h7; м) H8/v7, P7/h6; н) H6/p5, E8/y8; о) H9/v8, V7/h6; п) H8/u7, N5/h4 із системи отвору в систему вала чи навпаки; накресліть схеми розташування полів допусків і роздивитись основні особливості чотирьох посадок.

22. Напишіть умовні позначення і накресліть схеми полів допусків посадок, що відносяться до однакових квалітетів в системі отвору: а) з зазорами, по порядку зменшення зазорів; б) з натягами, по порядку збільшення натягів; в) перехідних, в порядку зменшення зазорів.

Ці ж посадки запишіть в системі вала.

23. Напишіть умовні позначення і накресліть схеми полів допусків і посадок в системі отвору: а) з однаковим S_{\min} і збільшувальними S_{\max} ; б) з однаковим N_{\min} і збільшувальними N_{\max} . Ці ж посадки записати в системі вала.

24. В яких посадках системи отвору і системи вала один граничний розмір дорівнює номінальному розміру з'єднання, а одно із граничних відхилів дорівнює допуску?

25. Чому граничні відхили повинні назначатися на всі розміри, показані на креслениках?

26. В яких випадках необхідно показувати умовні позначення і числові значення граничних відхилів?

27. Які розміри називають розмірами з не вказаними допусками? Розгляньте правила, по яких назначають граничні відхили на ці розміри.

28. Чому система отвору являється переважаючою? В яких випадках застосовують систему вала?

29. Вказати, в яких з'єднаннях (рис. 1.21) слід застосовувати посадки в системі отвору, а в яких з'єднаннях – в системі вала.

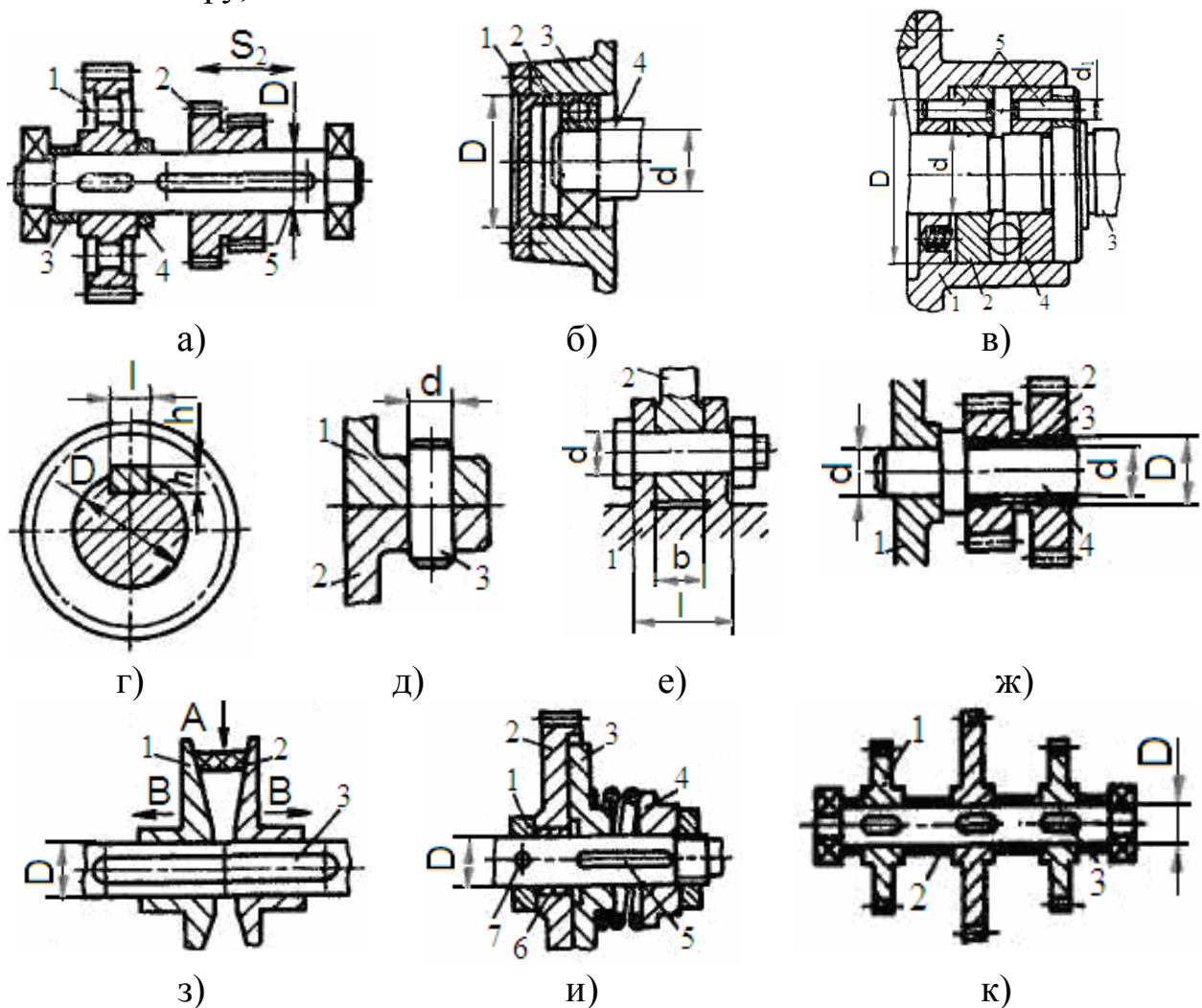


Рис. 1.21. До питання 29

Вказівка. Розглядати тільки ті з'єднання, для яких вказані номінальні розміри і позначені номери деталей. Для вирішення задачі ознайомтеся з принципом дії заданої складанної одиниці:

а) зубчасте колесо 1 встановлене на валу 5 нерухомо за допомогою настановного кільця 4 і втулки розпору 3, а зубчасте колесо 2 може переміщатися уздовж валу; навантаження – з невеликими поштовхами і частими реверсами;

б) у корпусі 3 на валу встановлена вальниця кочення, що закріплена кришкою 1 і регулювальним кільцем 2; навантаження невеликі, точність центрування висока;

в) автоматичний натискний кульковий пристрій кульового варіатора; при роботі варіатора відбуваються невеликі взаємні осьові зсуви конічної чашки 1 (показана тільки частина чашки в зоні з'єднання з валом), вала 3, шайб 2 і 4. Штифти 5 нерухомо сполучені з гніздом чашки і фланцем валу, але повинні допускати осьові зсуви шайб; навантаження – середні із значними поштовхами; вказати системи посадок штифтів і деталей 1–4 по D , d і d_1 , включаючи з'єднання гнізда деталі 1 з фланцем вала 3;

г) нерухоме з'єднання зубчастого колеса, вала і шпонки; навантаження – значні з ударами;

д) штифт 3 нерухомо сполучений з деталлю 2, забезпечує точну фіксацію і періодичне розбирання деталей 1 і 2; навантаження невеликі;

е) деталі 1 і 2 сполучені за допомогою болта; деталь 2 вільно повертається щодо деталі 1; навантаження невеликі, нерівномірні;

ж) у корпусі 1 на нерухомій осі 4 встановлені втулки 3 і зубчасті колеса 2; навантаження невеликі;

з) складальна одиниця клинопасового варіатора, при переміщенні паса 2 до центру вала у напрямі стрілки А, конусні шківни 1 синхронно зміщуються уздовж вала у напрямку стрілок В; для переміщення паса від центру вала шківни синхронно зближують, навантаження середні, рівномірні, переміщення конусних шківнів часті;

и) дискова фрикційна муфта 1 (показана схематично) для передач

30. Якими загальними положеннями необхідно керуватись в виборі квалітетів?

31. В які залежності знаходиться точність розміру і вартість обробки деталей? Чи потрібно при обробці деталей прагнути до найвищої точності?

32. Чи можна назначити допуски без врахування технологічних можливостей виготовлення і вимірювання деталей?

33. Розгляньте суть, переваги і недоліків підбору квалітетів методом аналогій.

34. В яких випадках для підбору квалітетів використовують розрахунковий метод?

35. Основні особливості, різновидності і умови використання посадок: а) з зазором; б) перехідних; в) з натягом.

36. Переваги розрахункового методу підбору посадок. Які основні параметри визначаються при підборі посадок з зазором, із натягом розрахунковим методом?

37. Які конструктивні параметри і умови роботи для стандартних посадок являються нормальними?

1.4.4. Задачі

1. Обчислити допуски для заданих розмірів:

Варіант	а	б	в	г	д	е	ж	з	і	к	л	м	н
Розмір, мм	2	5	8	12	20	40	60	90	150	200	300	360	450
Квалітети	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Результати обчислень порівняти із стандартними допусками.

2. Накреслити ескіз з'єднання (рис. 1.22), а також охоплюючої і охопленої деталей цього з'єднання, на ескізах поставити номінальні розміри з граничними відхилами, приведеними в таблиці за першим і другим способами.

Варіант	Розмір		Граничні відхили, мкм			
	позначення	значення, мм	отвору		вала	
			ES	EI	es	ei
а	B	120	+220	0	-180	-400
б	D	100	+159	+72	0	-54
в	H	50	+39	0	-50	-89
	B	75	+120	0	-100	-220
г	d	25	+21	0	-20	-41
	b	8	+98	+40	0	-36
д	D	80	+30	0	+21	+2
	L	110	+1040	0	-120	-260

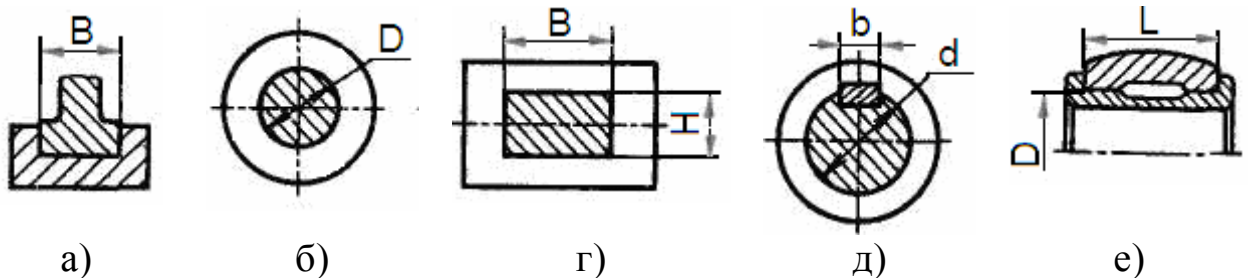


Рис. 1.22. Ескізи до питання 2

3. Дані посадки в системі отвору: а) H7/g6, H7/k6, H7/r6; б) H7/h6, H7/js6, H7/s6; в) H6/g5, H6/m5, H6/p5; г) H8/f7, H8/n7, H8/s7; д) H8/e8, H8/k7, H8/u8; е) H6/js5, H6/p5, H6/r5; ж) H5/g4, H5/n4, H5/g5; з) H7/c8, H7/m6, H7/u7; і) H9/d9, H8/m7, H8/x8: к) H6/h5, H6/k5, H7/t6.

Визначити групу і вид посадки. Перевести посадки в систему вала і визначити, чи передбачені одержані посадки в ЕСДП; знайти граничні відхили і допуски; обчислити граничні розміри отворів і валів, граничні зазори, натяг і допуски посадок; накреслити ескізи полів допусків посадок в масштабі; записати задані розміри з граничними відхилами. Номінальні розміри з'єднання приведені в задачі 1.

4. Дані посадки в системі вала: а) D8/h6, JS7/h6, R7/h6; б) E8/h7, K8/h7, U8/h7; в) D8/h7, JS8/h7, N8/h7; г) F7/h7, N7/h6, T7/h6; д) G7/h6,

M7/h6, S7/h6; е) G5/h4, K5/h4, P6/h5; ж) H6/h6, M6/h6, P7/h6; з) F7/h5, R6/h5; і) E9/h8, N6/h5, S6/h5.

Перевести задані посадки в систему отвору і виконати завдання, перераховані в задачі 3, 5. Номінальні розміри з'єднання приведені в задачі 5, 1.

5. Задане основний відхил вала. Обчислити основний відхил отвору; записати їх умовні позначення і накреслити ескізи полів допусків отвору і вала.

Варіант	Діаметр вала, мм	Основні відхили вала, мкм	Квалітет	
			вала	отвору
а	2	-60	8	11
б	5	-30	10	8
в	8	-25	7	9
г	12	-16	6	6
д	25	-7	5	5
е	45	+2	7	7
ж	65	+11	7	6
з	90	+23	6	8
і	150	+43	5	6
к	190	+77	6	7
л	280	+158	6	7
м	320	+268	6	7
н	420	+490	7	8
о	460	+68	6	7
п	220	+31	5	6

1.5. Допуски форми і розташування поверхонь деталей машин

Похибки форми і розташування поверхонь характеризуються відхилами реальних поверхонь від номінальних форм і розміщень.

Сукупність виступів і западин на поверхні деталі утворює рельєф (макро- і мікрогеометрію). Макро- і мікрогеометрія поверхні характеризується висотою W_z і кроком S_w (рис. 1.23).

Умовна класифікація похибок така: $S_w / W_z > 1000$ – відхили форми; $1000 \geq S_w / W_z \geq 40$ – хвилястість; $S_w / W_z < 40$ – шорсткість.

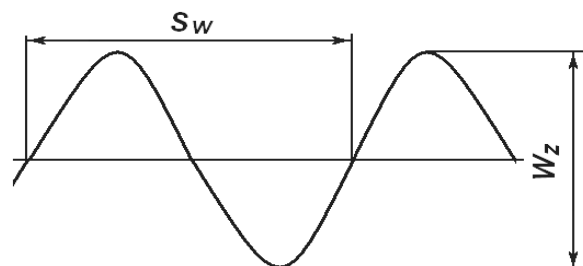


Рис. 1.23. Висота і крок поверхні

Похибки форми, хвилястість і шорсткість поверхонь впливають на експлуатаційні і технологічні показники виробів (нерівномірність припусків, питомого тиску, зазорів,

натягів, тертя тощо).

Похибки поверхонь можна характеризувати відхилами Δ від номінальної поверхні.

Допуски форми та розташування поверхонь наведено в ДСТУ 2498-94.

1.5.1. Нормування відхилів і допусків форми плоских поверхонь

Відхили і допуски форми плоских поверхонь. Площинність нормується за необхідності обмежити відхили форми всієї поверхні або її ділянки, прямолінійність – якщо достатньо обмежити відхили в перерізі поверхні заданого або будь-якого напрямку. В обґрунтованих випадках за нормування площинності і прямолінійності застосовуються поняття про окремі види відхилів форми – випуклість та опуклості. Наприклад, у ряді випадків для встановлювальних поверхонь не допускаються опуклості, а для вимірювальних або опорних – випуклість.

Допуски (граничні відхили) площинності і прямолінійності наведено в табл.1 Додатку В.

Вибір допусків за заданого ступеня точності проводиться залежно від довжини нормованої ділянки, а якщо нормована ділянка не задається, то, виходячи із довжини поверхні (враховується довжина більшої сторони поверхні). Ширина поверхні може бути врахована за вибору ступеня точності.

За вибору допуску площинності і прямолінійності його можна зв'язати з допуском розміру, що координує задану поверхню. При цьому

$$T_{\phi} < T_p, \quad (1.52)$$

де T_{ϕ} – допуск площинності або прямолінійності; T_p – допуск розміру.

Залежно від співвідношення T_{ϕ}/T_p розрізняють нормальну (А), підвищену (В) і високу (С) відносну геометричну точність поверхні (T_{ϕ} становить відповідно 60, 40 і 25 % від T_p).

Допуски площинності й прямолінійності залежно від допуску розміру наведено в табл. 1 Додатку В.

За $T_{\phi} = 16$ % від T_p поверхня має особливо високу відносну геометричну точність.

Приклади призначення допусків площинності й прямолінійності, та рекомендовані відповідно до них економічні способи обробки, наведено в табл. 1.10.

Приклади позначень допусків прямолінійності і площинності на креслениках наведено на рис. 1.24 і 1.25.

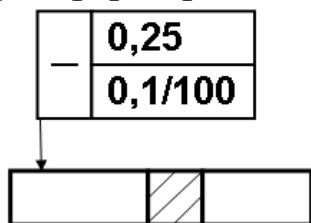
Відхили і допуски форми циліндричних поверхонь. Терміни, визначення і умовні позначення, що відносяться до відхилів і допусків циліндричних поверхонь, наведено в 2.3.1.3. і табл. 2.6 [1].

Таблиця 1.10

Приклади призначення допусків площинності і прямолінійності

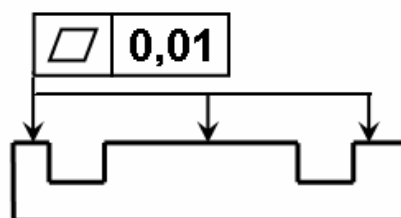
Ступінь точності	Приклади застосування	Способи обробки
1-2	Вимірювальні й робочі поверхні особливо точних засобів вимірювання (кінцевих мір довжини, лекальних лінійок тощо). Координатно-розточувальні, шліфувальні та інші верстати.	Доводка, суперфінішування, тонке шабрування.
3-4	Вимірювальні й робочі поверхні засобів вимірювання нормальної точності (перевірочних лінійок і плит, мікрометрів тощо). Опори поверхні рамних і брускових рівнів. Напрямні верстатів підвищеної точності. Базові, установчі та вимірювальні поверхні контрольних пристроїв підвищеної точності.	Доводка, шліфування, шабрування підвищеної точності.
5-6	Напрямні і столи верстатів нормальної точності. Базова та установчі поверхні технологічних пристроїв підвищеної точності. Напрямні точних машин і приладів. Поверхні плоских з'єднань шестерінчастих і гвинтових насосів. Опори вальниць турбін великої потужності.	Шліфування, шабрування, обточування підвищеної точності
7-8	Розмічувальні плити. Напрямні кривошипних і гідравлічних пресів. Повзуни. Опори вальниць машин малої потужності. Базові поверхні кондукторів та інших технологічних пристроїв. Опорні поверхні корпусів вальниць, фундаментних рам і верстати двигунів і парових машин. Роз'ємні турбін і корпусів редукторів масляних pomp, опорних вальниць. Фланці турбін і турбомеханізмів.	Грубе шліфування, фрезування, стругання, протягування, обточування.
9-10	Стикові поверхні траверзи станин прокатних станів. Кронштейни і основи допоміжних та ручних механізмів. Опорні поверхні машин, що встановлюються на клинах і амортизаційних прокладках. Приєднувальні поверхні арматури, фланців верстатів (з використанням м'яких прокладок).	Фрезування, стругання, обточування, довбання.
11-12	Невідповідальні робочі поверхні механізмів зниженої точності. Базові поверхні столів, рамок, рольгангів, планок ливарних машинах.	Груба механічна обробка всіх видів.

При нормуванні в основному повинні застосовувати допуски, що комплексно обмежують сукупність відхилів форми або всієї поверхні (допуск циліндричності), чи окремих її перерізів (допуск круглості, допуск профілю поздовжнього перерізу) або окремих геометричних елементів поверхні (допуск прямолінійності твірної або осі) незалежно від того, яка була форма реальної поверхні.



Допуск прямолінійності поверхні
0,25 мм на всій довжині і
0,1 мм на довжині 100 мм

Рис. 1.24. Допуск прямолінійності



Допуск площинності кожної
поверхні 0,01 мм

Рис. 1.25. Допуск площинності

Граничні відхилення від циліндричності можуть досягати допуску діаметра ($\Delta_{\text{цил}} = T_d$). В цих же межах можливі відхилення від круглості $\Delta_{\text{кр}}$ та відхилення профілю поздовжнього перерізу. В цих випадках весь допуск діаметра використовується для відхилення форми на одну сторону від осі, що характерно для непарної огранки і відхилення від прямолінійності осі (зігнутості). За однакових відхилів форми по обидві сторони осі (що характерно для овальності, конусоподібності, бочкоподібності та сідлоподібності) відхил від циліндричності ($\Delta_{\text{кр}} = \Delta_{\text{цил}}$) за сто процентного використання поля допуску не перебільшує половини допуску діаметра $0,5T_d$.

Допуски циліндричності, круглості, профілю поздовжнього перерізу наведено в табл. 2 Додатку В.

Ступені точності форми циліндричних поверхонь залежно від якості допуску діаметра і відносної геометричної точності наведено у табл. 1.11.

Таблиця 1.11

Ступені точності форми циліндричних поверхонь залежно від якості допуску діаметра і відносної геометричної точності (за ГОСТ 24643-81)

Відносна геометрична точність	Квалітет допуску діаметра за ЄСДП									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Ступінь точності форми									
Нормальна (А)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Підвищена (В)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Висока (С)	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особливо висока			1	2	3	4	5	6	7	8

Відносна геометрична точність форми циліндричних поверхонь і приклади застосування наведено в табл. 1.12.

Таблиця 1.12

Відносна геометрична точність форми циліндричних поверхонь
(за ГОСТ 24643-81)

Геометрична точність	$\frac{2T_{\phi}}{T_d} 100\%$	Приклади застосування
Нормальна (А)	60	Поверхні рухомих з'єднань при невеликих швидкостях відносних переміщень і навантаженнях, якщо не ставляться особливі вимоги до плавності руху і мінімального тертя. Поверхні з'єднань з натягом або із перехідними посадками за необхідності розбирання і повторного збирання, підвищених вимогах до точності центрування і стабільності натягу. Технологічні допуски форми при допусках розмірів за 4-12 квалітетами, коли в конструкторській документації допуски форми не вказані.
Підвищена (В)	40	Поверхні рухомих з'єднань при середніх швидкостях переміщення і навантаженнях, при підвищених вимогах до плавності руху та герметичності ущільнення поверхні в з'єднаннях з натягом або в перехідних посадках за підвищених вимог до точності й міцності в умовах великих навантажень, ударів, вібрацій. Технологічні допуски форми при допусках розмірів грубіше 12-го квалітету, коли в конструкторській документації допуски форми не вказані.
Висока (С)	25	Поверхні рухомих, нерухомих з'єднань і з перехідними посадками при високих швидкостях і навантаженнях, вимогах до плавності руху, зниження тертя, герметичності, за високих вимог до точності й міцності дії ударів і вібрацій.

Приклади призначення допусків форми циліндричних поверхонь наведено в табл. 1.13.

Приклади призначення допусків форми циліндричних поверхонь

Ступінь точності	Приклади застосування	Способи обробки
1	2	3
1-2	Кульки і ролики для вальниць. Доріжки кочення і посадкові поверхні валів і корпусів, що з'єднуються з ними. Деталі особливо точних плунжерних і золотникових пар.	Доводка, тонке шліфування, алмазне розточування підвищеної точності.
3-4	Доріжки кочення і посадочні поверхні вальниць кочення підвищеної точності і посадкові поверхні валів і корпусів, що з'єднуються з ними. Цапфи осей гідроциліндрів. Вальниці рідинного тертя за великих навантажень (прокатні стани). Шийки вальниць колінчастих валів, поршневі пальці й сполучені з ними отвори в деталях авіаційних і автомобільних двигунів. Плунжери, золотники, поршні, втулки та інші деталі гідравлічної апаратури, що працюють за високого тиску без ущільнювачів.	Доводка, хонінгування, тонке шліфування, алмазне розточування і розточування підвищеної точності.
5-6	Посадки поверхонь кілець вальниць кочення нормальної точності й посадочні поверхні валів і корпусів, що з'єднуються з ними. Шийки і вкладиші колінчастих валів, редукторів, тракторних і суднових двигунів, парових турбін, насосів. Поршневі пальці дизелів і газових двигунів. Поршні, золотники, гільзи, циліндри та інші деталі гідравлічної і пневматичної апаратури за середнього та низького тиску без ущільнювачів. Несполучені поверхні вала парової турбіни і оправки для балансування дисків турбін.	Шліфування, хонінгування, чистове обточування і розточування, тонке розвертання, протягування.
7-8	Вальниці ковзання великих гідротурбін, тихохідних двигунів, редукторів. Циліндри, гільзи, поршні, поршневі кільця автомобільних і тракторних двигунів.	Чистове обточування і розточування, розвертання,

1	2	3
7-8	Отвори під втулки в шатунах двигунів в гідравлічних пристроях середніх тисків.	протягування, зенкерування і свердління підвищеної точності.
9-10	Вальниці ковзання при малих швидкостях і тисках. Поршні і циліндри насосів низького тиску з м'яким ущільненням. Поршневі кільця дизелів і газових двигунів.	Обточування, розточування, свердління, лиття під тиском.

Приклади позначень допусків круглості, циліндричності і профілю поздовжнього перерізу на креслениках наведено на рис. 1.26.

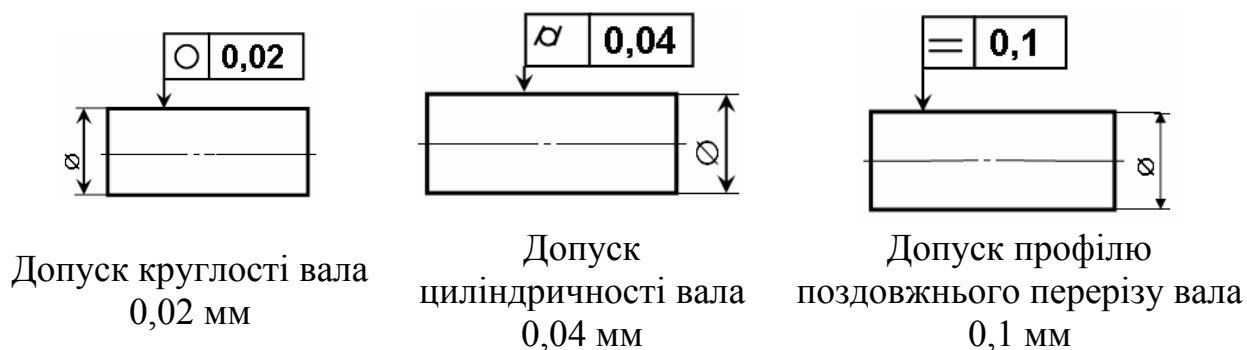


Рис. 1.26. Допуски круглості, циліндричності і профілю поздовжнього перерізу

1.5.2. Нормування відхилів і допусків розташування поверхонь

Відхили і допуски паралельності. Терміни, визначення та умовні позначення, що відносяться до допусків паралельності, наведено в 2.3.1.4 і табл. 2.6 [1].

Якщо необхідно обмежити відхил від площинності й паралельності нормованої поверхні загальним допуском, призначають сумарний допуск паралельності й площинності (таке нормування прийняте, наприклад, для вимірювальних поверхонь кінцевих мір довжини). В обґрунтованих випадках можуть призначатися неоднакові допуски паралельності номінально плоских поверхонь у різних напрямках, наприклад, в поздовжньому і поперечному.

Відхил від паралельності прямих (або осей), що перебувають в одній площині, оцінюються в цій же площині, наприклад, відхил від паралельності твірних циліндричної поверхні в площині перерізу, що проходить через її вісь. Якщо паралельні елементи, що розглядаються, мають відхили від розташування в різних напрямках простору, то відхил

від паралельності оцінюється в двох взаємно перпендикулярних площинах, одна з яких є загальною площиною елементів. Відхил в площині, що перпендикулярна до неї, називається *перекосом осей*. Окремий допуск перекоосу осей задають переважно в сполученнях, які чутливі до перекосів, наприклад, у циліндричних зубчастих передавачах, точних кінематичних парах тощо.

Можлива і комплексна оцінка відхилу від паралельності в просторі одним показником, який є геометричною сумою відхилів у двох взаємно перпендикулярних площинах. При цьому способі допуск паралельності вказується із знаком діаметра (\varnothing). Застосовують цей знак при однакових відхилах від паралельності в різних напрямках.

Ряди допусків паралельності наведено в табл. 3 Додатку В. Приклади вибору ступенів точності й способів обробки, що забезпечують відповідні допуски, наведено в табл. 1.14.

Таблиця 1.14

Приклади призначення допусків паралельності

Ступінь точності	Приклади застосування	Способи обробки
1	2	3
1-2	Напрямні і базові поверхні прецизійних верстатів. Напрямні станини оптичної ділильної головки. Робочі поверхні синусних лінійок і кутників високої точності.	Доводка, суперфінішування, алмазна обробка і шабрування підвищеної точності.
3-4	Напрямні поверхні верстатів високої і підвищеної точності. Особливо точні напрямні приладів управління і регулювання. Вимірювальні й робочі поверхні перевірочних лінійок, штрихових мір довжини, призм.	Доводка, суперфінішування, шабрування, хонінгування.
5-6	Робочі поверхні верстатів нормальної точності. Вимірювальні поверхні мікрометрів і штангенциркулів. Робочі поверхні технологічних пристроїв високої точності. Напрямні пази і планки приладів і механізмів високої точності. Торці вальниць кочення високої точності. Осі отворів у корпусах зубчастих передавачів високої точності. Осі отворів та торці корпусів, робочих шестірень і гвинтів	Фрезування, стругання, протягування, шліфування, розточування.

1	2	3
	у насосах. Базові площини блока, рами і картери двигунів.	
7-8	Робочі поверхні пресів і молотів. Площини плит штампів. Робочі поверхні кондукторів. Торці фрез. Опорні торці кришок і кілець вальниць нормальної точності. Осі отворів у головках шатуна. Осі розточок під гільзи в блоці циліндрів двигуна. Осі отворів в корпусах зубчастих передавачів нормальної точності. Ущільнювальні поверхні фланців вентилів.	Фрезування, стругання, протягування, шліфування, розточування.
9-10	Торці кришок вальниць у важкому машинобудуванні. Шатунні шийки і вісь колінчастого вала дизелів і газових двигунів. Осі передавачів у лебідках, ручних приводах.	Фрезування, розточування, свердління і розвертання по кондуктору.
11-12	Площина розділу і опорна площина в корпусах редукторів підйомно-транспортних машин. Осі й поверхні в вилках включення сільськогосподарських машин.	Груба механічна обробка усіх видів.
13-16	Поверхні низької точності.	Усі види обробки.

Допуски паралельності повинні позначатися тільки в тих випадках, коли необхідно, щоб вони були менші допуску розміру $T_{\text{пар}} < T_p$.

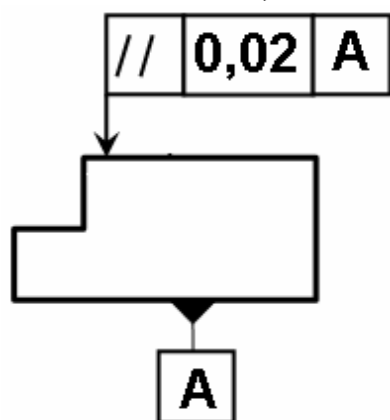


Рис. 1.27. Допуск паралельності поверхні відносно поверхні А 0,02 мм

Залежно від співвідношення $T_{\text{пар}}/T_p$ розрізняють *нормальну*, *підвищену* і *високу* геометричну точність аналогічно наведеним у табл. 1.14. Приклад позначення допуску паралельності на кресленіку наведено на рис. 1.27.

Відхили і допуски перпендикулярності. Торцеве биття. Нормування розташування номінально перпендикулярних елементів за необхідності здійснюється граничними відхилами від прямого кута (90°) в кутових одиницях. У цьому разі граничні відхили можуть бути як симетричними, так і односторонніми.

Перпендикулярність площини може нормуватися окремо від площинності або спільно з нею. В останньому

випадку призначається сумарний допуск перпендикулярності й площинності. Допуск перпендикулярності осі відносно площини в загальному вигляді обмежує відхил в будь-якому напрямку (перед значенням допуску в цьому разі вказується знак \emptyset). В обґрунтованих випадках можуть бути задані різні допуски перпендикулярності в двох взаємоперпендикулярних площинах заданого напрямку або тільки в одній площині заданого напрямку.

Перпендикулярність торцевих поверхонь обертання може нормуватися декількома способами:

1) допуском торцевого биття (найбільш поширений спосіб), який обмежує відхил від перпендикулярності й частину відхила від площинності (тільки для точок, що лежать на колі, яке контролюється; відхил типу опуклості або випуклості торцевим биттям не виявляються і за необхідності повинно нормуватися окремим допуском); відхил від перпендикулярності на довжині, що дорівнює діаметру кола, що контролюється, спричиняє таке ж за величиною торцеве биття;

2) допуском повного торцевого биття, якщо необхідно встановити сумарний допуск перпендикулярності й площинності торця;

3) допуском перпендикулярності торцевої поверхні відносно базової осі, якщо необхідно встановити окремі допуски перпендикулярності й площинності, або коли допуск перпендикулярності може бути заданий залежним за рахунок використання діаметра базового елемента.

Ряди допусків перпендикулярності й торцевого биття наведені в табл. 3 Додатку В. За цією таблицею необхідно призначати допуски перпендикулярності й площинності, а також допуски повного торцевого биття.

Терміни, визначення та умовні позначення відхилів і допусків перпендикулярності, наведено в 2.3.1.4 і табл. 2.6 [1].

Приклади вибору ступенів точності і способів обробки, що забезпечують відповідні допуски, наведено в табл. 1.15.

Не вказані допуски перпендикулярності наведено в табл. 4 Додатку В. Їх слід вибирати залежно від точності лінійного розміру, що координує цей елемент (коротку сторону прямого кута), а також дотримуватися для всіх прямих кутів незалежно від наявності в креслениках вказівок на не вказані допуски.

Для торцевих поверхонь тіл обертання встановлюються не вказані допуски торцевого биття, вибір яких проводиться залежно від якості допуску розміру, що координує торець (табл. 5 Додатку В). Для повного торцевого биття не вказані допуски не встановлюються. В усіх випадках, коли необхідно обмежити цю характеристику, допуски повинні вказуватися.

Таблиця 1.15

Приклади призначення допусків перпендикулярності і торцевого биття

Ступінь точності	Приклади застосування	Способи обробки
1-2	Основні напрямні й базові поверхні прецизійних верстатів. Шпинделі й оправки зубовимірювальних приладів, оптичної ділильної головки. Кільця прецизійних вальниць кочення.	Доводка, тонке шліфування, алмазна обробка підвищеної точності.
3-4	Основні напрямні й базові поверхні верстатів високої точності. Робочі поверхні кутників (90°). Фланці великих турбін і генераторів. Запличики валів під прецизійні вальниці кочення.	Доводка, шліфування і шабрування підвищеної точності.
5-6	Робочі поверхні нормальної точності. Торці корпусів робочих шестірень, гвинтів і роторів насосів високого тиску. Запличики валів і корпусів під вальниці кочення високої точності. Торці вкладишів вальниць і гідромашин. Фланці валів і з'єднувальних муфт двигунів. Торці планшайб і патронів верстатів.	Шліфування, шабрування, хонінгування, фрезування, стругання підвищеної точності.
7-8	Робочі поверхні пресів. Торці верстатних втулок. Запличики валів і корпусів під вальниці кочення нормальної точності. Торці втулок і маточин. Осі отворів у корпусах конічних редукторів. Вісь отвору під палець в автомобільних і тракторних двигунах.	Шліфування, фрезування, стругання, довбання, розточування.
9-10	Торці в вальницях ручних лебідок і приводах. Осі нарізних шпильок відносно опорних площин у двигунів. Зубчасті вінці коліс з обробленими зубами в сільськогосподарських машинах.	Обточування, грубе фрезування, стругання і розточування.
11-12	Ущільнювальні поверхні приєднувальних фланців кутових вентилів. Зубчасті вінці зірочок з обробленими зубами в сільськогосподарських машинах. Робочі поверхні кутників для будівельних робіт.	Груба механічна обробка всіх видів.
13-14	Поверхні низької точності. Поверхні з не вказаними допусками.	Усі види обробки.

Приклад позначення допуску перпендикулярності на кресленнику наведено на рис. 1.28.

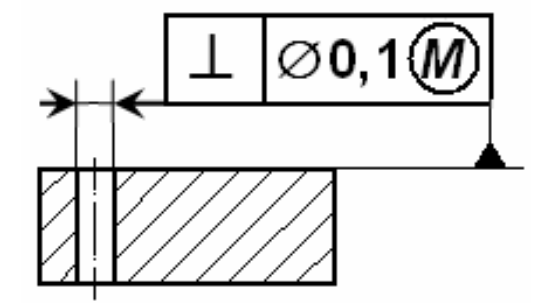


Рис. 1.28. Допуск перпендикулярності осі отвору відносно поверхні $\varnothing 0,1$ мм (допуск залежний)

Залежно від умов базування деталі в складальній одиниці як базова вісь може бути прийнята:

1) вісь базової поверхні, за якою здійснюється більш точне центрування з'єднання, наприклад, поверхня, на якій передбачена посадка з натягом або з меншим гарантованим зазором, ніж за іншими поверхнями, що співвісні з нею;

2) загальна вісь двох поверхонь при рознесеному розташуванні поверхонь, коли жодна з них не є базовою і обидві спільно визначають центрування, наприклад, загальна вісь двох шийок вала під однакові вальниці кочення;

3) загальна вісь декількох поверхонь, по відношенню до якої нормуються співвісності кожної із цих поверхонь, застосовується для багаступінчастих деталей, що входять одна в іншу, і за контролю співвісність таких деталей перевіряється калібрами;

4) загальна вісь центрових отворів, якщо по них здійснюється базування деталі в складальній одиниці. Як правило, центрові отвори є тільки технологічною базою і допуски співвісності або биття необхідно виносити не до них, а до загальної осі опорних шийок вальниць.

Приклад позначення допуску нахилу на кресленнику наведено на рис. 1.29.

Відхили і допуски співвісності, симетричності, перетину осей і радіального биття. Терміни, визначення

Відхили і допуски нахилу. Точність кута між елементами може нормуватися двома способами:

1) визначенням граничних відхилів від номінального кута в кутових одиницях; відхили можуть бути симетричними або односторонніми;

2) визначенням допуску нахилу в лінійних одиницях.

Терміни, визначення та умовні позначення відхилів і допусків нахилу наведено в 2.3.1.4 і табл. 2.6 [1].

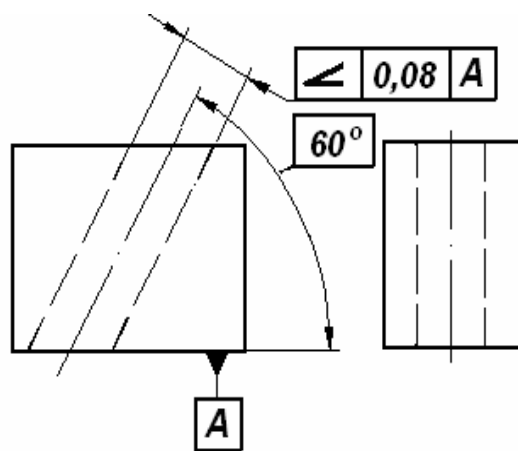


Рис. 1.29. Допуск нахилу осі отвору відносно поверхні А $0,08$ мм

та умовні позначення відхилів і допусків співвісності, симетричності, перетину осей і радіального биття наведено в 2.3.1.4 і табл. 2.6 [1].

Допуски співвісності, симетричності, перетину осей і радіального биття наведено в табл. 6 Додатку В.

Рекомендації з вибору ступенів точності й відповідних способів обробки наведено в табл. 1.16.

Таблиця 1.16

Приклади призначення допусків співвісності і радіального биття

Ступінь точності	Приклади застосування	Способи обробки
1	2	3
1-2	Робочі поверхні шпинделів і планшетів верстатів високої точності. Опори і посадочні шийки шпинделів зубовимірювальних приладів і оптичних ділильних головок. Робочі поверхні кілець прецизійних вальниць кочення. Шийка вала і отвори повітряних вальниць високошвидкісних шпинделів.	Доводка, тонке шліфування, хонінгування, алмазна обробка підвищеної точності.
3-4	Робочі поверхні шпинделів і столів верстатів високої точності. Кільця вальниць кочення високої точності. Опорна і посадочна поверхні вкладишів вальниць насосів і гідротурбін. Кінці валів електричних машин малої потужності. Посадочні шийки валів під зубчасті колеса високої точності. Швидкохідні вали і осі гідроприменів. Центруючі буртики і виточки валів великих турбін.	Тонке шліфування і точіння, внутрішнє шліфування з однієї установки, хонінгування.
5-6	Втулки верстатів підвищеної точності. Відрізні алмазні круги. Кільця вальниць кочення нормальної точності. Опорні шийки колінчастого і розподільного валів автомобільних двигунів. Фланці великих турбін і посадочна поверхня вкладишів вальниць насосів і гідротурбін. Швидкохідні вали підвищеної точності.	Шліфування, обточування підвищеної точності, внутрішнє шліфування і розточування.
7-8	Робочі крайки зенкерів, конічних розкруток мітчиків. Корінні шийки колінчастих валів дизелів і газових двигунів. Отвори під торцеві кришки і	Грубе шліфування, обточування і розточування

1	2	3
	вкладиші в корпусах вальниць насосів. Швидкохідні вали нормальної точності (до 1000 об/хв.). Трансмісійні вали довжиною до 1000 мм. Поверхні кочення ходових коліс і поверхні барабанів підйомно-транспортних машин. Зубчасті колеса сільськогосподарських машин.	нормальної точності, протягування, розточування.
9-10	Різальні кромки плашок, мітчиків, свердел, фрез. Посадочні шийки валів під зубчасті колеса зниженої точності. Трансмісійні вали довжиною до 1000-4000 мм. Шийки валів і осей з допусками за 11-м і 12-м квалітетами в сільськогосподарських машинах.	Обточування і розточування, свердління.
11-16	Поверхні низької точності. Поверхні із не вказаними допусками.	Усі види обробки.

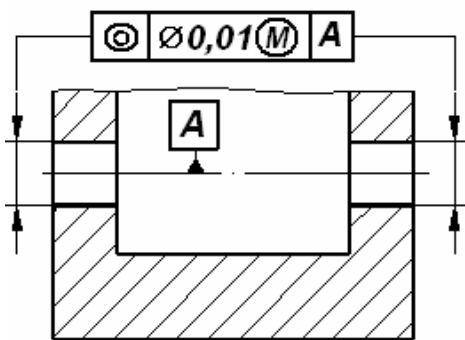
Приклади позначень допусків співвісності, симетричності, перетину осей, радіального і торцевого биття на креслениках наведено на рис. 1.30.

1.5.3. Допуски розташування осей отворів під кріпильні деталі

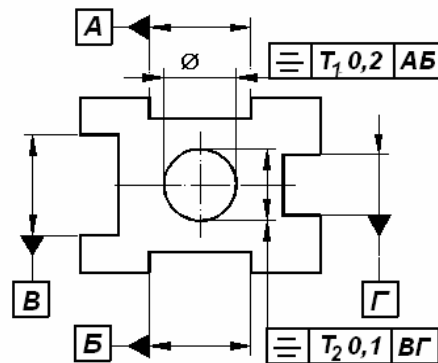
Типи з'єднань і види розташування отворів. З'єднання деталей за допомогою гвинтів, болтів, шпильок, заклепок, штифтів та інших кріпильних деталей підрозділяються на два типи: тип А і тип В. При з'єднанні типу А (рис. 1.31, а) в обох з'єднаних деталях (1 і 2) передбачені наскрізні отвори під прохід кріпильної деталі з гарантованим діаметральним зазором S (болтові, заклепочні з'єднання). При з'єднанні типу В наскрізні отвори під прохід кріпильної деталі передбачені тільки в однієї із з'єднаних деталей, а в іншій деталі є нарізні отвори (гвинтові, шпилькові з'єднання – рис. 1.31, б) або отвори, що забезпечують натяг (рис. 1.31, в). За паралельного розташування осей отвори під кріпильні деталі можуть розміщуватися на прямих лініях (координація в системі прямокутних координат) або на колах (координація в системі полярних координат).

Класифікація видів розташування осей отворів під кріпильні деталі приведено в табл. 7 Додатку В. Вона охоплює розташування отворів в однієї складальної групи, тобто отворів, що передбачені для з'єднання однієї пари деталей і об'єднаних єдиними складаними вимогами (забезпечення збірності деталей, тобто вільного проходження кріпильних деталей в отвір з'єднаних деталей або додаткового забезпечення запасу

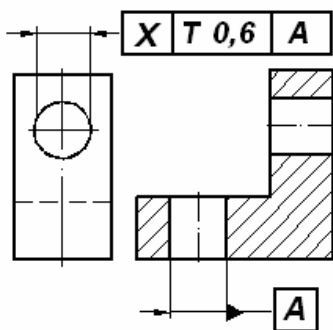
на регулювання взаємного розташування з'єднаних деталей за складання). В одну складальну групу в отвори під кріпильні деталі можуть входити й інші конструктивні елементи (центруючі отвори, буртики, привалкові площини і т.п.), за якою деталі повинні з'єднуватися або суміщатися. В тих випадках, коли по цих елементах повинно бути забезпечено суміщення з'єднаних деталей при складанні, вони є складальними базами і приймаються як бази, коли проставляються розміри і допуски, що визначають розташування осей отворів під кріпильні деталі.



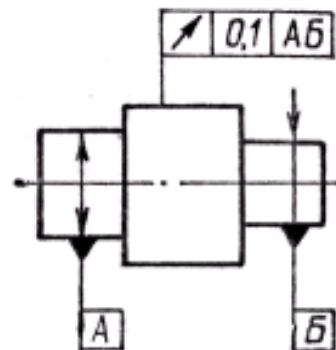
Допуск співвісності двох отворів відносно їх загальної осі $\varnothing 0,01$ мм (допуск залежний)



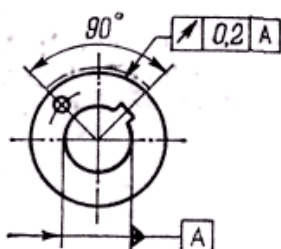
Допуск симетричності осі отвору відносно загальної площини симетрії пазів АБТ₁ 0,2 мм і відносно загальної площини симетрії пазів ВГТ₂ 0,1 мм



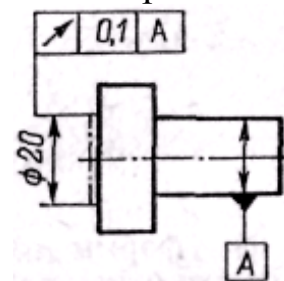
Допуск перетину осей отворів Т 0,06 мм



Допуск радіального биття поверхні відносно загальної осі поверхонь А і Б 0,01 мм



Допуск радіального биття дільниці поверхні відносно отвору А 0,2 мм



Допуск торцевого биття на діаметрі 20 мм відносно осі поверхні А 0,1 мм

Рис. 1.30. Допуски співвісності, симетричності, перетину осей, радіального і торцевого биття

Наскрізні отвори. Діаметри наскрізних отворів під кріпильні деталі й відповідні їм гарантовані (найменші граничні) зазори S_{\min} наведено в табл. 7 Додатку В.

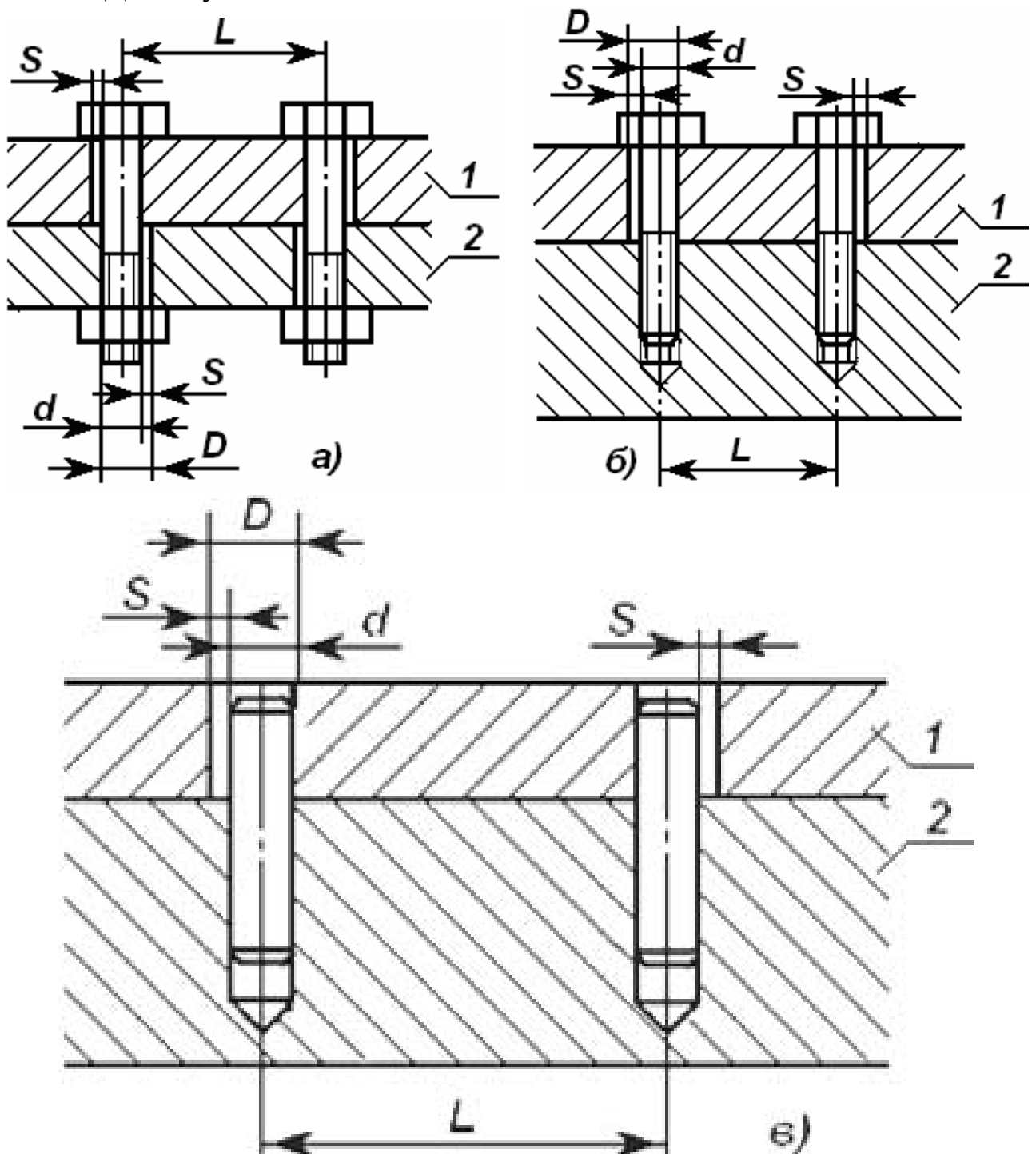


Рис. 1.31. З'єднання деталей за допомогою кріпильних деталей

Класифікація видів розташування осей отворів під деталі кріплення наведено в табл. 8 Додатку В.

Вибір видів наскрізних отворів під деталі кріплення залежно від типу з'єднання, виду розташування отворів і способу отримання отворів рекомендується виконувати відповідно до табл. 9 Додатку В.

1.5.4. Обґрунтування допусків форми і розташування поверхонь

Якісні показники сучасних виробів машинобудування (точність, довговічність, надійність та ін.) значною мірою залежать від правильності вибору посадок, тобто характеру сполучення деталей і правильності вибору допусків і розташування поверхонь.

У зібраному виробі деталі перебувають у взаємозв'язку і взаємозамінності. Відхили розмірів, форми і розташування осей або поверхонь однієї будь-якої деталі викликає відхили форми або відхили розташування інших деталей складаної одиниці. Ці відхили мають певний вплив на якісні характеристики виробу. Тому при виборі посадок, допусків розмірів деталей, а також допусків форми і розташування необхідно враховувати: призначення деталі в складаній одиниці, роль окремих її поверхонь (циліндричних, конічних, торцевих), вплив відхилів розмірів, форми і розташування осей або поверхонь деталі на суміжні з нею деталі, вплив суми відхилів точних параметрів усіх деталей на якісні показники виробу (точність і плавність обертання, безшумність, довговічність).

Робота машини в сучасних умовах характеризується значним підвищенням навантажень і швидкостей. У зв'язку з цим все більш актуального значення набувають питання динаміки роботи машин. Відомо, що більшість аварій машин і випадків їх непрацездатності пов'язано з вібраціями і динамічними навантаженнями. Тому нині ставлять підвищені вимоги до точності й безшумності роботи машин.

Однією із найголовніших причин вібрацій, шуму і динамічних навантажень є невисока точність деталей машин, особливо точність форми і розташування поверхонь. Тому дуже важливо, щоб на креслениках деталей, крім допусків розмірів, були задані також допуски форми і розташування поверхонь, що гарантують високі показники роботи виробів вітчизняного машинобудування. У цьому підрозділі наведено обґрунтування допусків розташування деталей, що пов'язані з установкою вальниць кочення, а також зубчастих і черв'ячних коліс.

1.5.4.1. Базові поверхні вала і корпусу для вальниць кочення

Одним із джерел вібрацій, динамічних навантажень, шуму і зниження довговічності виробів машинобудування є вальниці кочення. Складанні одиниці вальниць, крім власне вальниці кочення, мають корпуси з кришками, пристрої для кріплення кілець вальниці, захисні, мастильні й регулювальні пристрої. В наш час вальниці кочення є основними видами опор у машинах.

Вимоги точності, що ставляться стандартами до посадкових поверхонь валів і корпусів, мають на меті обмежити пошкодження доріжок кочення і перекіс кілець вальниць.

Особливого значення набувають допуски розташування поверхонь, що призначені для установки вальниць кочення на валах і в корпусах.

Відносно перекошення внутрішнього і зовнішнього кілець вальниць викликає додатковий опір обертанню валів. Чим більше перекошення, тим більші втрати енергії, нижче ККД вальниць та їх довговічність.

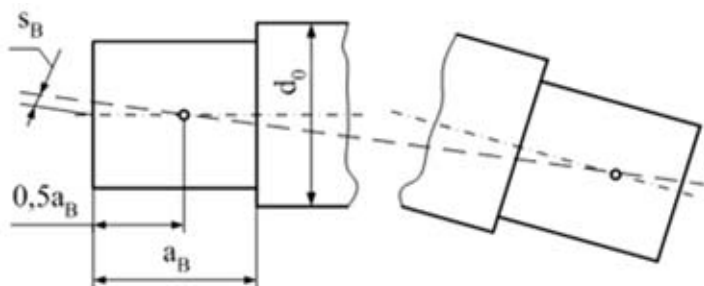


Рис. 1.32. Відхил від співвісності для вала

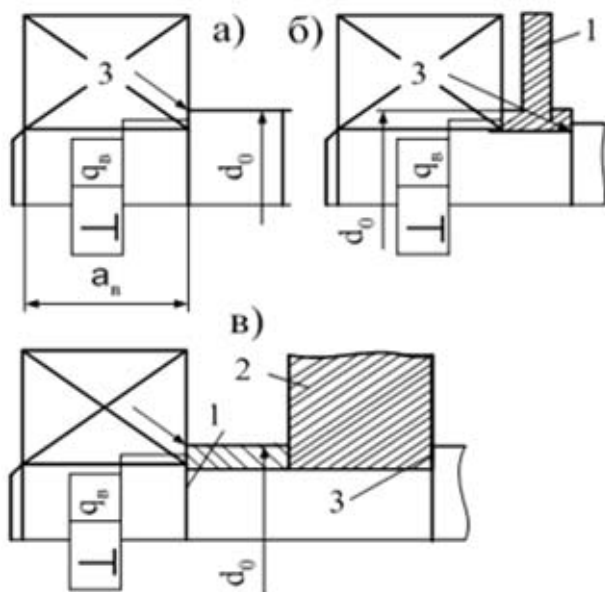


Рис. 1.33. Відхил від перпендикулярності

Відхили від перпендикулярності Δq_v і Δq_k в загальному випадку величини комплексні. Так, наприклад, Δq_v за рис. 1.33, а відноситься тільки до торця 3 заплечика вала, за рис. 1.33, б – до торця мазеутримуючого кільця 1. Тут значення Δq_v містить суму похибок двох деталей: кільця 1 і кільця 3 заплечика вала. Відхили від перпендикулярності Δq_v за рис. 1.33, в містить уже суму похибок трьох деталей – втулки 1, деталі 2 і торця 3 заплечика вала. Відхили від перпендикулярності (Δq_v за рис. 1.35, а і б) містять суму похибок деталей 1, 2 і торця 3 корпуса.

Відхил від перпендикулярності Δq_v за рис. 1.35, в відноситься лише до торця 3 отвору корпуса.

Як розрахункові значення граничних перекосів приймають для вальниць: кулькових радіальних і радіально-упорних – 8'; радіальних з короткими циліндричними роликками – 3'; конічних роликкових – 2'.

Перекоси кілець вальниць кочення бувають з таких причин: відхилами від співвісності ΔS_B відносно загальної осі посадкових поверхонь вала (рис. 1.32); відхили від перпендикулярності Δq_v базових торців вала або деталей, що встановлені на ньому (рис. 1.33), відносно загальної осі посадочних поверхонь вала: відхили від співвісності ΔS_k відносно загальної осі посадочних отворів корпуса (рис. 1.34); відхили від перпендикулярності Δq_k (рис. 1.35) базових торців деталей корпуса до осі отвору; нахил θ пружної лінії вала в опорі під дією навантаження (рис. 1.36).

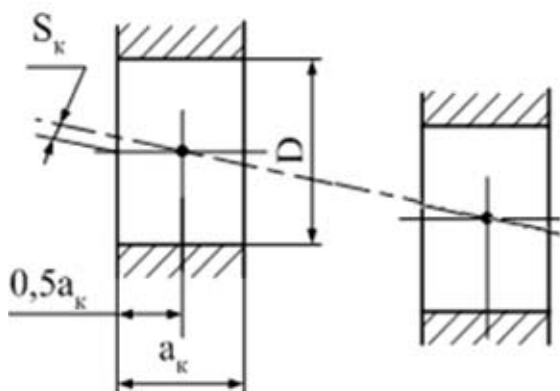


Рис. 1.34. Відхил від співвісності отворів

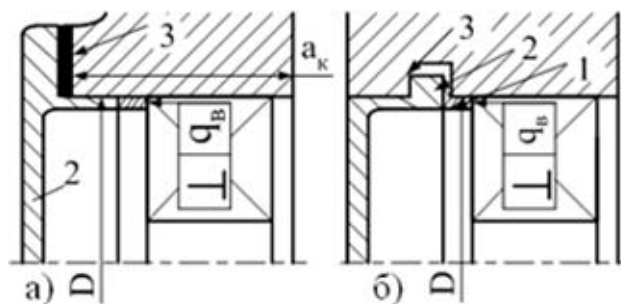


Рис.1.35. Відхил від перпендикулярності базових поверхонь

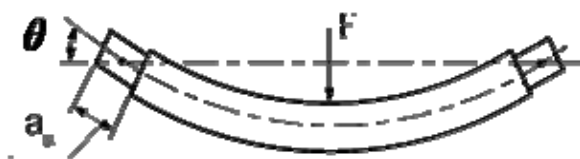
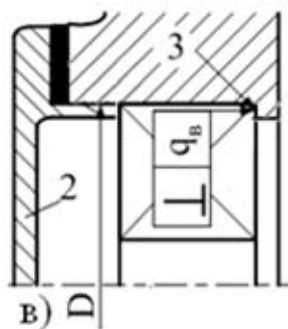


Рис. 1.36. Схема нахилу пружної лінії вала



У подальшому для скорочення запису вальниці розподіляють на такі групи: група I – кулькові радіальні, радіально-упорні і роликові з бобиною; група II – радіальні з короткими циліндричними роликами; група III – конічні роликові. За результатами серії розрахунків для вальниць класу точності 0 з діаметрами отворів $d = 20 - 80$ мм складено табл. 1.17.

Таблиця 1.17

Значення допусків для обмеження перекосу кілець і граничних кутів нахилу пружної лінії вала в опорі (у хвилинах)

Група вальниць	T_{sb}	T_{sk}	T_{qB}	T_{qK}	$[\theta]$
I	JT7	JT8	JT7	JT8	5,6-6,3
II	JT6	JT7	JT6	JT7	1,6-1,9
III	JT5	JT6	JT5	JT6	1,0-1,3

Менші значення $[\theta]$ відносяться до вальниць легкої, а більші – до вальниць середньої серії.

Для вальниць 6-го класу точності значення допусків необхідно приймати на один квалітет точніше наведених в табл. 1.17.

Допуски співвісності посадкових поверхонь вала T_{sb} і корпусу T_{sk} задають у діаметральному виразі й відносять до номінального діаметра d і D в місці установки вальниці. Допуски перпендикулярності базових

торців вала T_{qB} і корпуса T_{qK} відносять відповідно до діаметра d_o заплечика вала і діаметра D_o отвору.

1.5.4.2. Зубчасті й черв'ячні передавачі

Для обмеження концентрації тиску по поверхні отвору від натягу в з'єднанні зубчастих коліс із валом задають допуск циліндричності посадочного отвору (1, рис. 1.37), що визначають співвідношенням: $T_{10I} = 0,3TD$, де TD – допуск розміру отвору. Щоб обмежити можливий дисбаланс повністю механічно оброблених коліс, задають допуск співвісності (2, рис. 1.37, а) при частоті обертання $n > 1000$ об/хв.:

$$T = 46/n.$$

Тут m – маса колеса, г.

У технічних вимогах кресленика роблять запис типу: “Допустимий дисбаланс не більше ... г·мм”.

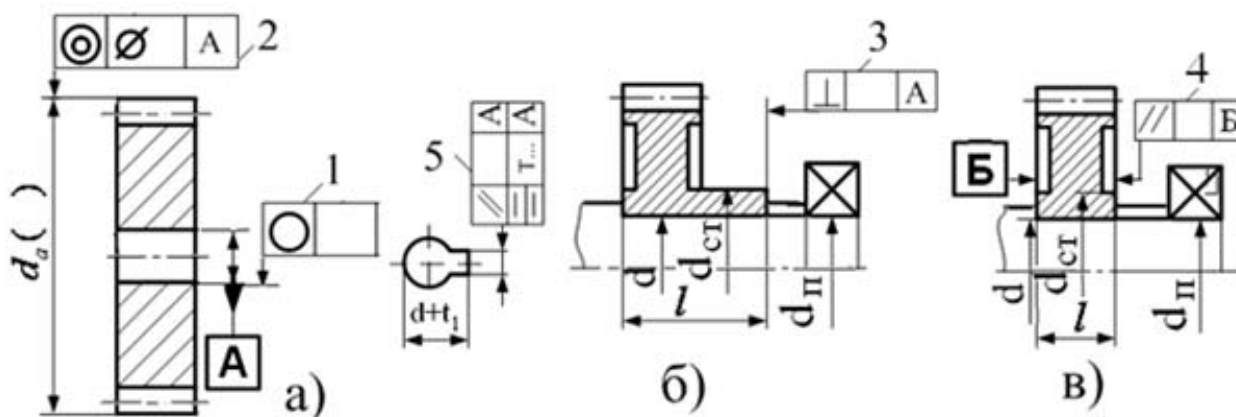


Рис. 1.37. Допуски циліндричності посадочних поверхонь шестерні

Для коліс не повністю механічно оброблених, за частоти обертання $n > 500$ об/хв., задають допуск дисбалансу, г·мм:

$$T = 623m / n. \quad (1.53)$$

Торець маточини колеса часто використовують як базу для установки вальниці. За відносної довжини посадочного отвору до його діаметра $l/d \geq 0,8$ на торець маточини колеса задають допуск перпендикулярності (3, рис. 1.37, б). Квалітет для визначення допуску на діаметр маточини визначають за табл. 1.18. За відношення $l/d < 0,8$ задають допуск паралельності торців маточини (4, рис. 1.37, в), що відносять до діаметра маточини d_M . Квалітет визначають за табл. 1.18.

Таблиця 1.18

Квалітет точності маточини

Група вальниць	Квалітет	
	допуск перпендикулярності	допуск паралельності
I	7	6
II	6	5
III	5	4

Якщо колесо без виточок і не має явно вираженої маточини, допуск паралельності задають на умовному діаметрі вимірювання d' , залежно від розміру колеса

$$d' = (1,5 - 2,0)d,$$

де d – діаметр посадочного отвору колеса.

В рамці умовного позначення записують числове значення допуску і діаметр вимірювання, наприклад, $\boxed{\parallel 0,1/20 A}$. Тут 20 мм – d .

Для обмеження концентрації контактного тиску, шпонковий паз повинен бути паралельний і симетричний осі посадочного отвору. Допуски паралельності й симетричності приймаються:

$$T_{\parallel} = 0,6t_{\text{шп}}; T_{\text{сим}} = 0,6t_{\text{шп}}.$$

Тут $t_{\text{шп}}$ – допуск розміру ширини шпонкового паза.

Рекомендації з вибору допусків наведено в табл. 1.19.

Таблиця 1.19

Точність посадкових поверхонь зубчастих і черв'ячних передавачів

Номер позиції за рис. 1.37	Зміст	Рекомендована точність
1	Циліндричність отвору	$T_{/O/} = 0,3Td$
2	Співвісність зовнішньої поверхні повністю обробленого колеса	$T = 46 / n$
3	Перпендикулярність торця маточини до осі отвору $l/d \geq 0,8$	За $n > 1000$ об/хв. Квалітет за табл. 1.18
4	Паралельність торців маточини $l/d < 0,8$	Квалітет за табл. 1.18
5	Паралельність шпонкового паза	$T_{\parallel} = 0,6t_{\text{шп}}$
6	Симетричність шпонкового паза	$T_{\text{сим}} = 0,6t_{\text{шп}}$

1.5.4.3. Вали

Допуски форми і розташування поверхонь валів приймають відповідно до посадок вальниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, втулок і кілець, муфт, шківів, зірочок. Кільця вальниць кочення дуже податливі. Вони облягають посадкові поверхні валів і набувають форму цих поверхонь. Тому, щоб в найменшій мірі пошкоджувати доріжку кочення внутрішніх кілець, задають допуски циліндричності посадкових поверхонь валів для вальниць (1, рис. 1.38):

$$T_{/O/} \approx 0,3Td, \tag{1.54}$$

де Td – допуск розміру посадочної поверхні вала.

Зубчасті й черв'ячні колеса, муфти, шківни, зірочки насаджують на вали за посадками з натягом. Щоб обмежити концентрацію тиску, на посадковій поверхні валів також задають допуски циліндричності, які визначають за співвідношенням (1.54) (2 і 3, рис. 1.38). Щоб обмежити перекіс кілець вальниць, задають допуски співвісності посадкових поверхонь для вальниць відносно їх загальної осі (4, рис. 1.38). Допуск співвісності задають у діаметральному виразі на діаметрі посадочної поверхні (знак \varnothing у рамці). Квалітет визначають за табл. 1.20.

Для забезпечення норм кінематичної точності і норм контакту зубчастих і черв'ячних передавачів задають допуски співвісності посадкових поверхонь валів для деталей цього типу відносно загальної осі посадкових поверхонь для вальниць (5, на рис. 1.38).

Таблиця 1.20

Точність посадкових поверхонь вала

Група вальниць	Квалітет	
	співвісності	паралельності
I	7	7
II	6	6
III	5	5

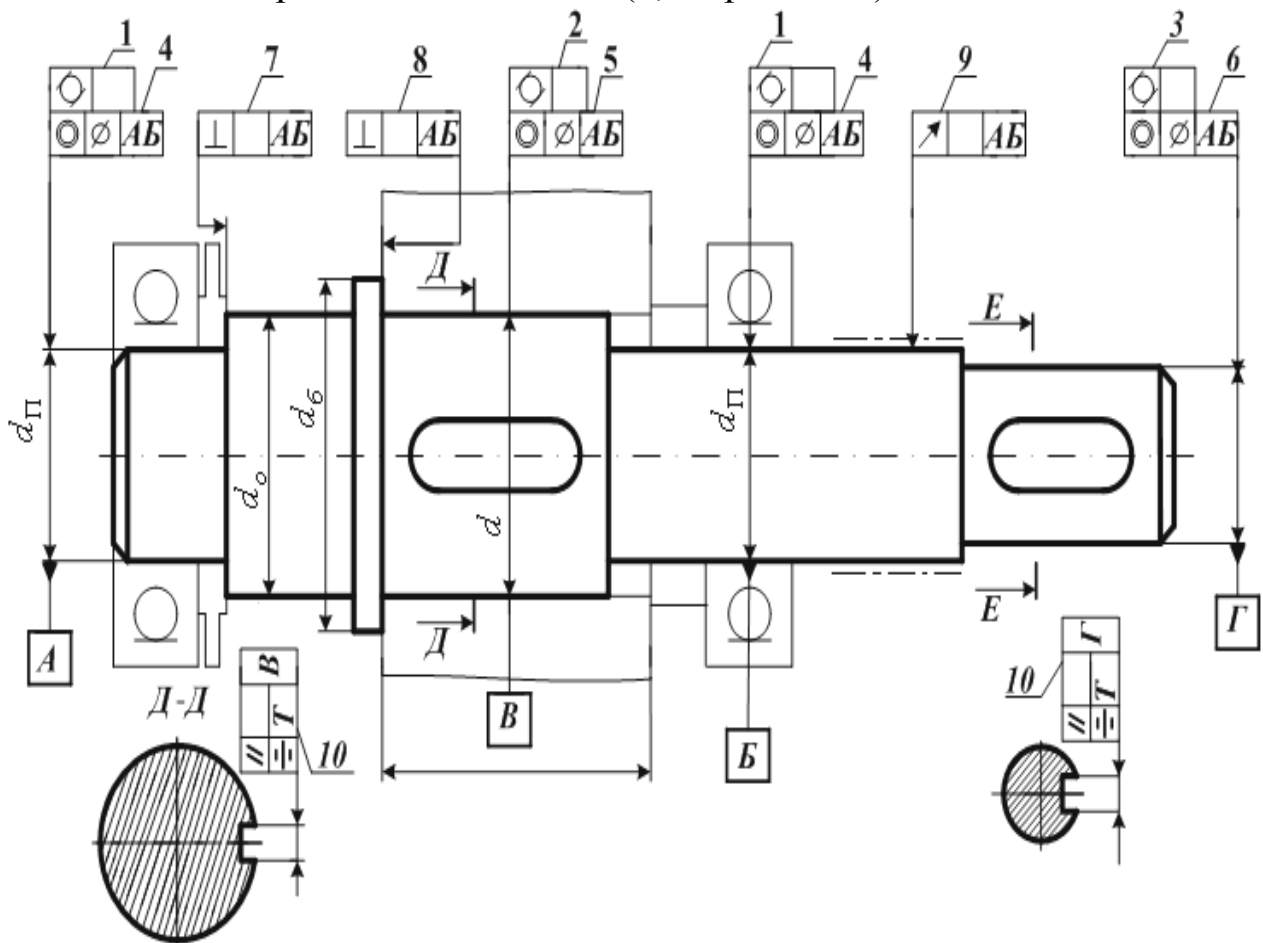


Рис. 1.38. Позначення допусків форми і розташування поверхонь вала на креслениках

Допуски співвісності задають у діаметральному виразі на діаметрі посадочної поверхні. Квалітет визначають за табл. 1.21.

Щоб обмежити можливий дисбаланс вала і деталей, що посаджені на вал, задають допуск співвісності посадочних поверхонь вала для муфт, шківів, зірочок відносно загальної осі посадочних поверхонь для підшипників.

Допуск співвісності в діаметральному вираженні (6, рис. 1.38) визначають за співвідношенням, в мкм:

$$T_{\text{св}} = 46/n, \quad (1.55)$$

де n – частота обертання вала, об/хв.

Таблиця 1.21

Допуски співвісності

Вид передавачів	Квалітет для ступенів точності (допуск співвісності)					
	кінематичної			за нормами контакту (допуск перпендикулярності)		
	6	7, 8	9	6	7, 8	9
Зубчаста	5	6	7	3	4	5
Черв'ячна	6	7	8	4	5	6

На поверхні валів для манжетних ущільнень задають допуск радіального биття відносно загальної осі посадочних поверхонь для вальниць. Тут коливання робочої кромки манжети визиває не тільки відхил розташування, але й відхил форми поверхні вала. Тому для зменшення амплітуди коливання цієї поверхні задають допуск радіального биття, що включає в себе відхил від співвісності і відхил від круглості поверхні вала.

Допуск радіального биття визначають за співвідношенням (1.55). Цей допуск (9, рис. 1.38) задають за частоті обертання вала $n > 1000$ об/хв.

Деякі торцеві поверхні вала служать базою для установки внутрішніх кілець вальниць і вузьких коліс, у яких відношення $l/d < 0,2$. На такі поверхні на креслениках валів задають допуски перпендикулярності відносно загальної осі поверхонь для вальниць.

Допуски перпендикулярності торців для вальниць задають на зовнішньому діаметрів d_0 (7, рис. 1.38). Квалітет визначають за табл. 1.20.

Допуск перпендикулярності торців для базування вузьких коліс задають на діаметрі буртика d_6 (8, рис. 1.38). Квалітет приймають за табл. 1.21.

Щоб обмежити концентрацію контактних тисків, шпонкові пази на валах повинні бути паралельні й симетричні осі посадочної поверхні валів. Допуски паралельності і симетричності приймають:

$$T_{\parallel} = 0,6t_{\text{шп}}; T_{\text{сим}} = 0,4t_{\text{шп}}. \quad (1.56)$$

Рекомендації з вибору допусків подано в табл. 1.22 у відповідності до номерів позицій на рис. 2.19.

Допуски форми і розташування поверхонь валів

Номер позиції за рис. 1.38	Зміст	Рекомендована точність
1, 2, 3	Циліндричність поверхонь для вальниць, коліс, шківів, муфт, зірочок	$T_{/O/} = 0,3t$
4	Співвісність поверхонь для вальниць	Квалітет за табл. 1.20
5	Співвісність поверхонь для коліс	Квалітет за табл. 1.21
6	Співвісність поверхонь для муфт, шківів, зірочок, мм	$T_{св} = 46/n;$ $n \geq 1000$ об/хв.
7	Перпендикулярність торців для вальниць	Квалітет за табл. 1.20
8	Перпендикулярність торців для вузьких коліс	Квалітет за табл. 1.21
9	Радіальне биття поверхні під манжетне ущільнення	$T_{рад} = 46/n;$ $n \geq 1000$ об/хв.
10	Розташування шпонкових пазів	$T_{//} = 0,6t_{шп};$ $T_{сим} = 0,4t_{шп}.$

1.5.4.4. Втулки і кільця

Втулкою називають деталь, у якої відношення $l/d \geq 0,8$, а кільцем – якщо це відношення $l/d < 0,8$.

Базовими поверхнями втулок і кільця є посадочні поверхні, а також торці. Одним із торців (торець *a* на рис. 1.39) ці деталі самі базуються за торцями суміжних деталей. Другий торець (торець *b*) є базою для другої суміжної деталі.

Розмір ширини кільця і довжини втулок частіше є складовим розміром складаного розмірного ланцюга. Граничні відхили цього розміру визначають за результатами розрахунку відповідного розмірного ланцюга або за рекомендаціями, що приведені в табл. 1.23.

Відомо, що положення втулки на валу або в отворі корпуса визначається сполученням по циліндричній поверхні.

Посадки втулок повинні мати мінімальний зазор або мінімальний натяг.

За великого зазору втулка за своїми показниками перетворюється на кільце. За великого натягу ускладнюється збір деталей і ніяких експлуатаційних переваг така посадка не має.

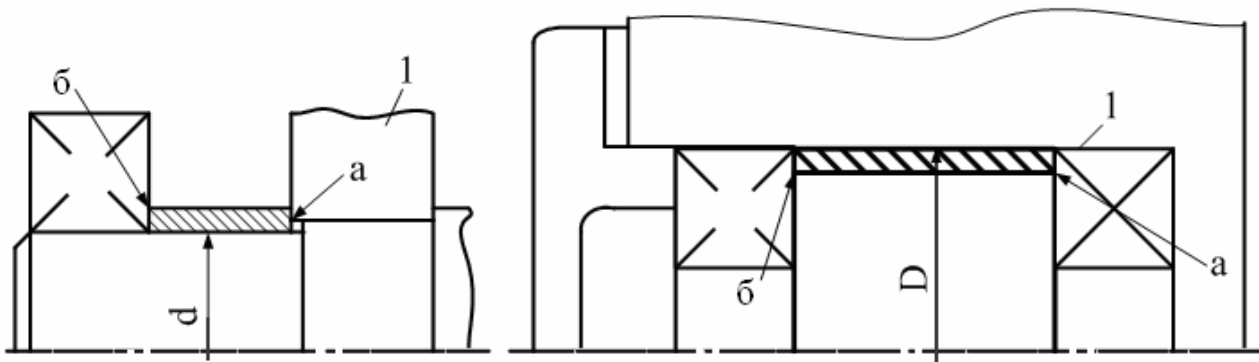


Рис. 1.39. Торці деталей

Таблиця 1.23

Допуски складових ланок

Вид компенсатора	Допуск складального розміру для поверхонь		
	охоплюючих	охоплювальних	решта
Деталь, що оброблюється при складанні	H11	h11	$\pm IT11/2$
Набір прокладок	H12	H12	$\pm IT12/2$
Зазор; гвинт – гайка	H14	h14	$\pm IT14/2$

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, то найбільш придатними посадками втулок на вал та в корпус є H7/js6; H7/k6; H7/m6. Імовірність появи з'єднань із зазором і з натягом у цих посадках наведено в 1.7.6.

Коли ж поля допусків валів або отворів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, наприклад, вальниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, необхідно підбирати такі поля допусків отворів або зовнішніх діаметрів втулок, щоб зазори або натяги були мінімальними.

Відомо, що положення кільця на валу або в отворі корпуса за будь-якої посадки, з натягом або зазором, визначається його торцями. При притисненні кільця до торця сусідньої деталі, наприклад, до торця деталі 1 на рис. 1.39, відбувається поворот кільця до повного прилягання торців. За посадки з зазором поворот таких деталей відбувається без перешкод. За посадки з натягом поворот деталі спричиняє збігання кромки і пружні деформації поверхонь вала і отвору кільця. Тому нема необхідності використовувати для кілець посадки з натягом. Для зручності установки доцільно для них застосовувати тільки посадки з зазором.

При складанні кільце обов'язково зміщується радіально в границях посадочного зазору.

Радіальне зміщення кілець в отворі нерухомого корпуса не має небажаних наслідків. Зміщення ж кілець на обертальних валах може бути причиною невірноваженості деталей комплексу вала. Така невірноваженість спричиняє вібрації і динамічні навантаження, які зростають зі збільшенням частоти обертання вала.

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, рекомендується приймати посадки кілець на вал $H11/d11$, $H10/d10$ або $H9/d9$. За високої частоти обертання вала ($n > 1000$ об/хв.) з метою зниження можливого дисбалансу посадки кілець на вал слід приймати $H8/h8$; $H8/h7$; $H7/h6$.

Коли поля допусків валів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, слід застосовувати для гарантії зазору поля допусків отворів кілець $D11$, $D10$ або $D9$.

Поле допуску зовнішнього діаметра кілець, що вставляються в отвори корпусів, у всіх випадках слід приймати $d11$.

Наведемо декілька прикладів вибору полів допусків кілець. На рис. 1.40, а показано кінцеву ділянку вала черв'ячного колеса, що обертається з частотою 1000 об/хв. На цій ділянці встановлено вальниця і мастилоутримуюче кільце. Поле допуску вала прийнято $k6$ із умови посадки вальниці кочення. Цапфу вала доцільно виконувати по всій довжині за полем допуску $k6$. Поле допуску отвору кільця $D11$, а посадка $D11/k6$. Поле допуску посадочної поверхні вала для вальниці може бути не тільки $k6$, але і іншим, з числа рекомендованих. Тоді і позначення посадки буде інше, але поле допуску його отвору залишиться $D11$.

На рис. 1.40, б показано зубчасте колесо на валу, дистанційне кільце і вальниця кочення, які затягуються гайкою до упору в торець буртика вала. Частота обертання вала 700 об/хв. За установлення дуже вузького кільця ($l/d \leq 0,5$) по всій довжині посадки вала зберігається поле допуску $r6$, тому, що це потрібно для установки зубчастого колеса. Це спрощує шліфування поверхні вала і не збільшує номенклатуру різального і вимірювального інструмента. Тоді поле допуску кільця призначають $D11$. При довжині кільця ($0,5 < l/d < 0,8$) для нього задають посадку з зазором $H9/d9$. Така посадка полегшує також і установку колеса на вал.

Часто кільце розташовують на посадочній поверхні для вальниці кочення (рис. 1.40, в). Поле допуску на отвір кільця призначають залежно від частоти обертання вала. Так, за частоти обертання вала менше 1500 об/хв. поле допуску на отвір кільця $D9$, $D10$ або $D11$. За частоти обертання вала більше 1500 об/хв. приймають поля допусків $H9$, $H10$, $H11$.

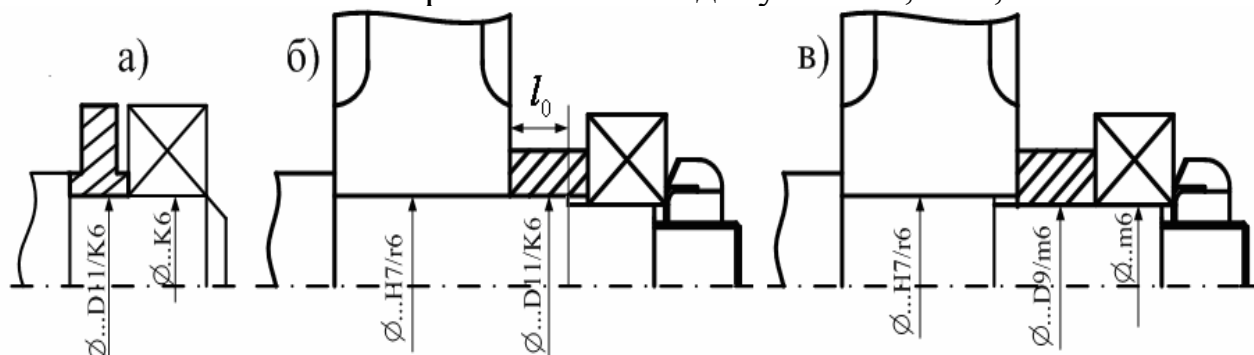


Рис. 1.40. Приклади вибору полів допусків кілець

У прикладах конструкцій, показаних на рис. 1.41, поле допуску отвору прийнято H7 із умови посадки вальниць кочення. В зв'язку з цим посадка кілець H7/d11.

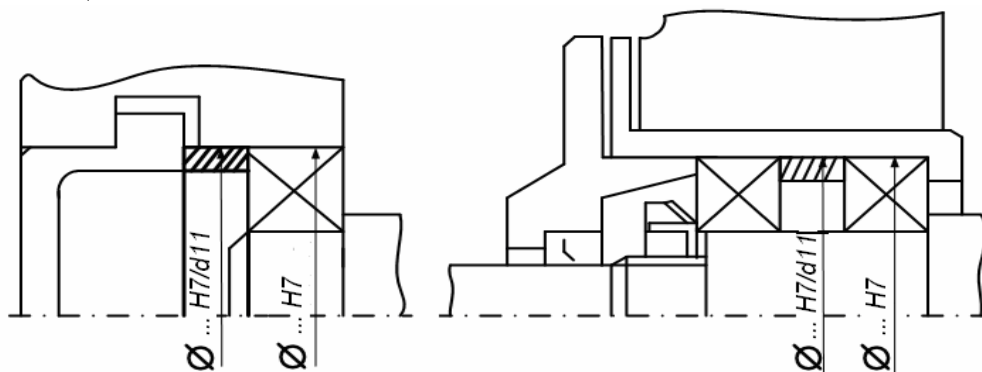


Рис. 1.41. Приклади вибору полів допусків кілець

Викладені вище рекомендації щодо вибору посадок втулок і кілець для зручності зведені в табл. 1.24 і 1.25.

Таблиця 1.24

Рекомендації щодо вибору посадок втулок

Галузь застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки втулок на вал незалежні	H7 / js6, H7 / k6, H7m6	
	Вал	Отвір втулки
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	js6; k6; m6	H7
	js7; k7; m7	H8
	js8; m7; n7	H9
	p6; r7; s7	F8
	s7; t6	E9
	u7; u8	D9, D10, D11
Посадки втулок у корпус незалежні	H7 / js6; H7 / k6	H7 / m6
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	Отвір корпуса	Втулка
	H7	js6; k6; m6
	H8	js7; k7; m7
	H9	js8; m7; n7
	JS7	js6
	JS8	js7

Найчастіше торці деталей типу втулок і кілець є базовими для вальниць кочення. Тому на торці цих деталей необхідно призначати допуски розташування.

Якщо між вальницею і торцем заплечика вала, торцем деталі, що міститься на валу з відношенням $l/d \geq 0,8$, або між вальницею і корпусом розташоване кільце чи втулка (рис. 1.42), то квалітет для визначення допусків паралельності торців кільця (рис. 1.42 а, б) і перпендикулярності

торців втулок (рис. 1.42 в, г) приймають за даними табл. 1.26.

Таблиця 1.25

Рекомендації щодо вибору посадок кілець

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки кілець на вал незалежні	Частота обертання вала, n , об/хв	
	< 1500	> 1500
	H11/d11; H10/d10; H9/d9	H8/h8; H8/h7; H7/h6
Посадки кілець на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	Поля допусків отворів кілець	
	D9, D10/ D11	H11, H10/ H9
Посадки кілець у корпус	Поле допуску зовнішнього діаметра кілець $d11$	

Позначення груп вальниць те ж саме, що і в табл. 1.20. Тому, що втулки – деталі симетричні, допуски перпендикулярності задають на два торця.

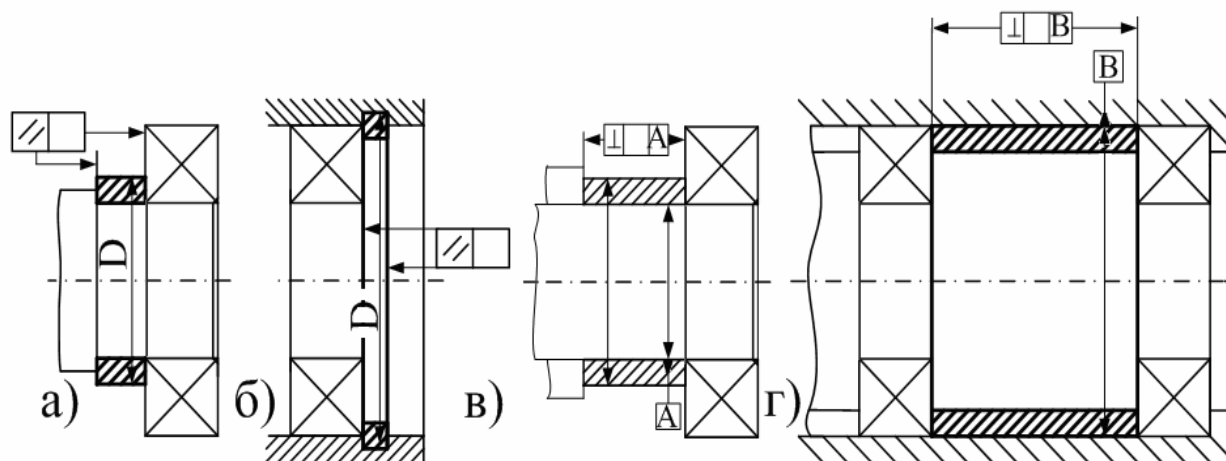


Рис. 1.42. Допуски розташування втулок і кілець

Таблиця 1.26

Допуски розташування втулок і кілець

Вид допуску	Область застосування	Квалітет		
		Група вальниць		
		I	II	III
Паралельність торців кілець на діаметрі D	Посадка кілець на валу (рис. 1.40, а)	6	5	4
	Посадка кілець у корпусі (рис. 1.40, б)	7	6	5
Перпендикулярність торців кілець на діаметрі D	Посадка втулок на валу (рис. 1.40, в)	7	6	5
	Посадка втулок у корпусі (рис. 1.40, г)	8	7	6

1.5.4.5. Стакани

У стаканах розміщують вальниці фіксуючої опори вала черв'яка, вала конічної шестірні. Інколи стакани застосовують для зручності складання. На рис. 1.43 показано типові конструкції стаканів. На діаметрі D_0 стаканів розміщується 4 або 6 кріпильних отворів. Збіг цих отворів з отворами корпусної деталі забезпечують таким чином. За одиничного або дрібносерійного виробництва (партия до 10 виробів) за отворами в стакані роблять розмітку або свердління отворів у корпусі. В цьому разі до точності розташування кріпильних отворів у стакані особливих вимог не ставлять і їх виконують за допусками на вільні розміри.

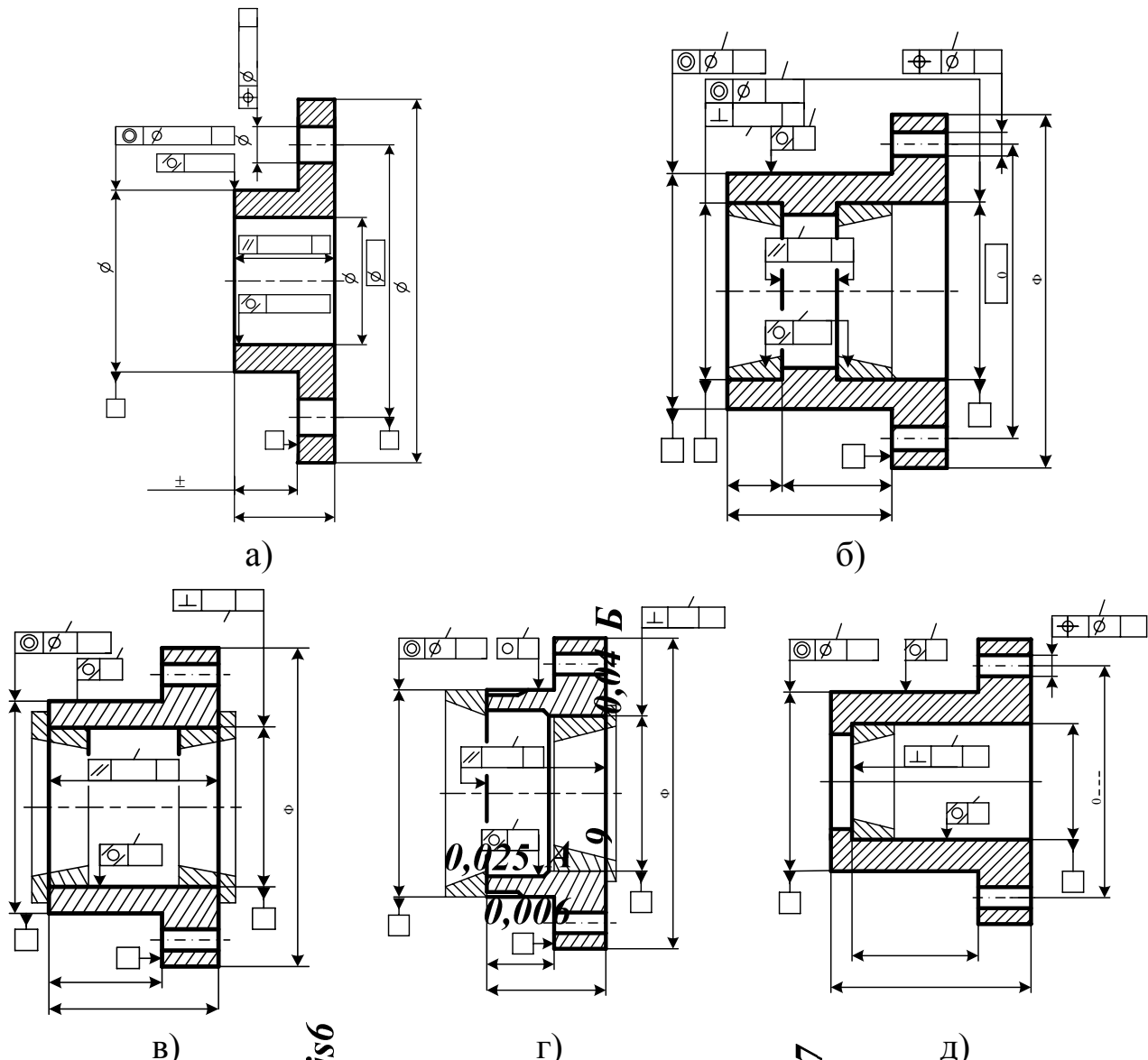


Рис. 1.43. Позначення допусків форми і розташування поверхонь типових стаканів

При середньо- або великосерійному виробництві кріпильні отвори як у стакані, так і в корпусі свердлять незалежно одне від одного в пристроях або на верстаках з числовим програмним управлінням (ЧПУ). В цьому

випадку для забезпечення складання на креслениках стаканів і корпусу задають позиційний допуск розташування кріпильних деталей.

Числове значення допуску в діаметральному виразі визначають за співвідношенням:

$$T_{\oplus} = 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{гв}}), \quad (1.57)$$

де $d_{\text{отв}}$ і $d_{\text{гв}}$ – діаметри кріпильного отвору і гвинта.

Осі отвору і зовнішньої циліндричної поверхні стакану повинні бути співвісні. Відхилення від співвісності є причиною зміщення і повороту осей обертання валів і підвищення концентрації навантаження. Особливо це небажано в конічних зубчастих передавачах. Тут відхил від співвісності поверхонь стаканів збільшує, крім того, перетину осей. Допуск співвісності поверхонь стакану в діаметральному виразі необхідно приймати

$$T_{\text{св}} \approx 0,6TD. \quad (1.58)$$

Тут TD – допуск розміру отвору.

Отвори стаканів є посадочними поверхнями для вальниць кочення, тому вони повинні мати правильну геометричну форму. На отвори стаканів призначають допуск циліндричності:

$$T_{/o/} \approx 0,3TD. \quad (1.59)$$

Стакани – деталі нежорсткі. Відхилення геометричної форми зовнішньої поверхні стакану в сукупності з відхиленнями форми отворів корпусних деталей можуть спричинити пошкодження геометричної форми посадкових отворів стаканів, тому на зовнішні поверхні стаканів задають такі допуски:

для стаканів за рис. 1.43 *а* і *б* допуск циліндричності $T_{/o/} \approx 0,3Td$;

для стаканів за рис. 1.43 *в* і *г* допуск круглості $T_o \approx 0,3Td$,

де Td – допуск розміру зовнішньої поверхні.

Стакани – деталі порівняного короткі. Співвідношення довжини посадочної поверхні до діаметра частіше всього $l/d < 0,8$. Тому основною базою, що визначає відносне положення стаканів у корпусі, є торець фланця. Торці уступів стаканів є базою для установки зовнішніх кілець вальниць. Ці поверхні, щоб не було перекосу кілець вальниць, повинні бути паралельними базовому торцю фланця. Допуск паралельності задають на діаметрі D_{ϕ} . Квалітет приймають залежно від групи вальниць:

I – IT8, II – IT7; III – IT6.

За відносно довгих стаканів ($l/d \geq 0,8$) торці уступів повинні бути перпендикулярними осі посадочного отвору. Допуск перпендикулярності задають на діаметрі D отвору. Квалітет приймають за рекомендацією, що приведена вище.

Усі рекомендації з вибору точності стаканів зведені в табл. 1.27

Точність форми і розташування поверхонь стаканів

Номер позиції за рис. 1.43	Зміст	Рекомендована точність
1	Циліндричність посадочного отвору	$T_{/O/} \approx 0,3TD$
2	Циліндричність зовнішньої поверхні (а, б, в)	$T_{/O/} \approx 0,3Td$
3	Круглість центруючої поверхні (в, г)	$T_o \approx 0,3Td$
4	Співвісність отвору і зовнішнього циліндра γ	$T_{св} \approx 0,6TD$
5	Співвісність отворів відносно їх загальної осі (а)	Квалітет за групами вальниць.
6	Перпендикулярність базових торців осі отвору	Теж саме
7	Перпендикулярність базових торців (а, г)	Теж саме
8	Розташування кріпильних отворів (а)	$T_{\oplus} \approx 0,4(d_{отв} - d_{гв})$

1.5.4.6. Кришки вальниць кочення

На рис. 1.44 а, б, в показані прикручувальна і закладна кришки. Щоб обмежити можливий перекіс кілець вальниць, на креслениках таких кришок задають допуск паралельності базових торців. Значення допусків паралельності задають на діаметрі фланця D_{ϕ} .

Квалітет для кришок у різних груп вальниць: рис. 1.46, а: I – IT8, II – IT7; III – IT6; рис. 1.46, б і в: I – IT7, II – IT6; III – IT5 і закладні кришки без отвору для проходження вала.

Торцеві поверхні кришок вільні й не використовуються як базові для установки вальниць кочення. Призначення їх – закрити отвір корпусної деталі. Точне центрування таких кришок за отвором корпуса не вимагається.

На рис. 1.45 а і б показано прикручувальна і закладна кришки з отвором для проходження вала і з гніздом для розташування ущільнення манжетного типу. Для надійної роботи ущільнення манжета повинно бути співвісним осі обертання вала.

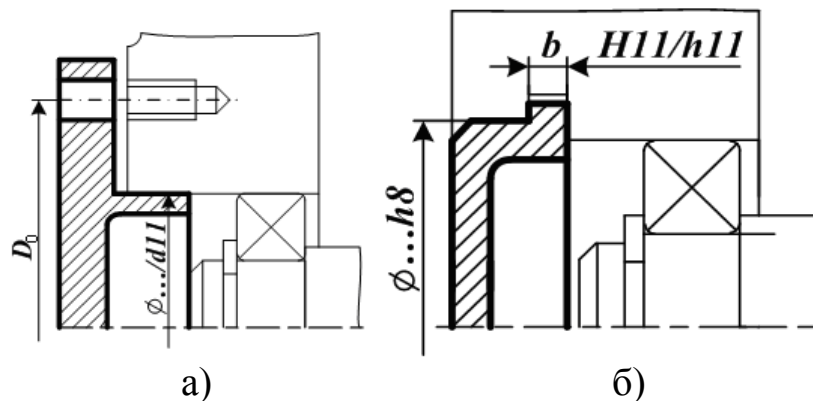


Рис. 1.44. Прикручувальна і закладна кришки без отвору для проходження вала

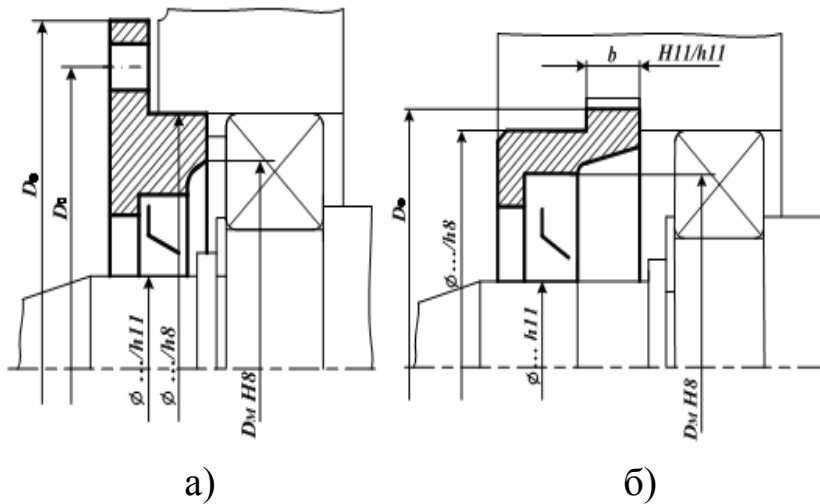


Рис. 1.45. Прикручувальна і закладна кришки з отвором для проходження вала

центрується.

На рис. 1.46 а-в і 1.47 а, б показано кришки вальниць, торці яких служать для установлення вальниць кочення. Розмір h висоти поверхні, що центрується, таких кришок є складовим розміром складального розмірного ланцюга. Граничні розміри на цій розмір задають $\pm IT12/2$ за ДСТУ 2500-94.

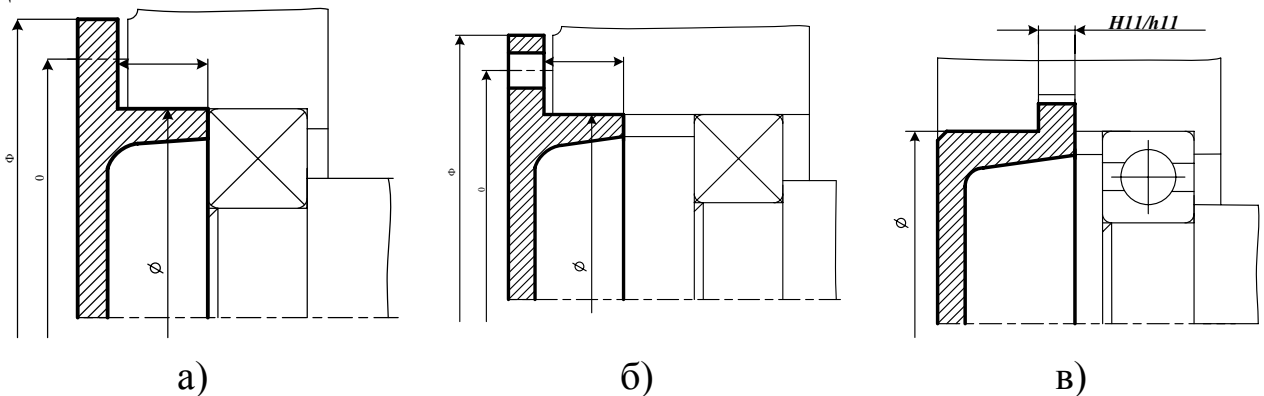


Рис. 1.46. Кришки, торці яких служать для установлення вальниць кочення

Загальним для всіх прикручувальних кришок є кріплення їх до корпусу. На діаметрі D_0 розташовані 4 або 6 кріпильних отворів. Збіг центрів отворів у кришці та корпусі забезпечується так само, як і в стакані (див. вираз 1.57).

На рис. 1.48 показана закладна кришка з гвинтом для виконання регулювальних операцій. Торцеві поверхні кришки вільні. Тому до них не виставляють вимог точності, як до поверхонь кришок за рис. 1.44 і 1.45.

Осьові зазори в нарізному з'єднанні гвинта з кришкою небажані, тому що вони знижують точність регулювання. У зв'язку з цим слід призначати нарізь з мілким кроком і задавати на діаметрі нарізі посадку $6H/6h$ за ГОСТ 16093-70.

Відхилення від співвісності спричиняють дві основні причини: радіальне, при складанні зміщення кришки відносно осі отвору корпусу в межах посадочного зазору, відхилення від співвісності посадочної поверхні під манжету в кришці і осі поверхні, що

На рис. 1.49 показано декілька конструкцій кришок вальниць кочення. За виконанням вони подібні до кришок, які ми бачили раніше. Відмінність їх у тому, що торці кришок використовують не для базування вальниць, а для підтискування їх до базового торця корпусу. Кришки базуються по торцях кілець вальниць.

Під фланці кришок, що прикручуються, встановлюють не регульовальні, а ущільнювальні прокладки. На креслениках таких кришок задають допуски і поля допусків такі ж самі, як і на креслениках кришок, що на рис. 1.44-1.47.

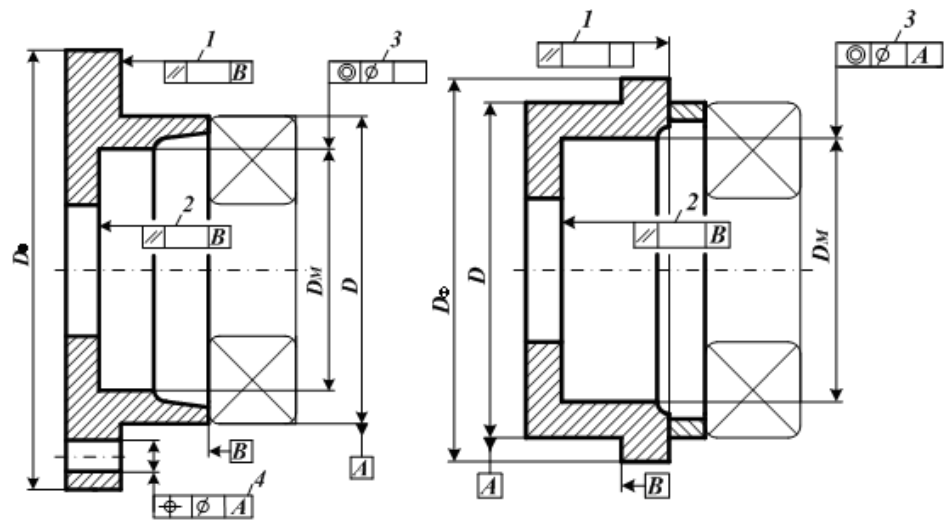


Рис. 1.47. Кришки вальниць, торці яких служать для установлення вальниць кочення

На креслениках кришок з манжетним ущільненням задають допуск співвісності посадочної поверхні для манжети і осі поверхні, що центрується. Допуск співвісності в діаметральному виразі на діаметр D_M приймають $T_{св} \approx IT8$. Важливо також, щоб манжета не була перекошена. Для цього задають допуск паралельності торця для базування манжети до поверхні фланця кришки. Допуск паралельності на діаметрі D кришки приймають $T_{//} \approx IT12$. Торці таких кришок є базою для установки вальниць кочення.

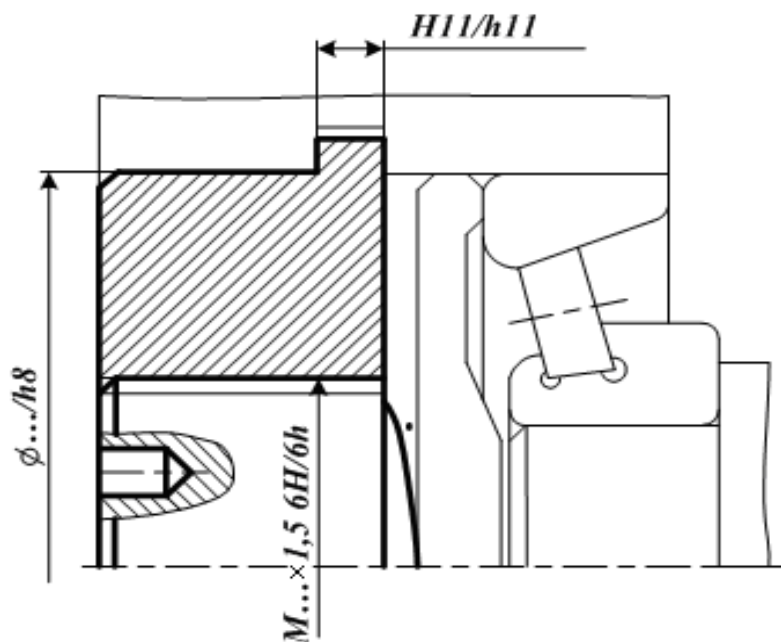


Рис. 1.48. Закладна кришка з гвинтом для виконання регульовальних операцій

Усі рекомендації з вибору точності параметрів кришок вальниць, про які йшлося вище, для зручності використання приведено в табл. 1.28.

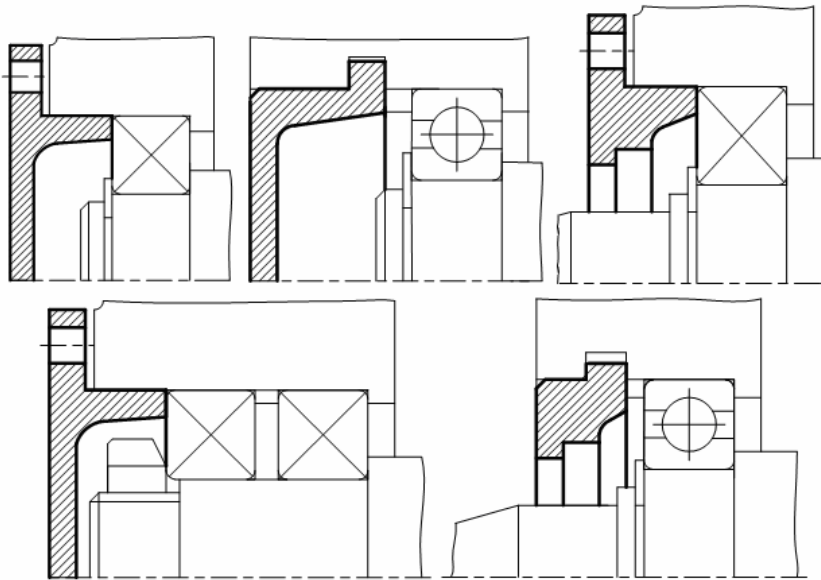


Рис. 1.49. Кришки вальниць кочення із отворами і закладна

1.5.4.7. Корпусні деталі

Нижче наведено обґрунтування допусків для корпусних деталей редукторів і коробок швидкостей. Розміри a_0 і b_0 (рис. 1.50) координують розташування як загальної осі отворів для швидкохідного вала редуктора, так і самого вала відносно осей кріпильних

отворів. Найчастіше всього на розміри a_0 і b_0 задають граничні відхили, що визначені за формулою:

$$\Delta = \pm 0,1(d_{\text{отв}} - d_{\text{гв}}), \quad (1.60)$$

де $d_{\text{отв}}$ і $d_{\text{гв}}$ – відповідно діаметри кріпильного отвору і гвинта-шпильки.

Таблиця 1.28

Рекомендації з вибору точності параметрів кришок вальниць

Зміст	Рекомендована точність
Розмір h (рис. 1.44, 1.45, 1.48). Граничні відхили	$h \pm IT14/2$
Розмір h закладних кришок (рис. 1.44, б, 1.45, б, 1.46, в). Посадки.	H11/h11
Поверхні що центруються. Поля допусків кришок: глухих привертних (рис. 1.44 а, 1.46 а); з отворами під манжету (рис. 1.44 а, 1.45, а, 1.46, а, б, 1.47, а) і закладних (рис. 1.44, б, 1.45, б, 1.46, в, 1.47, б).	d11 h8
Розмір D_m для манжети (рис. 1.45). Поле допуску отвору.	H6
Паралельність базових торців кришок (1, рис. 1.47).	Квалітет с. 95
Паралельність торців для манжети і базового торця кришки (2, рис. 1.47).	$T_{//} \approx IT12$ на $\varnothing D_{\phi}$
Співвісність отвору для манжети (3, рис. 1.47).	$T_{\text{св}} \approx IT8$ на $\varnothing D_m$
Розташування кріпильних отворів (4, рис. 1.47).	$T_{\oplus} = 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{гв}})$
Нарізне з'єднання регулювального гвинта (рис. 1.48). Посадка.	M...x... 6H/6h

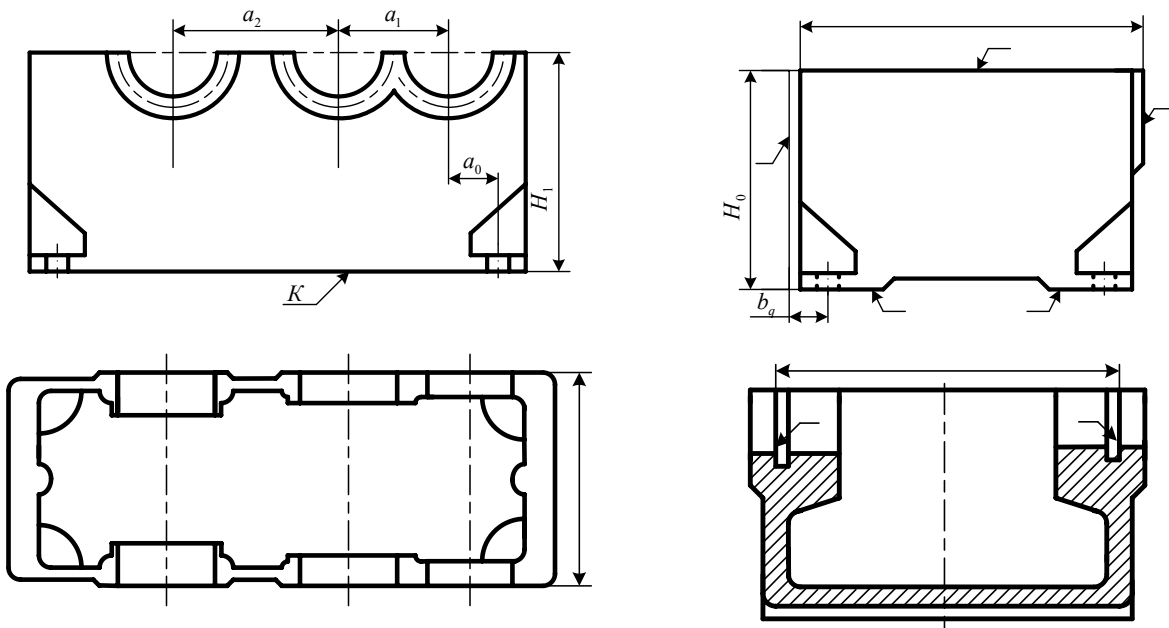


Рис. 1.50. Корпуси редукторів і коробок швидкостей

Граничні відхилення розмірів корпусу a_1, a_2, \dots, a_n циліндричних зубчастих передавачів, а також граничні відхилення міжосьової відстані корпусу черв'ячних передач визначаються за формулою:

$$\Delta = \pm(0,6 - 0,7)f_a \quad \text{III} \quad \text{II} \quad \text{I} \quad (1.61)$$

Тут f_a – граничні відхилення міжосьової відстані циліндричної передачі за ГОСТ 1643:2003 і черв'ячної передачі за ГОСТ 3675-85 (табл. 1.29)

Таблиця 1.29

Граничні відхилення зубчастих і черв'ячних передавачів, f_a (мкм)

Вид сполучення і ступінь точності	Граничні відхилення $\pm f_a$ (мкм) за міжосьової відстані a_w мм (понад – до)					
	до 80	80 – 125	125–180	180–250	250–315	315–400
Зубчасті передавачі						
D	22	28	30	35	40	45
C	35	45 III	50	55 II	60	I 70
B	60	70	80	90	100	110
A	100	110	120	140	160	180
Черв'ячні передавачі						
6	28	32	38	42	45	50
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	90	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

Допуск розташування отворів у основі корпусу визначають за формулою:

$$T_{\oplus} = 0,2(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}). \quad (1.62)$$

Допуск розташування кріпильних отворів у інших місцях, наприклад, у площині рознімання корпусу, на платиках під фланці стаканів або кришок вальниць, повинен гарантувати "складанність" деталей. Для таких отворів позиційний допуск

$$T_{\oplus} = 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}). \quad (1.63)$$

Позиційний допуск, визначений за формулами (1.62) і (1.63), являє собою допуск у діаметральному вираженні. За одиничного характеру виробництва кріпильні отвори свердлять за розміткою і допуски розташування цих отворів не задають.

На базові поверхні корпусних деталей задають допуск форми і розташування. За ГОСТ 16162-70 задають допуски площинності (рис. 1.50):

на площину основи К	0,05/100 мм/мм;
на площину рознімання N	0,01/100 мм/мм;
на торцеві площини P і Q	0,03/100 мм/мм.

Допуски паралельності площин К і N і перпендикулярності площин P, Q і N – 0,5/100 мм/мм.

Допуски площинності задано в лінійній мірі. Наприклад, допуск 0,5/100 мм/мм означає, що відхил від площинності на довжині нормованої ділянки 100 мм не повинно перевищувати 0,05 мм.

На основні отвори для опор валів на креслениках корпусних деталей визначено такі допуски циліндричності отворів:

$$\begin{aligned} \text{для вальниць кочення класів точності 0 і 6 } T_{/O/} &\approx 0,3TD; \\ \text{для стаканів і втулок } T_{/O/} &\approx 0,4TD. \end{aligned} \quad (1.64)$$

Осі двох отворів для вальниць кочення, розташованих у різних стінках корпусу, повинні бути співвісні. Відхили від співвісності цих отворів відносно їх загальної осі спричиняють перекіс кілець вальниць. Щоб обмежити їх перекіс, задають на кожну пару отворів допуски співвісності отворів відносно їх загальної осі за табл. 1.17. Загальна вісь кожної пари отворів з метою обмеження перекосу кілець вальниць має бути перпендикулярна площинам P і Q (рис. 1.51 і 1.52).

Допуски перпендикулярності цієї осі залежать від конструкції складаної одиниці вальниці. На рис. 1.52 наведено три типових приклади конструкції. У цих прикладах відхил від перпендикулярності осі, що позначені на рисунках γ_1 , в сумі з відхилів від паралельності торців кришок вальниць γ_2 і торців кілець γ_3 не повинні перевищувати значення перпендикулярності γ_{Σ} , наведеного в табл. 1.29 і позначеного в цій таблиці $T_{\text{qк}}$. Допуски перпендикулярності задають на діаметрі D_{ϕ} (рис. 1.52).

Квалітети для груп вальниць I, II, III за виконання за рис. 1.52 а відповідно IT8, IT7, IT6; за рис. 2.143 б, в – IT7, IT6, IT5.

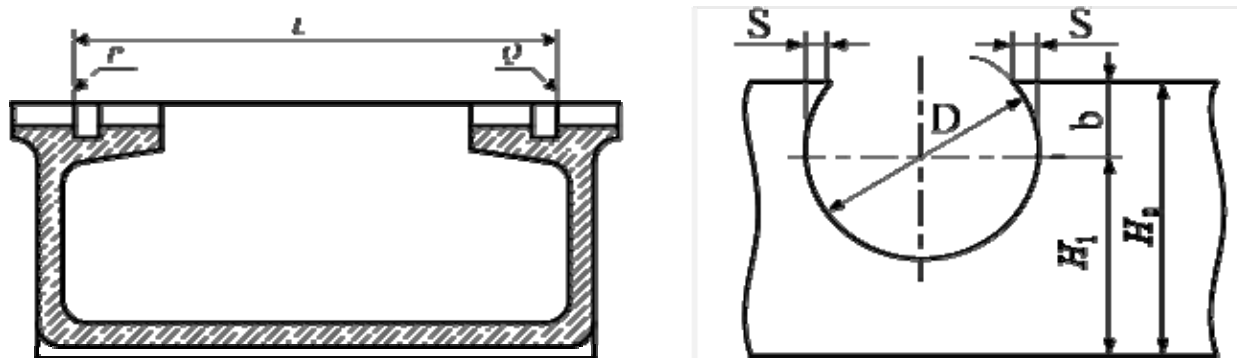


Рис. 1.51. Корпус і його розміри.

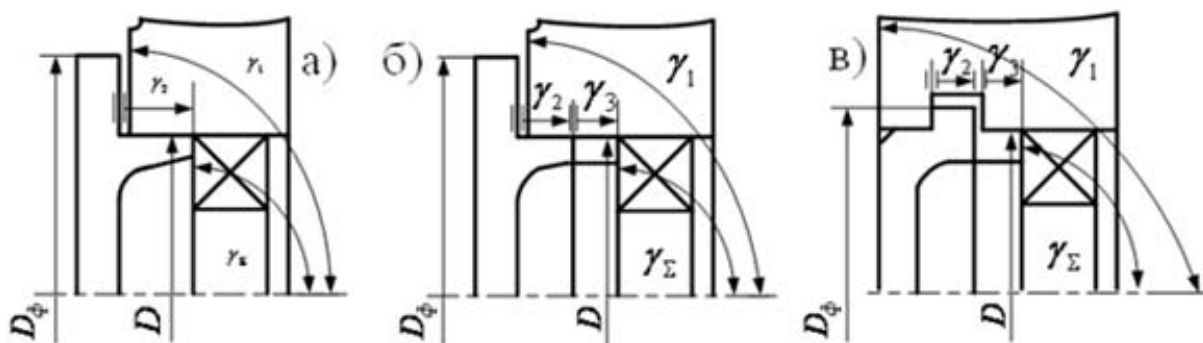


Рис. 1.52. Конструкції складанної одиниці вальниці

Стандартом ГОСТ 1643:2003 задано допуски паралельності f_a і перекоосу f_x осей обертання валів передавачів на ширині колеса b . На розмір f_a і f_x впливають: відхили від паралельності і перекіс осей отворів корпусу, похибки вальниць кочення, посадочні зазори вальниць кочення та ін.

Допуски паралельності T_x і T_y осей отворів на ширині L корпусу циліндричного редуктора визначають за формулами:

$$T_x = (0,6 - 0,7)f_x L / b; \quad T_y = (0,6 - 0,7)f_y L / b. \quad (1.65)$$

Значення цих допусків f_a і f_x приймають за ГОСТ 1643:2003 або за табл. 1.30. Допуск паралельності T_x , що визначається за співвідношенням (1.65), не повинен перевищувати частини відхила міжосьової відстані, що визначається за співвідношенням (1.61). На креслениках корпусу задають як допуск паралельності менше із T_x і Δ .

Для конічних і конічно-циліндричних редукторів задають допуск перпендикулярності осей отворів для опор валів конічної шестірні і колеса, що обчислюють за формулою:

$$T_{\perp} = (0,6 - 0,7)E_{\Sigma}L_0 / R, \quad (1.66)$$

де E_x – допуск перпендикулярності осей у передачі за ГОСТ 1756-81 (табл. 1.31); R – середня конусна відстань, табл. 1.31; L_0 – відстань від осі отворів під опори вала колеса до площини корпусу для базування фланця стакана (рис. 1.53, а).

Таблиця 1.30

Значення допусків f_a і f_x

Позначення допусків	Ширина колеса, b , мм	Допуски, мкм, при ступені точності			
		6	7	8	9
$\pm f_x$	До 40	9	11	19	28
	Понад 40 до 100	12	16	25	40
$\pm f_y$	До 40	4,5	5,6	9	14
	Понад 40 до 100	6,3	8	12	20

Таблиця 1.31

Допуск перпендикулярності осей у передавача (за ГОСТ 1756-81)

Позначення відхилю	Вид сполучення	Середня конусна відстань R , мм (понад – до)											
		до 50		50-100									
		100-200		200-400									
		Кут діляльного конуса шестірні, δ , (понад – до)											
		До 15	15-25	25	До 15	15-25	25	До 15	15-25	25	До 15	15-25	25
E_x	С	18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63
	В	30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100

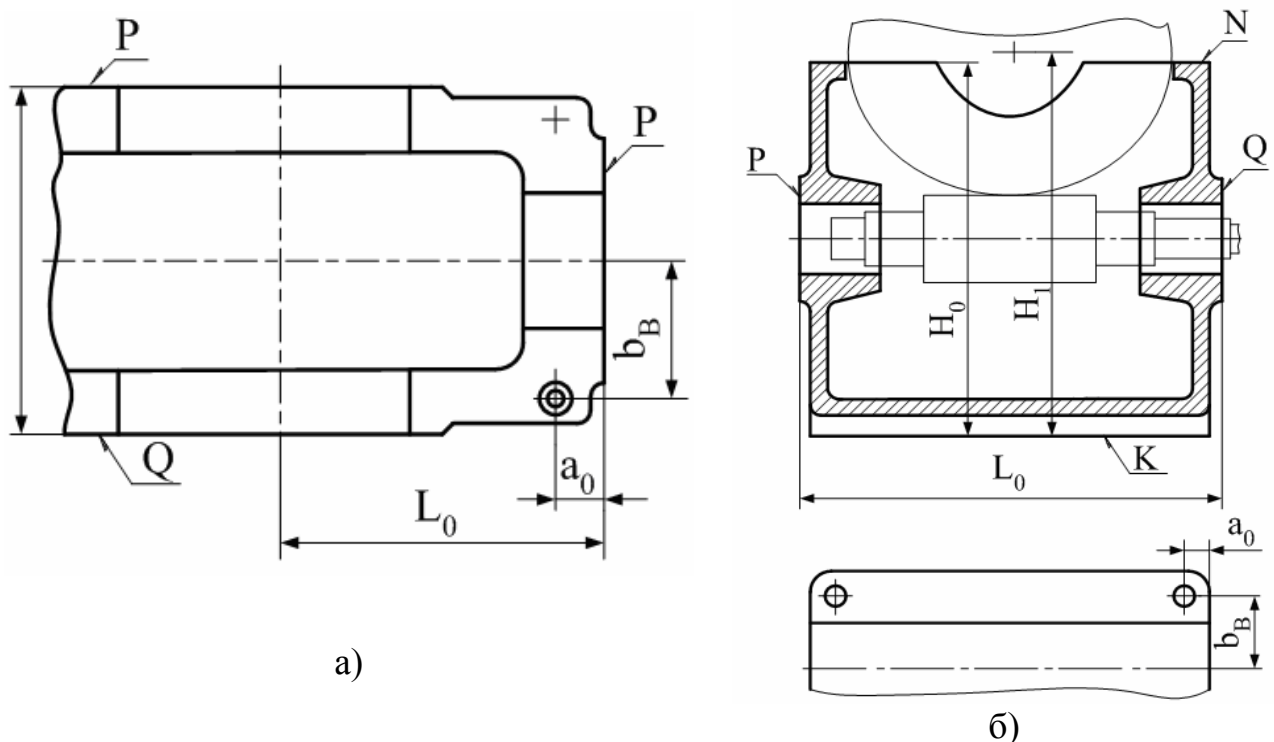


Рис. 1.53. Корпус черв'ячного редуктора

Крім того, задають відхили міжосьової відстані, яку обчислюють за формулою:

$$\Delta = (0,6 - 0,7)f_a, \quad (1.67)$$

де f_a – відхил міжосьової відстані в конічній передачі.

Значення f_a беруть з ГОСТ 1758-81 або табл. 1.32.

Таблиця 1.32

Відхили міжосьової відстані в кінчних передавачах

Ступінь точності	Середня конусна відстань R , мм (понад – до)			
	до 50	50 - 100	100 - 200	200 - 400
Відхили $\pm f_a$, мкм				
6	12	15	18	25
7	18	20	25	30
8	28	30	36	45
9	36	45	55	75

На креслениках корпусів черв'ячних редукторів задають допуск перекосу осей отворів для опор черв'яка і вала колеса, який визначають за формулою:

$$T_y = (0,7 - 0,8)f_{\Sigma}L_0 / b, \quad (1.68)$$

де f_x – граничний відхил міжосьового кута в передачі за ГОСТ 3675-81 або за табл. 1.33; b – ширина вінця колеса; L_0 – відстань між площинами корпусу (рис. 1.53, б).

$$T_y = (0,7 - 0,8)f_{\Sigma}L_0 / b. \quad (1.69)$$

Тут f_{Σ} – граничний відхил міжосьового кута в передачі за ГОСТ 3675-81 або за табл. 1.33; b – ширина вінця колеса; L_0 – відстань між площинами корпусу (рис. 1.53, б).

Таблиця 1.33

Значення граничних відхилів

Ширина вінця колеса b , мм	Граничний відхил f_x (мкм) за ступеня точності			
	6	7	8	9
До 63	9	12	16	22
Понад 63 до 100	12	17	22	28

Усі рекомендації з вибору допусків і посадок параметрів корпусних деталей зведено в табл. 1.34.

1.5.5. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Призначити допуск площинності поверхні А і допуск прямолінійності поверхні Б для деталі, поданої на рис. 1.54, якщо за відхилами форми ці поверхні мають відповідати сьомому ступеню точності.

Розв'язання. За даними табл. 4 (Додаток В) знаходимо: за номінальної довжини поверхні А 30 мм і 7-му ступені точності допуск площинності цієї поверхні становить 8 мкм (0,008 мм), а допуск прямолінійності поверхні Б за номінальної її довжини 50 мм становить 10 мкм (0,01 мм).

Значення допусків форми і розташування поверхонь редукторів

Зміст	Рекомендована точність
Розміри L, B, H_0, H_1, H_2	Див. стор. 102 $H_0 - h12$
Міжосьові відстані a_1, a_2, \dots	$\Delta = \pm(0,6 - 0,7)f_a$
Координати отворів a_0, b_0, \dots	$\Delta = \pm 0,1(d_{\text{отв}} - d_{\text{гв}})$
Координати кріпильних отворів: плити в основі корпуса	$T_{\oplus} = 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$ $T_{\oplus} = 0,2(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$
Площини K, N, P, Q : площинність	$T_{\square} = 0,05/100$ $T_{\square} = 0,01/100$ $T_{\square} = 0,03/100$
паралельність	$T_{//} = 0,05/100$
перпендикулярність	$T_{\perp} = 0,05/100$
Базові отвори: циліндричність отворів для вальниць і стаканів	$T_{/O/} \approx 0,3T$
співвісність	Квалітет за табл. 1.28
перпендикулярність	Квалітет за табл. 1.27
паралельність осей отворів	$T_{//} = (0,6 - 0,7)f_x L / b$
перекіс осей отворів	$T_x = (0,6 - 0,7)f_x L / b$
паралельність осей корпуса конічного редуктора	$T_{\perp} = (0,6 - 0,7)E_2 L_0 / R$
міжосьова відстань корпуса конічного редуктора	$\Delta = (0,6 - 0,7)f_a$
перекіс осей отворів корпуса черв'ячного редуктора	$T_y = (0,7 - 0,8)f_{\Sigma} L_0 / b$

Приклад 2. Призначити допуск круглості поверхні А, допуск циліндричності поверхні Б та допуски радіального биття поверхні А і торцьового биття поверхні В, якщо за відхилами форми вони мають відповідати нормальній (А) відносній геометричній точності (рис. 1.55).

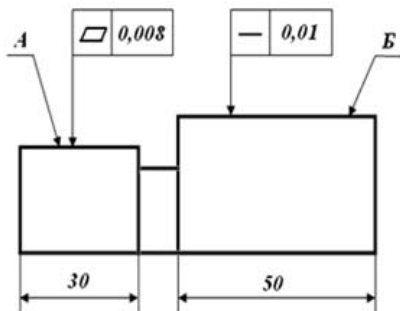


Рис. 1.54. Допуски площинності й прямолінійності

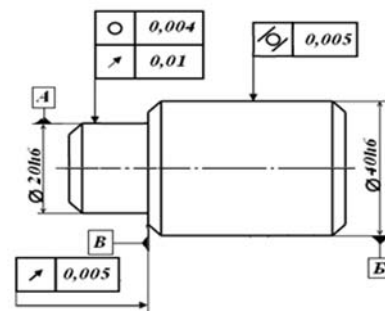


Рис. 1.55. Допуски круглості, циліндричності, радіального і торцьового биття

Розв'язання. За табл. В.5 призначаємо ступінь точності за відхилами форми поверхонь цієї деталі. За шостого квалітету допуску на діаметри цих поверхонь для нормальної (А) відносної геометричної точності приймаємо 5-й ступінь точності за відхилами форми. Базою для вимірювання відхилів форми і розташування поверхонь є - вісь цієї деталі. За табл. В.7 знаходимо: за номінального діаметра поверхні А 20 мм і 5-му ступені точності допуск круглості становить 4 мкм (0,004 мм), а допуск циліндричності поверхні Б за номінального її діаметра 40 мм і 5-му ступені точності становить 5 мкм (0,005 мм).

Допуск радіального биття поверхні А становить 10 мкм (0,01 мм) – за табл. В.11, а допуск торцьового биття поверхні В – 5 мкм (0,005 мм) за табл. 8 (Додаток В).

Приклад 3. На рис. 1.56 зображена складанна одиниця вихідного вала циліндричного редуктора. На кресленку задано посадки колеса на вал і вальниць на вал і в корпус. Осьовий розмір вала 33 мм входить у складальний розмірний ланцюг. Тому, що осьовий зазор вальниці кочення регулюють компенсатором – набором прокладок, то згідно з рекомендаціями табл. 1.22 на розмір 33 мм призначено поле допуску h12.

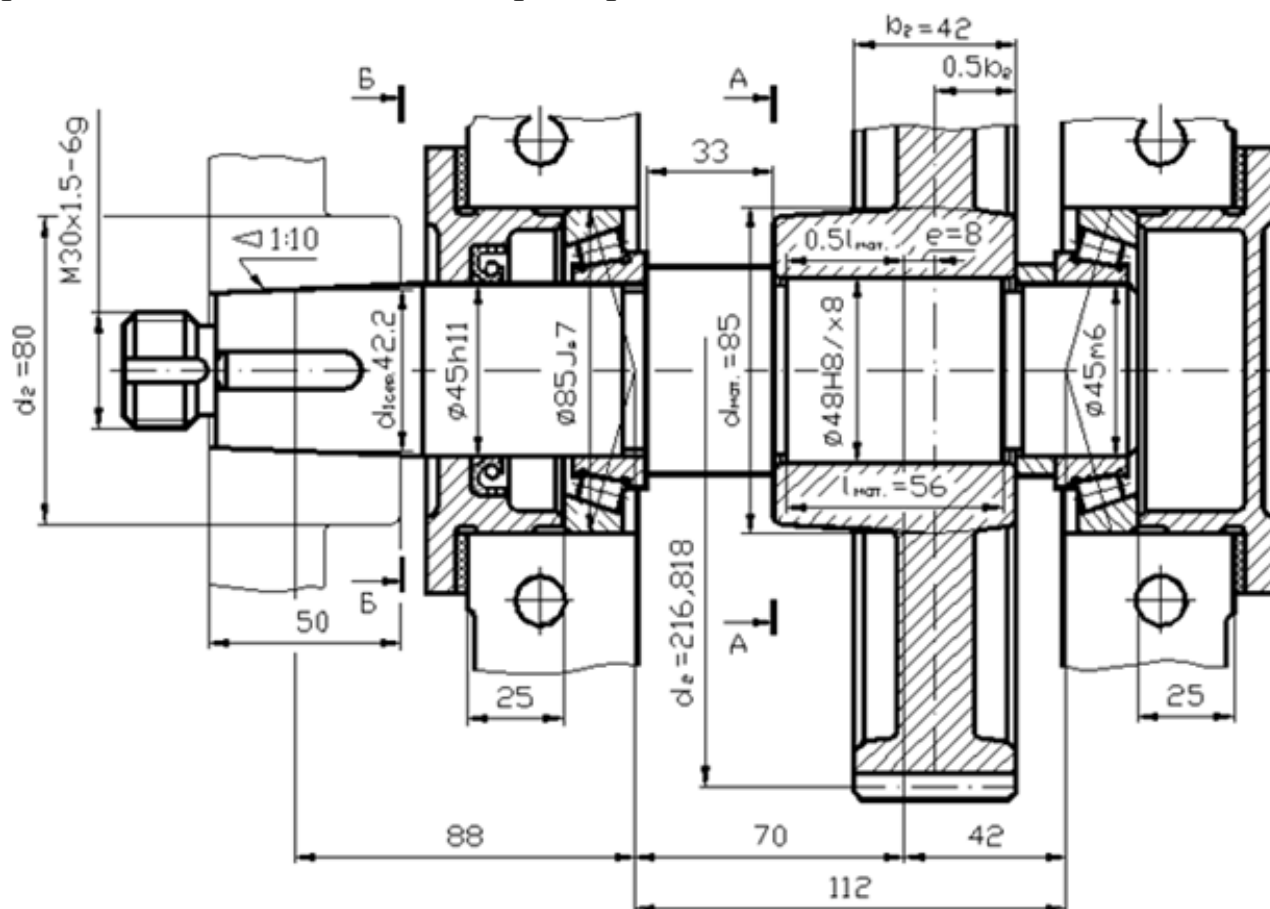


Рис. 1.56. Складанна одиниця циліндричного редуктора

Розв'язання. За даними табл. 1.22 призначаємо допуски форми і розташування поверхонь елементів вала.

1. Допуски циліндричності посадкових поверхонь:
 для вальниць кочення $T_{f_{o/f}} = 0,3 \cdot t = 0,3 \cdot 16 = 4,8$ мкм або округлено $T_{f_{o/f}} = 0,005$ мм; для зубчастого колеса $T_{f_{o/f}} = 0,3 \cdot t = 0,3 \cdot 39 = 11,7$ мкм або округлено $T_{f_{o/f}} = 0,012$ мм.

2. Допуски співвісності посадкових поверхонь:
 для вальниць кочення за табл. 1.19;
 для вальниць III групи на діаметрі $\varnothing 45$ мм за 5-м квалітетом (див. табл. 1.20) допуск $T = 0,011$ мм, після округлення $T = 0,010$ мм;
 для зубчастого колеса 8-го ступеня точності за табл. 1.20 на діаметрі $\varnothing 48$ мм за 6-м квалітетом допуск $T = 0,016$ мм;
 для муфти допуск співвісності посадочної поверхні не призначаємо, тому що частота обертання вала менше 1000 об/хв.

3. Допуски перпендикулярності торців буртиків для базування:
 вальниць кочення – за табл. 1.19 для вальниць III групи на діаметрі буртиків $\varnothing 52$ мм за 5-м квалітетом допуск $T = 0,013$ мм. Після округлення $T = 0,012$ мм; зубчастого колеса – тому що відношення довжини посадочної поверхні колеса, що дорівнює 56 мм, до діаметра $\varnothing 48$ мм більше 0,8, то допуск перпендикулярності до торця буртика вала для базування колеса не ставимо.

4. Допуск радіального биття поверхні вала під манжетою не задаємо, тому що частота обертання вала менше 1000 об/хв.

5. Допуск паралельності й симетричності розташування шпонкового паза на кінці вала. За шириною паза 12 мм в частках від 9-го квалітету:
 паралельності $T_{//} = 0,6 \cdot 43 = 25,8$ мкм, після округлення $T_{//} = 0,025$ мм;
 симетричності $T_{//} = 4 \cdot 43 = 172$ мкм, після округлення $T_{//} = 0,16$ мм.

Ескіз вала з вказанням баз і допусків форми і розташування поверхонь наведено на рис. 1.57.

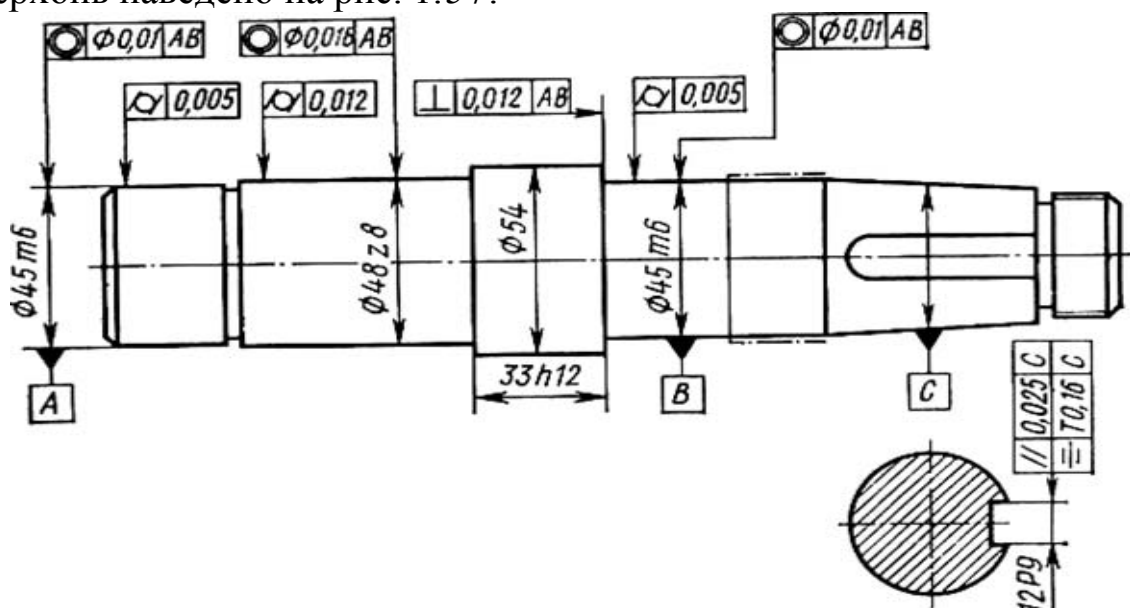


Рис. 1.57. Допуски форми і розташування поверхонь вала

Приклад 4. На рис. 1.58 наведена частка кресленика конічно-циліндричного редуктора. Опорами вала конічного колеса є конічні роликові вальниці. На валу, крім конічного зубчастого колеса і вальниць, є дистанційне кільце. Частота обертання вала досягає 480 об/хв.

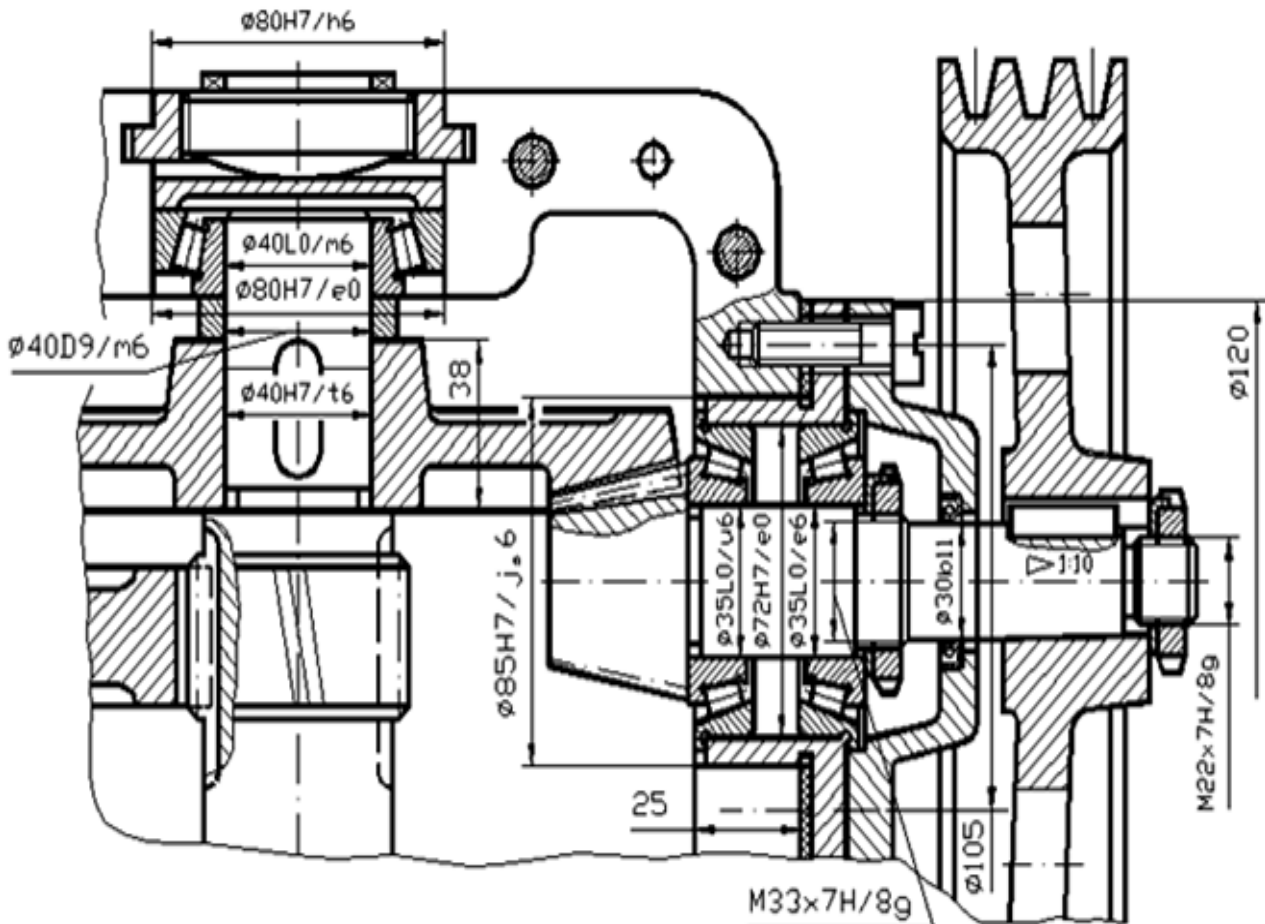


Рис. 1.58. Кресленик конічно-циліндричного редуктора

Розв'язання. Розмір товщини кільця входить у два складанні розмірних ланцюга, що визначають осьове положення колеса і осьовий зазор у вальницях. Точність осьового положення колеса і осьового зазора досягається регулюванням гвинтами. Тому відповідно з рекомендаціями табл. 1.23 на розмір товщини кільця призначаємо поле допуску $h14$.

Поле допуску посадочної поверхні вала $m6$ таке ж, як і посадочної поверхні для вальниці. У зв'язку з цим посадка кільця на вал здійснюється відповідно з рекомендаціями табл. 1.25 $\phi 40D9/m6$.

Один торець кільця є базою для вальниці, а другим торцем кільце саме базується по торцю маточини конічного колеса. Тому слід задати допуск паралельності торців кільця.

За табл. 1.26 в зв'язку з установкою конічної роликової вальниці допуск паралельності на зовнішньому діаметрі кільця $D = 53$ мм за 4-м квалітетом $T_{//} = 0,008$ мм.

Приклад 5. На рис. 1.58 опори вала конічної передачі шестірні розміщені в стакані. Відстань 25 мм між внутрішньою поверхнею фланця і

торцем стакана входить складовим розміром у складаний розмірний ланцюг, що визначає осьове положення конічної шестірні. Точність цього положення досягається компенсаторними прокладками 1. У зв'язку з цим, за рекомендаціями табл. 1.23 на розмір 25 мм призначаємо граничні відхилення, що відповідають 12-му квалітету, тобто $25 \pm 0,105$ мм.

Розв'язання. Поле допуску отвору стакана на розмір $\varnothing 72$ мм за табл. 1.27 встановлено Н7.

Регулювання осьового положення конічної шестірні створюють осьовим переміщенням стакана. В зв'язку з цим, відповідно до рекомендацій табл. 1.27 призначаємо посадку стакана в корпус $\varnothing 85\text{H7/js6}$.

Отвори для кріплення стакана до корпусу розташовані на діаметрі $D_0 = 105$ мм. Приймаємо, що виробництво редукторів середнє серійне.

Тоді точність розташування отворів для кріплення забезпечується позиційним допуском (табл. 1.27):

$$T_{\oplus} \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}) = 0,4(9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

Співвісність зовнішньої поверхні стакана до осі посадочного отвору за формулою (1.58):

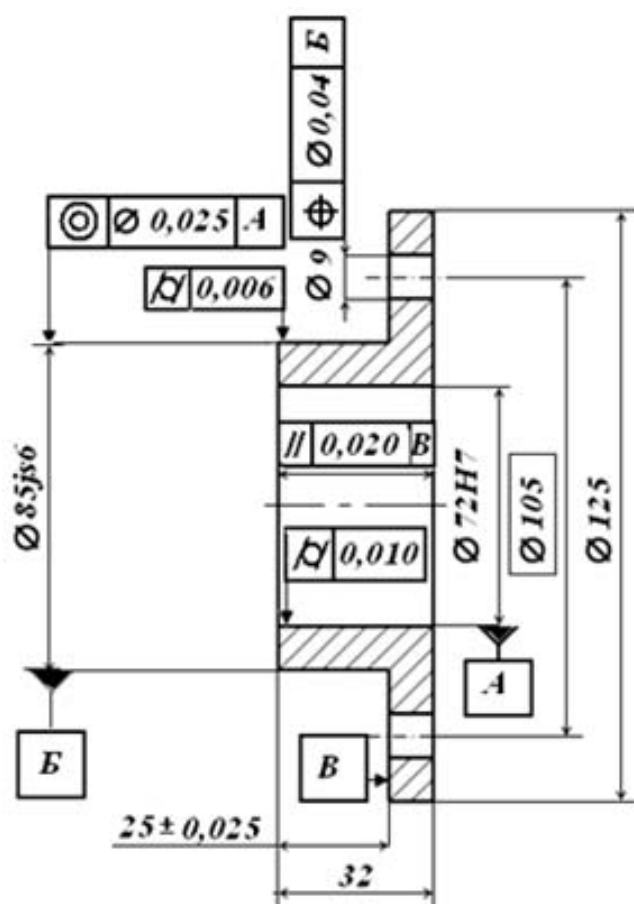


Рис. 1.59. Ескіз стакана з зазначенням баз і допусків форми і розташування поверхонь

допусків форми і розташування поверхонь.

$$T_{\oplus} \approx 0,6 \cdot TD = 0,6 \cdot 0,03 = 0,018 \text{ мм.}$$

Після округлення приймаємо

$$T_{\oplus} = 0,020 \text{ мм.}$$

Тут TD – допуск отвору $\varnothing 72\text{H7}^{(+0,03)}$.

Допуски циліндричності отвору і зовнішньої поверхні відповідно до табл. 1.27:

$$\text{для отвору } T_{\odot} \approx 0,3 \cdot TD = 0,3 \cdot 0,03 = 0,009 \text{ мм;}$$

$$\text{для зовнішнього циліндра } T_{\text{цил}} \approx 0,3 \cdot TD = 0,3 \cdot 0,022 = 0,0066 \text{ мм;}$$

$$\text{Після округлення приймаємо } T_{\odot} = 0,010 \text{ мм і } T_{\text{цил}} = 0,006 \text{ мм.}$$

Допуски паралельності торців для базування вальниць внутрішньої поверхні фланця стакана на діаметрі фланця $D_{\text{ф}} = 120$ мм за 6-м квалітетом $T_{\parallel} = 0,022$ мм. Після округлення приймаємо $T_{\parallel} = 0,02$ мм.

На рис. 1.59 наведено ескіз стакана з зазначенням баз і

Приклад 6. На кресленіку рис. 1.56 показано дві прикручувальні кришки вальниць. Одна глуха, а друга з манжетою. Висоти поверхонь, що центруються, 23 мм для глухої і 25 мм для кришки з манжетою входять у число розмірів складаного розмірного ланцюга, які визначають осьові зазори в кінчних роликівих вальницях. Регулювання цих зазорів проводять підбором компенсаторних прокладок. У зв'язку з цим граничні відхилення розмірів 23 і 25 мм встановлені відповідно до рекомендацій табл. 1.24, відповідають 12-му квалітету і рівні $\pm 0,105$ мм.

Розв'язання. Поле допусків за рекомендаціями табл. 1.28 встановлено: центруючої поверхні кришок – глухої $d11$, з манжетою – $h8$; посадочного отвору для манжети – $H8$.

Торці поверхонь кришки, що центруються, є базою вальниці. У зв'язку з цим визначаємо допуск паралельності базових торців.

Для вальниці III групи і схеми рис. 1.46, а допуск на діаметр фланця $D_\phi = 115$ мм за 6-м квалітетом дорівнює $T_{//} = 0,022$ мм. Після округлення приймаємо $T_{//} = 0,02$ мм.

На діаметрі $D_0 = 100$ мм розташовані отвори для кріплення. Оскільки отвори свердяться в пристроях, на їх розташування задаємо позиційний допуск за формулою: $T \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_b) = 0,4(9 - 8) = 0,4$ мм.

Допуск співвісності посадочного отвору для манжети (табл. 1.28) на діаметрі $D_m = 65$ мм за 8-м квалітетом $T_{\text{св}} = 0,046$ мм.

Після округлення приймаємо $T_{\text{св}} = 0,05$ мм.

Допуск паралельності торця для базування манжети до базового фланця кришки на діаметрі $D_\phi = 115$ мм приймаємо за 12-м квалітетом $T_{//} = 0,35$ мм. Після округлення $T_{//} = 0,3$ мм.

Ескіз кришки вальниці з визначенням баз, допусків розмірів і розташування поверхонь наведено на рис. 1.60.

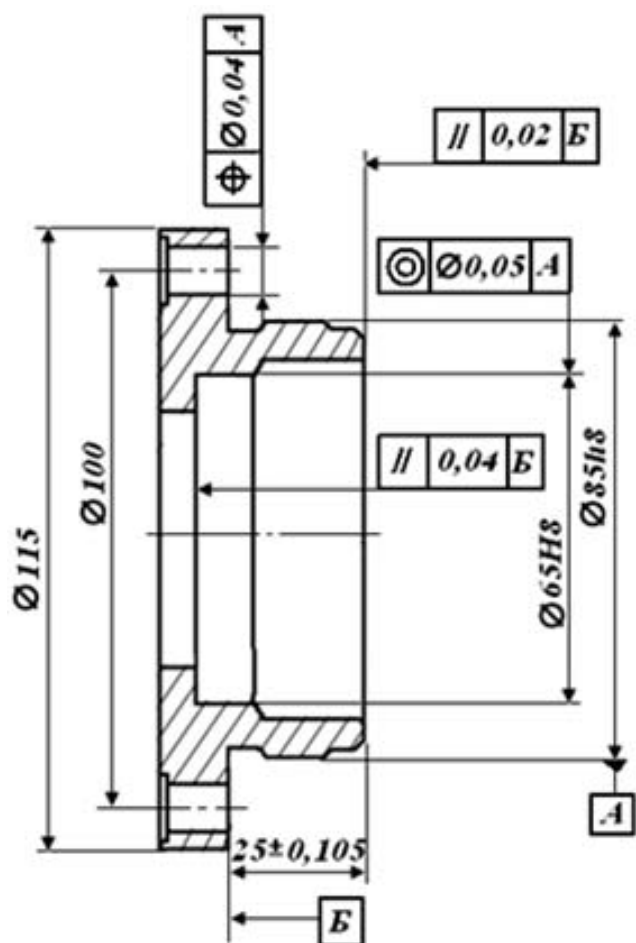


Рис. 1.60. Ескіз кришки з зазначенням баз, допусків форми і розташування поверхонь

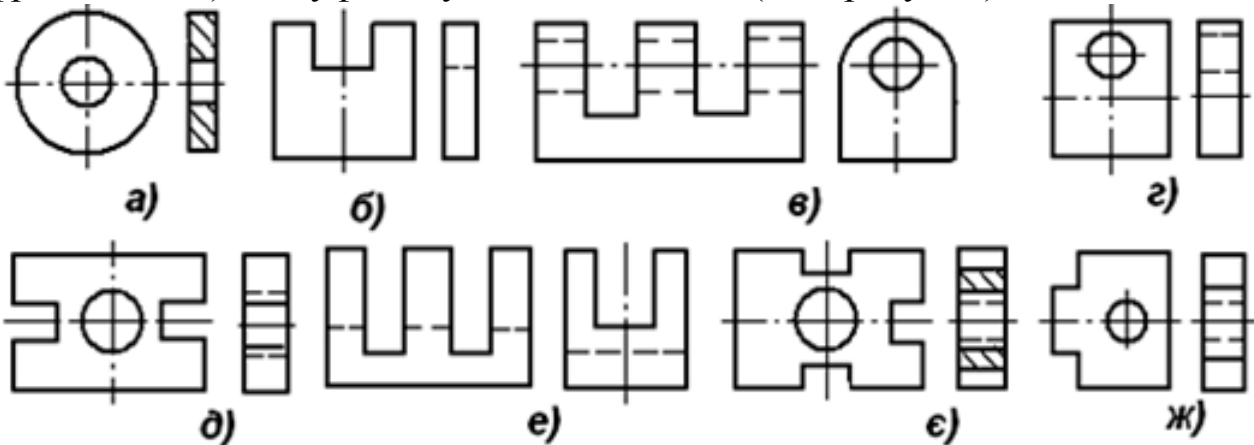
1.5.6. Контрольні питання

1. Якими показниками, факторами визначається точність деталей і їх з'єднань?
2. Які причини викликають відхил форми і взаємного розташування поверхонь деталей?
3. Як впливають на якість деталей та їх з'єднань, а також на працездатність механізмів: а) відхили геометричне форми деталей? б) відхили взаємного розташування поверхонь деталей? в) шорсткість і хвилястість поверхонь?
4. Що називають номінальним і реальним: а) профілем, поверхнею, осью; б) розташуванням елементів деталей?
5. Що називають: а) прилеглою прямою; б) прилеглою площиною; в) прилеглою поверхнею; г) прилеглим профілем; д) прилеглим циліндром; е) прилеглим колом?
6. Що називають відхилом, допуском і полем допуску: а) форми поверхні й профілю; б) розташування поверхонь?
7. Яку поверхню, вісь, точку називають базовою? Чи може деталь мати декілька баз? Наведіть пояснювальний приклад.
8. Що називають загальною осью і загальною площиною симетрії?
9. Дайте визначення, поясніть суть і назвіть призначення відхилів і допусків, вказаних у одному з варіантів: а) виступаюче поле допуску розташування, б) залежний і незалежний допуск форми і розташування; в) сумарні відхили, допуск і поле допуску форми; г) сумарні відхили, допуск і поле допуску розташування; д) позиційні відхили і допуск.
10. Що називається відхилом осі (прямою) в площині та просторі? Чому дорівнюють їх допуски і поля допусків?
Примітка Для заданого виду відхилу форми необхідно дати визначення, навести ескізи, вказати поля допусків, пояснити причини виникнення і вплив на якість деталей і з'єднань.
11. Відхили і поля допусків площин від: а) паралельності; б) перпендикулярності. Див. примітку до питання 10.
12. Які встановлені стандартами відхили (див. примітку до питання 10) і допуски форми: а) площин; б) циліндричних поверхонь?
13. Поясніть відмінність допусків циліндричності, профілю поздовжнього перетину і круглості від допусків розміру отвору і вала.
14. Які види відхилів і допусків форми є переважаючими: комплексні чи їх частинні різновиди?
15. Чим відрізняються і в яких випадках застосовуються допуски і поля допусків форми і розташування, що задані в радіусному і діаметральному виразах?
16. Для відхилів взаємного розташування конструктивних елементів:

а) дайте визначення, вкажіть, чому дорівнює і як визначаються його допуск і поле допуску; наведіть приклади розташування подібних конструктивних елементів у реальних деталях або складаних одиницях: а) відхил від паралельності прямих, розташованих у загальній площині та просторі; б) відхил від перпендикулярності двох площин, а також прямої і площини для двох випадків: базою є площина або пряма; в) відхил паралельності двох площин, прямої щодо площини і площини відносно прямої; г) відхил нахилу площини (прямої) щодо площини; д) відхил від співвісності одного отвору щодо іншого і відхили декількох отворів щодо загальної осі; е) відхил отвору від заданого номінального розташування; ж) відхил від перетину осей.

17. Розгляньте відхили, допуски і поля допусків для: а) радіального биття; б) биття торця.

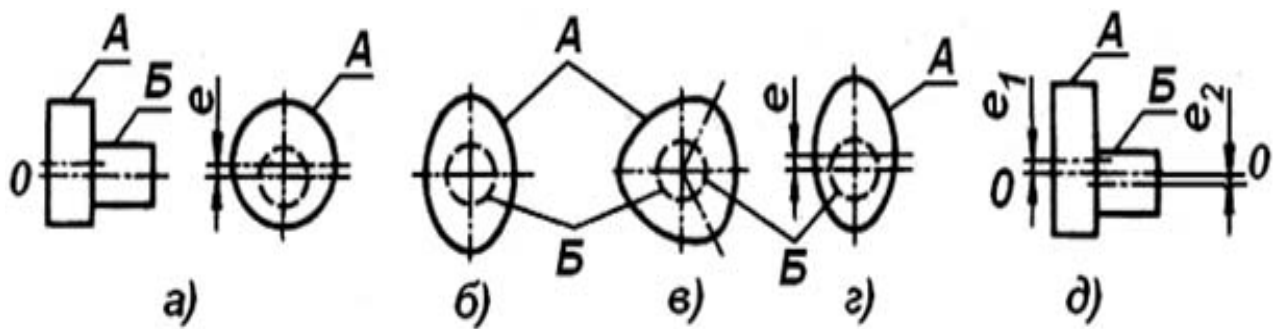
18. Визначте базову вісь або поверхню для перевірки радіального биття або розташування елементів, що передають крутний момент, і розгляньте вимоги до точності форми і розташування поверхонь: а) зубчастого колеса; б) черв'яка; в) зірочки ланцюгової передачі; г) шківів; д) вальниці кочення; е) вальниці ковзання; ж) вала; з) півмуфти конічної фрикційної; і) півмуфти втулково-пальцевої (див. рисунок).



Ескізи деталей до питання 18.

19. Визначте базову вісь або поверхню для перевірки радіального биття або розташування елементів, що передають крутний момент, і розгляньте вимоги до точності форми і розташування поверхонь: а) зубчастого колеса; б) черв'яка; в) зірочки ланцюгової передачі; г) шківів; д) вальниці кочення; е) вальниці ковзання; ж) вала; з) півмуфти конічної фрикційної; і) півмуфти втулково-пальцевої.

20. За яким законом буде змінюватися радіальне биття поверхні (див. рисунок), що викликане: а) ексцентриситетом e відносно осі обертання OO ; б) овальністю; в) огранкою; г) овальністю і ексцентриситетом e ; д) ексцентриситетами e_1 і e_2 поверхонь A і B за обертання деталі в призмі на поверхні B . Відхили форми поверхонь A і B не враховувати.



Ескізи деталей до питання 20.

1.5.7. Задачі

1. Розшифруйте умовні позначення сумарних допусків форми і розташування поверхонь деталі (рис. 1.61): визначте відхили і допуски, що створюють задані сумарні відхили і допуск; розміри нормованої ділянки; ступінь точності допуску.

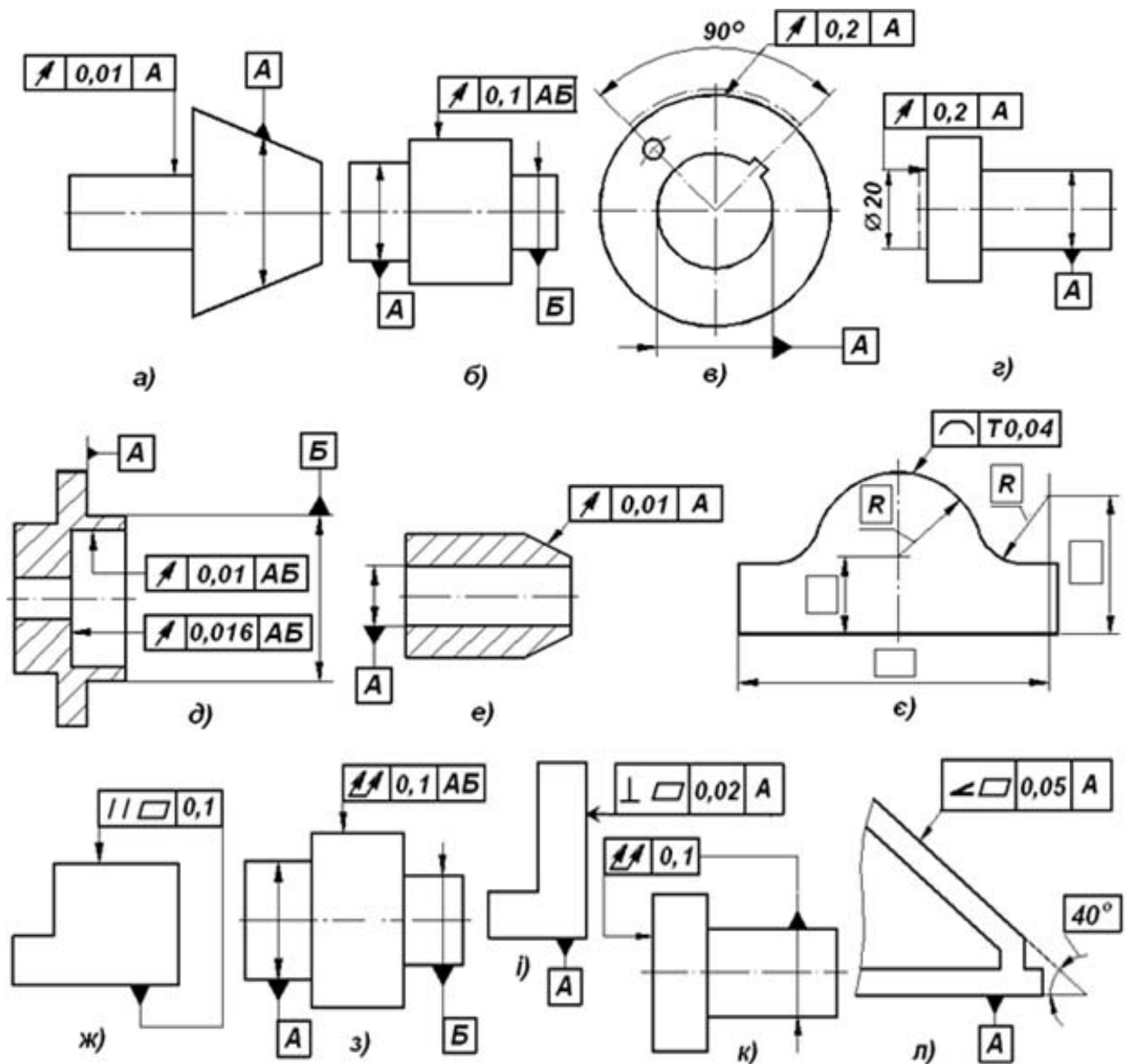


Рис. 1.61. Ескізи деталей до питання 1

2. Визначте допуски форми і розташування поверхонь:

- прямолінійності на довжині 100 мм, площинності й паралельності площини *A* відносно площини *B* (рис. 1.62, а);
- прямолінійності на довжині 100 мм, площинності й паралельності площини *C* відносно площини *D* (рис. 1.62, а);
- перпендикулярності площини *D* щодо площини *B* відносно площини *D* (рис. 1.62, а);
- круглості, прямолінійності профілю поздовжнього перерізу і циліндричності циліндра (рис. 1.62, б);
- співвісної зовнішнього і внутрішнього циліндрів (рис. 1.62, в), допуск співвісної залежний;
- паралельності осі отворів і площини *A* (рис. 1.62, г);
- симетричності отворів щодо площини симетрії кронштейна (рис. 1.62, г), допуск симетричності залежний;
- співвісної отворів відносно загальної осі (рис. 1.62, г);
- співвісної отвору $\varnothing 20$ щодо осі отворів $\varnothing 30$ і отвору $\varnothing 30$ відносно осі отвору $\varnothing 20$ (рис. 1.62, г);
- перпендикулярності осей отворів $\varnothing 20$ і $\varnothing 30$ площинам *A* і *B* відповідно (рис. 1.62, д);
- перетину осей отворів $\varnothing 20$ і $\varnothing 30$ (рис. 1.62, д);
- симетричності осей отворів щодо площини симетрії кронштейна (рис. 1.62, д), допуск симетричності залежний;
- співвісності поверхонь $\varnothing 100$ і $\varnothing 80$ відносно поверхні вала $\varnothing 200$ (рис. 1.62, е), допуски співвісності залежні;
- повного радіального биття поверхні $\varnothing 200$ щодо загальної осі (рис. 1.62, е);
- повного радіального биття поверхні $\varnothing 200$ відносно поверхонь $\varnothing 100$ і $\varnothing 80$ (рис. 1.62, е), допуск повного радіального биття залежний;
- повного торцевого биття і торцевого биття поверхні *A* на радіусі, рівному 0,25 мм, від $\varnothing 250$ мм щодо осі (рис. 1.62, е).

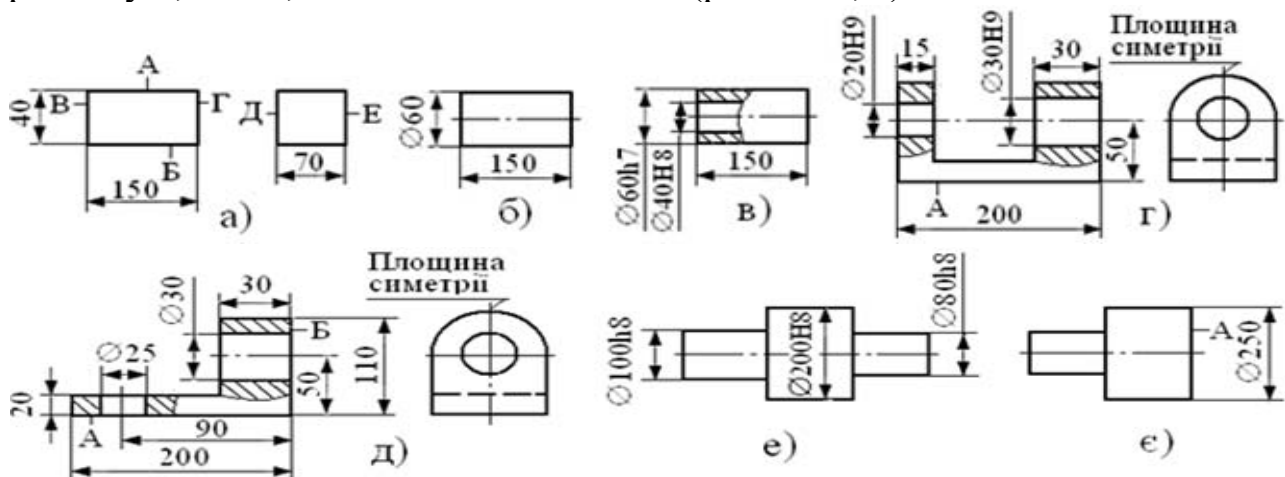
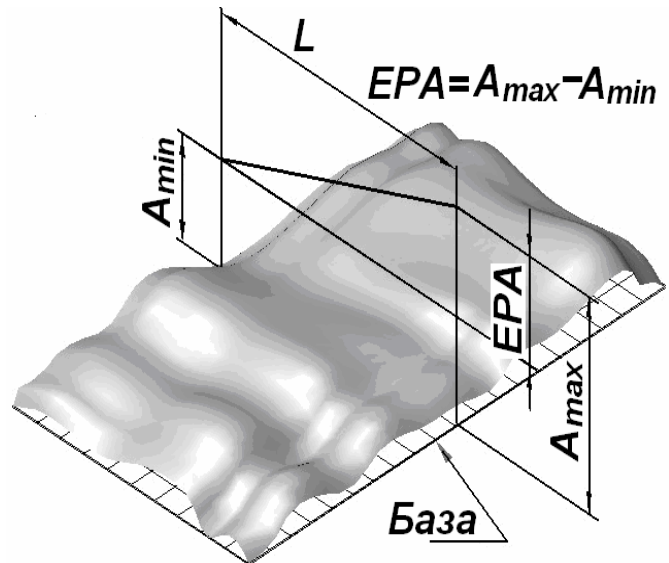
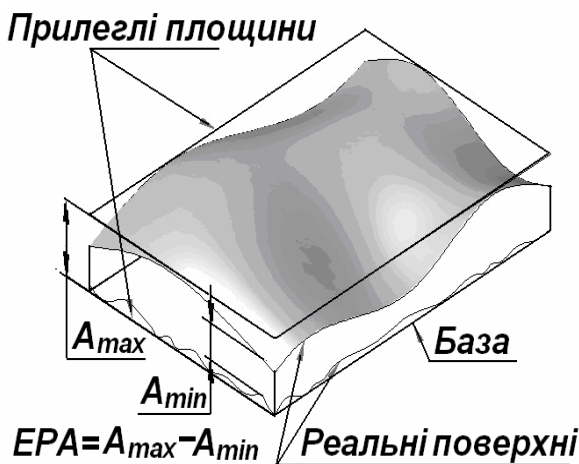
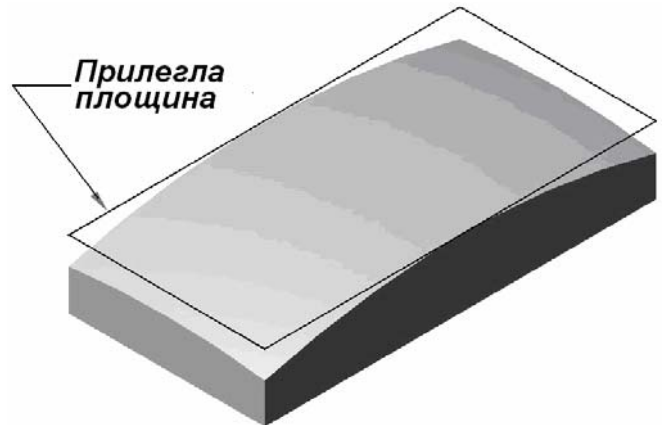
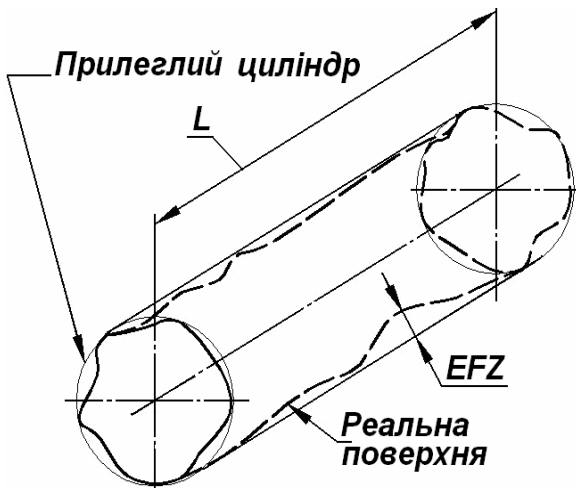
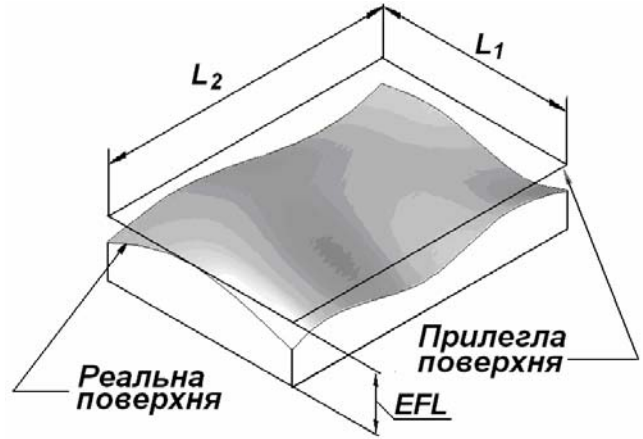
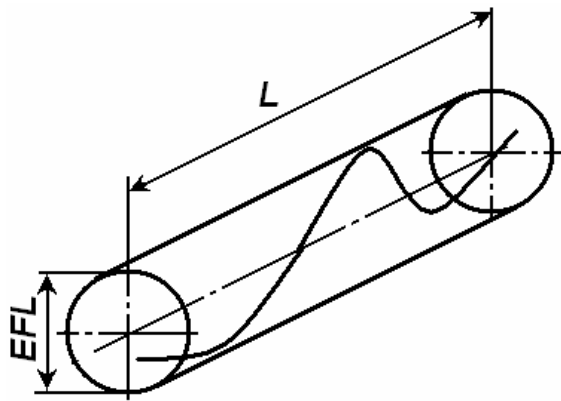


Рис. 1.62. Ескізи деталей до питання 2

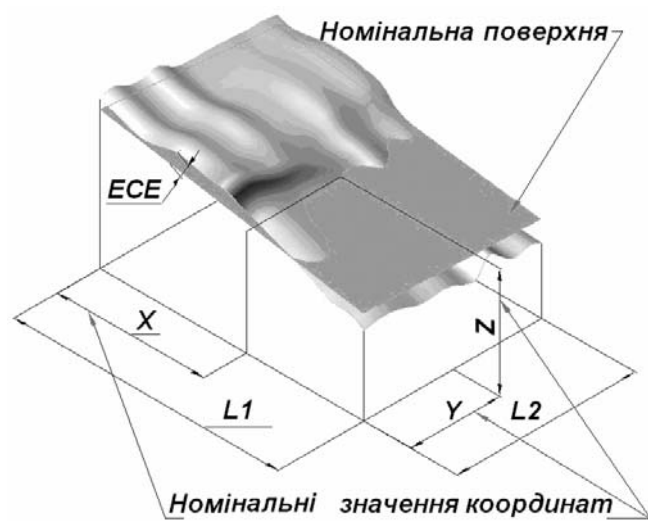
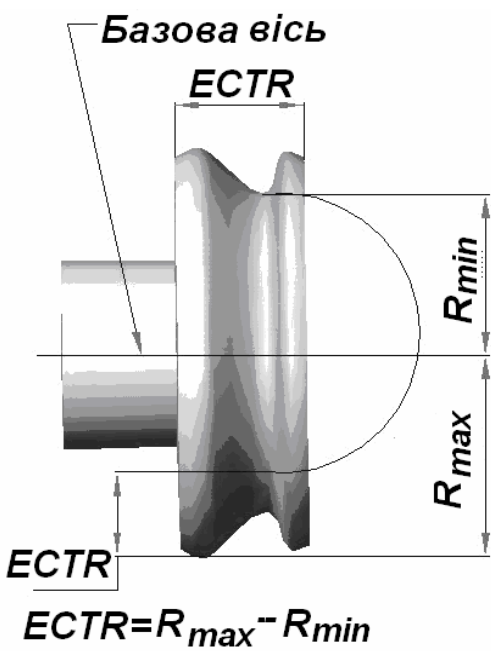
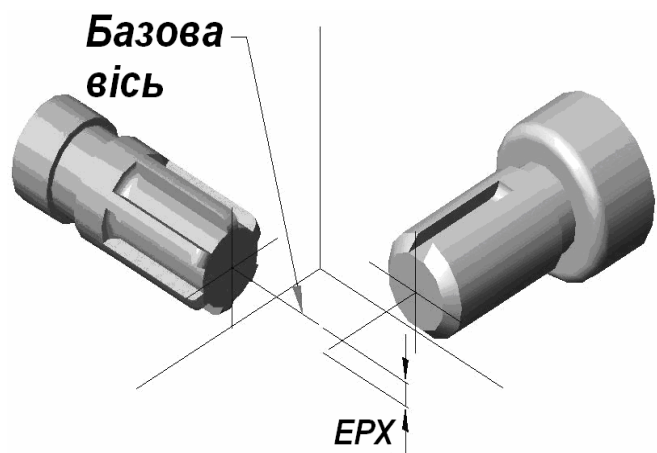
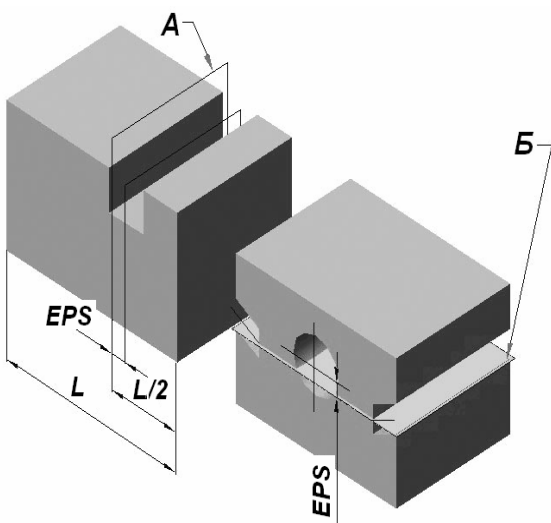
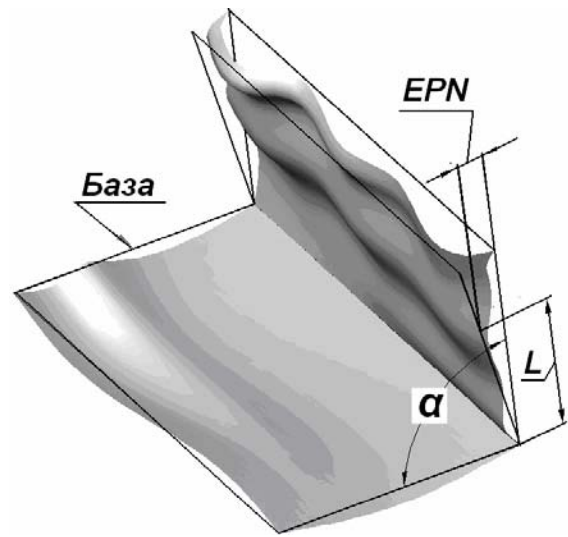
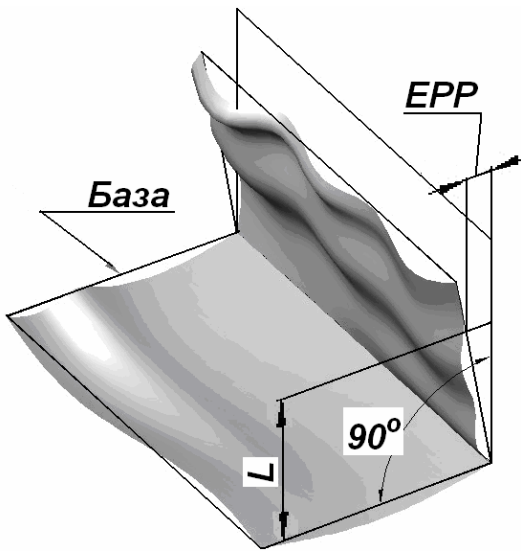
Примітка. Допуски розташування визначати в діаметральному і радіусному вираженні для випадків, передбачених ГОСТ 24642-81. Для даних випадків накресліть ескізи і надати визначення полів допусків. Для розв'язування задач значення допусків форми і розташування поверхонь приймати за ступенем точності, що вказана викладачем.

3. Вказати вид відхилю за рисунком.



Види відхилів до питання 3

Взаємозамінність



Лист 2. Види відхилів до питання 3

1.5.8. Розрахунок величини залежного допуску [1]

1.5.8.1. Класифікація деталей по категоріям придатності при незалежних і залежних допусках

Класифікація деталей по категоріям придатності при незалежних і залежних допусках приведена на рис. 1.63 і 1.64.

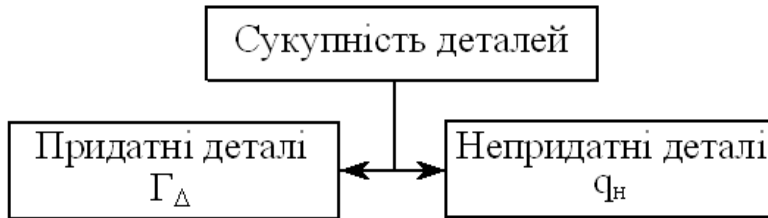


Рис. 1.63. Класифікація деталей по категоріям придатності при незалежних допусках

кресленнику. Всі останні деталі є непридатними, при цьому брак є остаточним.

При незалежних допусках придатними є деталі, у яких відхили розташування знаходяться в границях розширеного, порівняно з вказаним на кресленнику, допуску розташування, який визначається співвідношення (1.70) і (1.71).

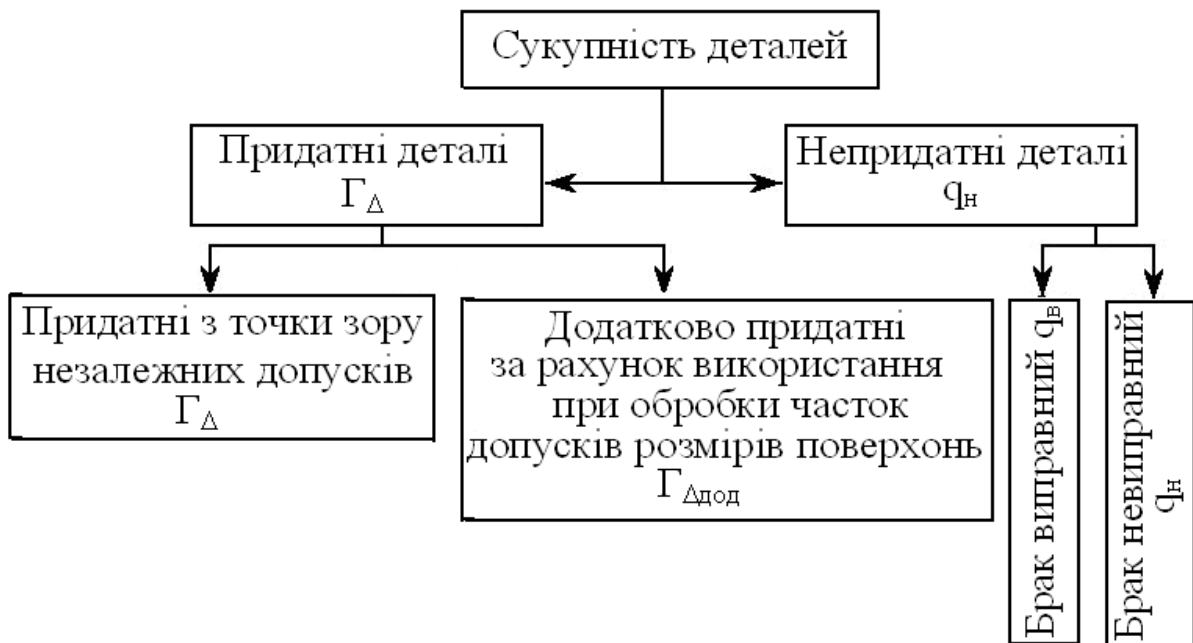


Рис. 1.64. Класифікація деталей по категоріям придатності при залежних допусках

Коли залежний допуск зв'язаний з розмірами обох елементів, що розглядаються, тоді

$$\Delta_{\text{зап}} = \Delta + [(|Z_1| + |Z_2|) / 2], \quad (1.70)$$

де $\Delta_{\text{зап}}$ – граничний відхил розташування для кожної конкретної деталі (в радіусному виразі); Δ – мінімальна величина граничного відхилення розташування, яка проставлена на кресленнику в радіусному виразі

(наприклад, при допусках співвісності $\Delta = T_c/2$); $|Z_1|$ і $|Z_2|$ – абсолютні значення відхилів розмірів координуючих поверхонь деталей від прохідних границь (найбільшого граничного розміру вала або найменшого граничного розміру отвору).

Коли допуски розташування позначені в діаметральному виразу, тоді, наприклад, стосовно до співвісності

$$T_{c.зал} = T_c + |Z_1| + |Z_2|. \quad (1.71)$$

Тут $T_{c.зал}$ – значення допуску співвісності в діаметральному виразу для конкретної деталі; T_c – мінімальне значення допуску співвісності в діаметральному виразу, яке проставлене на кресленіку.

При повному використанні допусків розмірів поверхонь, що координуються, коли їх розміри відповідають непрохідним границям, граничний відхил розташування в радіусному виразу підраховується по формулі

$$\Delta_{заг. max} = \Delta + [(T_1 + T_2)/2], \quad (1.72)$$

де $|T_1|$ і $|T_2|$ – допуски розмірів поверхонь, яки координуються.

Коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки розглядаємого або тільки базового елемента, то

$$\Delta_{зал} = \Delta + |Z|/2. \quad (1.73)$$

Тут $|Z|$ – абсолютне значення відхилення розміру від прохідної границі того елемента, з яким зв'язаний залежний допуск.

Компенсація відхилів розташування розмірів відхилами розмірів поверхонь, яки координуються, може відбуватися не тільки автоматично, в силу випадковості взаємозв'язку відхилів розташування і відхилів розмірів, але і навмисно, коли для такої компенсації додатково використовується недовикористанні при первинній обробці частки допусків на розміри поверхонь деталі.

Брак при залежних допусках підрозділяється на виправний і остаточний.

Виправним браком є деталі, у яких абсолютне значення відхилення розташування знаходиться в інтервалі значень, які визначаються співвідношеннями (1.70) і (1.72) (коли залежний допуск зв'язаний з розмірами обох розглядуваних поверхонь). Деталі з виправним браком можуть бути переведені в виправні шляхом повторної обробки координуючих поверхонь в границях недовикористаних часток допусків розмірів і приближення їх до непрохідних границь (наприклад, повторним розвертанням отворів без якої-небудь спеціальної установки). Інакше кажучи, виправними є деталі, у яких частка похибки розташування, яка виходить за границі проставленого на кресленіку допуску, некомпенсована використаними при обробці частками допусків лінійних і

кутових розмірів, але компенсація може бути проведена навмисно без спеціальної установки за рахунок повторної обробці деталей за розмірами координуючих поверхонь в границях допусків на ці розміри. Таким чином, деталь переводиться в розряд придатних за рахунок довикористання допусків розмірів координуючих поверхонь, а не за рахунок похибки розташування цих поверхонь.

Остаточним браком при залежних допусках є деталі, у яких допуски відповідних розмірів координуючих поверхонь виявляються недостатніми для компенсації доповнюючої частки відхилення розташування, тобто, в таких деталях абсолютне значення відхилення розташування перевищує значення, визначаємо співвідношення (1.73).

1.5.8.2. Розрахунок можливих часток придатних і бракованих деталей залежно від технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь і типу допуску. Методика розрахунку

1. Із кресленника деталі визначаються допуски розмірів координуючих поверхонь T , T_1 і T_2 , з якими зв'язаний залежний допуск, і допуски розташування (або форми): T_c – допуск співвісності, симетричності, перетину осей в діаметральному виразі; T_L – допуск прямолінійності осі поверхні виробу в діаметральному виразі; T_{\perp} – допуск перпендикулярності осі поверхні виробу відносно площини; $\pm\delta L$ – граничний відхил розміру між осями від номінального значення; $T_{п1}$, $T_{п2}$ – позиційні допуски осей в діаметральному виразу.

2. Підраховується конструктивний коефіцієнт відносної точності деталі (виробу):

– для деталей з допуском співвісності, симетричності і перетину осей: коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$P = (T_1 + T_2) / T_c; \quad (1.74)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента (якій розглядається або базового), то

$$P = T / T_c; \quad (1.75)$$

– для деталей з допуском відстані між осями поверхонь заданим граничним симетричним відхилом розміру між осями поверхонь від номінального значення:

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів, які розглядаються, то

$$P = (T_1 + T_2) / (2\delta \cdot L); \quad (1.76)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента (розглянутого або базового), то

$$P = T / (2\delta \cdot L); \quad (1.77)$$

– для деталей, у яких допуски розташування завдані позиційними:
коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів, які розглядаються, то

$$P = (T_1 + T_2) / (T_{и1} + T_{и2}); \quad (1.78)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$P = T / (T_{и1} + T_{и2}); \quad (1.79)$$

– для деталей з допуском перпендикулярності осі поверхні відносно площини:

$$P = T_1 / T_2; \quad (1.80)$$

– для деталей з допуском прямолінійності осі поверхні

$$P = T / T_L; \quad (1.81)$$

при нульових залежних допусках коефіцієнт відносної точності не визначається.

3. Визначається поле технологічного розсіювання похибки розташування (або форми) за ГОСТ 16467-70.

4. Підраховується коефіцієнт технологічної точності обробки деталей по розташуванню поверхонь, який дорівнює відношенню поля розсіювання похибки розташування (або форми) до поля допуску:

– при допуску співвісності, симетричності, перетину осей

$$K_{ТД} = \omega / (0,5\omega \cdot T_c); \quad (1.82)$$

– при допуску відстані між осями поверхонь завданих граничним симетричним відхилом розміру від номінального значення $\pm\delta L$

$$K_{ТД} = \omega / (2\omega \cdot L); \quad (1.83)$$

– при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$K_{ТД} = \omega / T_{перп}; \quad (1.84)$$

– при допуску прямолінійності осі поверхні

$$K_{ТД} = \omega / T_L; \quad (1.85)$$

– при нульовому залежному допуску співвісності, симетричності, перетину осей:

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$K_{ТД0} = \omega / (TD + Td); \quad (1.86)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$K_{ТД0} = \omega / (0,5 \cdot T); \quad (1.87)$$

– при нульовому залежному допуску відстані між осями:

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$K_{T\Delta 0} = \omega / (TD + Td); \quad (1.88)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$K_{T\Delta 0} = \omega / T; \quad (1.89)$$

– при нульовому залежному допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини, прямолінійності осі поверхні

$$K_{T\Delta} = \omega / T. \quad (1.90)$$

5. Можливі частки придатних і дефектних деталей при залежних допусках розташування (або форми), не рівних нулю, визначаються в [7]:

– при допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності (табл. 1-4, Додаток Г);

– при допусках розмірів, координуючих осі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площиною), – (табл. 5, Додаток Г).

6. Можливі частки придатних і дефектних деталей при незалежних допусках: при допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності (табл. 1-9, Додаток Г); при допусках розмірів, координуючих осі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площини) (табл. 4-13, Додаток Г).

1.5.8.2.1. При залежних допусках не рівних нулю

1. Із кресленника деталі визначається допуск розташування (або форми) і допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких зв'язаний залежний допуск.

2. Підраховується значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі по одній із формул (1.74) – (1.81).

3. Визначається граничне значення коефіцієнту технологічної точності $K_{T\Delta, \text{гран}}$ при умові придатності всіх відпрацьованих деталей (практичної відсутності виправного і остаточного браку): при обробці деталей з залежними допусками співвісності, симетричності, перетину осей, перпендикулярності (табл. 5, Додаток); при обробці деталей з залежними допусками відстаней між осями поверхонь – по табл. 10 Додатку Г при $b = 1$, при обробці деталей з залежними допусками відстаней між віссю поверхні і площиною – табл. 10 Додатку Г при $b = 0$.

4. Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування при умові придатності всіх оброблених деталей:

– при допуску співвісності, симетричності, перетину осей

$$\omega_{\text{гран}} = T_C \cdot K_{T\Delta, \text{гран}} / 2; \quad (1.91)$$

– при допуску відстані між осями поверхонь, який завданий граничним симетричним відхилом розміру від номінального значення $\pm \delta L$

$$\omega_{\text{гран}} = 2\delta \cdot L \cdot K_{T\Delta, \text{гран}}; \quad (1.92)$$

– при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$\omega_{\text{гран}} = T_R \cdot K_{T\Delta\text{гран}} ; \quad (1.93)$$

– при допуску прямолінійності осі поверхні

$$\omega_{\text{гран}} = T_L \cdot K_{T\Delta\text{гран}} . \quad (1.94)$$

5. Визначається максимально допустиме значення коефіцієнту технологічної точності при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного

$$K_{T\Delta\text{гран}} = 1 + P . \quad (1.95)$$

6. Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного:

– при допуску співвісності, симетричності, перетину осей

$$\omega_{\text{max}} = T_C \cdot K_{T\Delta\text{max}} / 2 . ; \quad (1.96)$$

– при допуску відстані між осями поверхонь, який завданий граничним симетричним відхилом розміру від номінального значення

$$\omega_{\text{max}} = 2\delta \cdot L \cdot T \cdot K_{T\Delta\text{max}} ; \quad (1.97)$$

– при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$\omega_{\text{max}} = T_{\text{перп}} \cdot K_{T\Delta\text{max}} ; \quad (1.98)$$

– при допуску прямолінійності осі поверхні

$$\omega_{\text{max}} = T_L \cdot K_{T\Delta\text{max}} . \quad (1.99)$$

7. Знаходимо можливу частку виправного браку при обчислених значеннях P і $K_{T\Delta\text{max}}$:

– при залежних допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності (табл. 4, Додаток Г);

– при залежних допусках розмірів, координуючих осі поверхонь по табл. 9 Додатку Г.

1.5.8.2.2. При нульових залежних допусках

1. Із кресленика деталі визначаються допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких зв'язаний залежний допуск.

2. Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування при умові придатності всіх оброблених деталей:

– при нульовому залежному допуску співвісності, симетричності, перехрещення осей:

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$\omega_{\text{гран}} = 0,16(T_1 \cdot + \cdot T_2) ; \quad (1.100)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$\omega_{\text{гран}} = 0,16 \cdot T; \quad (1.101)$$

– при нульовому залежному допуску відстані між осями:

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$\omega_{\text{гран}} = 0,47(T_1 + T_2); \quad (1.102)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$\omega_{\text{гран}} = 0,47 \cdot T; \quad (1.103)$$

– при нульовому залежному допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини, прямолінійності осі поверхні

$$\omega_{\text{гран}} = 0,47 \cdot T. \quad (1.104)$$

3. Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування $\omega_{\text{гран}}$ при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. Розрахунки проводяться за формулами (1.96–1.99), підставляючи до них значення $K_{T\Delta\text{max}}$.

4. Можлива частка виправного браку при $K_{T\Delta\text{max}} = 1$ складає:

– при допусках співвісності, симетричності, перетину осей, перпендикулярності прямолінійності $Q_B = 25,75 \%$;

– при допусках розміру, який координує осі поверхонь, $Q_B = 15,46 \%$.

1.5.8.3. Принципи еквівалентності заміни незалежного допуску на залежний

Коли в діючій конструкторській документації допуски розташування вказані незалежними, а їх контроль можливий тільки комплексними калібрами, то повинна бути проведена заміна незалежного допуску на залежний. Заміна може бути еквівалентна і нееквівалентна.

Еквівалентною заміною називається таке зменшення допуску розташування без зміни допусків розмірів поверхонь, що координуються, або зменшення допуску розташування і допусків розмірів координуючих поверхонь, коли гранично допустимий відхил розташування при залежному допуску становиться рівним вказаному на кресленнику незалежному допуску.

Еквівалентна заміна незалежного допуску на залежний повинна виконуватися за формулами:

– для допусків співвісності, симетричності, перетину осей

$$T_{C1} = T_C - (T_1 + \dots + T_2); \quad (1.105)$$

– для допусків відстані між осями поверхонь, завданих граничним симетричним відхилами розміру від номінального значення $\pm \delta L$

$$\delta L_1 = \delta L - [(T_1 + T_2) / 2], \quad (1.106)$$

де T_{C1} , δL_1 – еквівалентне значення залежного допуску або граничного симетричного відхила розміру; T_C , δL – вказані на кресленнику незалежні допуски або граничний симетричний відхил розміру; T_1 і T_2 – допуски розмірів поверхонь, які координуються (для нарізних поверхонь - допуск середнього діаметра нарізі).

Нееквівалентною заміною незалежного допуску на залежний називається зміна на кресленнику виду допуску без зміни його величини. Коли виклик нееквівалентною заміною збільшення нерівномірності зазору в сполученні (зі збільшенням найбільшого зазору при збереженні розрахункового значення найменшого зазору) не впливає на функціональні параметри виробу, тобто вимога взаємозамінності зводиться тільки до забезпечення безпідгінного складання, то така зміна виду допуску розташування допускається без додаткових розрахунків і зміни величин допусків розташування і розмірів координуючих поверхонь сполученої деталі. Коли зазор в сполученні деталей є складовою ланкою функціонального розмірного ланцюга, то зміна виду допуску розташування розглянутої деталі повинно проводитися паралельно з сумарним зменшенням допуску розташування і допусків розмірів координуючих поверхонь сполученої деталі; при цьому сумарний допуск сполученої деталі $T_C + (T_1 + T_2)$ або $\delta L + [(T_1 + T_2) / 2]$ повинен бути зменшений на суму або півсуму допусків розмірів координуючих поверхонь розглянутої деталі.

Нееквівалентна заміна незалежного допуску розташування на залежний доцільна для складних корпусних деталей; підвищення вимог до точності розташування і розмірів координуючих поверхонь сполученої деталі (наприклад, вала), які викликаються такою заміною, звичайно не викликають технологічних труднощів.

Результати заміни незалежного допуску на залежний повинні бути відважені в конструкторській документації.

В граничному випадку сума допусків (сумарний допуск) розташування буде:

$$T_{C1} + T_{C2} = S_{\min 1} + S_{\min 2}; \quad (1.107)$$

$$T_{R1} + T_{R2} = S_{\min 1} + S_{\min 2}; \quad (1.108)$$

$$\delta L_1 + \delta L_2 = (S_{\min 1} + S_{\min 2}) / 2. \quad (1.109)$$

Сумарний допуск, розрахований за формулами (1.107), (1.108) або (1.109), розподіляється між сполученими деталями залежно від складності виготовлення і контролю кожної із сполучених деталей (приклад

розрахунку наведені нижче). Коли з'єднання деталей багатоступінчасте, то розрахунок повинен проводитися для кожної ступені.

1.5.9. Приклади розрахунку залежного допуску

Приклад 1. Розрахувати величину залежного допуску, коли розміри поверхонь деталі, які координуються, рівні $\varnothing 85,54$ і $\varnothing 30,21$ (рис. 1.65).

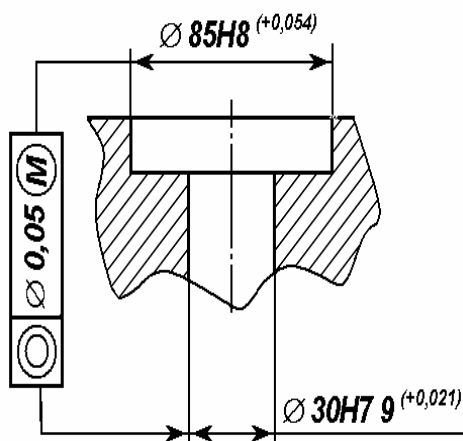


Рис. 1.65. Поверхні деталі, які координуються

Із кресленика деталі знаходимо значення залежного допуску співвісності в діаметральному $T_{c\varnothing} = 50$ мкм і радіусному виразу $T_{cr} = 25$ мкм.

Із умов задачі відхили розмірів координуючих поверхонь від прохідних границь відповідно:

$$Z_1 = 85,54 - 85 = 0,54 \text{ мм} = 54 \text{ мкм};$$

$$Z_2 = 30,21 - 30 = 0,21 \text{ мм} = 21 \text{ мкм}.$$

Числове значення залежного допуску співвісності в діаметральному виразу для даної деталі:

$$T_{c, \text{зал}\varnothing} = T_{c\varnothing} + Z_1 + Z_2 = 50 + 54 + 21 = 125 \text{ мкм};$$

в радіусному виразу

$$T_{c, \text{зал}R} = T_{c, \text{зал}\varnothing} / 2 = 125 / 2 = 62,5 \text{ мкм}.$$

Найбільше значення залежного допуску співвісності в діаметральному виразу при повному використанні допусків розмірів поверхонь, що координуються:

$$T_{c, \text{зал. } \varnothing_{\text{max}}} = T_{c\varnothing} + T_D + T_d = 50 + 54 + 21 = 125 \text{ мкм}.$$

Коли у деталі з розмірами координуючих поверхонь, які вказані в умовах задачі, відхил від співвісності в радіусному виразі буде в границях $0 \leq T_{c, \text{зал}R_{\text{max}}} \leq 55$ мкм, то така деталь є придатна з точки зору залежного допуску.

Коли ця деталь буде мати відхили від співвісності в радіусному виразу в границях $55 \leq T_{c, \text{зал}R_{\text{max}}} \leq 62,5$ мкм, то вона є виправним браком. Її можна перевести в придатну шляхом повторної обробки отвору в границях допусків і наближення їх розмірів до непрохідних границь (наприклад, розвертанням кожного із отворів або одного з них без будь-якої вивірки). Коли у деталі відхили від співвісності в радіусному виразі буде більше ніж 62,5 мкм, то вона є остаточним браком.

Приклад 2. Розрахувати величину залежного допуску, коли розміри координуючих поверхонь рівні $\varnothing 85,054$ і $\varnothing 30,021$, а числове значення залежного допуску зв'язане тільки з розмірами базової поверхні (рис. 1.66).

Із кресленика деталі знаходимо мінімальне значення залежного допуску в діаметральному виразу $T_{c\varnothing} = 50$ мкм. Із умов задачі відхили розміру базової поверхні від прохідної границі

$$Z_1 = 30,021 - 30 = 0,021 \text{ мм} = 21 \text{ мкм.}$$

Числове значення залежного допуску співвідносності в діаметральному виразу для даної деталі:

$$T_{c,зал\varnothing} = T_{c\varnothing} + Z_1 = 50 + 21 = 71 \text{ мкм.}$$

Найбільше значення залежного допуску співвідносності в діаметральному виразу при повному використанні допуску розміру базової поверхні:

$$T_{c,зал.\varnothing_{\max}} = T_{c\varnothing} + T_d = 50 + 21 = 71 \text{ мкм.}$$

Приклад 3. Розрахувати величину залежного допуску, коли розміри координуючих поверхонь рівні $\varnothing 85,054$ і $\varnothing 30,021$, а числове значення залежного допуску зв'язано тільки з розмірами поверхні, яка розглядається (рис. 1.67).

Із кресленика деталі знаходимо мінімальне значення залежного допуску в діаметральному виразу

$$T_{c\varnothing} = 50 \text{ мкм.}$$

Із умов задачі відхил розміру базової поверхні від прохідної границі

$$Z_1 = 85,054 - 85 = 0,054 \text{ мм} = 54 \text{ мкм.}$$

Числове значення залежного допуску співвідносності в діаметральному виразу для даної деталі: $T_{c,зал\varnothing} = T_{c\varnothing} + Z_1 = 50 + 54 = 104$ мкм.

Найбільше значення залежного допуску співвідносності в діаметральному виразу при повному використанні допуску розміру поверхні, яка розглядається:

$$T_{c,зал.\varnothing_{\max}} = T_{c\varnothing} + T_D = 50 + 54 = 104 \text{ мкм.}$$

Приклад 4. Розрахувати величину залежного допуску для деталі, яка зображена на рис. 1.68, коли розміри координуючих поверхонь відповідно рівні $\varnothing 30,021$ і $\varnothing 40,025$ (числове значення граничного симетричного відхилу розміру між осями отворів зв'язано з розмірами обох отворів).

Із кресленика деталі знаходимо мінімальне значення граничного симетричного відхилу $\delta = 30$ мкм. Із умов задачі відхили розмірів

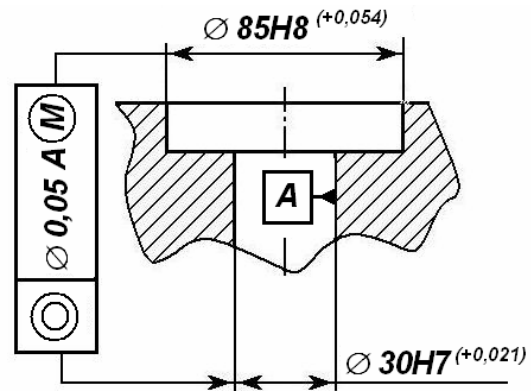


Рис. 1.66. Поверхні деталі, які координуються

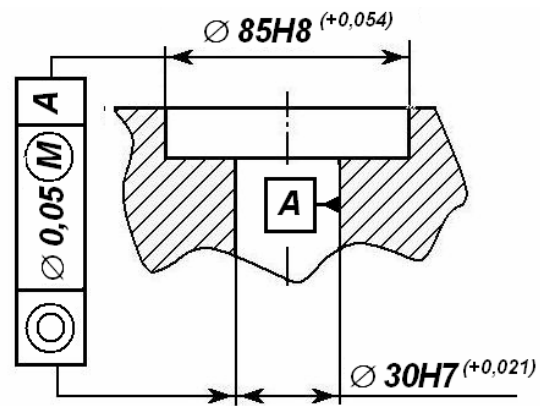


Рис. 1.67. Поверхні деталі, які координуються

координуючих поверхонь від прохідної границі відповідно: $Z_1=21$ мкм і $Z_2=25$ мкм.

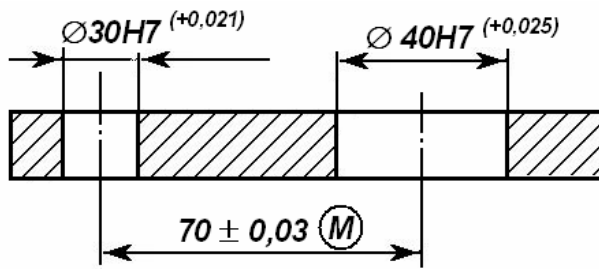


Рис. 1.68. Поверхні деталі, які координуються

Числове значення залежного граничного симетричного відхилу для даної поверхні:

$$\delta L_{\text{зап}} = \delta L + (|Z_1| + |Z_2|) / 2 = 30 + (21 + 25) / 2 = 53 \text{ мкм}.$$

Подібним чином проводяться розрахунки, коли координуючі поверхні є валами.

Приклад 5. Розрахувати можливі частки придатних і дефектних деталей, зображених на рис. 1.64 (див. приклад 1), коли поле розсіювання відхилів від співвісності складає 60 мкм, брак по розмірам координуючих поверхонь відсутній. Числове значення залежного допуску зв'язане з дійсними розмірами обох поверхонь.

Із кресленика деталі визначаємо, що залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів. Знаходимо допуск співвісності в діаметральному виразу $T_{c\varnothing} = 54$ мкм і допуски розмірів координуючих поверхонь $T_1 = 54$ мкм, $T_2 = 21$ мкм.

Підраховуємо значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі за формулою (5.8): $P = (54 + 21) / 50 = 1,5$.

Із умови задачі поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразу) $\omega = 60$ мкм.

Підраховуємо значення коефіцієнта технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь по виразу (1.87): $K_{\text{ТА}} = 60 / (0,5 \cdot 50) = 2,4$.

Знаходимо можливі частки придатних і бракованих деталей (табл. 1 - 15 Додатку Г):

– придатні відповідно незалежних допусків. По табл. 1 Додатку Г при $K_{\text{ТА}} = 2,4$ знаходимо $\Gamma_{\Delta} = 64,20$ %;

– додатково придатні за рахунок використання при обробці часток допусків розмірів поверхонь. По табл. 2 Додатку Г при $P = 1,5$ і $K_{\text{ТА}} = 2,4$ знаходимо $\Gamma_{\Delta_{\text{дод}}} = 30,76$ %;

– остаточний брак по розташуванню поверхонь. По табл. 3 Додатку Г при $P = 1,5$ і $K_{\text{ТА}} = 2,4$ знаходимо $q_0 = 0,16$ %;

– випраний брак по розташуванню поверхонь

$$q_{\text{в}} = 100 - (\Gamma_{\Delta} + \Gamma_{\Delta_{\text{дод}}} + q_0) = 100 - (64,20 + 30,76 + 0,16) = 4,88 \text{ \%}.$$

Коли розраховувати по табл. 4 Додатку Г при $P = 1,5$ і $K_{\text{ТА}} = 2,4$, то знаходимо інтерполяцією $q_{\text{в}} = 4,96$ %. Різниця в результатах пояснюється похибкою інтерполяції.

Приклад 6. Розрахувати можливі частки придатних і дефектних деталей, зображених на рис. 1.65 (див. приклад 3), коли поле розсіювання відхилів від співвісності складає 60 мкм, як і в прикладі 5. Числове значення залежного допуску зв'язане тільки з розмірами поверхні, що розглядається.

Із кресленика деталі визначаємо, що залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами елемента, що розглядається. Знаходимо допуск співвісності в діаметральному виразу $T_{c\varnothing} = 50$ мкм і допуск розміру поверхні, з якої зв'язаний залежний допуск $T = 54$ мкм (допуск елемента, що розглядається). Підраховуємо значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі за формулою (1.75): $P = 54/50 = 1,08$.

Із умови задачі поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразу) $\omega = 60$ мкм.

Коефіцієнт технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь (аналогічно прикладу 5) $K_{TA} = 60/(0,5 \cdot 50) = 2,4$.

Знаходимо можливі частки придатних і бракованих деталей:

– придатні відповідно незалежних допусків. По табл. 1 Додатку Г при $K_{TA} = 2,4$ знаходимо $\Gamma_{\Delta} = 64,20$ %;

– додатково придатні за рахунок використання при обробці часток допусків розмірів поверхонь. По табл. 2 Додатку Г при $P = 1,08$ і $K_{TA} = 2,4$ знаходимо інтерполяцією $\Gamma_{\Delta_{\text{лод}}} = 26,46$ %;

– остаточний брак по розташуванню поверхонь. По табл. 3 Додатку Г при $P = 1,08$ і $K_{TA} = 2,4$ знаходимо $q_0 = 1,22$ %;

– випраний брак по розташуванню поверхонь

$$q_b = 100 - (\Gamma_{\Delta} + \Gamma_{\Delta_{\text{лод}}} + q_0) = 100 - (64,20 + 26,46 + 1,22) = 8,12$$
 % .

Приклад 7. Розрахувати можливі частки придатних і дефектних деталей, зображених на рис. 1.69 (допуск співвісності незалежний), при інших рівних умовах прикладу 6.

Із кресленика деталі визначаємо, що допуск співвісності є незалежний, зв'язаний з дійсними розмірами елемента, що розглядається.

Знаходимо $T_{c\varnothing} = 50$ мкм.

Із умови задачі поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразу) $\omega = 60$ мкм.

Коефіцієнт технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь (аналогічно прикладу 5 і 6): $K_{TA} = 2,4$.

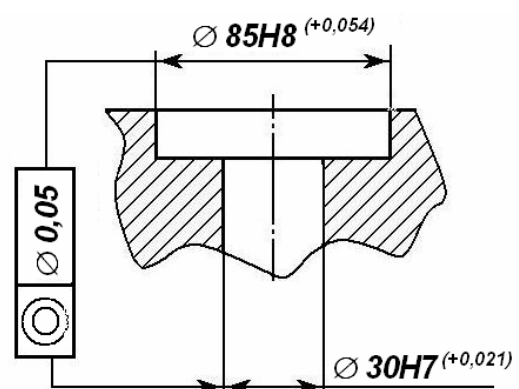


Рис. 1.69. Поверхні деталі, які координуються

Знаходимо можливу частку придатних деталей. По табл. 1 Додатку Г при $K_{T\Delta} = 2,4$ знаходимо $\Gamma_{\Delta} = 64,20 \%$;

При використанні формули отримуємо аналогічний результат:

$$\Gamma_{\Delta} = 1 - \exp[-5,196 \cdot (1/K_{T\Delta})^2] = 1 - \exp[-5,196 \cdot (1/2,4)^2] = 0,64195.$$

Отже, можлива частка придатних деталей в їх сукупності дорівнює 0,64195, що складає 64,2 %.

Знаходимо можливу частку остаточного браку:

$$q_0 = 1 - \Gamma_{\Delta} = 1 - 64,2 = 35,8 \%$$

По табл. 12 Додатку Г при $K_{T\Delta} = 2,4$ знаходимо аналогічний результат.

При використанні формули знаходимо:

$$q_0 = 1 - F_R[5,25/K_{T\Delta}] = 1 - F_R[5,25/2,4] = 1 - F_R[2,1875].$$

По табл. 15 Додатку Г інтерполяцією знаходимо: $F_R[2,1875] = 0,64195$.

Тоді $q_0 = 1 - 0,64195 = 0,35805$, що складає 35,81 %.

Приклад 8. Розрахувати можливі частки придатних і дефектних деталей, зображених на рис. 1.70 (допуск співвісності нульовий залежний, зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів), коли поле розсіювання відхилів від співвісності складає 50 мкм.

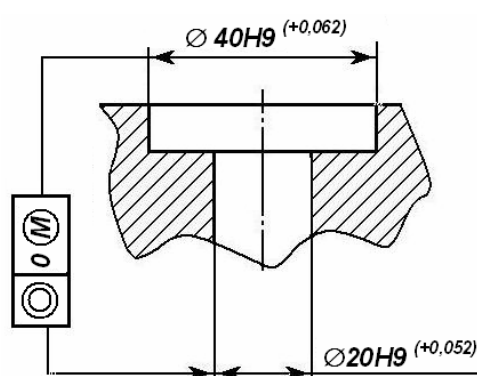


Рис. 1.70. Поверхні деталі, які координуються

Із кресленика деталі визначаємо, що нульовий залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів. Знаходимо допуски розмірів поверхонь, що координуються: $T_1 = 62$ мкм, $T_2 = 52$ мкм.

Із умови задачі поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразі) $\omega = 50$ мкм.

Підраховуємо значення технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь по формулі (1.87):

$$K_{T\Delta 0} = 50 / [(60 + 52) / 2] = 0,893 \approx 0,90.$$

По табл. 11 Додатку Г при $K_{T\Delta 0} = 0,90$ знаходимо можливі частки придатних і бракованих деталей:

– придатних за рахунок використання при обробці часток допусків розмірів поверхонь $\Gamma_{\Delta \text{дод}} = 80,02 \%$;

– виправний брак по розташуванню поверхонь $q_b = 19,91 \%$;

– остаточний брак $q_0 = 0,07 \%$.

Аналогічним чином з використанням відповідних формул і таблиць вирішуються задачі по розрахунку можливих часток придатних і

бракованих деталей при допусках: симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності, відстаней між осями, між осью поверхні і площини, причому поверхні можуть бути не тільки отворами, але і валами.

Приклад 9. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності при обробці корпусних деталей з залежним допуском співвісності, зображених на рис. 1.63 (див. приклади 1 і 5). Числове значення залежного допуску зв'язане з дійсними розмірами обох поверхонь.

Із кресленика деталі знаходимо допуск співвісності в діаметральному виразі і допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких зв'язаний залежний допуск: $T_{c\varnothing} = 54$ мкм; $T_1 = 54$ мкм; $T_2 = 21$ мкм.

Підраховуємо значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі по формулі (1.74): $P = (54 + 21) / 50 = 1,5$.

Визначаємо гранично допустиме значення коефіцієнта технологічної точності по розташуванню поверхонь при умові придатності всіх оброблених деталей. По табл. 5 Додатку Г при $P = 1,5$ знаходимо $K_{T\Delta_{гран}} = 1,649$.

Знаходимо гранично допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразі) [формула (1.91)] при умові придатності всіх деталей, що обробляються (відсутності виправного і остаточного браку): $\omega_{гран} = 50 \cdot 1,649 / 2 \approx 41$ мкм.

Підраховуємо максимально допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. Знаходимо: $K_{T\Delta_{max}} = 1 + P = 1 + 1,5 = 2,5$.

Знаходимо поле допустимого технологічного розсіювання відхилів від співвісності [по виразу (1.96)] при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного: $\omega_{max} = 0,5 \cdot 50 / 2 = 62,5$ мкм.

По табл. 4 Додатку Г при $P = 1,5$ і $K_{T\Delta_{max}} = 2,5$ визначаємо можливу частку виправного браку $q_b = 6,03$ %. Можлива частка остаточного браку $q_o = 0,27$ %.

Таким чином, при величині залежного допуску співвісності в радіусному виразі 25 мкм, яке проставлено на кресленику, можна застосувати процес обробки, який дає поле розсіювання відхилів від співвісності до 62,5 мкм; при цьому виправний брак не перевищує 6 % всієї сукупності деталей, а остаточний брак практично відсутній (не більше 0,27 %). При більш точному процесі обробки частка виправного браку зменшується.

Висновок: при умові придатності всіх оброблених деталей з залежним допуском співвісності технологічний допуск збільшується в порівнянні з мінімальним значенням, що проставлено на кресленнику, в 1,65 разів. При умові наявності 6,03 % виправного браку і відсутності остаточного браку технологічний допуск співвісності збільшується в порівнянні з мінімальним значенням, що проставлено на кресленнику, в 2,5 рази. Коли економія від здешевлення процесу обробки перекриває зростання витрат на повторну обробку 6 % деталей по розмірах $\varnothing 85H8$ і $\varnothing 30H7$ (в границях їх допусків) без якого-небудь вивірення, або доцільно застосовувати менш точний, але більш економічний технологічний процес. Аналогічні розрахунки виконуються, коли одна із ступенів деталі нарізна. В цьому випадку допуск розміру нарізної поверхні є допуск середнього діаметра нарізі.

Приклад 10. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності при обробці корпусних деталей, зображених на рис. 1.65, залежним допуском співвісності, зображених на рис. 1.67. Числове значення залежного допуску зв'язане тільки з розмірами поверхні, яку розглядаємо.

Із кресленника деталі знаходимо допуск співвісності в діаметральному виразу $T_{с\varnothing} = 50$ мкм і допуск розміру поверхні, з якої зв'язаний залежний допуск $T = 54$ мкм (допуск розміру елемента, що розглядається).

Аналогічно прикладу 10 підраховуємо значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі по формулі (1.80): $P = 54 / 50 = 1,08$.

Знаходимо гранично допустиме значення коефіцієнта технологічної точності по розташуванню поверхонь при умові придатності всіх оброблених деталей. По табл. 5 Додатку Г при $P = 1,08$ знаходимо $K_{T\Delta_{гран}} = 2,08$. Визначаємо гранично допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразі) [формула (1.91)] при умові придатності всіх оброблених деталей (відсутності виправного і остаточного браку): $\omega_{гран} = 0,5 \cdot 50 \cdot 1,4812 / 2 = 37$ мкм.

Підраховуємо максимально допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. Знаходимо: $K_{T\Delta_{max}} = 1 + P = 1 + 1,08 = 2,08$.

Знаходимо максимально допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності [формула (1.86)] при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного:

$$\omega_{max} = 0,5 \cdot 50 \cdot 2,08 = 52 \text{ мкм.}$$

По табл. 4 Додатку Г при $P = 1,08$ і $K_{T\Delta_{гран}} = 2,08$ визначаємо інтерполяцією можливу частку виправного браку $q_b = 4,12$ %.

Можлива частка остаточного браку при $q_0 = 0,27$ мкм.

Приклад 11. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності шийок ступінчастого вала з залежним допуском співвісності, зображених на рис. 1.71. Числове значення залежного допуску зв'язане з розмірами обох поверхонь.

Із кресленика деталі знаходимо допуски розташування і допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких зв'язаний залежний допуск:

$$T_{\text{с} \varnothing} = 50 \text{ мкм}; T_1 = -80 - (-142) = 62 \text{ мкм};$$

$$T_2 = -40 - (-73) = 33 \text{ мкм}.$$

Подальші розрахунки аналогічні приведеним в прикладі 8.

12. Приклад Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстаней між осями двох отворів при залежному допуску (рис. 1.72).

Із кресленика деталі знаходимо граничні симетричні відхилення розміру між осями і допуски розмірів, які координуються, з дійсними розмірами яких зв'язаний залежний допуск: $\delta L = 20 \text{ мкм}$, $T_1 = 21 \text{ мкм}$, $T_2 = 25 \text{ мкм}$.

По формулі (1.77) підраховуємо значення конструктивного коефіцієнта відносної точності деталі: $P = (21 + 25) / (2 \cdot 20) = 1,15$.

Знаходимо гранично допустиме значення коефіцієнта технологічної точності по розташуванню поверхонь при умові придатності всіх оброблених деталей. По табл. 10 Додатку Г при $P = 1,15$ для допусків відстаней між осями (при $b = 1$) знаходимо інтерполяцією $K_{\text{Т} \Delta \text{гран}} = 1,5393$.

Визначаємо гранично допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстаней між осями від номінального значення при умові придатності всіх оброблених деталей (відсутності виправного і остаточного браку). По формулі (1.92) знаходимо:

$$\omega_{\text{гран}} = 20 \cdot 1,5393 \approx 62 \text{ мкм} (\pm 31 \cdot \text{мкм}).$$

Підраховуємо максимальне допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. По формулі (1.95) знаходимо:

$$K_{\text{Т} \Delta \text{max}} = 1 + P = 1 + 1,15 = 2,15.$$

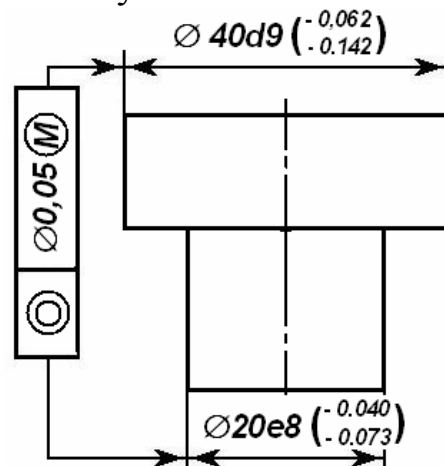


Рис. 1.71. Поверхні деталі, які координуються

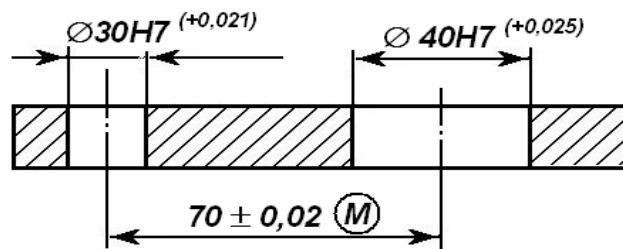


Рис. 1.72. Поверхні деталі, які координуються

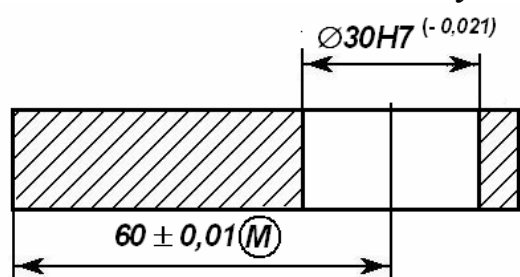
Знаходимо максимально допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстаней між осями від номінального значення при умові відсутності остаточного браку. По формулі (1.97) знаходимо:

$$\omega_{\max} = 2 \cdot 20 \cdot 2,15 = 86 \text{ мкм } (\pm 43 \text{ мкм}).$$

По табл. 9 Додатку Г при $P = 1,15$ і $K_{T\Delta} = 2,15$ визначаємо інтерполяцією можливу частку виправного браку $q = 2,93 \%$. Можлива частка остаточного браку при $K_{T\Delta} = K_{T\Delta\max}$ $q = 0,27 \%$.

Приклад 13. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстані між осью отвору і площиною (рис. 1.73).

Із кресленика деталі знаходимо граничні симетричні відхили розміру між осью і площиною і допуск розміру поверхні, яка координується:



$$\delta L = 10 \text{ мкм}; T = 21 \text{ мкм}.$$

За формулою (1.77) підраховуємо значення конструктивного коефіцієнту відносної точності: $P = 21 / (2 \cdot 10) = 1,05$.

Знаходимо гранично допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові придатності всіх оброблених деталей. По табл. 10

Рис. 1.73 Поверхні деталі, які координуються

Додатку Г при $P = 1,05$ для допусків відстаней між віссю поверхні і площиною (при $b = 0$) знаходимо інтерполяцією $K_{T\Delta\text{гран}} = 1,4235$.

Визначаємо гранично допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстані між осью і площиною від номінального значення при умові придатності всіх оброблених деталей (відсутності виправного і остаточного браку). По формулі (1.96) знаходимо:

$$\omega_{\text{гран}} = 2 \cdot 10 \cdot 1,4235 \approx 29 \text{ мкм } (\pm 14,5 \text{ мкм}).$$

Підраховуємо максимальне значення коефіцієнта технологічної точності при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. По формулі (1.99) знаходимо:

$$K_{T\Delta\max} = 1 + P = 1 + 1,05 = 2,05.$$

Знаходимо максимально допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстані між віссю і площиною від номінального значення при умові відсутності остаточного браку. По формулі (1.92) знаходимо:

$$\omega_{\max} = 2\delta L \cdot K_{T\Delta\max} = 2 \cdot 10 \cdot 2,05 = 41 \text{ мкм } (\pm 20,5 \text{ мкм}).$$

По табл. 9 Додатку Г при $P = 1,05$ і $K_{T\Delta} = 2,05$ визначаємо інтерполяцією можливу частку виправного браку $q = 2,53 \%$.

Можлива частка остаточного браку при $K_{T\Delta} = K_{T\Delta\max}$ $q = 0,27 \%$.

Аналогічні обчислення з використанням табл. 10 Додатку Г проводяться для розрахунку технологічних допусків відстаней між осью вала (виступу) і площиною.

Приклад 14. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання похибок розташування при обробці деталей з залежними позиційними допусками (рис. 1.74).

Із кресленика деталі знаходимо позиційні допуски і допуски розмірів поверхонь, які координуються:

$$T_{п1} = T_{п2} = 200 \text{ мкм};$$

$$T_1 = T_2 = 300 \text{ мкм}.$$

По формулі (1.78) підраховуємо значення конструктивного коефіцієнта відносної точності деталі:

$$P = (300 + 300) / (200 + 200) = 1,5.$$

Знаходимо гранично допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові придатності всіх оброблених деталей. По табл. 10 Додатку Г при $P = 1,5$ для допусків відстаней між осями поверхонь (при $b = 1$) знаходимо $K_{Т\Delta} = 1,6644$.

Підраховуємо максимальне допустиме значення коефіцієнта технологічної точності при умові відсутності остаточного браку по розташуванню поверхонь. По формулі (1.105) знаходимо: $K_{Т\Delta\max} = 1 + P = 1 + 1,5 = 2,5$.

Знаходимо можливу частку виправного браку по розташуванню поверхонь. По табл. 9 Додатку Г при $P = 1,5$ і $K_{Т\Delta} = 2,5$ визначаємо $q = 3,73 \%$.

Висновок: при умові придатності всіх оброблених деталей технологічний позиційний допуск збільшується в порівнянні з мінімальним значенням, яке проставляється на кресленику, в 1,6 рази. Коли припустити наявність виправного браку, то при 3,7 % виправного і відсутності остаточного браку технологічний допуск збільшується в 2,5 рази.

Приклад 15. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності при обробці корпусних деталей з нульовим залежним допуском, зображених на рис. 1.75.

Із кресленика деталі визначаємо допуски розмірів поверхонь, що координуються, з дійсними розмірами яких зв'язано числове значення залежного допуску: $T_1 = 62 \text{ мкм}$, $T_2 = 52 \text{ мкм}$.

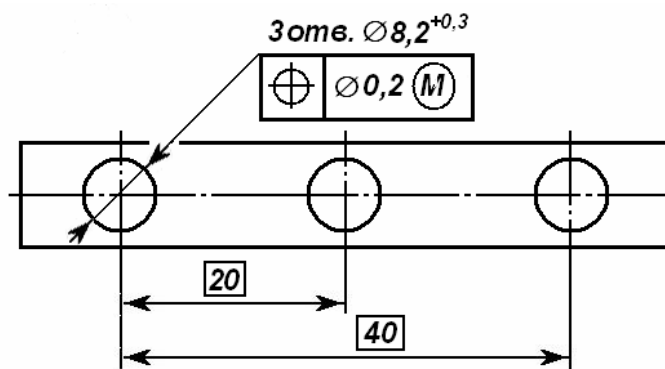


Рис. 1.74. Поверхні деталі, які координуються

Визначаємо гранично допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразі) при умові придатності всіх оброблюваних деталей (відсутності виправного і остаточного браку):

$$\omega_{\text{гран}} = 0,16(T_1 + T_2) = 0,16(62 + 52) = 18 \text{ мкм.}$$

Максимально допустиме значення коефіцієнта технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного $K_{\text{T}\Delta\text{max}} = 1$.

Знаходимо максимально допустиме поле технологічного розсіювання відхилів від співвісності (в радіусному виразі) при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. По формулі (1.100) при $K_{\text{T}\Delta\text{max}} = 1$ знаходимо:

$$\omega_{\text{max}} = (T_1 + T_2) / 2 = (62 + 52) / 2 = 57 \text{ мкм.}$$

Знаходимо можливу частку виправного браку по розташуванню поверхонь. По табл. 11 Додатку Г при $K_{\text{T}\Delta\text{max}} = 1$ визначаємо для допусків співвісності $q_{\text{в}} = 25,75 \cdot \%$.

При більш точному технологічному процесі (при $K_{\text{T}\Delta 0} < 1$) можлива частка виправного браку, як видно із табл. 11 Додатку Г, зменшується.

Приклад 16. Розрахувати допустиме поле технологічного розсіювання відхилів відстаней між осями отворів при нульовому залежному допуску (див. рис. 1.75).

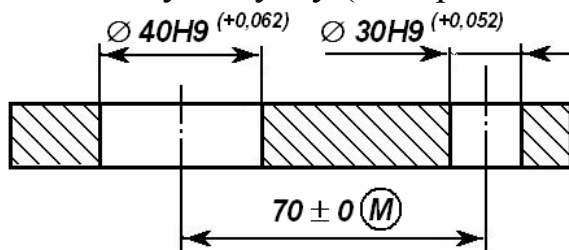


Рис. 1.75. Поверхні деталі, які координуються

Із креслення деталі визначаємо допуски розмірів поверхонь, що координуються, з дійсними розмірами яких зв'язано числове значення залежного допуску:

$$T_1 = 62 \text{ мкм}, T_2 = 52 \text{ мкм.}$$

По формулі (1.106) знаходимо граничне допустиме поле технологічного розсіювання відхилів при умові придатності всіх оброблених деталей (відсутності виправного і остаточного браку):

$$\omega_{\text{гран}} = 0,47(T_1 + T_2) = 0,47(62 + 52) = 54 \text{ мкм } (\pm 27 \text{ мкм}).$$

Максимально допустиме значення коефіцієнта технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного, $K_{\text{T}\Delta\text{max}} = 1$.

Знаходимо максимально допустиме поле технологічного розсіювання при умові відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. По формулі (1.97) при $K_{\text{T}\Delta\text{max}} = 1$ знаходимо:

$$\omega_{\text{max}} = T_1 + T_2 = 62 + 52 = 114 \text{ мкм } (\pm 57 \text{ мкм}).$$

Можливу частку виправного браку по розташуванню поверхонь знаходимо по табл. 11 Додатку Г. При $K_{\Delta} = 1$ визначаємо для допусків відстаней між осями $q = 15,46\%$. При більш точному технологічному процесі (при $K_{\Delta 0} < 1$) можлива частка виправного, як видно із табл. 11, зменшується.

Приклад 17. Назначити незалежні допуски розташування для деталей сполучення, яке зображено на рис. 1.76. Розрахунок провести методом „максимум-мінімум”.

Знаходимо величини відхилів розмірів координуючих поверхонь корпусної деталі $\varnothing 40H9^{(+0,062)}$; $\varnothing 20H9^{(+0,052)}$ і сполученого вала $\varnothing 40d9^{(-0,080)}$; $\varnothing 20e8^{(-0,073)}$.

Визначаємо найменші зазори посадок:

$$\varnothing 40H9/d9 - S_{\min 1} = 0,080 \text{ мм} = 80 \text{ мкм};$$

$$\varnothing 20H9/e8 - S_{\min 2} = 0,040 \text{ мм} = 40 \text{ мкм}.$$

Рахуємо сумарний допуск співвісності:

$$T_{c1} + T_{c2} = S_{\min 1} + S_{\min 2} = 80 + 40 = 120 \text{ мкм}.$$

Розподіляємо сумарний допуск співвісності між сполученими деталями залежно від складності виготовлення і контролю.

Враховуючи найбільшу складність виготовлення і контролю корпусної деталі, розподіляємо сумарний допуск розташування, вилучив більшу його частину корпусної деталі: $T_{c1} = 80 \text{ мкм}$, $T_{c2} = 40 \text{ мкм}$ (рис. 1.77 і 1.78).

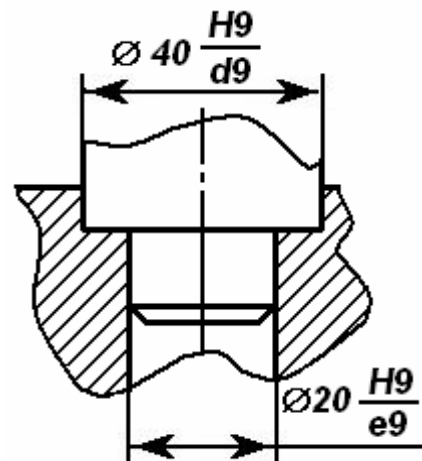


Рис. 1.76. Сполучення деталей

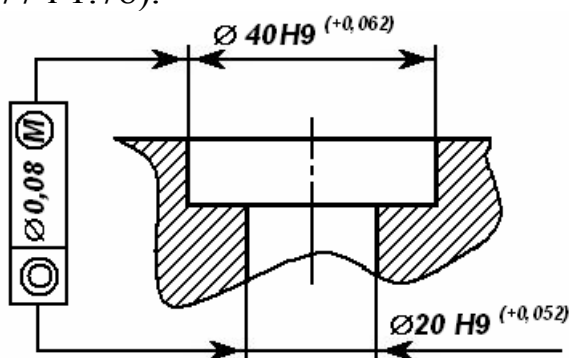


Рис. 1.77. Координуючі поверхні корпусної деталі

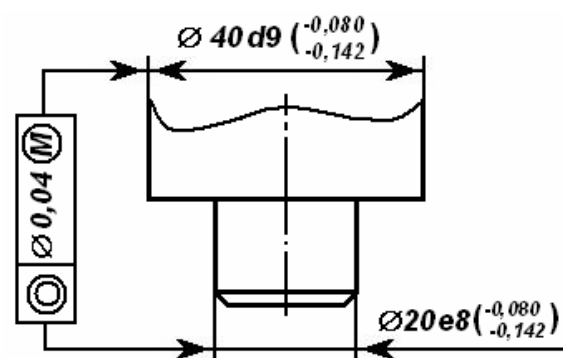


Рис. 1.78. Координуючі поверхні ступінчастого валика

Визначаємо найменший імовірний зазор в сполученні деталей: найменший середній зазор посадки $S_{\text{сер}} = (80 + 40) / 2 = 60 \text{ мкм}$; середній допуск розміру координуючих поверхонь

$$T_{\text{сер}} = \sum_{i=1}^4 T_i / 2 = (62 + 52 + 62 + 33) / 2 = 52,25 \text{ мкм.}$$

По табл. 14 Додатку Г при $S_{\text{сер}} = 60 \text{ мкм}$ і $T_{\text{сер}} = 52,25 \text{ мкм}$ знаходимо інтерполяцією $S_{\text{min}} = 7,91 \text{ мкм} \approx 8 \text{ мкм}$.

Таким чином, при розрахунку допусків розташування методом “максимум-мінімум” в сполученні деталей з імовірністю 0,9973 буде зазор не менше 8 мкм.

Приклад 18. Для умови прикладу 17 провести розрахунок допусків розташування імовірним методом, набути з імовірністю 0,9973 зазор в сполученні деталей не менше 1 мкм.

Із прикладу 17 знаходимо: найменші зазори посадок $S_{\text{min1}} = 80 \text{ мкм}$, $S_{\text{min2}} = 40 \text{ мкм}$; середній допуск розміру поверхні, яка координується, $T_{\text{сер}} = 52,25 \text{ мкм}$.

По табл. 15 Додатку Г при $S_{\text{сер}} = 60 \text{ мкм}$ і $T_{\text{сер}} = 52,25 \text{ мкм}$ знаходимо інтерполяцією значення розрахункового коефіцієнта $t = 1,139$.

Визначаємо сумарний допуск співвісності

$$T_{c1} + T_{c2} = t(S_{\text{min1}} + S_{\text{min2}}) = 1,139 \cdot (80 + 40) = 136 \text{ мкм.}$$

Розподіляємо сумарний допуск співвісності між сполученими деталями $T_{c1} = 80 \text{ мкм}$; $T_{c2} = 56 \text{ мкм}$.

Як видно із прикладу, при ймовірному методі розрахунку сумарний допуск співвісності збільшився на 16 мкм проти методу розрахунку „максимум-мінімум”, а складеність деталей з зазором не менше 1 мкм забезпечується з імовірністю 0,9973, тобто з практичною вірогідністю.

Приклад 19. Зазначити залежні допуски розташування для деталей сполучення, яке зображено на рис. 1.79. Розрахунок провести методом „максимум-мінімум”.

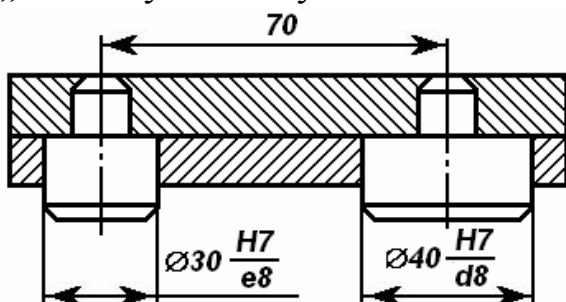


Рис. 1.79. Сполучення деталей

$$\varnothing 30\text{H7}/\text{e8} \quad S_{\text{min1}} = 40 \text{ мкм};$$

$$\varnothing 40\text{H7}/\text{d8} \quad S_{\text{min2}} = 80 \text{ мм.}$$

Визначаємо сумарні граничні симетричні відхилення відстаней між осями від номінального значення:

Знаходимо величини відхилів розмірів координуючих поверхонь: планка зі штифтами (складанна одиниця) $\varnothing 30\text{e8} \begin{pmatrix} -0,040 \\ -0,073 \end{pmatrix}$; $\varnothing 40\text{d8} \begin{pmatrix} -0,080 \\ -0,119 \end{pmatrix}$; планка з отворами $\varnothing 30\text{H7} \begin{pmatrix} +0,021 \\ \end{pmatrix}$; $\varnothing 40\text{H7} \begin{pmatrix} +0,025 \\ \end{pmatrix}$.

Визначаємо найменші зазори посадок:

$$\delta L_1 + \delta L_2 = S_{\max 1} + S_{\max 2} = (40 + 80) / 2 = 60 \text{ мкм.}$$

Розподіляємо сумарний допуск між сполученими деталями залежно від складності виготовлення: $\delta L_1 = 30 \text{ мкм}$; $\delta L_2 = 30 \text{ мкм}$ (рис. 1.80 і 1.81).

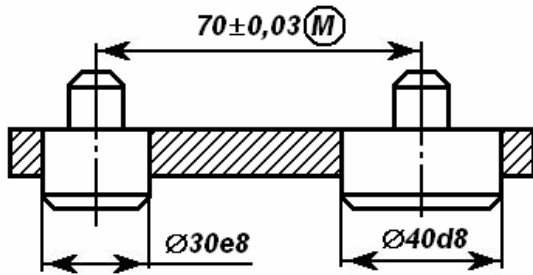


Рис. 1.80. Штифтова планка

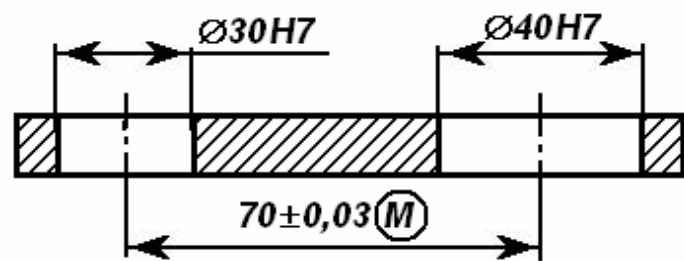


Рис. 1.81. Планка з отворами

Можливо інше розподілення сумарного допуску, наприклад:

$$\delta L_1 = 40 \text{ мкм}; \delta L_2 = 20 \text{ мкм.}$$

Розрахуємо найменший зазор в сполученні деталей:

середній зазор посадок

$$S_{\text{сер}} = (40 + 80) / 2 = 60 \text{ мкм};$$

середній допуск розміру координуючих поверхонь

$$T_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^4 T_i}{4} = \frac{-40 - (-73) + [-80 - (-119)] + 21 + 25}{4} = 29,5 \text{ мкм.}$$

По табл. 14 Додатку Г при $S_{\text{сер}} = 60 \text{ мкм}$ і $T_{\text{сер}} = 29,5 \text{ мкм}$ знаходимо інтерполяцією $S_{\min} = 9,2 \text{ мкм} \approx 9 \text{ мкм}$.

Таким чином, при розрахунку допуску розташування методом „максимум-мінімум” в сполученні деталей з імовірністю 0,9973 зазор складає не менше 9 мкм.

Приклад 20. Для умови прикладу 19 провести розрахунок допусків розташування імовірним методом, набути з імовірністю 0,9973 зазор в сполученні деталей не менше 1 мкм.

Із прикладу 19 знаходимо: найменші зазори посадок $S_{\min 1} = 40 \text{ мкм}$, $S_{\min 2} = 80 \text{ мкм}$; середній зазор посадок $S_{\text{сер}} = 60 \text{ мкм}$, середній допуск розміру поверхні, яка координується $T_{\text{сер}} = 29,5 \text{ мкм}$.

По табл. 16 Додатку Г при $S_{\text{сер}} = 60 \text{ мкм}$ і $T_{\text{сер}} = 29,5 \text{ мкм}$ знаходимо інтерполяцією значення розрахункового коефіцієнта $t = 1,171$.

Визначаємо сумарний граничний симетричний відхил відстаней між осями від номінального значення

$$\delta L_1 + \delta L_2 = t \cdot \left(\frac{S_{\text{сер}1} + S_{\text{сер}2}}{2} \right) = 1,171 \cdot \left(\frac{40 + 80}{2} \right) = 70,26 \text{ мкм} \approx 70 \text{ мкм.}$$

Розподіляємо сумарний допуск співвісності між сполученими деталями $\delta L_1 = 35 \text{ мкм}$, $\delta L_2 = 35 \text{ мкм}$.

Приклад 21. Розрахувати залежні допуски співвідності для деталей сполучення з нарізним елементом, зображеним на рис. 1.82. Розрахунок провести методом „максимум-мінімум”.

Знаходимо величини відхилів розмірів координуючих поверхонь: корпусної деталі $\varnothing 40H7^{(+0,039)}$; M30x2 – 6H (середнього діаметра нарізі): сполученого вала $\varnothing 40d8^{(-0,080)}$; M30x2 – 6g $^{(-0,038)}$ (середнього діаметру нарізі).

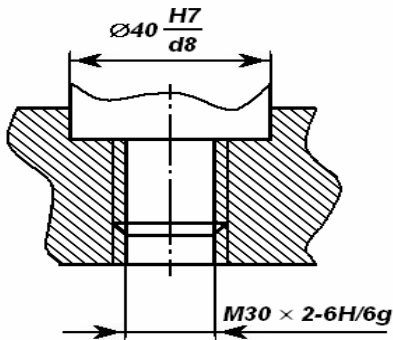


Рис. 1.82. Сполучення деталей

Визначаємо найменші зазори посадок по середньому діаметру нарізі

$$S_{\min 1} = 0 - (-0,038) = 0,038 \text{ мм} = 38 \text{ мкм};$$

посадки $\varnothing 40H8/d8$

$$S_{\min 2} = 0 - (-0,080) = 0,080 \text{ мм} = 80 \text{ мкм}.$$

Визначаємо сумарний допуск співвідності

$$T_{c1} + T_{c2} = S_{\min 1} + S_{\min 2} = 38 + 80 = 118 \text{ мкм}.$$

Розподіляємо сумарний допуск співвідності між сполученими деталями залежно від складності виготовлення і контролю: для корпусної деталі $T_{c1} = 60$ мкм, для вала $T_{c2} = 58$ мкм (рис. 1.83 і 1.84).

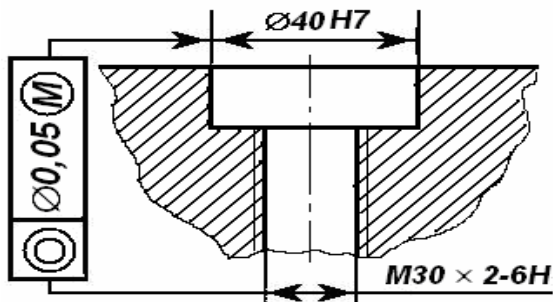


Рис. 1.83. Корпусна деталь

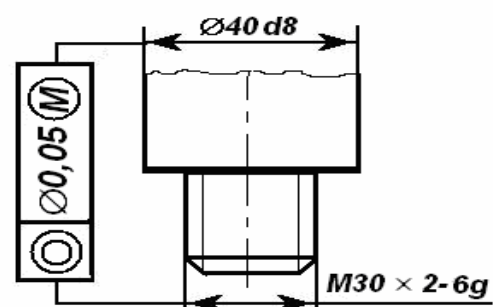


Рис. 1.84. Ступінчастий вал з елементом нарізі

Визначаємо найменшій імовірний зазор в сполученні деталей:

середній зазор посадки $S_{\text{сер}} = (38 + 80) / 2 = 59$ мкм;

середній допуск розміру координуючих поверхонь

$$T_{\text{сер}} = \sum_{i=1}^4 T_i / 4 = \{ 39 + 224 + [-80 - (-119) + (-38) - (-208)] \} / 4 = 118 \text{ мкм}.$$

По табл. 14 Додатку Г при $S_{\text{сер}} = 59$ мкм і $T_{\text{сер}} = 118$ мкм знаходимо інтерполяцією $S_{\min} = 6,4$ мкм ≈ 6 мкм.

Таким чином, при розрахунку допуску розташування методом „максимум-мінімум” в сполученні деталей з імовірністю 0,9973 зазор складає не менше 6 мкм.

Розрахунок допусків розташування імовірним методом проводиться аналогічно прикладу 18.

1.6. Шорсткість та хвилястість поверхонь

1.6.1. Загальні поняття

Шорсткість поверхні (ДСТУ 2413–94) – сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками ($S_w / W_z < 40$), що вирізнено, наприклад, за допомогою базової довжини.

Середня лінія (найменших квадратів) профілю m – базова лінія, що має форму номінального профілю та ділить реальний профіль так, щоб у межах базової довжини сума квадратів відхилів профілю від цієї лінії була мінімальна.

Система середньої лінії – система відліку, використана для оцінювання параметрів шорсткості поверхні, в якій базова лінія – середня лінія. Відрізок поверхні, на якій визначається шорсткість, обмежується базовою довжиною.

Шорсткість є наслідком пластичної деформації поверхневого шару деталі, що виникає внаслідок утворення стружки, копіювання нерівностей ріжучих кромek інструмента, тертя його по деталі, виривання частин металу тощо.

Профіль поверхні відображається профілограмою (рис. 1.85), де прийнято такі позначення: m – середня лінія профілю; l – базова довжина; Y – відхил профілю; Y_p – висота виступу профілю; Y_v – глибина западини профілю; R_p і R_y – відповідно висота найбільшого виступу профілю і глибина найбільшої западини профілю; P – рівень перерізу; b_i – відрізок на рівні перерізу.

Відхил профілю
 Y – відстань між точкою реального профілю та базовою лінією (рис. 1.85).

Середня арифметична лінія профілю – базова лінія, яка має форму номінального

профілю, розміщена

еквідистантно до загального напрямку профілю і ділить профіль так, що в межах базової довжини суми площ, що містяться між цією лінією та профілем з обох її боків, однакові.

Рівень перерізу профілю P – відстань між лінією виступів профілю та лінією западин, що перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю. Параметри шорсткості беруть за ДСТУ 2413-94.

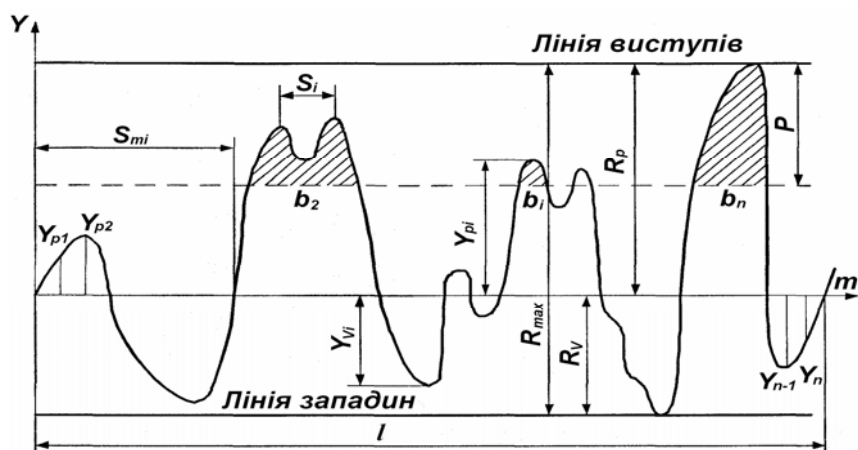


Рис. 1.85. Профілограма поверхні

Висота найбільшого виступу профілю R_p – відстань від середньої лінії до вищої точки профілю у межах базової довжини (рис. 1.85).

Глибина найбільшої западини профілю R_v – відстань від середньої лінії профілю до нижчої точки реального профілю в межах базової довжини (рис. 1.85).

Найбільша висота нерівностей профілю R_{max} – відстань між лінією виступів і лінією западин профілю у межах базової довжини (рис. 1.85).

Висота нерівностей профілю за десятьма точками R_z – сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю та глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини.

$$R_z = \sum_{i=1}^n Y_{p_i} / 5 + \sum_{i=1}^p Y_{v_i} / 5, \quad (1.110)$$

де Y_{p_i} – висота i -го найбільшого виступу профілю; Y_{v_i} – глибина i -ої найбільшої западини профілю.

Середній арифметичний відхил профілю R_a – середнє арифметичне абсолютних значень відхилів профілю у межах базової довжини:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx \quad \text{або} \quad R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (1.111)$$

Тут n – кількість дискретних відхилів профілю.

Параметри шорсткості R_a , R_z , R_{max} нормовані і вибираються з рядів чисел (Додаток 3).

Крок нерівностей профілю – відрізок середньої лінії профілю, що обмежує нерівність профілю (рис. 1.85).

Середній крок нерівностей профілю S_m – середнє значення кроку нерівностей профілю у межах базової довжини (рис. 6.1):

$$S_m = \sum_{i=1}^n S_{m_i} / n, \quad (1.112)$$

де n – кількість кроків нерівностей профілю на базовій довжині.

Середній крок місцевих виступів профілю S – середнє значення кроку місцевих виступів у межах базової довжини:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i / n. \quad (1.113)$$

Тут n – кількість місцевих виступів профілю на базовій довжині; S_i – крок місцевих виступів профілю.

Параметри шорсткості S_m і S нормовані й вибираються з рядів чисел (Додаток 3).

Нахил профілю – тангенс кута нахилу профілю у будь-якій точці профілю у межах базової довжини.

Опорна довжина профілю – сума довжин відрізків, що відсікаються на заданому рівні профілю деталі лінією, яка еквідистантна до середньої лінії, у межах базової довжини (рис.6.1).

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i. \quad (1.114)$$

Відносна опорна довжина профілю t_p – відношення опорної довжини профілю до базової довжини

$$t_p = (\eta_p / l) \cdot 100\%. \quad (1.115)$$

Значення відносної опорної довжини профілю і рівень перерізу P нормовані:

$t_p, \%$ – 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

$P, \%$ – 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

Числові значення параметрів шорсткості наведено у Додатку 5.

Класифікація поверхонь за шорсткістю приведена у Додатку 6.

Значення шорсткості поверхонь наведено у Додатку 7.

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

1.6.2. Позначення шорсткості поверхонь

Шорсткість поверхні позначається відповідно до ГОСТ 2.309-90. Шорсткість поверхонь позначають на кресленику для всіх поверхонь виробу, що виконуються за даним креслеником, незалежно від методів їх утворення, крім поверхонь, шорсткість яких не зумовлена вимогами конструкції. Структуру позначення шорсткості поверхні показано на рис. 1.86.

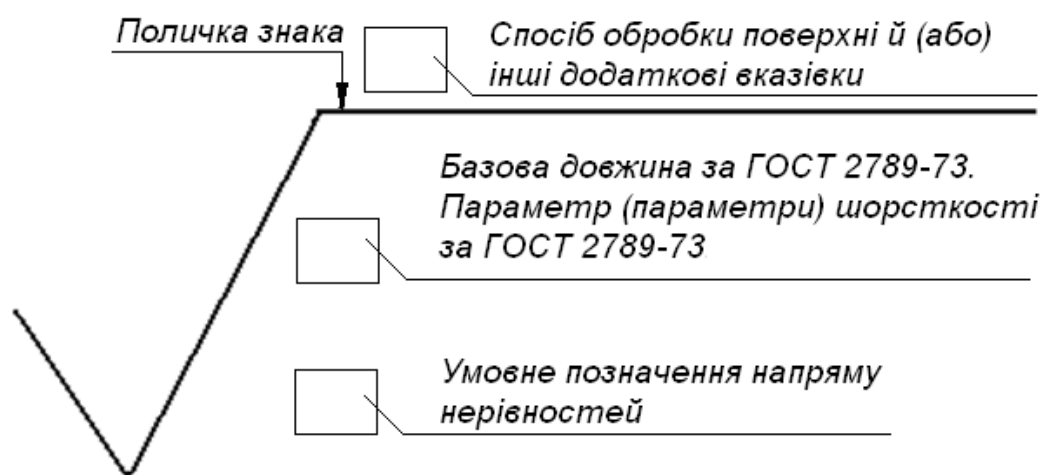


Рис. 1.86. Структура позначення шорсткості поверхні

У позначенні шорсткості поверхні застосовують один із знаків, зображених на рис. 1.87. Висота h має бути рівною висоті цифр розмірних чисел, що застосовують на кресленику. Висота $H = (1,5...5) h$. Товщина

ліній знаків має бути приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії, яку застосовують на кресленику.

Рекомендовано:

- у позначенні шорсткості поверхні, спосіб обробки якої конструктором не встановлюється, застосовують знак $\sqrt{\quad}$ (рис. 1.87, а);
- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути виготовлена тільки зняттям шару матеріалу, застосовують знак $\sqrt{\quad}$ (рис. 1.87, б);
- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути виготовлена без зняття шару матеріалу, застосовують знак $\sqrt{\quad}$ (рис. 1.87, в) з вказівкою значення параметру шорсткості.

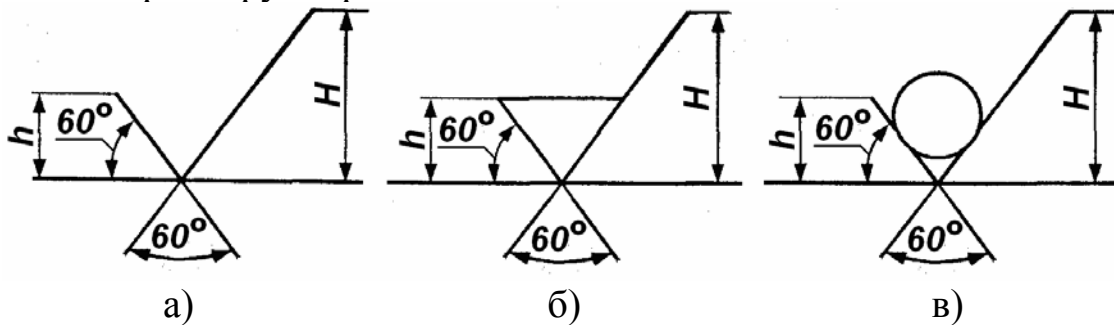


Рис. 1.87. Знаки шорсткості поверхонь

На поверхнях деталей, що виготовляються із матеріалу визначеного профілю і розміру, які не підлягають за даним креслеником додатковій обробці, слід ставити знак без вказівки параметру шорсткості $\sqrt{\quad}$. Стан поверхні, позначеної знаком $\sqrt{\quad}$, має відповідати умовам, установленим відповідним стандартом або другим документом, при чому на цей документ слід посилатися, наприклад, види вказівок сортаменту матеріалу в графі 3 основного напису кресленика за ГОСТ 2.104-68.

За ГОСТ 2789-73 у позначенні шорсткості вказується символ і значення параметру. Наприклад, $R_a 0,4$; $R_{max} 6,3$; $S_m 0,63$; $t_{50} 70$; $S 0,032$; $R_z 50$.

Примітка. На прикладі $t_{50} 70$ показана відносна опорна довжина профілю при рівні перерізу профілю $P=50\%$.

Показуючи найбільше значення параметру шорсткості в позначенні, наводять параметр шорсткості без граничних відхилів, наприклад $\sqrt{R_a 0,4}$. При показанні найменшого значення параметру шорсткості після позначення параметру слід вказати "min", наприклад: $R_z 0,10_{min}$.

Показуючи діапазон значень параметру шорсткості поверхні у позначенні шорсткості наводять межі значень параметру, розташовуючи їх у два рядки, наприклад: $R_a 0,8$; $R_z 0,10$; $R_{max} 0,10$; $t_{50} 50$;
 $0,4$; $0,05$; $0,05$; 70 .

У верхньому рядку наводять значення параметру, що відповідає більш грубій шорсткості. При показанні номінального значення параметру шорсткості поверхні у позначенні наводять це значення з граничними

відхилами за ГОСТ 2789-73, наприклад: $R_a 1,6 \pm 20 \%$; $R_z 100_{-10\%}$; $S_m 0,63^{+20\%}$; $t_{50} 70 \pm 10 \%$.

При показанні двох і більше параметрів шорсткості поверхні у позначенні шорсткості значення параметрів записують зверху вниз у наступному порядку (рис. 1.88):

параметр висоти нерівностей профілю, параметр середнього кроку нерівностей профілю, відносна опорна довжина профілю, напрямок нерівностей профілю.

Умовні позначення напрямків нерівностей мають відповідати наведеним у табл. 1.35 та за необхідності показують на кресленнику.

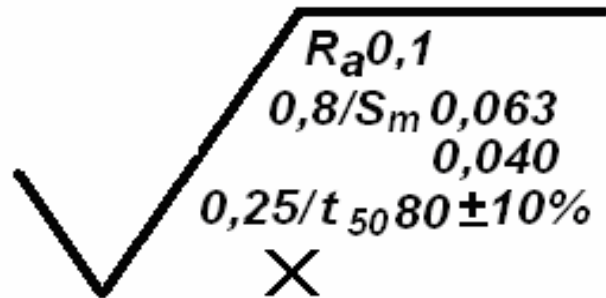


Рис. 1.88. Порядок позначення шорсткості поверхонь при вказанні багатьох параметрів

Таблиця 1.35

Умовні позначення напрямків нерівностей

Типи та напрямок нерівностей	Позначення	Назва	Типи та напрямок нерівностей	Позначення	Назва
		Паралельні			Довільні
		Перпендикулярні			Колоподібні
		Перехресні			Радіальні
		Точкові			

Висота знака умовного позначення напрямків нерівностей має бути приблизно рівна h .

Товщина ліній знака – приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії. Спосіб обробки поверхні показують у позначенні шорсткості тільки у разі, коли він є єдиним, застосованим для одержання потрібної якості поверхні (рис. 1.89).

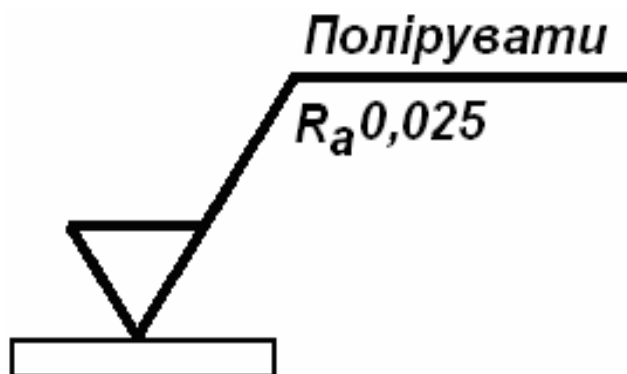


Рис. 1.89. Вказання способу обробки

Допускається застосування спрощеного позначення шорсткості поверхонь з поясненням його у технічних вимогах кресленника за прикладом, показаним на рис. 1.90.



Рис. 1.90. Спрощене позначення шорсткості поверхонь

У спрощеному позначенні використовують знак $\sqrt{\quad}$ і рядкові букви українського алфавіту за абеткою, без скорочень і, як правило, без пропусків.

Позначення шорсткості поверхні, в якій знак має полицю, розташовують відносно основного надпису кресленику так, як показано на рис. 1.91 і 1.92.

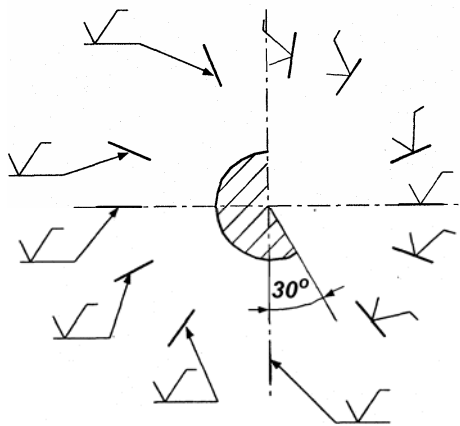


Рис. 1.91. Позначення шорсткості поверхні коли знак має полицю

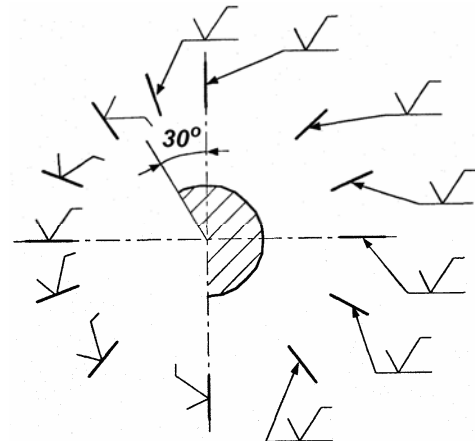


Рис. 1.92. Позначення шорсткості поверхні, в якій знак має полицю

Позначення шорсткості поверхні, в якій знак не має полиці, розташовують відносно основного напису кресленику так, як показано на рис. 1.93.

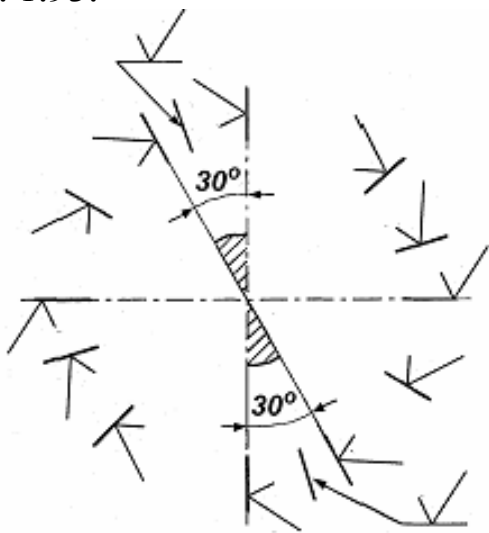


Рис. 1.93. Позначення шорсткості поверхні коли знак не має полиці.

Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс, евольвентних шліців і т.п., якщо на кресленику не показано їх профіль, умовно наносять на лінії ділильної поверхні (рис. 1.94, а, б, в), а для глобoidних черв'яків і сполучених з ними коліс – на лінії розрахункового кола (рис. 1.94, г).

Позначення шорсткості поверхні профілю нарізи наносять за загальними правилами при зображенні профілю (рис. 1.95, а) або умовно на виносній лінії для показу розміру нарізи (рис. 1.95, б, в, д), на розмірній лінії або її продовженні (рис. 1.95, г).

1.6.3. Хвилястість поверхонь

Поверхні деталей не можна виконувати ідеально гладкими, так як існує багато різних факторів, що викликають на поверхнях деталей появу нерівностей. Одним з таких факторів є сам процес різання, тобто ріжучі кромки інструмента і зерно абразивних матеріалів залишають на поверхні свої сліди.

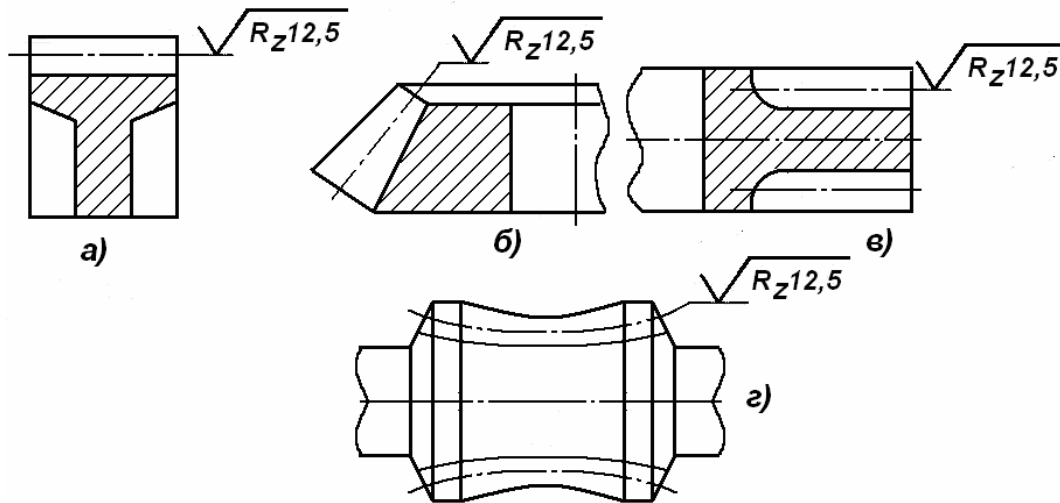


Рис. 1.94. Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс та евольвентних шліців

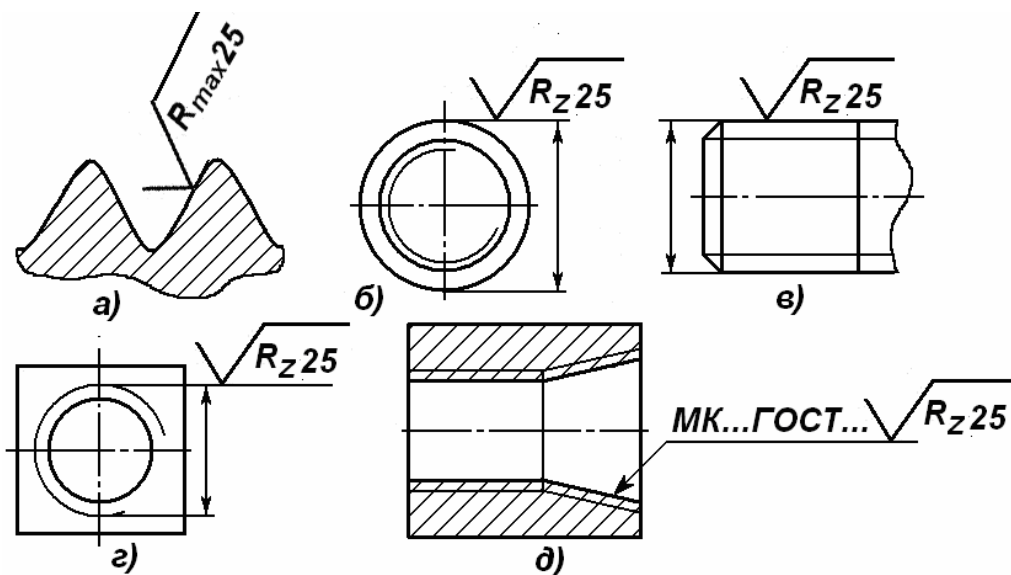


Рис. 1.95. Позначення шорсткості поверхні профілю нарізі

Нерівності з'являються також від струсів, вібрацій ріжучого інструменту, від виривання частинок металу при різанні, від тертя задньої частини ріжучого інструменту по поверхні, що обробляється. Ці нерівності з'являються у вигляді гребенів (виступів) і западин і називаються хвилястістю. Під хвилястістю поверхні розуміється сукупність нерівностей, що повторюються, у яких крок перевищує базову довжину L .

При хвилястості відношення кроку хвилі S_w до висоти нерівностей W_z

дорівнює:

$$1000 \geq S_w / W_z \geq 40. \quad (1.116)$$

Висотою хвилястості W_z називається середнє арифметичне з п'яти її значень (W_1, W_2, \dots, W_5), визначених по довжині ділянки вимірювань L_w , що дорівнює не менше п'яти дійсним найбільшим крокам S_z хвилястості (рис. 1.96).

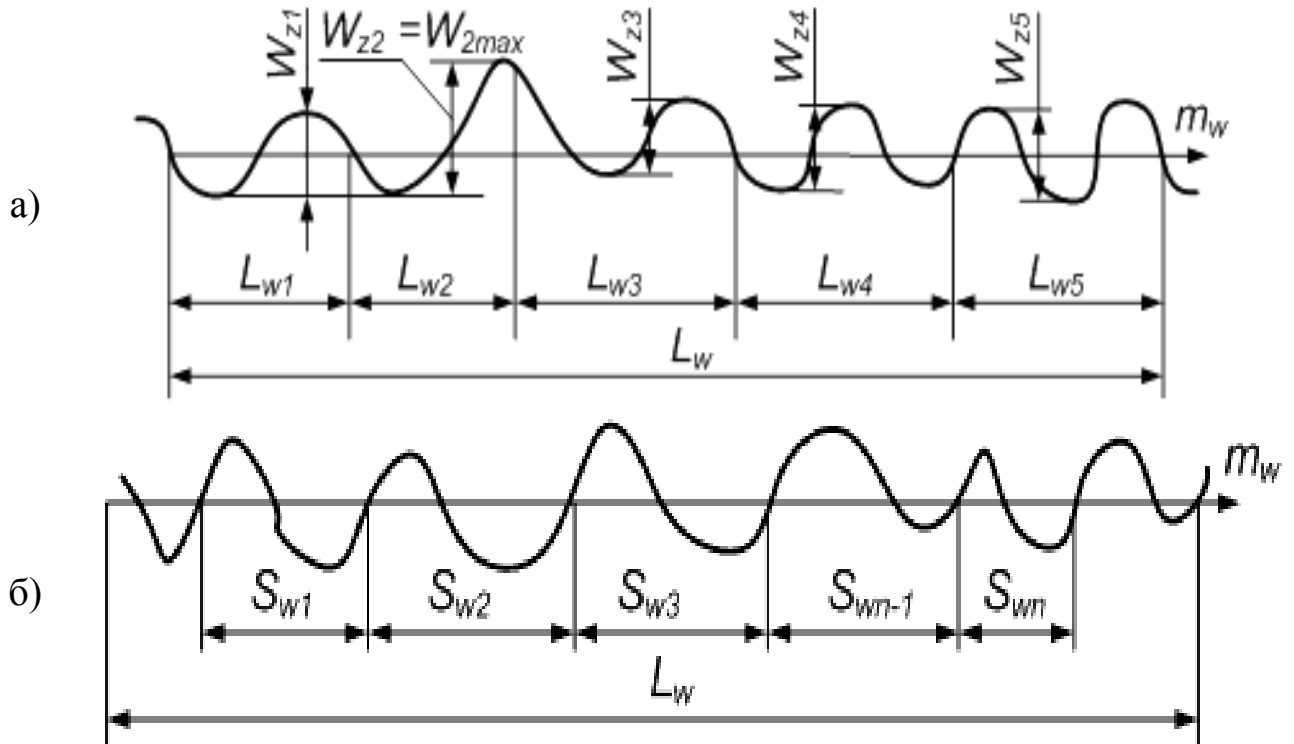


Рис. 1.96. Висота хвилястості (а) і середній крок хвилястості (б)

Висота хвилястості W_z – середнє арифметичне з п'яти її значень (W_{z1}, \dots, W_{z5}), визначених на довжині ділянки вимірювання L_w , що дорівнює не менше як п'яти дійсним найбільшим крокам S_w хвилястості (рис. 1.96, а);

$$W_z = (W_{z1} + W_{z2} + W_{z3} + W_{z4} + W_{z5}) / 5.$$

Граничні значення хвилястості W_z вибирають з ряду: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм. Окремі вимірювання хвилястості здійснюють на довжині L_{w1} , що дорівнює п'ятій частині довжини L_w .

Найбільша висота хвилястості W_{zmax} – відстань між найвищою і найнижчою точками вимірюваного профілю у межах L_w (рис. 1.96, а)

Середній крок хвилястості S_w – середнє арифметичне значення довжини відрізків середньої лінії S_{wi} , обмежених точками їх перетину із сусідніми ділянками профілю (рис. 1.96, б): $S_w = \sum_i^n S_{wi} / n$.

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

1.6.4. Вплив відхилів геометричних параметрів, хвилястості і шорсткості на експлуатаційні показники машин

Відхили форми і взаємного розташування, шорсткість і хвилястість поверхонь деталей значно впливають на експлуатаційні показники роботи машин. Відхили геометричних параметрів деталей призводять до посиленого спрацювання, знижують надійність і довговічність машин. Похибки взаємного положення поверхонь деталей також знижують якість роботи з'єднань. Встановлено, що спрацювання циліндрів блоку автомобільних двигунів на стадії припрацювання прямо пропорційне овалоподібності. Із збільшенням овальності гільз циліндрів посилюється проривання газів у картер, що руйнує масляну плівку на поверхні гільз циліндрів і прискорює спрацювання. Наприклад, при вихідній овальності дзеркала циліндрів 0,04 мм її значення збільшується до 0,10...0,12 мм після 400 годин роботи, а при овальності 0,025 мм – лише до 0,05...0,06 мм. При початковій овальності двох двигунів 21 і 45 мкм спрацювання після пробігу 22000 км становило відповідно 31 і 60 мкм.

Висока точність виготовлення деталей дає змогу виконувати складання з меншими початковими зазорами і підвищує надійність і довговічність роботи машин.

Хвилястість і шорсткість у рухомих з'єднаннях призводять до нерівномірності зазору і до зменшення площі контакту, а отже, збільшують питомий тиск, «схоплюють» окремі нерівності і виривають частинки металу, які, потрапляючи до мастила, активно діють і збільшують спрацювання у початковий період роботи. Чим більше початкова шорсткість відрізняється від оптимальної, тим більш буде спрацювання у період припрацювання (рис. 1.97).

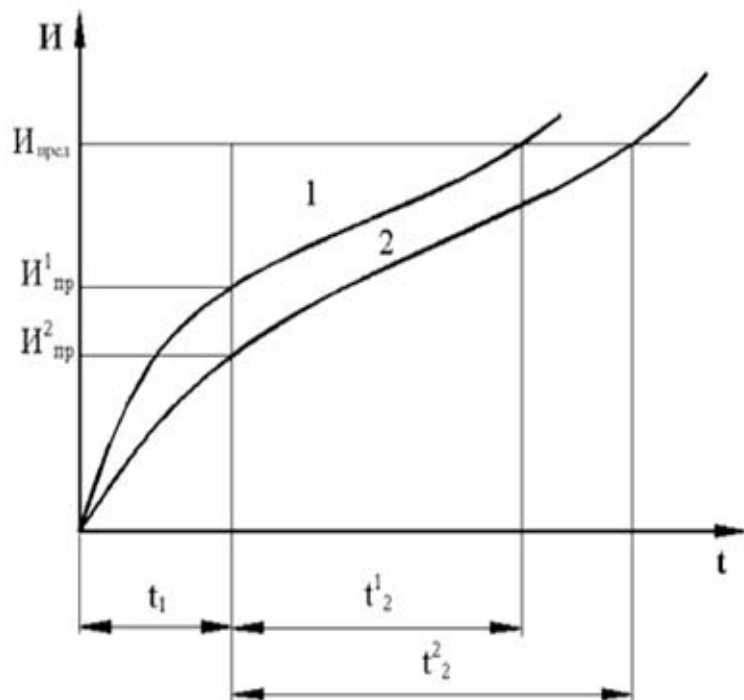


Рис. 1.97. Залежність технічного ресурсу від попереднього спрацювання I для поверхонь з вихідною шорсткістю: 1 – підвищеною; 2 – оптимальною; $I_{пр}^1$, $I_{пр}^2$ та $I_{гран}$ – прироблені та граничний зноси

По лінії ординат відкладено показники спрацювання, по лінії абсцис – час. Крива 1 показує наростання спрацювання поверхні з підвищеною шорсткістю, а крива 2 – з оптимальною шорсткістю.

У період припрацювання t_1 перевищує спрацювання поверхні, яка має оптимальну шорсткість. Оптимальною шорсткістю вважається така шорсткість, яку маємо після припрацювання і яка забезпечує мінімальне і рівномірне спрацювання у процесі тривалої експлуатації машин. Параметри оптимальної шорсткості визначаються якістю мастила, умовами роботи поверхонь деталей, що труться, їх конструкцією і матеріалом.

Зменшення початкового спрацювання в період припрацювання сприяє збільшенню періоду нормальної експлуатації з t_1^1 до t_2^2 .

Сідлоподібність цапфи і бочкоподібність вкладиша вальниці ковзання призводить до того, що рідинне тертя порушується і контакт сполучених деталей відбувається по найбільших вершинах нерівностей поверхонь. Це може зумовити «охоплення» нерівностей і, отже, збільшення контактних напруг, що, в свою чергу, зменшує надійність і довговічність роботи з'єднання.

Нерівності, будучи концентраторами напруг, знижують втомлювану міцність деталей. Так, при зменшенні шорсткості западин нарізаної або шліфованої нарізі болтів з $R_a = 1,0$ мкм до $R_a = 0,1$ мкм допустима гранична амплітуда циклу напруг збільшується на 25...50 %.

Шорсткість поверхні впливає також на втомлювану міцність деталей і на герметичність з'єднання.

Вигладжування поверхонь (після точіння або шліфування) алмазними кінцевиками з радіусом сфери або циліндра 2...3 мм на 25...40 % підвищує втомлювану міцність і на 15...50 % стійкість до спрацювання деталей з легованих сталей (за рахунок створення залишкових напруг стиску і кращих параметрів шорсткості).

Стійкість поршневих пальців двигунів СМД-64 і Д-240, відновлених способом вібраційного деформування, в 1,10 разів вище, ніж стійкість пальців, відновлених способом термічної обробки.

У нерухомих з'єднаннях шорсткість поверхонь деталей впливає на їх міцність.

При запресовуванні вала в отвір відбувається часткове зрізання поверхонь, внаслідок чого зменшується дійсний натяг порівняно з розрахунковим.

Мікронерівності сприяють розвитку корозії металу. На грубо оброблених поверхнях корозія виникає і розповсюджується швидше.

Із сказаного випливає, що обґрунтоване призначення точності є важливим фактором підвищення надійності і довговічності роботи машин, їх строку служби.

1.6.5. Нормування шорсткості поверхонь

Вибір шорсткості поверхні. Вибір параметрів для нормування шорсткості повинен проводитися з врахуванням призначення і експлуатаційних властивостей поверхні.

Основним у всіх випадках є нормування висотних параметрів. Попередньо, в тому числі й для найгрубіших поверхонь, слід нормувати параметр R_a , який більш очевидно, ніж R_z і R_{max} , показує відхил профілю, оскільки визначається за всіма точками (або значно більшої кількості точок) профілю. Параметром R_a нормується шорсткість зразків порівняння. Він більш зручний для вимірювання профілометрами і поширений у закордонній технічній документації.

Параметри R_z і R_{max} нормують у тих випадках, якщо за функціональними вимогами необхідно обмежити повну висоту нерівностей профілю або шорстко-пухкого поверхневого шару, а також якщо прямий контроль параметра R_a за допомогою профілометрів або зразків порівняння не передбачається можливим, наприклад, для поверхонь, що мають малі розміри або складну конфігурацію (ріжучі кромки інструментів, деталі годинникових механізмів або радіотехнічних приладів).

Для найбільш відповідальних поверхонь нормування одних висотних параметрів може виявитися недостатнім для забезпечення потрібних функціональних властивостей і повинно бути доповнено нормуванням крокових параметрів або параметра t_p .

Крокові параметри S_m і S значно впливають на вібростійкість, міцність за циклічних навантажень, опору в хвилеводах.

Параметр t_p комплексно характеризує і форму нерівностей, і дає змогу робити висновок про фактичну площу контакту шорстких поверхонь. З параметром t_p пов'язані такі важливі експлуатаційні властивості, як зносостійкість поверхонь тертя, контактна жорсткість, герметичність з'єднань.

Додаткове нормування напряму нерівностей може бути доцільним, наприклад, у зв'язку з напрямком відносного переміщення тертьових сполучених поверхонь або з напрямком руху струменя рідини чи газу відносно поверхні, а також для забезпечення необхідної вібростійкості й міцності за циклічних навантажень.

Вибір базової довжини. У ГОСТ 2786-73 не передбачена обов'язкова прив'язка базових довжин до визначених числових значень параметрів шорсткості, але передбачені співвідношення між значеннями параметрів R_a , R_z , R_{max} і базової довжини (табл. 1.36), за дотримання яких базові довжини не вказують у вимогах до шорсткості.

Співвідношення між значеннями параметрів R_a , R_z і R_{max} і базовою довжиною (за ГОСТ 2789-73)

Значення параметрів шорсткості, мкм		Базова довжина l , мм
R_a , понад - до	R_z, R_{max} , понад - до	
До 0,025	До 0,10	0,08
0,025 - 0,4	0,10 - 1,6	0,25
0,4 - 3,2	1,6 - 12,5	0,8
3,2 - 12,5	12,5 - 50	2,5
12,5 - 100	50 - 400	8,0

Співвідношення за табл. 1.36 відображають стабільний зв'язок між кроками і висотою нерівностей для більшості відомих технологічних процесів, крім таких процесів обробки, як, наприклад, лазерна, електрофізична, іонна обробки.

Для інших параметрів шорсткості (крокових і t_p), як правило, слід застосовувати ті ж базові довжини, що і для висотних параметрів, які нормуються одночасно з першими.

Вибір базової довжини не слід зв'язувати з розмірами поверхні, що нормується. Якщо ці розміри менші від базової довжини, то параметри шорсткості визначають за всією довжиною поверхні.

Вибір числових значень параметрів шорсткості. При нормуванні параметрів R_a і R_z слід застосовувати в першу чергу переважаючі значення, показані в Додатку 5. Вони мають найбільше застосування в міжнародній практиці. Їм відповідають номінальні значення шорсткості зразків порівняння за ГОСТ 9578-75.

Вибір числових значень параметрів шорсткості повинен вибиратися відповідно до умов роботи виробу, вимог експлуатації поверхні, що нормується. Слід враховувати і можливість забезпечення заданих вимог до шорсткості раціональними методами обробки. Підвищення цих вимог веде до значного збільшення витрат на обробку, що може бути виправдано, коли буде компенсовано підвищенням якості виробу. Застосування надто високих вимог до шорсткості поверхні може бути не тільки нерентабельним, але і недопустимим.

Наприклад, у вальницях ковзання за занадто гладких сполучених поверхонь може виникнути явище "тужавіння", за якого частинки металу відриваються від поверхонь тертя, що прискорює зношування. Як правило, оптимальна вихідна шорсткість подібних поверхонь повинна бути близькою до поверхні, яку отримують в процесі прироблення. Відповідний ступінь шорсткості необхідний також для деталей у з'єднаннях з натягом, які складаються нагріванням отвору або

охолодженням вала. В таких випадках слід задавати найбільше і найменше значення параметрів шорсткості.

Дані про шорсткість поверхні, що характеризують різні способи обробки, наведено у Додатку 6 [9].

У Додатку 8 [9] наведено найбільші допустимі значення параметра R_a залежно від допуску розміру і форми, що встановлені із таких вихідних вимог:

$$\text{за допуску форми } 60 \% \text{ від допуску розміру } T_p \quad R_a \leq 0,05 T_p; \quad (1.117)$$

$$\text{за допуску форми } 40 \% \text{ від допуску розміру } T_p \quad R_a \leq 0,025 T_p; \quad (1.118)$$

$$\text{за допуску форми } 25 \% \text{ від допуску розміру } T_p \quad R_a \leq 0,012 T_p. \quad (1.119)$$

У разі, коли відхил форми обмежуються повним допуском розміру (100 % використання допуску розміру), мінімальні вимоги до шорсткості при квалітетах від 3 до 8 розширені з урахуванням економічно досягнутої шорсткості за методів обробки, що забезпечують отримання відповідних квалітетів.

Дані Додатку 8 [9] можна використовувати при призначенні норм шорсткості, коли по умовах складання або роботи виробу не потрібно обмежувати шорсткість поверхні більш жорсткими границями. Приклади вибору норм шорсткості залежно від функціонального призначення поверхонь наведено в Додатку 9 [9].

Середньоекономічна точність під час обробки різанням наведено в Додатку 10 [9].

Контроль шорсткості поверхні. Контроль шорсткості поверхні може здійснюватися:

1) порівнянням реальної поверхні виробу з робочими зразками шорсткості, які мають стандартизовані значення параметру R_a (за ГОСТ 9378-75) і виготовляються для визначених способів обробки;

– замість зразків шорсткості можуть бути застосовані атестовані зразкові деталі;

2) вимірюванням параметрів шорсткості за допомогою щупових або оптичних приладів. Числові значення параметрів шорсткості визначаються або безпосередньо по шкалі приладів (профілометрів), або по збільшеному зображенню профілю, або записаній профілограмі перерізу (на приладах профілографах). Основні характеристики приладів приведені в табл. 1.37.

Коли в технічних вимогах не заданий напрямок вимірювання шорсткості, то вимірювання провадять в тому напрямку, де є найбільш груба шорсткість.

При механічній обробки різанням цієї вимоги відповідає напрямок вимірювання, якій перпендикулярний головному руху при різанні (поперечна шорсткість).

Прилади для контролю шорсткості поверхонь

Тип приладу		Параметри поверхні, які вимірюються	Границі вимірювання, мкм	Базові довжини, мм
Профілограф-профілометр моделі 201	Профілометр	R_a	0,02-8	0,08; 0,25; 0,8; 2,5
	Профілограф	R_a R_z, R_{max} S, S_m t_p	0,008-20 0,025-100 0,003-12,5 мм 10-90 %	Вісь ряд за ГОСТ 2789-73
Профілометр моделі 253	Профілометр	R_a	0,02-8	0,25; 0,8; 2,5
		R_a R_{max} S_m t_p	0,02-100 0,1-200 0,003-12,5 мм 10-90 %	0,08; 0,25; 0,8; 2,5
Профілограф-профілометр моделі 252	Профілограф	R_z, R_{max} R_a S, S_m t_p	0,02-250 0,05-60 0,003-12,5 мм 10-90 %	Вісь ряд за ГОСТ 2789-73
Прилади світлового перерізу МИС-11	МИС-11	R_z, R_{max}	0,8-80	0,25; 0,8
	ПСС-2	R_a, R_{max} S, S_m	0,8-40 0,002-2,5 мм	0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,8; 2,5
ОРИМ-1*		R_z, R_{max} S, S_m	0,4-40 0,02-2,5	0,8; 2,5
ПТС-1*		R_z, R_{max} S, S_m	40-320 0,02-6,3	0,25; 0,8; 2,5; 8
Мікроентерферометр МИИ-4*		R_z, R_{max} S, S_m	0,1-0,8 0,02-0,25 мм	0,01; 0,03; 0,08; 0,25
* Можливе вимірювання параметрів R_a і t_p , але дуже трудомістко.				

1.6.6. Контрольні запитання

1. Що називають шорсткістю поверхонь деталей?
2. Дайте визначення, приведіть необхідні ескізи і поясніть суть одного з наступних поєднань термінів, що характеризують шорсткість поверхонь: а) середня лінія профілю, базова довжина (l); виступи, западини і нерівності профілю і поверхні; б) крок нерівностей по середній лінії і по вершинах виступів і середні кроці (S_{mi}, S_i, S_m, S); в) середній арифметичний відхил, висота нерівностей профілю по десяти точках і найбільша висота нерівностей (R_a, R_z, R_{max}); г) опорна і відносна довжина профілю, а також рівень перетину профілю (η_p, t_p, p);

3. Якими загальними міркуваннями керуються при виборі параметрів шорсткості? Призначте параметри шорсткості і напрям нерівностей для одного з наступних випадків: а) поверхні працюють в умовах тертя і високої інтенсивності зношування; б) поверхні випробовують великі контактні напруження; в) на поверхні деталей діють змінні навантаження; г) поверхні нерухомих пресових з'єднань; д) поверхні герметичних з'єднань.

4. Виходячи з яких міркувань призначають значення параметрів шорсткості?

5. Що називають хвилястістю поверхонь і якими параметрами вона оцінюється?

6. Яку шорсткість можна економічно отримати шліфуванням, розгортанням, протягуванням?

- 1) $R_a=0,63\dots0,32$ мкм;
- 2) $R_a=0,08\dots0,04$ мкм;
- 3) $R_a=2,5\dots1,25$ мкм;
- 4) $R_z=40\dots30$ мкм.

1.6.7. Задачі

1. Розшифруйте умовне позначення шорсткості поверхонь (рис. 1.98). Вкажіть спосіб утворення поверхонь; напрям нерівностей і якими параметрами нормована шорсткість; яким способом задані значення параметрів шорсткості і їх граничні відхили (номінальним, граничним значенням, діапазоном значень); довжину базової лінії; яким квалітетам, виду і методу обробки приблизно відповідають числові значення параметрів шорсткості поверхонь; яким умовам роботи деталі і її поверхонь відповідають намічені параметри шорсткості.

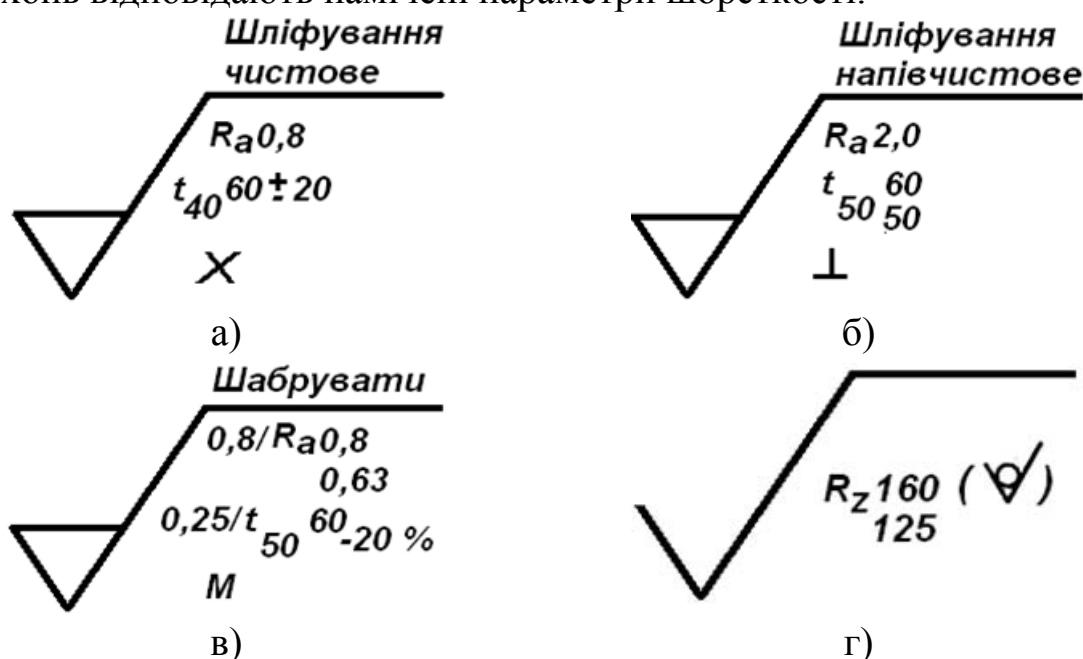


Рис. 1.98. Умовне позначення шорсткості поверхонь до задачі 1

2. Розшифруйте умовне позначення шорсткості поверхонь (рис. 1.99, а-є). Яким способом задані значення параметрів шорсткості і їх граничні відхили (номінальним, граничним значенням, діапазоном значень).

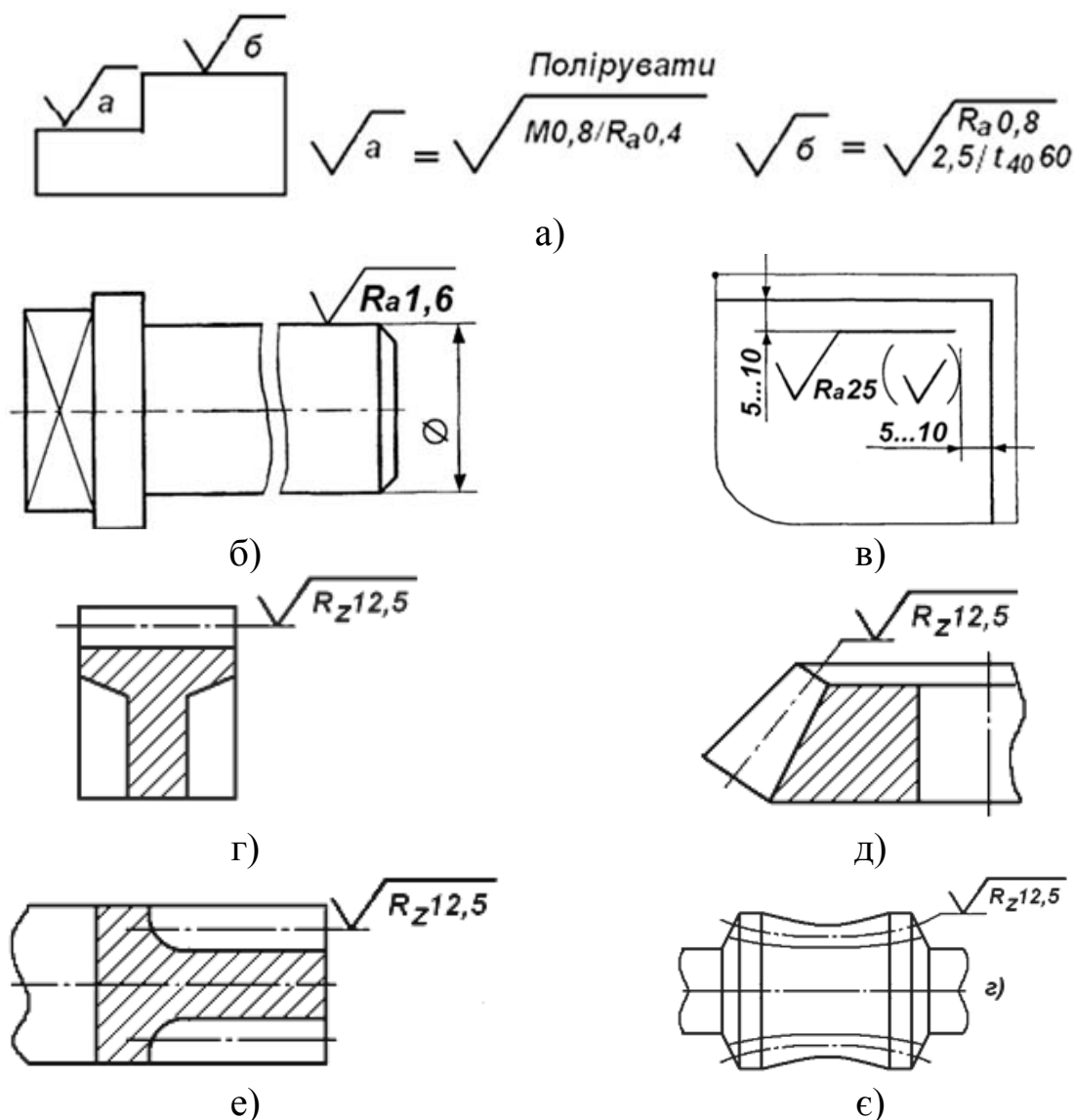


Рис. 1.99. Умовне позначення шорсткості поверхонь до задачі 2

1.7. Основи розрахунку та вибору посадок

1.7.1. Вибір посадок у з'єднаннях машин

Вибір посадок здійснюється у відповідності до міжнародної системи ISO, якою встановлено різні поля допусків для інтервалів розмірів, мм: до 1, від 1 до 500, понад 500 до 3150, понад 3150 до 10000.

Це дозволяє врахувати особливості технології виготовлення деталей різних розмірів.

Посадки утворюються сполученням полів допусків отворів і валів. Їх вибір рекомендовано системою ISO відповідно для кожного інтервалу розмірів. Для розмірів від 1 до 500 мм стандарт передбачає 69 посадок у

системі отвору й 61-у у системі вала. З метою скорочення номенклатури централізовано виготовлених розмірів різальних інструментів і граничних калібрів у системі отвору відібрано 17, а в системі вала 10 *переважаючих* посадок. Їх рекомендується призначати в першу чергу.

У технічно обґрунтованих випадках допускаються й інші посадки, утворені полями допусків отворів і валів, наведеними в стандарті. Рекомендується, щоб і в цих випадках посадки утворювалися по можливості в системі отвору або вала і щоб допуски отвору й вала відрізнялися не більше ніж на два квалітети. При призначенні посадок система отвору є переважальною. При проектуванні зустрічаються випадки, коли доводиться призначати позасистемні посадки, утворені сполученням неосновних полів допусків. Це відбувається, коли на одній деталі утворюються кілька посадок різного характеру.

При конструюванні з'єднання спочатку вирішують питання про те, у якій системі доцільно призначити посадку (системі отвору або в системі вала). Після цього вибирають посадку на основі розрахунків (граничні значення параметрів $S(N)_{\min}$ і $S(N)_{\max}$), визначають на основі розрахунків), або за аналогією, орієнтуючись на з'єднання, працездатність яких в аналогічних умовах доведена практикою. Граничні значення параметрів деталей (зазорів, натягів), що забезпечують виконання з'єднанням свого функціонального призначення, визначають на основі досвіду експлуатації однотипних машин, технічних рекомендацій, галузевих документів, літературних джерел. При відсутності попередників широко застосовують метод подібності, аналізуючи галузеву й загально технічну документацію й керівні матеріали; знаходять з'єднання, подібні розроблювальному по розмірах, характеру навантажень і на цій підставі призначають посадку. Для нерухомих з'єднань використовують метод прецедентів при призначенні перехідних посадок, а для рухомих - при відносно низькоточних (9...11) квалітетах або в тихохідних з'єднаннях. Нові дослідницькі зразки виробів перед запуском у серійне виробництво проходять стендові або натурні випробування, за результатами яких відбувається коригування окремих посадок.

Всі довідникові рекомендації по призначенню посадок наведені для сполучень які мають відношення $l/d = 1,5$, нормальні умови роботи ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$), приблизно однаковий коефіцієнт лінійного розширення. Якщо ж умови роботи не відповідають зазначеним вище умовам використання то їх корегують в сторону збільшення при великих теплових деформаціях вала і зменшують при великих теплових деформаціях отвору. При значній довжині з'єднання $l/d > 1,5$ на характер посадки, впливають погрішності форми (особливо відхил від прямолінійності осі) і розташування; з метою їх компенсації призначають сусідній більший основний відхил. Для посадок з натягом при малій довжині запресування збільшують натяг, а

для з'єднання тонкостінних деталей або виготовлених з маломіцних матеріалів натяг зменшують.

Розрахунковий метод є найбільш обґрунтованим методом вибору допусків і посадок. Вибираючи за цим методом квалітети (ступені точності), допуски і посадки при проектуванні машин і інших виробів, прагнуть задовольнити експлуатаційно-конструктивні вимоги, запропоновані до деталі, складальній одиниці й виробу в цілому.

Для підвищення надійності й точності машини іноді необхідно максимально наблизити розміри деталі до розрахункових. Такі конструктивні вимоги обмежені технологічними можливостями, а найчастіше і можливостями технічних вимірювань, до того ж вони пов'язані в більшості випадків зі збільшенням трудомісткості і вартості виготовлення й контролю деталей. Як показали дослідження, при зменшенні допуску збільшується ймовірність появи браку. Особливо багато браку (за інших рівних умов) можливо при малих допусках. У цьому випадку браку може бути настільки багато, що обробка деталей даним методом стає неекономічною і необхідно застосувати іншу технологію виготовлення, що дає велику точність, але підвищує собівартість виробу. Відносна собівартість виготовлення деталей у цих випадках у міру зменшення допуску зростає за гіперболою.

Отже, виготовлення деталей з меншими допусками пов'язано з підвищенням собівартості, але при цьому забезпечуються висока точність сполучень, сталість їхнього характеру у великій партії і більш високі експлуатаційні показники виробу в цілому.

При виборі посадок із зазором і натягом розрахунковим методом аналізують службове призначення і конструктивно-технологічні особливості з'єднання, роблять розрахунки й у кінцевому рахунку визначають граничні розрахункові значення зазорів $S_{\min}^{\text{розр}}$ і $S_{\max}^{\text{розр}}$ для посадок із зазором і граничні розрахункові значення натягів $N_{\min}^{\text{розр}}$ і $N_{\max}^{\text{розр}}$ для посадок з натягом, після чого підбирають стандартні посадки таким чином, щоб їхні граничні зазори $S_{\min}^{\text{ст}}$ і $S_{\max}^{\text{ст}}$ (чи $N_{\min}^{\text{ст}}$ і $N_{\max}^{\text{ст}}$) знаходилися б у таких співвідношеннях: $S_{\min}^{\text{ст}} \geq S_{\min}^{\text{розр}}$; $S_{\max}^{\text{ст}} \leq S_{\max}^{\text{розр}}$; $N_{\min}^{\text{ст}} \geq N_{\min}^{\text{розр}}$; $N_{\max}^{\text{ст}} \leq N_{\max}^{\text{розр}}$.

1.7.2. Вибір і обґрунтування точності розмірів

Відомо, що часто навіть незначне підвищення якості виробів пов'язане з великими додатковими витратами.

Не всі споживачі готові платити більш високу ціну за виріб при малопомітному поліпшенні його властивостей, але для деяких з них навіть

мізерне підвищення якості виробу має величезне значення, і вони не рахуються зі зростанням його ціни.

В умовах ринкової економіки робота над вибором необхідної точності виробу і його складових проводиться конструктором узгоджено з іншими учасниками процесу – маркетологом, технологом, метрологом, економістом. У такий спосіб закладаються умови для так званого тотального керування якістю TQM (Total Quality Management), що набуло поширення у всіх промислово розвинутих країнах.

Згадаємо видатного американського фахівця в галузі якості Е. Демінга, що багато писав про проблему бар'єрів між відділами й службами. Між проектуванням виробів (ділянка конструктора) і технологічною підготовкою виробництва (ділянка технолога) завжди є своєрідна несумісність (різних мов, задач, відповідальностей і багато чого іншого). Якщо не усвідомлювати об'єктивного характеру цієї проблеми, вона швидко й часто переходить в особистісні аспекти. На заході існує гіркий жарт, що головний технолог і головний конструктор звичайно ненавидять один одного родинами.

Це пов'язано, насамперед, з тим, що конструктор краще, ніж технолог, знає службове призначення виробу і розуміє, що чим менші допуски на виготовлення й складання, тим більш високою виходить точність сполучень, сталість, характер посадки у великій партії і більш високі експлуатаційні показники машини.

У той же час не можна забувати (про це в першу чергу пам'ятає технолог) про технологічні можливості досягнення необхідної точності, що залежить від методу обробки, стану металообробних верстатів, наявності спецприлаштувань і організації технологічних процесів.

У зв'язку з цим перед усіма учасниками процесу забезпечення *потрібної точності, потрібної якості* (маркетолог, конструктор, технолог, метролог, економіст) постає задача – раціонально, на основі техніко-економічних розрахунків, вирішити зазначені протиріччя таким чином, щоб забезпечити прибуток і конкурентоздатність.

Зрозуміло, при проектуванні прагнуть до того, щоб при призначенні високих вимог до точності виготовлення уважно вивчити дійсні умови роботи деталей в з'єднанні. При ретельному підході до питання вибору квалітета часто вдається розширити прийняті раніше допуски без збитку для якості роботи з'єднаних деталей і конкурентоздатності виробу.

Призначення того чи іншого квалітета залежить не тільки від характеру і стану устаткування, але і від обраного технологічного процесу обробки, особливо від фінішної операції, котра повинна забезпечити задану точність розміру деталі.

Співвідношення точності й вартості обробки деталей показано нижче на прикладах (рис. 1.100).

Під економічною точністю якого-небудь методу обробки на даному рівні розвитку техніки розуміється точність, що забезпечується в нормальних умовах роботи при використанні справного устаткування, інструмента стандартної якості і при витраті часу й засобів, що не перевищують витрат для інших методів, близьких до розглянутих.

Питання про вибір оптимальної точності обробки – дуже складна техніко-економічна задача. При її вирішенні необхідно враховувати не тільки вартість обробки, але і вартість складання, що часто знижується з підвищенням точності обробки, а також вплив точності на експлуатаційні характеристики й економічні показники роботи машини (надійність, довговічність, ККД, витрата пального та ін.).

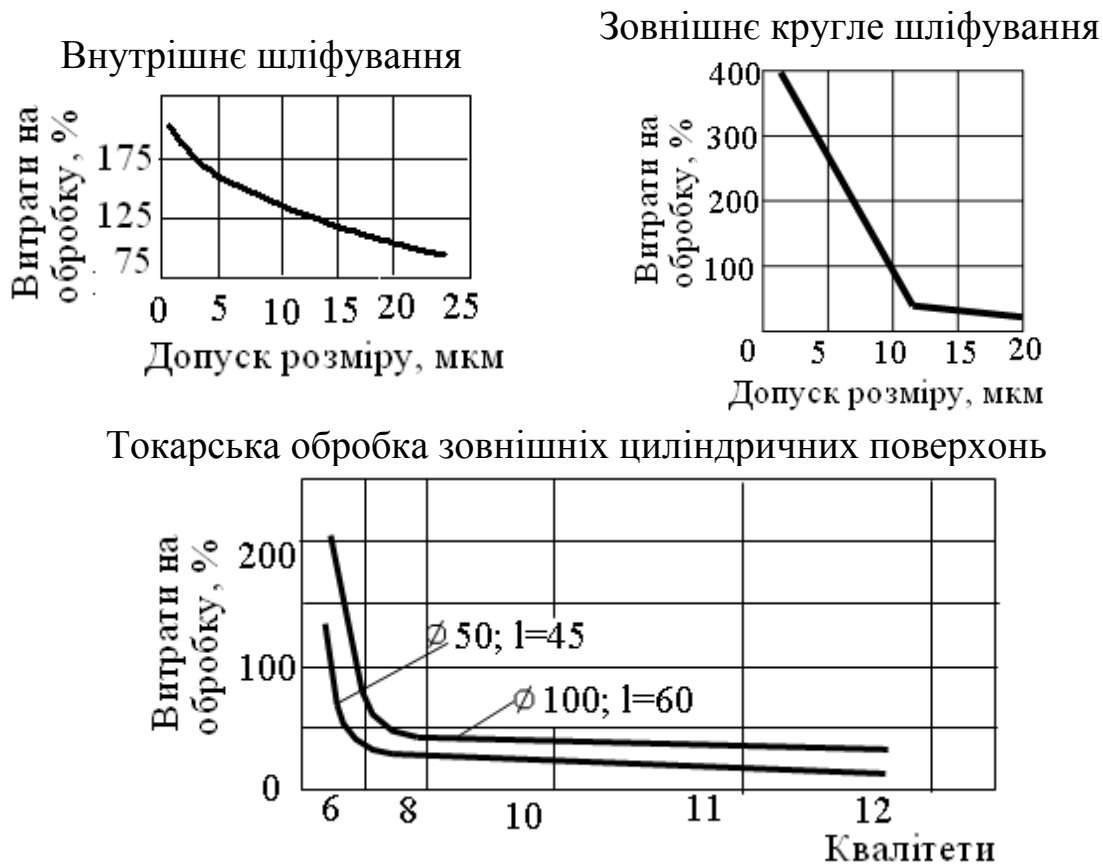


Рис. 1.100. Графіки залежності витрат на обробку деталей від необхідної точності поверхні

При призначенні точності враховують також багато інших факторів, що викладені нижче.

Можливість перевірки наміченої точності. Необхідно домагатися повної відповідності між рівнем точності продукції і досяжною точністю вимірювальних засобів.

Вимоги до точності окремих розмірів і з'єднань. Враховують специфіку взаємозалежності точності роботи окремих з'єднань. Наприклад, працездатність коробки передач залежить від характеру з'єднання зубчастих коліс з валами і практично не залежить від зазорів між валом і втулками.

Наявність посадок і їхніх видів. Наприклад, в інтервалі розмірів від 1 до 500 мм посадки із зазором встановлені у квалітетах 4-12, перехідні – у квалітетах 4-7, посадки з натягом – у квалітетах 5-8. Якщо вид посадки визначають за результатами розрахунку, то квалітет вибирають одночасно з посадкою (див. приклади 1 і 2, наведені вище).

При проектуванні для призначення квалітетів часто використовують накопичений досвід машинобудування. Зокрема, при високих вимогах до обмеження розкиду зазорів і натягів посадок застосовують для отворів квалітет 7, для валів квалітет 6; при особливо високих вимогах до точності з'єднань (вузли вальниць кочення високої точності в приладах) застосовують для отворів квалітет 6 і для валів квалітет 5; при менш високих вимогах до обмеження розкиду зазорів і натягів для спрощення технології можна застосовувати квалітет 8; у з'єднаннях, що допускають великі зазори, і для полегшення складання застосовують квалітети 9-12; допуски вільних розмірів призначаються за квалітетами 12-17. З огляду на зростання вимог до якості машин, останнім часом ширше використовують квалітети 6-8 замість більш грубих квалітетів, що застосовувалися раніше.

Основною причиною втрати працездатності серійно виготовлених машин є зниження точності в результаті зносу основних деталей і з'єднань. Тому в даний час розповсюджений метод призначення допусків і вибору посадок із зазором, заснований на гарантованих запасах точності експлуатаційних показників машин. Для цього на основні деталі й з'єднання призначають трохи завищені допуски, що повинні забезпечувати експлуатаційні показники машин (точність обертання шпинделя, переміщення супорта й ін.), а також компенсувати похибки виготовлення й складання.

Для успішної реалізації системи якості на підприємстві в умовах ринкової економіки дуже важливо узгодити вимоги конструкторської й технологічної документації з можливостями виробництва й, у кінцевому рахунку, забезпечити прибуток і конкурентоздатність виробу.

При поточному контролі якості в процесі виробництва при вивченні можливостей технологічних процесів, для аналізу роботи окремих виконавців і верстатів, а також для оцінки доцільності призначених допусків, при статистичному контролі якості застосовується метод гістограм. Докладно методика побудови гістограм і кривої розподілу, визначення її параметрів і коефіцієнтів точності наведена в підрозділі 1.3. Коефіцієнт K_T точності технологічного процесу визначають згідно з формулою

$$K_T = T / T_T,$$

де K_T – коефіцієнт точності технологічного процесу; T – допуск розміру поверхні деталі (за креслеником), оброблюваної за аналізованим

технологічним процесом; T_T – гарантований розмах варіювання розмірів, отриманий на основі гістограми.

У більшості випадків необхідна серйозна спільна робота зазначених вище фахівців, для чого проводиться ними експертиза пропозицій конструктора чи технолога.

Наприклад, у випадку показників якості, що відіграють велику роль для споживача, чи показників безпеки за пропозицією конструктора та чи інша технічна рада відносить ситуацію до позаштатної. Остаточне рішення повинен приймати керівник на основі розгляду питання на технічній раді після припрацювання зазначеними фахівцями. Для цієї ситуації допуск може призначатися жорсткіше бс, а процес супроводжується суцільним контролем і розбраковуванням. Підприємство повинно усвідомити, що в інтересах якості йде на визначені економічні втрати і надалі повинно намагатися модернізувати чи замінити технологічний процес, що створює позаштатну ситуацію.

У цілому такий крок технолога й адміністрації повинен привести у відповідність вимоги конструкторів і можливості технологічних процесів і виробництва.

1.7.3. Вибір невказаних граничних відхилів

Граничні відхилення, не зазначені безпосередньо після номінальних розмірів, а встановлені загальним записом у технічних вимогах кресленика, називаються *невказаними граничними відхиленнями*. Невказаними можуть бути тільки граничні відхилення відносно низької точності. Основні правила призначення таких граничних відхилів розмірів установлені в ГОСТ 25670-83.

Для лінійних розмірів, крім радіусів заокруглення й фасок, невказані граничні відхилення можуть бути призначені або за 12-17 класів за ГОСТ 25346-82 і ГОСТ 25348-82, або на основі спеціальних класів точності невказаних граничних відхилів, встановлених в ГОСТ 25670-83. Ці класи точності мають умовні найменування «точний», «середній», «грубий», «дуже грубий». Допуски за ними, що позначаються відповідно t_1 , t_2 , t_3 , t_4 , отримані грубим округленням допусків за 12, 14, 16 і 17-м класами при укрупнених інтервалах номінальних розмірів.

Згідно з ГОСТ 25670-83 допускаються чотири варіанти призначення невказаних граничних відхилів лінійних розмірів, що представлені нижче на прикладі 14-го класу точності за ГОСТ 25346-82 і середнього класу точності t_2 за ГОСТ 25670-83.

1. H14, h14, $\pm IT14/2$ (чи H14, h14, $\pm t_2/2$);
2. $+t_2$, $-t_2$, $\pm t_2/2$;
3. $\pm IT14/2$ (чи $\pm t_2/2$);

4. $\varnothing H14, \varnothing h14, \pm IT14/2$ (чи $\varnothing H14, \varnothing h14, \pm t_2/2$).

Примітка. Умовні позначки $\varnothing H14, \varnothing h14$ у варіанті 4 відносяться тільки до внутрішньої і зовнішньої поверхонь тіл обертання.

Допускається доповнювати умовні позначки словами, що пояснюють, наприклад, «Невказані граничні відхилення розмірів отворів за H14, валів за h14, решта $\pm t_2/2$ ».

Класифікація конструктивних елементів деталей за трьома групами (вали, отвори й елементи, що не відносяться до валів і отворів) показана на рис. 1.101.

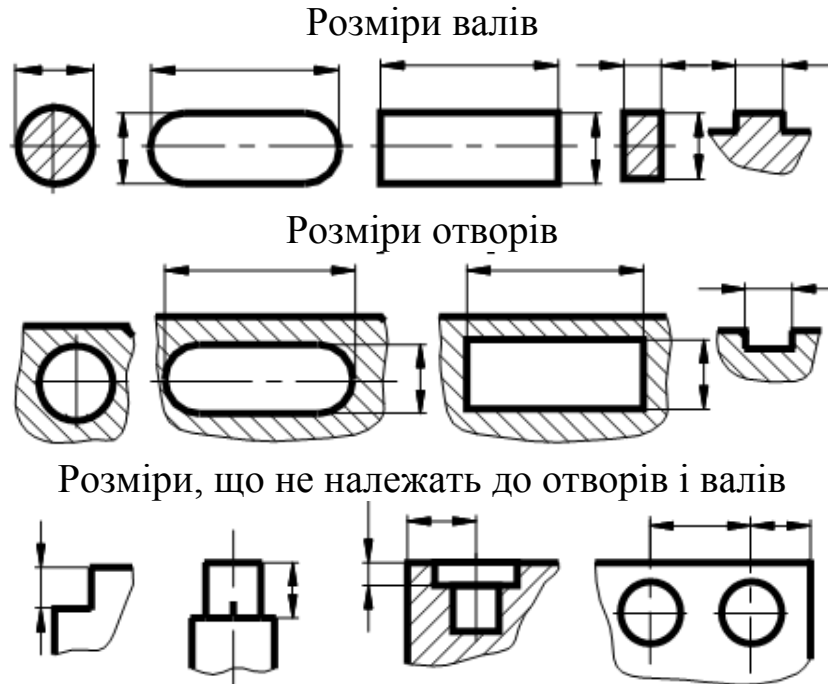


Рис. 1.101. Класифікація конструктивних елементів за трьома групами

До розмірів третьої групи відносяться уступи, глибини отворів, висоти виступів, відстані між осями отворів чи площинами симетрії, розміри, що визначають розташування осей чи площин симетрії елементів (отворів, пазів, виступів).

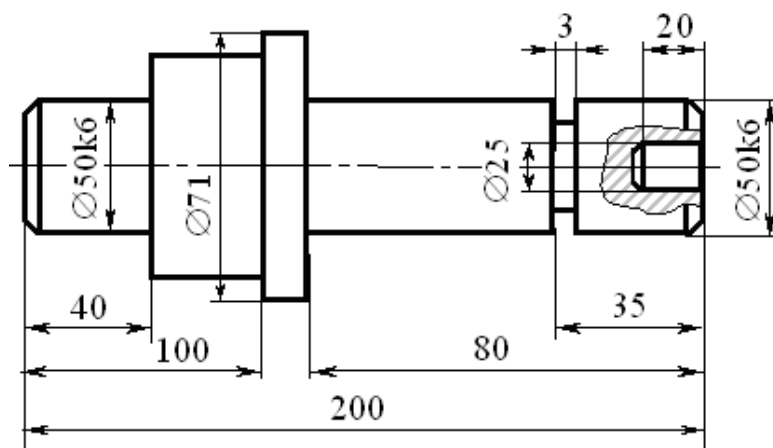


Рис. 1.102. Ескіз вала

35 js14, 20 js14, а у випадку варіанта 4: $\varnothing 25H14, \varnothing 71h14$, всі інші розміри

На рис. 1.102 представлений ескіз вала з деякими розмірами. Якщо в технічних вимогах до кресленника зроблений запис згідно з варіантом 1, то розміри з неказаними полями допусків варто розуміти так: $\varnothing 25H14, 3H14, \varnothing 71h14, 200 h14, 100js14, 80 js14, 40 js14,$

– з полем допуску $\pm IT14/2$ (порівняйте поля допусків розмірів 3 і 200 за обома варіантами).

Оформлення запису про розміри з невказаними граничними відхилами в робочому кресленнику деталей ISO 2768-mK.

Невказані граничні відхили лінійних розмірів обумовлюють окремим загальним записом у технічних вимогах кресленника, причому рівень точності для різних елементів повинен бути єдиним, тобто посилання може бути тільки на один квалітет, один клас точності або один квалітет і відповідний йому клас точності. При необхідності, відхил по інших квалітетах (більш грубим або більш точним) варто вказувати біля номінальних розмірів. Для поверхонь металевих деталей, що оброблюються різанням, у машинобудуванні рекомендують 14-й квалітет і клас точності середній; у приладобудуванні частіше використовують 12-й квалітет і клас точний.

Стандарт не передбачає переважного застосування того або іншого варіанта призначення невказаних граничних відхилів розмірів. Вибір варіанта залежить від конструктивних і технологічних вимог і пов'язаний із практикою конструювання. Багато фахівців віддають перевагу першому варіанту, тому що однобічне («у тіло») розташування допуску на розміри призводить до зниження маси деталей і економії матеріалів, гарантує легкість збирання, забезпечує уніфікацію технологічних процесів, розмірів заготовок, інструментів і калібрів, що застосовуються для однотипних елементів як з незазначеними так і зазначеними граничними відхилами. По цих же причинах не рекомендуються інші варіанти. Третій варто застосовувати у випадках, коли в результаті розрахунку розмірного ланцюга або за умовами обробки (формоутворення) всі розміри повинні мати симетричні відхили.

1.7.4. Характеристика основних видів найпоширеніших посадок

Призначення і приклади використання посадок з натягом. Посадки з натягом призначені для одержання нероз'ємних з'єднань з високою точністю центрування, у яких відносна нерухомість деталей при роботі механізму забезпечується тільки за рахунок сил тертя, що виникають на контактних поверхнях під дією пружних деформацій, що створюються натягом. При гострій потребі (аварійні поломки) з'єднання можна розпресувати і знову запресувати, але одну з деталей (звичайно вал) виготовляють знову. Простота конструкції і збирання роблять ці посадки широко розповсюдженими у машинобудуванні. Стандартом передбачено для розмірів від 1 до 530 мм 13 переважних посадок у системі отвору і 6 у системі вала.

H7/p6, P7/h6, H6/p5 – характеризуються мінімальними гарантованими натягами й використовуються для тонкостінних деталей,

чутливих до навантаження. Посадки утворюються за допомогою невеликих осьових зусиль. Посадки забезпечують високий ступінь центрування деталей. У відповідальних випадках використовують додаткове кріплення (штифти, шпонки). За необхідності такі з'єднання легко розібрати.

H6/p5 використовують для закріплення тонкостінних втулок у корпусі, встановлювальних кілець на валу електродвигуна, зубчатих втулок коробок швидкостей металорізальних верстатів. Ці посадки застосовують, коли крутні моменти або осьові зусилля невеликі, переважно при статичних навантаженнях (опорні штири, настановні пальці в пристосуваннях, втулки, кільця, клапанні сідла в корпусах тощо.).

Посадки із середньою величиною натягу типу **H/r**, **H/s**, **H/t** використовуються найчастіше тому, що гарантують передачу значних крутних моментів і зусиль без додаткового кріплення.

H7/r6 – служать для з'єднання втулок з корпусом кондуктора, закріплення зубчастих коліс на валах коробок швидкостей, встановлення бронзових вінців черв'ячних коліс, з'єднання фіксаторів і упорів з корпусами пристроїв.

H7/s6, **H6/s5** – для з'єднання центральної колони крана з основою; при помірних щодо спокійних навантаженнях (втулки вальниць ковзання в отворах зубчастих коліс, шківів, різних важелів, головки шатунів, поршневих насосах і ін.). У деяких випадках їх використовують із додатковим кріпленням для з'єднань, що сприймають важкі навантаження, коли інші посадки не припустимі за умовами міцності деталей. Ці посадки передбачені для деталей високої точності (вали квалітетів 5...7, отвору – 6...7).

Посадки типу **H/u**, **H/x**, **H/z** призначені для передачі більших зусиль і моментів при тяжких умовах роботи, коли на з'єднання діють великі, у тому числі динамічні, навантаження (вагонні колеса на осях, бронзові вінці зі сталевими маточинами черв'ячних коліс). Вони характеризуються великими гарантованими натягами і використовуються без додаткового кріплення. Посадки цієї групи звичайно не розраховують. Рекомендується експериментальна перевірка призначених посадок. Збільшення визначеності характеру посадки, зменшення коливання величини натягу й зниження рівня N_{\max} досягають шляхом сортування деталей по дійсних розмірах і селективній зборці.

H7/u7, **H8/u8** – з розглянутих посадок набули найбільшого застосування для закріплення вагонних коліс на осі, з'єднання встановлювальних штифтів в верстатних пристроях, закріплення з'єднувальних муфт на кінцях валів. установочних штифтів з корпусами верстатних пристосувань, закріплення сполучних муфт на кінцях валів;

H7/u7 – для з'єднання маточини і вінця черв'ячного колеса, втулок вальниць ковзання і інших виробів машинобудування. Збірка деталей, як правило, здійснюється тепловим методом (втулку нагрівають, вал охолоджують). Якщо під час нагрівання з'являються окалина, то з'єднання є абсолютно нерознімним.

H8/x8, H8/z8 – у нерознімних з'єднаннях, що працюють у знакозмінному режимі при наявності ударів і вібрацій, сприймають великі навантаження без додаткового кріплення.

Призначення і приклади використання перехідних посадок. Перехідні посадки призначені переважно для нерухомих з'єднань з високою точністю центрування. У перехідних посадках поля допусків сполучених деталей (отвору й вала) частково перекриваються і в з'єднанні можливе поява як зазору, так і натягу. Величина максимального натягу значно менша, ніж у нерухомих посадок і збирання деталей відбувається за допомогою невеликих поштовхів. Найбільший можливий у з'єднанні зазор теж невеликий. Він не погіршує помітно центрування. Для забезпечення нерухомості використовують додаткові деталі (шпонки, штифти, стопорні болти або ін.). Для нормальної роботи з'єднань - припустимі лише незначні коливання параметрів, тому ці посадки встановлені лише в точних квалітетах (4-8), при яких визначеність характеру посадки втримується жорстко. При великій кількості збірок розсіювання параметрів з достатнім ступенем наближення підпорядкується закону нормального розподілу. Площі під кривими розподілу відповідають ймовірності одержання при збиранні з'єднань відповідно натягу чи зазору. На рис. 1.103 наведені також значення середньоїмовірних параметрів $N_{сер}$, $S_{сер}$.

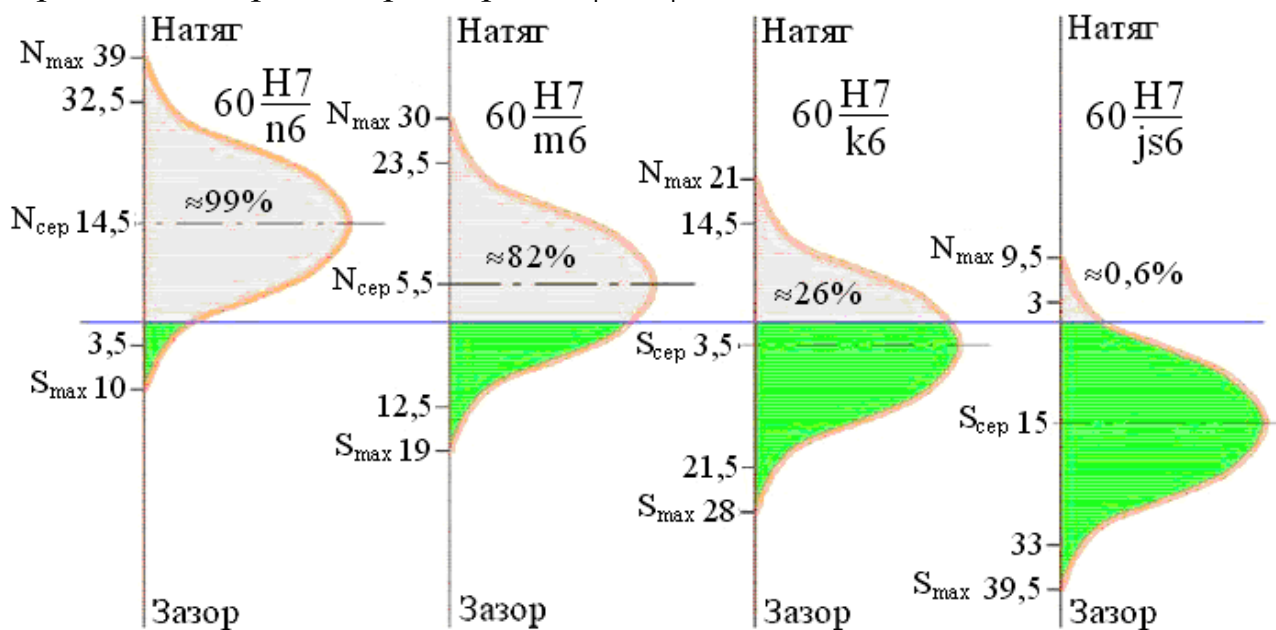


Рис. 1.103. Схема ймовірного розподілу характеру з'єднань у перехідних посадках

Розрахунок перехідних посадок зводиться до визначення значення середньоїмовірного параметра (натягу, зазору) і очікуваного відсотка (від загальної кількості) з'єднань із натягами або зазорами при заданих умовах.

В основу розрахунку покладений ряд допущень: розсіювання дійсних розмірів деталей підпорядкується закону нормального розподілу (закону Гауса); теоретичне розсіювання дорівнює допуску деталі, а центр розсіювання збігається із серединою поля допуску. З теорії ймовірностей відомо, що якщо прості події (дійсні розміри деталі) підпорядковуються закону нормального розподілу, то й результат їхніх довільних сполучень (складні події, посадки із цілком певними значеннями натягу або зазору) також підкоряються цьому закону. Центр розподілу складної події знаходять шляхом алгебраїчного підсумовування відповідних центрів простих подій (відхилів середин полів допусків деталей), а величину розсіювання визначають шляхом квадратичного підсумовування середньоквадратичних відхилів простих подій. На практиці центри розсіювання дійсних розмірів нерідко зміщені убік прохідної межі, внаслідок чого фактично відсоток з'єднань із зазорами виходить трохи менше, а ступінь забезпеченої співвісності вище розрахункової.

Граничні зазори й натяги, підраховані на основі граничних відхилів, малоймовірні. При ймовірнісних розрахунках допускається певний відсоток виходу параметрів з'єднань за розрахункові значення ($\approx 0,27\%$). Це дозволяє без шкоди для якості з'єднання розширити допуски деталей приблизно на 25...35 %, здешевити виробництво, використати більше розповсюджену посадку. Цей метод є неприйнятним для відповідальних з'єднань, пов'язаних з безпекою персоналу.

Посадки типу **H/js** і **Js/h** у з'єднаннях майже завжди (в 99% випадків) дають зазор. Їх застосовують, коли збирання (розбирання) деталей відбувається у важкодоступних місцях виробу або при відносно великій довжині сполучення, а також для з'єднань, що вимагають особливо частої зборки-розбирання, наприклад, для змінних деталей. Задовільне центрування може бути досягнуто тільки при малих навантаженнях. Поле допуску **Js** має симетрично розташовані відхилення, які дорівнюють половині допуску і розташовані симетрично нульової лінії ($\pm IT/2$). Поле допуску використовується в усіх 19 квалітетах.

H7/js6 використається в змінних зубчастих колесах на валах, знімних шківках і муфтах тощо. Посадку **H7/js6** часто використовують як посадку центрування замість **H6/h5** (її легше виготовити, а зазори, які отримуються в з'єднанні, приблизно однакові).

Посадку **H8/js7** застосовують при більш низьких вимогах до точності.

Посадки **H/k**, **K/h** мають у середньому нульові значення характеристик, забезпечують гарне центрування деталей і їх легке збирання й розбирання з'єднання. Ці посадки часто застосовують для зубчастих коліс, шківів, муфт, важелів. Імовірність натягу та зазору приблизно однакова (50/50). Посадки цієї групи мають широке розповсюдження.

Посадки підвищеної точності **H5/k4**, **H6/k5** мають обмежене застосування (у відповідальних з'єднаннях, високоточних приладах). Для з'єднання зубчастих коліс, зірочок, шківів, муфт із валами використовують переважну посадку **H7/k6** (передача моменту забезпечується шпонками, штифтами, гвинтами). При знижених вимогах до точності центрування може використовуватись **H8/k7**.

Посадки типу **H/m** характеризуються значно більшою ймовірністю появи в з'єднанні натягу (близько 95%). Це робить збирання й розбирання з'єднання більше складними, ніж при посадках **H/k**. Помітні крутні моменти передають за допомогою додаткового кріплення. Ці посадки застосовують для різноманітних з'єднань, що несуть статичні або невеликі динамічні навантаження. Розбирання їх проводиться дуже рідко. Середня ймовірність натягу 95%.

Посадки **H5/m4**, **H6/m5**, **H7/m6**, **H8/m7** використовують для закріплення штифтів, з'єднання тонкостінних втулок з валами тощо.

Посадки **H/n**, **N/h** – застосовують для з'єднань, які або зовсім не розбирають, або розбирають тільки при капітальному ремонті, мають у з'єднанні переважно натяг ($\approx 99\%$). Вони придатні в з'єднаннях при великих зусиль, при вібраційних і ударних навантаженнях, а також у випадку тонкостінних деталей, що не дозволяють застосовувати додаткове кріплення (постійні кондукторні втулки й настановні штирі в пристосуваннях, втулки вальниць ковзання тощо). Ці посадки забезпечують високий ступінь співвісності.

Посадки **H5/n4**, **H6/n5**, **H7/n6** і **H8/n7** призначені для з'єднання кондукторних втулок з корпусом, муфт на валах електродвигунів, черв'ячних коліс на валах і т.д.

Призначення і приклади використання посадок з зазором. Зазор забезпечує можливість відносного переміщення зібраних деталей. В системі отвору існує 40 посадок з зазором (з них 11 переважних), 29 в системі валу, в тому числі 6 переважних. Посадки призначають з досвіду експлуатації, враховуючи різноманітність конструктивних варіантів сполучень матеріалів, швидкість відносного переміщення, коливання температурного режиму роботи з'єднання, вимоги до точності центрування.

Посадки **H/a**, **H/b**, **H/c**, **A/h**, **B/h**, **C/h** передбачені в 11–12 квалітетах для деталей низької точності з метою компенсації температурних

деформацій, похибок виготовлення та складання. Вони характеризуються великими гарантованими зазорами й призначені для з'єднань деталей двигунів внутрішнього згорання, компресорів, турбін і інших теплових машин, у яких робоча температура різко відрізняється від навколишньої, існують теплові деформації сполучених деталей, властивості яких значно різняться. Посадки цієї групи застосовують з метою компенсації відхилів розташування поверхонь сполучених деталей, компенсації похибок збирання, температурних деформацій тощо.

H8/c8* використовують при великому гарантованому зазорі, для вальниць ковзання, при існуванні перепаду температур і великій різниці коефіцієнтів лінійного розширення. При визначенні посадок необхідно враховувати відношення L/d . Чим воно менше, тим менше буде потрібен найменший зазор.

*Переважні посадки виділено жирним шрифтом.

Посадки **H/d, D/h** передбачені у квалітетах нормальної й зниженої точності. Посадки типу **H/d** забезпечують великий мінімальний зазор і служать в основному для компенсації похибок зборки або температурних деформацій. Вони застосовуються й при напружених режимах роботи, довгих з'єднаннях ($l/D=1,5$), для деталей машин, де рухливість з'єднань повинна забезпечуватись для всіх випадків експлуатації.

H11/d11, H10/d10, H9/d9 – використовують при малій точності рухомих з'єднань; для вальниць ковзання невідповідальних машин. Посадка використовується для монтажу привідних валів у вальницях, для з'єднання шківів з консольними валами.

H7/d8, H8/d8 призначають для точних з'єднань, що працюють при значному перепаді температур і важких режимів (вальниці турбін, валки прокатних станів).

Посадки **H/e** забезпечують стійкий гарантований зазор. Вони використовуються: для сполучень деталей, які працюють в умовах високої швидкості обертання; при значній довжині з'єднання; для валів, які мають кілька опор.

H8/e9, H9/e8 і H9/e9 посадки зниженої точності використовують в вальницях ковзання невідповідальних машин.

H7/e7, H8/e8 посадки використовують в легкоходових з'єднаннях, які працюють при рідинному змащуванні, для сполучення швидкісних валів, при значній довжині сполучення, багатоопорних валів, в опорах турбогенераторів, опор відцентрових насосів, в вальницях корінних шийок валів і розподільчого вала двигунів внутрішнього згорання.

Посадки **H/f, F/h** забезпечують помірні гарантовані зазори, достатні для вільного обертання в вальницях ковзання при легких і середніх режимах роботи (вальниці валів коробок передавачів різних верстатів, електродвигунів, відцентрових насосів).

H6/f6 - високоточна посадка для прецизійних машин і механізмів (застосовується рідко).

H7/f7 - використовуються в вальницях ковзання малих електродвигунів середньої швидкості обертання, поршневих компресорах, коробках швидкостей двигунів внутрішнього згорання, з'єднання шатуна з пальцем кривошипу, для проміжних валів з насадними зубчастими колесами. Гарантують зазор, достатній для відносного обертання з'єднаних деталей, з середньою швидкістю.

H8/f8, H8/f9, H9/f8, H9/f9 посадки застосовують при менших вимогах до точності центрування (не дуже чутливі до збільшення зазору). Використовують їх у виробках важкого машинобудування, для валів з кількома опорами, а також для поршнів деяких насосів, для з'єднання з валами проміжних шківів, зчіпних муфт, для вальниць ковзання зі збільшеною довжиною сполучення.

Посадки типу **H/g** гарантують невеликий зазор, що забезпечує взаємне відносне осьове переміщення сполучених деталей при збереженні високої точності центрування. Вони дуже чутливі до збільшення зазору, тому застосовуються тільки в точних квалітетах (вали квалітетів 4...6, отвору 5...7). Посадки мають мінімальні гарантовані зазори й застосовуються, в основному, для забезпечення точного й плавного зворотно-поступального руху (штовхальники клапанів і стрижні самих клапанів у відповідних втулках, повзуни напрямних довбальних верстатів, шпинделі ділильних голівок і ін.). У системі отвору рекомендовано три посадки: **H5/g4, H6/g** і **H7/g6**. Використовуються в з'єднаннях напрямних шпинделів точних верстатів, рухомих зубчастих коліс на валах коробок швидкостей, золотникові і плунжерні пари гідроприводів).

Посадки типу **H/h** використовують найчастіше інших. Вони є у всіх квалітетах (з 4 по 12). Ця група посадок забезпечує мінімально гарантований зазор у з'єднанні (дорівнює нулю). Їх застосовують переважно для з'єднань із точним центруванням деталей, коли відносне переміщення цих деталей служить для встановлювання, перемикання, регулювання взаємного розташування сполучених деталей, налагодження виробу і його складових частин (піноль у корпусі задньої бабки, швидкозмінні кондукторні втулки, муфти перемикання на напрямній шпонці). Їх використають також при частому розбиранні вузла, для центрування деталей, що з'єднують нерухомо, якщо вимоги до його точності невеликі. Ці посадки з додатковим кріпленням іноді використовують для нерухомих з'єднань при необхідності їх особливо частого розбирання (змінні деталі) або при "грубих" квалітетах, починаючи з 8-го, замість перехідних посадок (центруючі буртики фланців і корпусів, кришки сальників, зірочки тягових ланцюгів на валах і ін.). В окремих випадках ці посадки призначають для з'єднань, у яких рух

відбувається хоча й безупинно, але з низькою швидкістю або невеликою амплітудою (вальниці ковзання ходових гвинтів верстатів, з'єднання шатуна з поршневим пальцем тощо.).

H10/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12 - посадки зниженої точності призначені для невідповідальних з'єднань, центрування фланців і кришок тощо.

H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9 призначені для машин і механізмів зниженої точності, де не потрібно точного центрування. Вони забезпечують легкість зборки й регулювання вузла. З такими посадками встановлюють змінні шківів й шестірні на валах машин.

H8/h7 - для поверхонь центрування при більш низьких вимогах до співвідносності. Вона забезпечує легкість зборки й регулювання вузла.

H7/h6 при менш жорстких вимогах до точності центрування (наприклад: змінних зубчастих коліс, корпусів вальниць, змінних кондукторних втулок). Її застосовують при високих вимогах до центрування, коли розбирання відбувається часто або в з'єднання, що регулюються, наприклад, змінні зубчасті колеса на валах металорізальних верстатів.

H6/h5 - при високих вимогах до точності центрування (піноль корпусу задньої бабки токарного верстата, вимірювальних зубчастих коліс); для пар з точним центруванням, в яких допускається повертання та поздовжнє переміщення деталей при регулюванні. Використовують замість перехідних. Для деталей обертання використовують при малих швидкостях та навантаженнях.

H5/h4 і **H6/h5** - посадки застосовують при особливо високих вимогах до точності центрування (еталонні зубчасті колеса на шпинделях вимірювальних приладів, з'єднання пінолі з корпусом задньої бабки токарного верстата). Застосовуються рідко.

1.7.5. Приклади розв'язання задач посадок з гарантованим натягом

Різноманітність факторів, що обумовлюють міцність з'єднання (матеріал, розміри й конфігурація деталей) параметри посадок з натягом обов'язково розраховують. Основне завдання розрахунку – визначити мінімально необхідний натяг N_{\min} , що забезпечує міцність з'єднання в умовах максимально можливого навантаження, і максимально припустимий натяг N_{\max} , обумовлений міцністю деталей (втулка або маточина може лопнути, тонкостінний вал – зім'ятися).

Можливі й інші задачі: визначення найбільшого навантаження, яке допустимо для визначеної посадки; обчислення напруг і деформацій у деталях пресового з'єднання; знаходження зусиль запресування (розпресування) при силовому способі збирання або температурного

перепаду при використанні тепла під час збирання. З'єднання з натягом, отримані таким чином, за інших рівних умов міцніше з'єднань, ніж ті, що отриманні збиранням з використанням силових методів. Тепловий спосіб застосовують також для з'єднання деталей більших діаметрів і малої довжини, коли під пресом можуть вийти перекося. Температура нагрівання звичайно коливається від 75 до 450°C. Охолодження вала застосовують, коли нагрівання охоплюючої деталі неприйнятно, наприклад, якщо втулка загартована або має покриття. Охолодження роблять твердою вуглекислою (-75 °C), в аміачному рефрижераторі (-120 °C), рідким повітрям (-190 °C). Створюваний у такому випадку запас точності перетворюється в запас міцності при аварійному збільшенні навантажень або, наприклад, ослабленні сполучення при повторному збиранні.

При розрахунку, посадки з натягом, конструктор розраховує мінімальну величину натягу, на основі значення крутного моменту, переданого з'єднанням і необхідному для його нормальної роботи. Величина максимального натягу обмежується міцністю з'єднаних деталей, які можуть зруйнуватися при призначенні необґрунтованого N_{max} . Коли N_{min} і N_{max} установлені, знаходять допуски посадки, а також граничні розміри вала й отвору, визначають квалітети виготовлення сполучених деталей. Іноді для вала й отвору призначають один квалітет, а іноді для отвору передбачають більший допуск, з огляду на складність його обробки й контролю, тобто виконують його з допуском на один квалітет грубіше. Помилки й неточності розрахунку можуть привести до неправильної роботи з'єднання або навіть руйнуванню деталей при збиранні. Тому при виборі посадок з натягом рекомендують здійснювати їхню експериментальну перевірку.

При розробці з'єднань із натягом варто враховувати наступне: зминання нерівностей особливо сильно спотворює натяги при відносно невеликих діаметрах, коли допуски малі; похибки форми сполучених поверхонь впливають на характер розподілу напруг і міцність з'єднання в цілому, що зумовлює призначення меншої ніж звичайно, шорсткості поверхні.

Якщо деталі з'єднання з натягом виконані з матеріалів із різними коефіцієнтами лінійного розширення й робоча температура зазначеного з'єднання помітно відрізняється від нормальної, то під час роботи механізму або машини в з'єднанні буде відбуватися зміна натягу. У процесі роботи з великими обертами зменшення натягу можливо внаслідок дії відцентрових сил (диски парових і газових турбін). У зазначених випадках розраховані натяги корегують.

Посадки, підібрані в результаті розрахунку, у всіх відповідальних випадках або при значному числі збірок, варто попередньо

експериментально перевіряти. Однорідність пресових з'єднань обумовлюється технологією процесу запресовування (склад і кількість мастильного матеріалу, швидкість запресовування, температурні умови). При збиранні з'єднання під пресом рекомендується змащувати поверхні мастилом. Швидкість запресування рекомендують вибирати в межах від 0,12 до 0,3 м/хв. Посилання на формули у прикладах даються із літературного джерела [9].

Приклад 1. Розрахувати посадку з натягом зубчастого колеса на тихохідний вал редуктора за такими вихідними даними: крутний момент, що передається $T = 600 \text{ Н} \cdot \text{м}$; номінальний діаметр з'єднання $D = 110 \text{ мм}$; діаметр свердління у вала $d_1 = 85 \text{ мм}$; діаметр маточини $D_2 = 170 \text{ мм}$; довжина сполучення $l = 120 \text{ мм}$. Матеріал зубчастого колеса і вала сталь 40 ГОСТ 1050-92, HB = 170 – 210.

Розрахункову схему посадки з натягом наведено на рис. 6.43 [3].

Найменший питомий тиск у площі контакту вала і втулки визначаємо за формулою (7.13) [9]:

$$p = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot D^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 600}{3,14 \cdot 0,11^2 \cdot 0,12 \cdot 0,07} \cdot 10^{-6} = 3,76 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт тертя за механічного запресування за табл. 1 Додатку Д прийнятий рівним $f = 0,07$.

Геометричні коефіцієнти C_D і C_d визначаються за формулами (7.16) [9]:

$$C_D = \frac{1 + (0,11/0,17)^2}{1 - (0,11/0,17)^2} + 0,30 = 2,74; \quad C_d = \frac{1 + (0,085/0,110)^2}{1 - (0,085/0,110)^2} - 0,30 = 3,37.$$

Коефіцієнти Пуассона для матеріалу втулки і вала за табл. 2 Додатку Д рівні: $\mu_D = \mu_d = 0,30$.

Потрібну деформацію деталей з'єднання визначимо за формулою (7.12) [9]:

$$\delta = p \cdot D \cdot \left[\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right] \cdot 10^6 = 3,76 \cdot 10^6 \cdot 0,11 \cdot \left(\frac{2,74}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{3,37}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 10^6 = 12 \text{ мкм}.$$

Модулі пружності матеріалу отвору і вала за табл. 2 Додатку Д прийняти рівними $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

Поправку на змінання мікронерівностей отвору і вала визначаємо за формулою (7.13) [9]:

$$U = k_D \cdot R_{ad} + k_d \cdot R_{ad} = 5 \cdot 1,6 + 6 \cdot 0,8 = 12,8 \text{ мкм}.$$

За табл. 5 Додатку Д приймаємо точність для виготовлення втулки – 7-й квалітет, а вала – 6-й, знаходимо значення $R_{aD} = 1,6 \text{ мкм}$ і $R_{ad} = 1,6 \text{ мкм}$, а коефіцієнти $k_D = 5$ і $k_d = 6$.

Мінімальний натяг, потрібний для передачі заданого навантаження, визначаємо за формулою (7.19) [9]:

$$N_{\min} = \delta + U = 12 + 12,8 = 24,80 \text{ мкм}.$$

Максимальний тиск, що допускається міцністю матеріалу отвору, знаходимо за формулою (7.22) [9]:

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_{TD} \cdot \left[1 - \left(\frac{D}{D_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 790 \cdot 10^6 \left[1 - \left(\frac{0,11}{0,17} \right)^2 \right] = 230 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Тут значення межі текучості матеріалу отвору за табл. 5 Додатку Д приймаємо $\sigma_{TD} = 790 \text{ МПа}$.

Максимальну деформацію, що допускається міцністю матеріалу отвору, знаходять за формулою (7.21) [9]:

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \cdot \delta}{p} = \frac{230 \cdot 10^6 \cdot 12}{3,76 \cdot 10^6} = 736 \text{ мкм}.$$

Максимальний натяг, що допускає міцність матеріалу отвору, знаходимо за виразом (7.20):

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + U = 736 + 12,80 = 748,80 \text{ мкм}.$$

Вибираємо стандартну посадку, відповідну умові (7.23) [9]:

$N_{p\min} \geq N_{\min}$; $N_{p\max} \leq N_{\max}$. За даними табл. 4 Додатку Д маємо посадку $\varnothing 110H7/s7$, у якій $N_{p\max}^{ct} = 97 \text{ мкм}$, $N_{p\min} = 47 \text{ мкм}$.

Схему полів допусків посадки $\varnothing 110H7/s7$ наведено на рис. 1.104.

Приклад 2. Косозубе колесо передає на вал крутний момент $T = 547 \text{ Н}\cdot\text{м}$. У зачепленні діють сили: колова $F_t = 5041 \text{ Н}$, радіальна $F_r = 1876 \text{ Н}$, осьова $F_a = 1081 \text{ Н}$. До консольного кінця вала прикладена сила $F_k = 1190 \text{ Н}$. Схема навантаження вала і епюри моментів показано на рис. 1.105. Матеріал колеса – сталь 40ХН, твердість $HV=235-262$. Вал суцільний $d = 48 \text{ мм}$, діаметр маточини $D = D_2 = 85 \text{ мм}$, довжина сполучення $l = 56 \text{ мм}$.

Складання здійснюється нагріванням колеса. Підібрати посадку для передачі заданого навантаження. Коефіцієнт запасу зчеплення прийнятий $k = 3,14$.

Згинальний момент вала у торця колеса (переріз А-А рис. 1.105):

$$M_{зг} = \sqrt{(38,7 + 26)^2 + 70^2} + 70,1 = 165,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Питомий тиск, необхідний для передачі заданого навантаження:

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 547}{3,14 \cdot 0,048^2 \cdot 0,056 \cdot 0,14} = 6,05 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт тертя за складання з нагріванням (табл. 1 Додаток Д) приймаємо рівним $f = 0,14$.

Вал суцільний: $d=48$ мм, $d_1=0$; $d_m=d_2$ мм. По табл. 2 Додатку Д знаходимо (матеріал деталей сталь) $\mu_D = \mu_d = 0,30$; $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па.

Геометричні коефіцієнти C_D і C_d визначаємо за формулою (7.16):

$$C_D = \frac{1 + (0,048/0,085)^2}{1 - (0,048/0,085)^2} + 0,30 = 2,234; \quad C_d = 1 - 0,30 = 0,70.$$

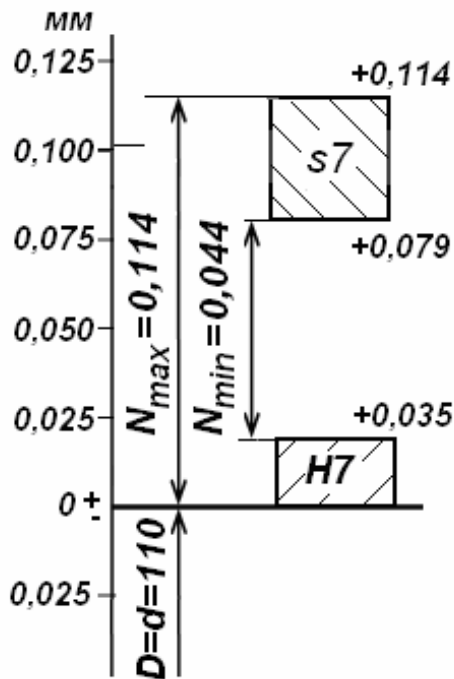


Рис. 1.104. Схема полів допусків посадки $\varnothing 110H7/s7$

Потрібна деформація деталей [формула (7.12)],

$$\delta = 6,05 \cdot 10^6 \cdot 0,048 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,234}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 40,61 \text{ мкм}.$$

Поправка на змінання мікронерівностей [формула (7.13)]:

$$U = k_D \cdot R_{ad} + k_d \cdot R_{ad} = 5 \cdot 1,6 + 6 \cdot 0,8 = 12,8 \text{ мкм}.$$

Прийнявши точність виготовлення за 8-м квалітетом, за табл. 3 Додатку Д знаходимо значення $R_{ad} = 1,6$ мкм і $R_{ad} = 0,8$ мкм, а коефіцієнти $k_D = 5$ і $k_d = 6$. Поправку на температурну деформацію для зубчастих коліс приймаємо рівною $\delta_t = 0$.

Мінімальний натяг, потрібний для передачі заданого навантаження, визначаємо за формулою (7.19):

$$N_{\min} = 40,6 + 12,8 = 53,4 \text{ мкм}.$$

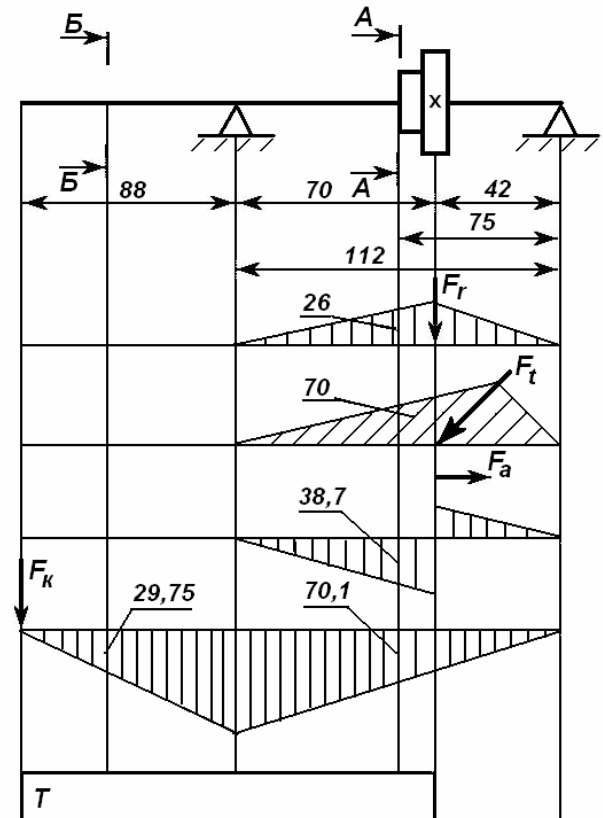


Рис. 1.105. Розрахункова схема і епюри моментів

Максимальний тиск, що допускається міцністю отвору, [формула (7.22)]:

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot 640 \cdot 10^6 \left[1 - \left(\frac{0,048}{0,085} \right)^2 \right] = 2,18 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Значення межі текучості матеріалу отвору приймаємо за табл. 5 Додатку Д приймаємо $\sigma_{TD} = 640 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Максимально допустима деформація деталей [формула (7.21)]:

$$[\delta]_{\max} = \frac{2,18 \cdot 10^8 \cdot 40,6}{6,05 \cdot 10^7} = 146,2 \text{ мкм}.$$

Максимальний натяг, що допускає міцність отвору (маточини колеса), знаходимо за виразом (7.20):

$$N_{\max} = 146,2 + 12,8 = 159 \text{ мкм}.$$

Вибираємо стандартну посадку, що відповідає умові (7.23).

За даними табл. 4 Додатку Д знаходимо придатну посадку $\text{Ø}48\text{H}8/\text{x}8$, у якої $N_{p\min} = 61 \text{ мкм}$ і $N_{p\max} = 117 \text{ мкм}$.

$$N_{p\min} = 61 \text{ мкм} > N_{\min} = 53,4 \text{ мкм}; \quad N_{p\max} = 117 \text{ мкм} < N_{\max} = 159 \text{ мкм}.$$

Температура нагрівання колеса [формула (7.26)]. За табл. 4 Додатку А основний відхил вала m при діаметрі $d = 48 \text{ мм}$ дорівнює 9 мкм , отже $Z_{\text{скл}} = 9 \text{ мкм}$. Для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_D = 20^\circ + \frac{117 + 9}{0,048 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 238 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ що допустимо.}$$

Приклад 3. Визначити необхідний натяг і температуру нагрівання сталеві півмуфти (рис. 1.106) для її з'єднання зі сталевим валом, що має конусність 1:10. Середній діаметр вала $d_{\text{сер}} = 42,2 \text{ мм}$. Зовнішній діаметр маточини півмуфти $d_2 = 80 \text{ мм}$. Довжина з'єднання $l = 50 \text{ мм}$. З'єднання навантажено крутним моментом $T = 547 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Згинальний момент у перерізі Б-Б (рис. 1.105), що збігається з торцем маточини півмуфти з боку, поверненому до опори, $M_{\text{зг}} = 29,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Коефіцієнт запасу зчеплення прийнятий рівним $k = 2,1$.

Знаходимо значення питомого тиску за формулою (7.32):

$$p = \frac{3kT}{\pi d_{\text{сер}} l f} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 547}{3,14 \cdot 0,042^2 \cdot 0,05 \cdot 0,14} = 88 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

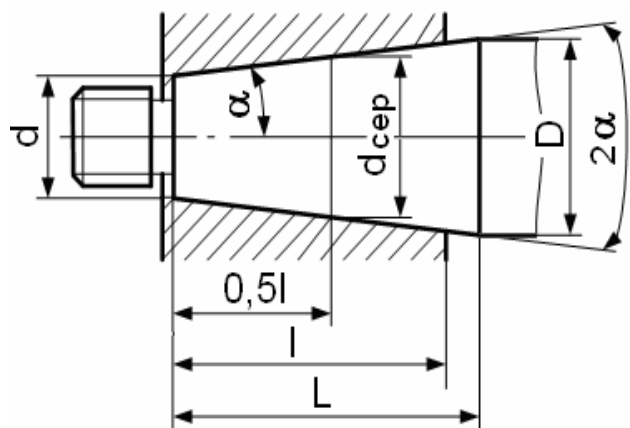


Рис. 1.106. Конусне з'єднання

За табл. 1 Додатку Д для складання з нагрівом $f = 0,14$.

Потрібна деформація деталей δ за формулою (7.12). За формулою (7.16) коефіцієнти $C_d = 1 - 0,3 = 0,7$ (вал суцільний) і

$$C_D = \frac{1 + (0,042/0,080)^2}{1 - (0,042/0,080)^2} + 0,30 = 2,06.$$

Коефіцієнти Пуассона за табл. 2 Додатку Д $\mu_D = \mu_d = 0,30$.

Модулі пружності $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па (матеріал півмуфти сталь, табл. 2, Додаток Д).

Деформація становитиме

$$\delta = p \cdot d_{\text{сее}} \cdot 10^6 \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 88 \cdot 10^6 \cdot 0,0422 \cdot 10^6 \left(\frac{2,06}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{0,70}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 48,6 \text{ мкм.}$$

Поправка на змінання мікронерівностей U за формулою (7.13). За табл. 3 Додатку Д, прийнявши точність виготовлення за 8-м квалітетом, знаходимо значення $R_{aD} = 1,6$ мкм і $R_{ad} = 0,8$ мкм, а коефіцієнти $k_D = 5$ і $k_d = 6$. $U = k_D \cdot R_{aD} + k_d \cdot R_{ad} = 5 \cdot 1,6 + 6 \cdot 0,8 = 12,8$ мкм.

Потрібний натяг визначаємо за формулою (7.19):

$$N = \delta + U = 48,6 + 12,8 = 61,4 \text{ мкм.}$$

Відносний натяг за формулою:

$$N / d_{\text{сеп}} = 61,4 / (42,2 \cdot 10^3) = 0,0014 > 0,001 \text{ мкм/м.}$$

Тобто, складання можна здійснити тільки нагріванням півмуфти. Значення температура нагріву півмуфти знаходимо за формулою (7.26):

$$t_D = 20^\circ + \frac{61,4 + 9}{0,0422 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 160^\circ \text{C}, [t_D] = 250^\circ \text{C.}$$

Основний відхил вала m для діаметра $d = 48$ мм за табл. 4 Додатку А дорівнює 9 мкм, тобто $Z_{\text{скл}} = 9$ мкм. Для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ °C.

Приклад 4. Вибрати посадку з натягом для з'єднання ($d = 185$ мм, ($d_1 = 110$ мм, $D_2 = 265$ мм, $l = 170$ мм), що працює без вібрацій і навантажене осьювою силою $F_a = 392$ кН. Деталі виготовлені зі сталі 40 ($E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\sigma_T = 313$ МПа), параметри шорсткості $R_{zD} = 8$ мкм, $R_{zd} = 7$ мкм. Робоча температура деталей з'єднання близька до температури збирання, яке проводять за нагріванням деталі, що охоплює, тому приймаємо $f = 0,14$ (табл. 1 Додатку Д).

Існуючий метод розрахунку. Найменший розрахунковий натяг визначаємо за формулою:

$$N_{\text{min}}^{\text{розн}} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_H \cdot l \cdot f_1} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \cdot 10^6;$$

$$N_{\min}^{\text{розр}} = \frac{392 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,185 \cdot 0,170 \cdot 0,14} \left(\frac{3,32}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 10^6 = 128 \text{ мкм}.$$

Коефіцієнти C_D і C_d визначаються за формулою (7.16):

$$C_D = \frac{1 + (0,185/0,265)^2}{1 - (0,185/0,265)^2} + 0,30 = 3,32; \quad C_D = \frac{1 + (0,110/0,185)^2}{1 - (0,110/0,185)^2} - 0,30 = 1,83,$$

а коефіцієнти Пуассона для деталей прийняти $\mu_D = \mu_d = 0,30$.

Поправку на змінання нерівностей деталей визначаємо за формулою:

$U = 2k(R_{zD} + R_{zd}) = 2 \cdot 0,4(8 + 7) = 12 \text{ мкм}$. Тут коефіцієнт k за нагріванням деталі, що охоплює, приймається рівним 2.

Найменший функціональний натяг, за якого забезпечується міцність з'єднання, дорівнює:

$$N_{\min F} = N_{\min}^{\text{розр}} + U = 128 + 12 = 140 \text{ мкм}.$$

Ближчою посадкою, що забезпечує цей натяг згідно з табл. 4 Додатку Д є $\text{Ø}185\text{H}7/\text{u}7$, для якої $N_{\min \text{ст}} = 190 \text{ мкм}$, $N_{\max \text{ст}} = 282 \text{ мкм}$. Схему розташування полів допусків обраної посадки наведено на рис. 1.107, а.

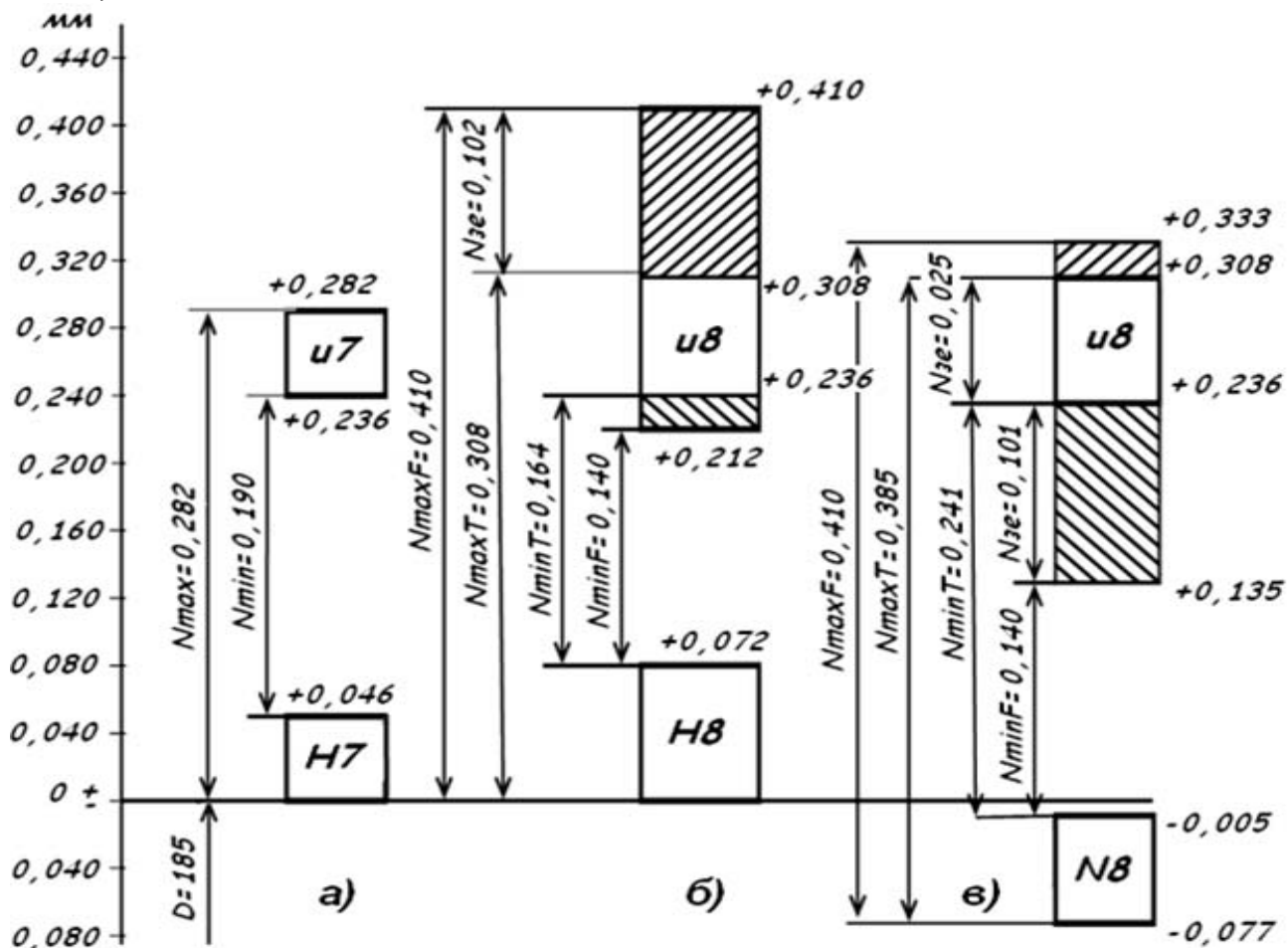


Рис. 1.107. Схема розташування полів допусків за розрахунку посадок з натягом

Надалі перевіряємо міцність з'єднаних деталей за найбільших табличних натягах $N_{\max \text{CT}}$. Для цього знаходимо тиск за названого натягу:

$$p = \frac{N_{\max \text{CT}}}{d \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} = \frac{282 \cdot 10^{-6}}{0,185 \cdot 10^6 \left(\frac{3,22}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)} = 62,2 \text{ МПа}.$$

Згідно з умовами (1.39) і (1.40) [7] допустимий тиск:

– на контактній поверхні втулки

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \sigma_T \left[1 - (d_n / D_2)^2 \right] = 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \left[1 - (0,185 / 0,265)^2 \right] = 93,2 \text{ МПа};$$

– на поверхні вала

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \sigma_T \left[1 - (d_1 / d_n)^2 \right] = 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \left[1 - (0,110 / 0,185)^2 \right] = 117,7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності складається за відсутності пластичної деформації на поверхнях деталей, що контактують. Це забезпечується за $p < p_{\text{доп}}$. Порівняння допустимого тиску $p_{\text{доп}}$ з тиском, який виникає за найбільшого стандартного натягу, показує, що є запас міцності втулки, рівний $(93,2 / 62,2) \approx 1,5$ і вала $(117,7 / 62,2) \approx 1,9$.

За перевантаження деталі з'єднання не руйнуються, а роз'єднуються, тому створений таким методом розрахунку запас міцності з'єднаних деталей є фіктивним; це – недолік даного методу розрахунку.

Другий метод розрахунку. Посадку слід вибрати не за натягом, який визначено за сприйнятими з'єднаннями осьової сили або крутного моменту, а за найбільш допустимим натягом, знайденим із умови міцності з'єднаних деталей за формулою:

$$N_{\max}^{\text{доп}} = p_{\text{доп}} \cdot d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 93,2 \cdot 0,185 \left(\frac{3,22}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 10^6 = 420 \text{ мкм}.$$

З урахуванням поправок на змінання нерівностей і збільшення контактного тиску в торців деталі, що охоплює, отримуємо:

$$N_{\text{мффч}} = (420 + 12) \cdot 0,95 = 410 \text{ мкм}.$$

За найбільшим функціональним натягом вибираємо посадку, що забезпечує запас міцності з'єднання і деталей. За табл. 4 Додатку Д найближчою є посадка $\varnothing 185\text{H}8/\text{u}8$ (рис. 1.107, б).

Частка допуску натягу $N_{\text{зе}}$, що йде в запас міцності за складання з'єднання (технологічний запас міцності), завжди має бути меншою частки допуску $N_{\text{зе}}$, що забезпечує запас міцності з'єднання при експлуатації, тому, що вона зумовлена лише можливим зниженням міцності матеріалу деталей і підвищенням зусиль запресування, що виникає внаслідок перекоосу з'єднаних деталей, коливання коефіцієнта тертя і температури. Цій вимозі найбільше відповідає комбінована посадка $\varnothing \text{N}8/\text{u}8$ (рис. 1.107, в). За заміни посадки $\varnothing 185\text{H}7/\text{u}7$ посадкою $\varnothing 185\text{H}8/\text{u}8$ найменший стандартний натяг від 190 мкм збільшується до

241 мкм і створюється запас міцності з'єднання при експлуатації, який визначається натягом

$$N_{ze} = N_{\min CT} - N_{\min F} = 241 - 140 = 101 \text{ мкм},$$

і запас міцності при складанні визначається натягом

$$N_{ze} = N_{\max F} - N_{\max CT} = 410 - 385 = 25 \text{ мкм}.$$

Таким чином, другий метод розрахунку посадок з гарантованим натягом забезпечує підвищення довговічності з'єднання, дозволяє збільшити економічну ефективність виробництва деталей внаслідок розширення допусків на виготовлення їх розмірів.

Приклад 5. Підібрати посадку для з'єднання з валом косозубчастого циліндричного колеса, яке подано на рис. 1.108. На зубчасте колесо діють: колова сила $F_t = 5041 \text{ Н}$, радіальна сила $F_r = 1876 \text{ Н}$, осьова сила $F_a = 1081 \text{ Н}$. Розміри з'єднання, мм: діаметр і довжина з'єднання відповідно дорівнюють $d = 48$, $l = 56$, дільний діаметр колеса $d_2 = 48$, $e = 8$. Крутний момент передається шпонкою. Коефіцієнт запасу щодо не розкриття стику $k = 1,5$.

Необхідний контактний тиск із умови не розкриття стику:

$$p = k \left(\frac{2F_r}{\pi \cdot d \cdot l} + \frac{12F_r \cdot e}{\pi \cdot d \cdot l^2} + \frac{6F_a \cdot d_2}{\pi \cdot d \cdot l^2} \right) = 1,5 \left(\frac{2 \cdot 1876}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056} + \frac{12 \cdot 1876 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056^2} + \frac{6 \cdot 1081 \cdot 0,217}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056^2} \right) = 5,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Із прикладу 3 використовуємо $C_D = 2,234$, $C_d = 1 - 0,3 = 0,7$; $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. Тоді необхідна деформація деталей:

$$\delta = 5,7 \cdot 10^6 \cdot 0,048 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,234}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 3,8 \text{ мкм}.$$

Поправка на змінання мікронерівностей [формула (7.13)]. Передбачаємо, що точність виготовлення по 6-му квалітету, за табл. 3 Додатку Д приймаємо $R_{aD} = 0,8 \text{ мкм}$ і $R_{aD} = 0,4 \text{ мкм}$, а коефіцієнти $k_D = k_d = 6$.

$$U = 6 \cdot 0,8 + 6 \cdot 0,4 = 7,2 \text{ мкм}.$$

Мінімальний натяг [формула (7.19)]:

$$N_{\min} = 3,8 + 7,2 = 11 \text{ мкм}.$$

Максимальний натяг [формула (7.20)]:

$$N_{\max} = 146,2 + 7,2 = 153,4 \text{ мкм}.$$

Визначення $[\delta]_{\max}$ (дивись приклад 3).

Вибір посадки. Умова придатності

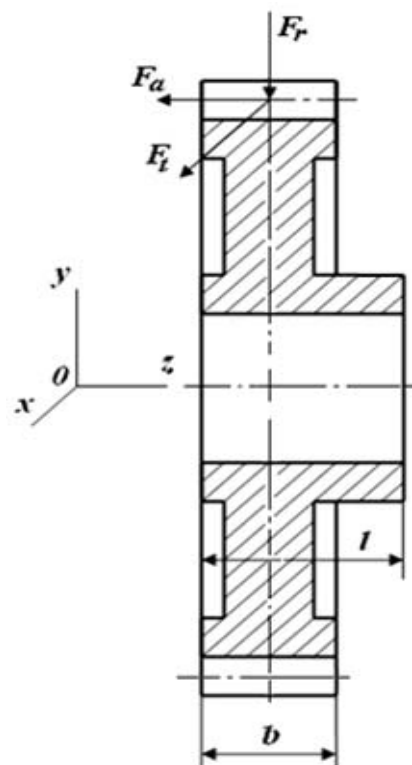


Рис. 1.108. Розрахункова схема конічного колеса.

посадки [формула (7.23)]:

$$N_{p\min} \geq 11 \text{ мкм}, N_{p\max} \leq 153,4 \text{ мкм}.$$

Придатна посадка $\varnothing 48H7/r6$, у якої $N_{p\min} = 11 \text{ мкм}$, $N_{p\max} = 40 \text{ мкм}$ (див. табл. 4 Додатку Д).

Приклад 6. Підібрати посадку бандажа черв'ячного колеса із бронзи Бр. АЖ-9-4 на центр із чавуна СЧ 20. З'єднання навантажено крутним моментом $T = 1335 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Осьова сила в зачепленні $F_a = 1400 \text{ Н}$. Передача нереверсивна. Розміри з'єднання вказані на рис. 1.109.

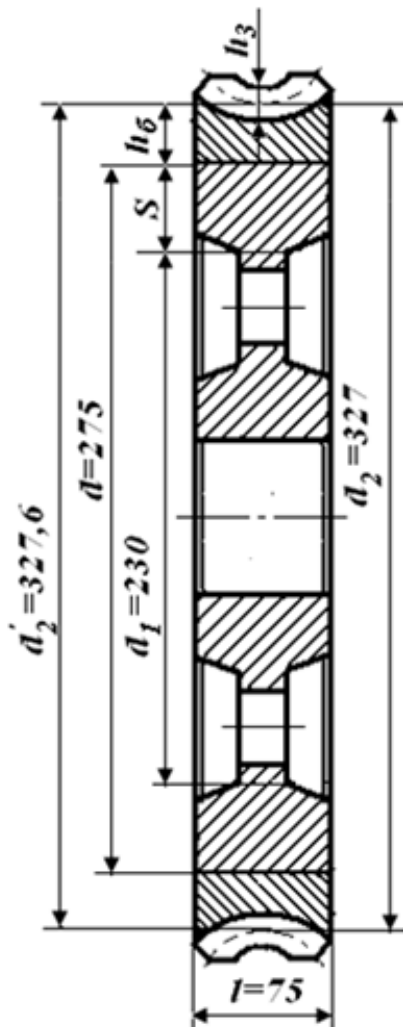


Рис. 1.109. Ескіз черв'ячного колеса.

Складання здійснюється нагріванням бандажа. За роботи бандаж нагрівається до температури $t_2 = 60^\circ \text{C}$, а обід центра до температури $t_1 = 50^\circ \text{C}$. Кут нахилу зуба $\gamma = 8^\circ 6'$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, кут тертя $\varphi = 2^\circ 18'$.

Товщина бандажа:

$$h_6 = (d_2' - d) / 2 = (327 - 275) / 2 = 26 \text{ мм}.$$

Умова відсутності відривання бандажа:

$$h_6 > 0,02d_2 = 0,02 \cdot 327,6 = 6,55 \text{ мм} \text{ виконується}.$$

Контактний тиск за умови відсутності місцевих зсувів:

$$p_{zc} > \frac{4T \cdot k_{zc}}{\pi \cdot d_2 \cdot l \cdot h_6 \cdot f},$$

де p_{zc} – контактний тиск, що забезпечує відсутність місцевих зсувів, Па;

k_{zc} – коефіцієнт, що враховує вплив на напругу відношення висоти зуба до товщини бандажа, для черв'ячних коліс і півшевронів $k_{zc} = 0,5$; d_2 – діаметр дільного кола колеса, $d_2 = 0,328 \text{ м}$; l – довжина з'єднання з натягом, $l = 0,075 \text{ м}$; h_6 – товщина бандажа, м; f – коефіцієнт тертя в з'єднанні, за табл. 1

Додатку Д для пари бронза-чавун $f = 0,05$.

$$p_{zc} = \frac{4 \cdot 1335 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,328 \cdot 0,075 \cdot 0,026 \cdot 0,05} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Коефіцієнти:

$$C_D = \frac{1 + (0,275/0,327)^2}{1 - (0,275/0,327)^2} + 0,30 = 6,02; C_D = \frac{1 + (0,230/0,275)^2}{1 - (0,230/0,275)^2} - 0,30 = 5,41;$$

$\mu_1 = 0,25$; $E_1 = 1 \cdot 10^{11}$ Па – для чавуна, $\mu_2 = 0,35$; $E_2 = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па – для безолов'янистої бронзи (табл. 2 Додатку Д).

Деформація [формула (7.12)]:

$$\delta = 2,7 \cdot 10^7 \cdot 0,275 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{5,41}{1 \cdot 10^{11}} + \frac{6,02}{1,1 \cdot 10^{11}} \right) = 778 \text{ мкм.}$$

Поправка на зминання мікронерівностей [формула (7.13)]. Допускається, що точність виготовлення за 8-м квалітетом, тоді за табл. 3 Додатку Д приймаємо $R_{ad} = R_{ad} = 1,6$ мкм, а коефіцієнти $k_D = k_d = 5$.

$$U = 5 \cdot (1,6 + 1,6) = 16 \text{ мкм.}$$

Поправка на температурну деформацію деталей [формула (7.18)]:

$$\delta_t = 0,275 \cdot 10^6 \cdot [(60 - 20) \cdot 19 \cdot 10^{-6} - (50 - 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}] = 126,5 \text{ мкм.}$$

Мінімальний потрібний натяг [формула (7.19)]:

$$N_{\min} = 778 + 16 + 126,5 = 920,5 \text{ мкм.}$$

Максимальний допускний тиск [формула (7.22)]:

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot 200 \cdot 10^6 \left[1 - (0,275 / 0,327)^2 \right] = 3 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Тут значення межі текучості матеріалу отвору приймаємо $\sigma_{TD} = 200 \cdot 10^6$ Па.

Максимальна деформація [формула (7.212)]:

$$[\delta]_{\max} = \frac{3 \cdot 10^7 \cdot 778}{2,6 \cdot 10^7} = 897 \text{ мкм.}$$

Максимальний натяг [формула (7.20)]:

$$N_{\max} = 897,6 + 16 = 913,6 \text{ мкм.}$$

Вибір посадки. За умови міцності бандажа підібрати посадку, що забезпечує відсутність місцевих зсувів, неможливо, тому що мінімальний натяг для запобігання місцевих зсувів $N_{\min} = 920,5$ мкм більше натягу, що допускається міцністю охоплюючої деталі $N_{\min} = 913,6$ мкм.

Підбираємо посадку за відсутності прокручування бандажа.

Потрібний контактний тиск:

$$p \geq \frac{2k \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot 1 \cdot f} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 1335}{3,14 \cdot 0,275^2 \cdot 0,075 \cdot 0,05} = 9 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Потрібна деформація [формула (2.89)]:

$$\delta = 9 \cdot 10^6 \cdot 0,275 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{5,41}{1 \cdot 10^{11}} + \frac{6,02}{1,1 \cdot 10^{11}} \right) = 269,3 \text{ мкм.}$$

Мінімальний потрібний натяг [формула (7.19)]:

$$N_{\min} = 269,3 + 16 + 126,5 = 411,8 \text{ мкм.}$$

Максимальний потрібний натяг [формула (7.20)]: $N_{\max} = 913,6$ мкм.

Підбираємо посадку, у якої $N_{p\min} \geq 411,8$ мкм, $N_{p\max} \leq 913,6$ мкм.
 Придатна посадка $\varnothing 275H7/x7$, в якої $N_{p\min} = 428$ мкм, $N_{p\max} = 502$ мкм
 (див. табл. 4 Додатку Д).

Температура нагрівання бандажа для здійснення складання:

$$t_D = 20^\circ + \frac{N_{\max} + Z_{\text{скл}}}{d_n \cdot \alpha_D \cdot 10^6} = 20^\circ + \frac{502 + 20}{0,275 \cdot 19 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 120^\circ.$$

Тут $Z_{\text{скл}} = 20$ мкм – основний відхил вала m для діаметра 275 мм
 (табл. 4 Додатку А).

Примітка. Підібрана посадка $\varnothing 275H7/x7$ не входить до числа посадок, що рекомендуються стандартом. Із числа рекомендованих придатна посадка $\varnothing 275H8/z8$, у неї $N_{p\min} = 637$ мкм, $N_{p\max} = 751$ мкм.

Для здійснення цієї посадки необхідно було б нагріти колесо до температури:

$$t_D = 20^\circ + \frac{637 + 20}{0,275 \cdot 19 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 146^\circ \text{C}.$$

Перевірка необхідності стопоріння бандажа:

$$\frac{p_{Np\min} \cdot \pi \cdot h_6 \cdot l \cdot f \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi)}{2 \cdot k_{\text{зс}}} < F_a,$$

де $p_{Np\min} = (N_{p\min} - U) \cdot p / \delta = (428 - 16) \cdot 9 \cdot 10^6 / 269,3 = 13,76 \cdot 10^6$ Па.

$\text{tg}(\gamma + \varphi) = \text{tg}(8^\circ 6' + 2^\circ 18') = \text{tg}10^\circ 24' = 0,1835$; $F_a = 1400$ Н.

$$\frac{13,76 \cdot 10^6 \cdot 3,14_6 \cdot 0,026 \cdot 0,075 \cdot 0,05 \cdot 0,1835}{2 \cdot 0,5} = 773 \text{ Н} < 1400 \text{ Н}.$$

Стопоріння необхідно.

1.7.6. Приклади розв'язання задач перехідних посадок

Призначені для нерухомих, але роз'ємних з'єднань і для більш точного центрування деталей. Вони забезпечують як зазори, так і натяги, але значення зазорів чи натягів відносно малі. Нерухомість з'єднання в перехідних посадках досягається додатковим кріпленням (шпонками, штифтами, гвинтами тощо).

Вибір перехідних посадок здійснюється за розрахунком або за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

Для компенсації похибок (розташування і форми поверхні сполучених деталей, змінання поверхонь, зносу деталей – збільшують радіальне биття, що визначає точність центрування), а також створення запасу точності найбільший допустимий зазор у з'єднанні визначають за формулою:

$$S_{\max} = F_r / K, \tag{1.120}$$

де S_{\max} – найбільший допустимий зазор, мкм; F_r – радіальне биття, мкм; K – коефіцієнт запасу точності.

Умова вибору посадки: $S_{\max.ст} \leq S_{\max}$.

Характер посадок визначається імовірністю створення в них натягів і зазорів. Розрахунки імовірності натягів і зазорів ґрунтуються на нормальному розподілі розмірів деталей під час виготовлення (відновлення). Розподіл натягів і зазорів у цьому разі також підпорядкований нормальному закону, а імовірність їх створення визначається за допомогою інтегральної функції імовірності.

За імовірному розрахунку визначають середнє значення і розсіювання зазору або натягу.

Як за налагодження, так і обробки деталей? наладчик і верстатник тримаються ближче до безпечних меж. Для отвору це менший, а для вала більший граничні розміри. Внаслідок цього виникає деяка асиметрія розподілення відхилів розмірів.

Середнє значення зазору (натягу):

$$S_{\text{сер}}(N_{\text{сер}}) = e_{\text{сер}} + 0,1(TD + Td) - E_{\text{сее}} \quad (1.121)$$

Імовірне розсіювання (індекс p в позначення зазору-натягу):

$$t_{\Sigma p} = (1/K_{\Sigma})\sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (1.122)$$

У формулах (1.121) і (1.122) $E_{\text{сер}}$ і $e_{\text{сер}}$ – середні відхили розмірів отвору і вала; K_{Σ} – коефіцієнт відносного розсіювання зазору-натягу; як правило $K_{\Sigma} = 1$, тоді

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (1.123)$$

Найбільші і найменші імовірні зазори і натяги:

– у посадках із зазором

$$S_{p \max} = S_{\text{сер}} + 0,5t_{\Sigma p}; S_{p \min} = S_{\text{сер}} - 0,5t_{\Sigma p} \quad (1.124)$$

– у перехідних посадках

$$S_{p \max} = S_{\text{сер}} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{p \min} = N_{\text{сер}} - 0,5t_{\Sigma p} \quad (1.125)$$

– у посадках з натягом

$$N_{p \max} = N_{\text{сер}} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{p \min} = N_{\text{сер}} - 0,5t_{\Sigma p} \quad (1.126)$$

Нижче подано приклади розрахунку зазорів і натягів для деяких посадок у системі отвору.

Посадки з зазором. На рис. 1.109 наведена схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала (а), а також граничне розсіювання зазору (б):

$$t_{\Sigma p} = S_{\max} - S_{\min} \quad (1.127)$$

де S_{\max} і S_{\min} – найбільший і найменший граничні зазори; $t_{\Sigma p}$ – імовірне розсіювання зазорів, що визначаються за формулою (1.123); $S_{p \max}$ і $S_{p \min}$ – найбільший і найменший імовірні зазори.

Перехідні посадки. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала, а також графіки розсіювання зазорів і натягів наведено на рис. 1.110.

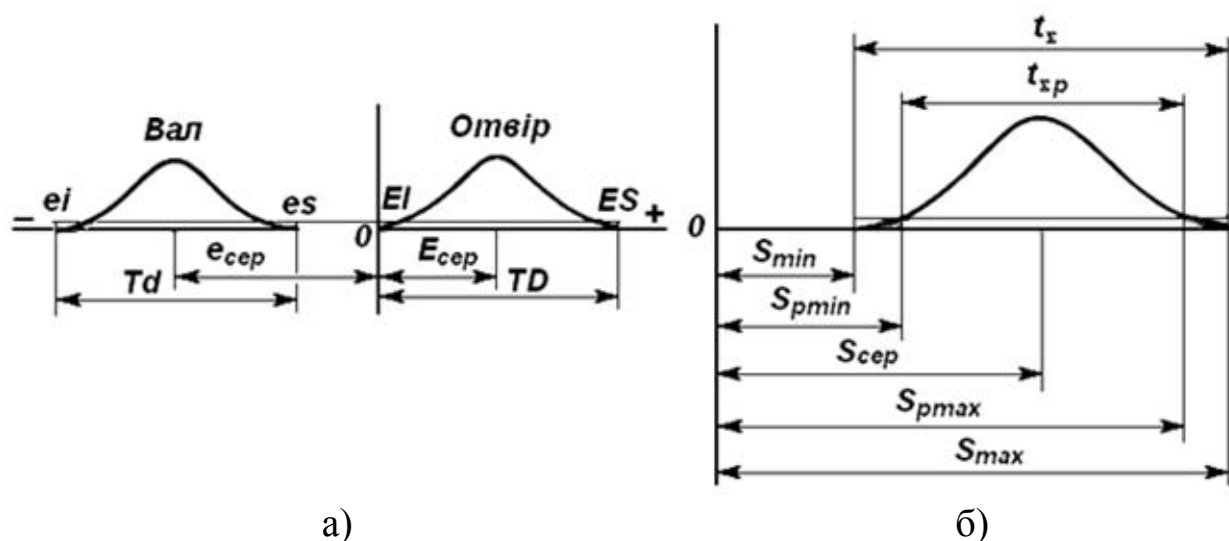


Рис. 1.109. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у посадці з зазором

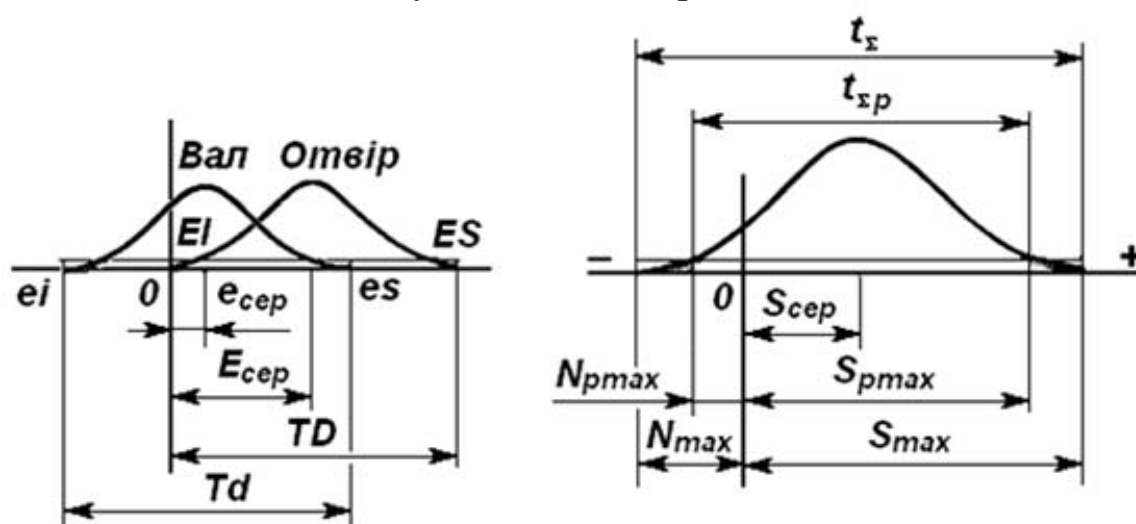


Рис. 1.110. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у перехідній посадці

Посадки з натягом. Схема розташування полів допусків отвору і вала, а також графіки розсіювання цих розмірів і натягів наведено на рис. 1.111.

Імовірність появи зазорів і натягів у заданому інтервалі розмірів. Іноді потрібно знати, яка частка із всієї партії сполучень має в заданому інтервалі зазор або натяг. Для цього використовують таблиці функції Лапласа (табл. 1 Додатку Б).

Інтервали значень x $b - a = 6\sigma_x$ охоплює 0,9973 площі кривої (рис. 1.112). У табл. 1 Додатку Б наведено значення z і відповідні їм значення функції $\Phi(z)$. Значення функції $\Phi(z)$ уявляють собою імовірності

знаходження випадкової величини x в заданому інтервалі. Це одночасно є й частка сполучень, що знаходяться в заданому інтервалі.

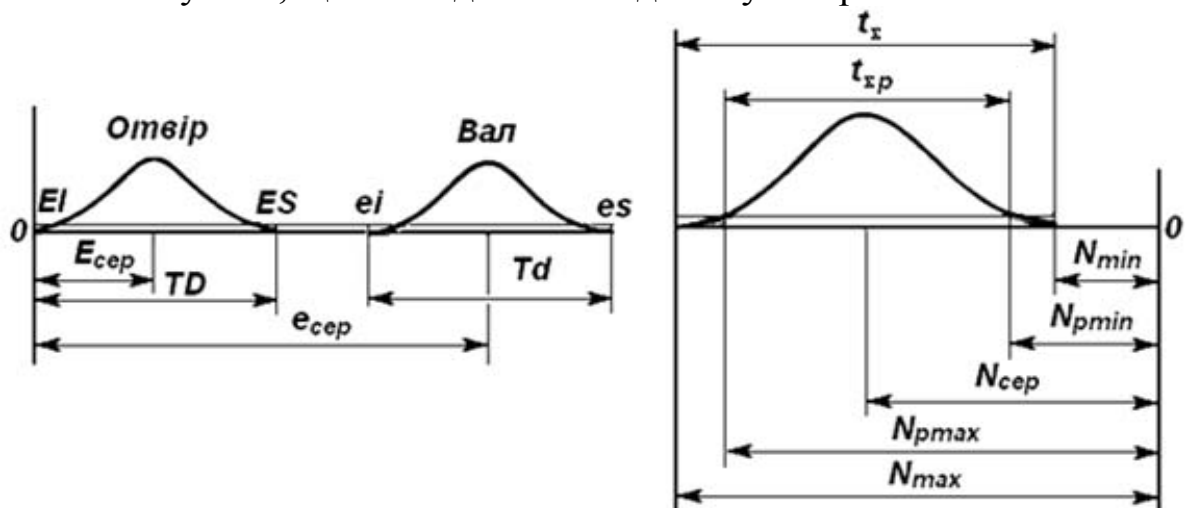


Рис. 1.111. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у посадці з натягом

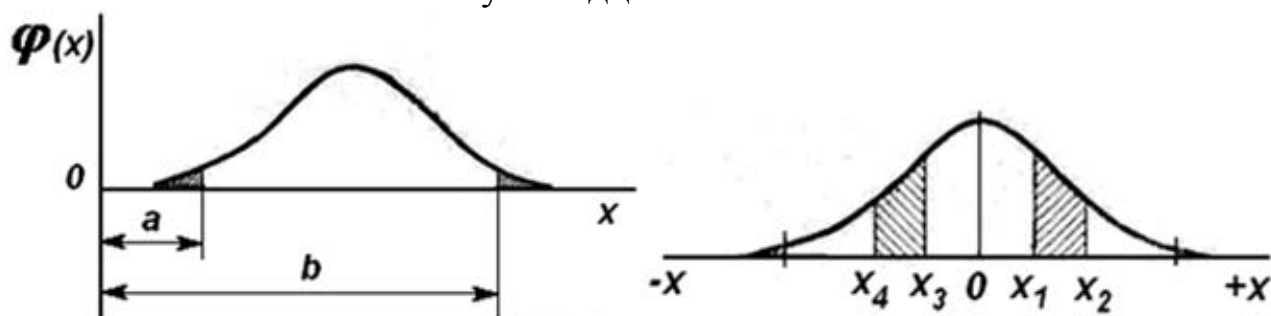


Рис. 1.112. Інтервали значень x

Імовірність знаходження величини x в інтервалі від x_i до x_{i+1} визначають за формулою:

$$P(x) = \Phi(z_{i+1}) - \Phi(z_i). \quad (1.128)$$

Наприклад, потрібно визначити імовірність знаходження величини z в інтервалі від $z_1 = 1,10$ до $z_2 = 1,34$ (рис. 1.112). Тоді за табл. 1 Додатку Б $\Phi(z_1) = 0,3643$, $\Phi(z_2) = 0,4099$ і $P(x) = 0,4099 - 0,3643 = 0,0456$.

Тому, що функція симетрична, при від'ємних значеннях z розрахунок ведуть за модулем. Наприклад, за $z_3 = -0,7$ і $z_2 = -1,757$ (рис. 2.207) імовірність знаходження величини z в заданому інтервалі $P(x) = 0,4332 - 0,2580 = 0,1752$.

Щоб користуватися таблицею функції Лапласа, слід значення x_i і x_{i+1} , що мають розмір, перевести в безрозмірні z_i і z_{i+1} . Для цього визначають середній квадратичний відхил:

– для посадок із зазором

$$\sigma_x = (S_{pmax} - S_{pmin}) / 6; \quad (1.129)$$

– для посадок перехідних

$$\sigma_x = (S_{pmax} - N_{pmin}) / 6; \quad (1.130)$$

– для посадок із натягом

$$\sigma_x = (N_{pmax} - N_{pmin}) / 6. \quad (1.131)$$

Потім задані інтервали x_i і x_{i+1} замінюють величинами

$$z_i = [S_i - S_{сер}(N_{сер})] / \sigma_x; \quad z_{i+1} = [S_{i+1} - S_{сер}(N_{сер})] / \sigma_x. \quad (1.132)$$

Тут $S_{сер}(N_{сер})$ – середнє значення зазору-натягу для обраної посадки за формулою (1.131) або

$$S_{сер}(N_{сер}) = 0,5 [S_{pmax}(N_{pmax}) + S_{pmin}(N_{pmin})]. \quad (1.133)$$

Процент натягу, P_N
H/j, H/js, J/h, JS/h 0,1...6

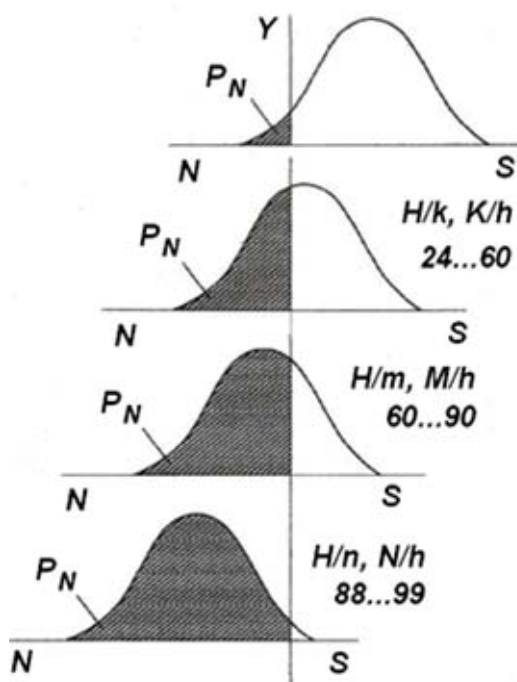


Рис. 1.113. Величини імовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору).

Різні перехідні посадки характеризуються різними величинами імовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору) (рис. 1.113).

Приклад 1. На кресленні задана посадка $\varnothing 63H8/e8$. Визначити найбільші та найменші граничні та ймовірні зазори.

За табл. 3 і 6 Додатку А для заданих розміру і посадки (мкм): $TS = +46$, $ES = +46$, $EI = 0$, $E_{сер} = +23$, $TD = 46$; $es = -60$, $ei = -106$, $e_{сер} = -83$, $Td = 46$.

За формулами (2.6 і 2.7) найменший і найбільший граничні зазори:

$$S_{min} = 0 - (-60) = 60 \text{ мкм};$$

$$S_{max} = +46 - (-106) = 152 \text{ мкм}.$$

Граничне розсіювання зазору за формулою (1.126):

$$t_{\Sigma} = 152 - 60 = 92 \text{ мкм}.$$

Середнє значення зазору по формулі (1.121):

$$S_{сер} = 23 - (-83) - 0,1(46 + 46) = 96,8 \text{ мкм}.$$

Імовірне розсіювання зазору за формулою (1.123):

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{46^2 + 46^2} = 65,05 \text{ мкм}.$$

Найбільші і найменші імовірні зазори по формулі (1.124):

$$S_{pmax} = 96,8 + 0,5 \cdot 65,05 = 129,33 \text{ мкм}; \quad S_{pmin} = 96,8 - 0,5 \cdot 65,05 = 64,27 \text{ мкм}.$$

Приклад 2. На кресленні задано посадку $\varnothing 60H7/k6$. Визначити найбільші і найменші граничні та імовірні зазори і натяги в з'єднанні.

За табл. 2 і 4 Додатку Б для заданих розміру і посадки (мкм):

$$ES = +30, \quad EI = 0, \quad E_{сер} = +15, \quad TD = 30; \quad es = +21, \quad ei = +2, \quad e_{сер} = +11,5 \quad Td = 19.$$

Найбільший граничний зазор:

$$S_{\max} = ES - ei = 30 - 2 = 28 \text{ мкм.}$$

Найбільший граничний натяг:

$$N_{\max} = es - ei = 21 - 0 = 21 \text{ мкм.}$$

Граничне розсіювання зазору-натягу за формулою (1.126):

$$t_{\Sigma} = S_{\max} - S_{\min} = 28 - (-21) = 49 \text{ мкм.}$$

Середнє значення зазору-натягу за формулою (1.113):

$$S_{\text{сер}}(N_{\text{сер}}) = 15 - 11,5 - 0,1(30 + 19) = -1,4 \text{ мкм.}$$

Імовірне розсіювання зазору-натягу за формулою (1.123):

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{30^2 + 19^2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Найбільші імовірні зазори і натяги за формулою (1.124):

$$S_{p\max} = -1,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 16,35 \text{ мкм}; N_{p\max} = 1,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 19,15 \text{ мкм.}$$

Приклад 3. На кресленні задано посадку $\varnothing 60H7/s6$. Визначити найбільші і найменші граничні та імовірні натяги в з'єднанні.

За табл. 2 і 4 Додатку Б для заданих розміру і посадки (мкм):

$$ES = +30, EI = 0, E_{\text{сер}} = +15, TD = 30, es = +72, ei = +53, e_{\text{сер}} = +62,5, Td = 16.$$

За формулами (1.8) і (1.9) найменший і найбільший граничні натяги:

$$N_{\min} = (53 - 30) = 23 \text{ мкм}; N_{\max} = (+42 - 0) = 72 \text{ мкм.}$$

Граничне розсіювання натягу за формулою (1.126):

$$t_{\Sigma} = N_{\max} - N_{\min} = 72 - 23 = 49 \text{ мкм.}$$

Середнє значення та імовірне розсіювання натягу за формулами (1.121) і (1.126):

$$N_{\text{сер}} = 62,5 + 0,1(30 + 19) - 15 = 52,4 \text{ мкм}; t_{\Sigma p} = \sqrt{30^2 + 19^2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Найбільші і найменші імовірні зазори за формулою (1.126):

$$N_{p\max} = 52,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 70,15 \text{ мкм}; N_{p\min} = 52,4 - 0,5 \cdot 35,5 = 34,65 \text{ мкм.}$$

Приклад 4. Для посадки $\varnothing 71H7/e8$ (мкм): $ES = +30, EI = 0, E_{\text{сер}} = +15, TD = 30; es = -60, ei = -106, e_{\text{сер}} = -83, Td = 46.$

$$S_{\text{сер}} = 15 - (-83) - 0,1(30 + 46) = 90,4 \text{ мкм. } t_{\Sigma p} = \sqrt{46^2 + 46^2} = 64,92 \text{ мкм.}$$

$$S_{p\max} = 90,4 + 0,5 \cdot 64,92 = 117,86 \text{ мкм}; S_{p\min} = 90,4 - 0,5 \cdot 64,92 = 62,94 \text{ мкм.}$$

За формулою (1.129):

$$\sigma_x = (117,86 - 62,94) / 6 = 9,15 \text{ мкм.}$$

Визначити імовірність появи з'єднань із зазором, наприклад, в інтервалі від $x_1 = 95$ мкм до $x_2 = 110$ мкм (рис. 1.114).

Тоді за формулою (2.137)

$$z_1 = (95 - 90,4) / 9,15 = 0,5;$$

$$z_2 = (110 - 90,4) / 9,15 = 2,14.$$

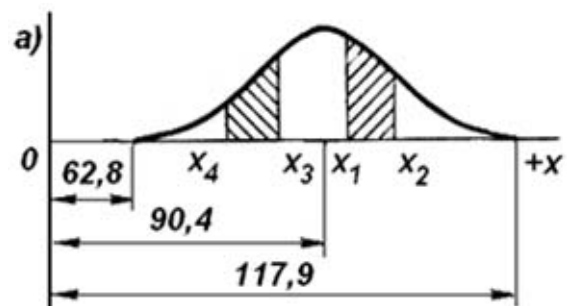


Рис. 1.114. Імовірність появи з'єднань з зазором

За даними табл. 1 Додатку Б: $\Phi(z_1) = 0,1915$, $\Phi(z_2) = 0,4838$ та імовірність $P(S) = 0,4838 - 0,1915 = 0,2923$ ю

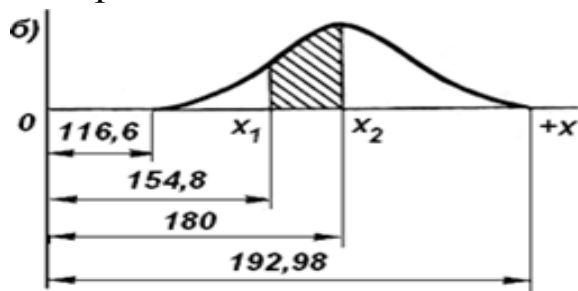


Рис. 1.115. Імовірність появи з'єднань з натягом

Імовірність появи з'єднань із зазором в інтервалі від $x_3 = 85$ мкм до $x_4 = 172$ мкм (рис. 1.115) визначиться таким чином:

$$z_3 = (85 - 90,4) / 9,15 = -0,5;$$

$$z_4 = (72 - 90,4) / 9,15 = -2,01.$$

Тоді отримуємо:

$$P(S) = 0,4778 - 0,2224 = 0,2554.$$

Приклад 5. У посадці $\varnothing 110H8u8$ (мкм): $ES = +54$, $EI = 0$, $E_{\text{сер}} = +27$, $TD = 27$; $es = +198$, $ei = +144$, $e_{\text{сер}} = +171$, $Td = 54$.

$$N_{\text{сер}} = 171 + 0,1(54 + 34) - 15 = 154,8 \text{ мкм}. \quad t_{\Sigma p} = \sqrt{54^2 + 54^2} = 76,38 \text{ мкм}.$$

$$N_{\text{pmax}} = 154,8 + 0,5 \cdot 76,36 = 192,98 \text{ мкм}; \quad N_{\text{pmin}} = 154,8 - 0,5 \cdot 76,38 = 116,62 \text{ мкм}.$$

$$\text{За формулою (1.129): } \sigma_x = (196,8 - 116,62) / 6 = 12,73 \text{ мкм}.$$

Потрібно визначити імовірність появи з'єднань з натягом, наприклад, в інтервалі від $x_1 = 154,8$ мкм до $x_2 = 180$ мкм (рис. 1.115).

$$\text{Тоді } x_1 = (154,8 - 154,80) / 12,73 = 0; \quad x_2 = (180 - 154,8) / 12,73 = 1,98.$$

$$\text{Отримуємо } P(N) = 0,4761 - 0 = 0,4761.$$

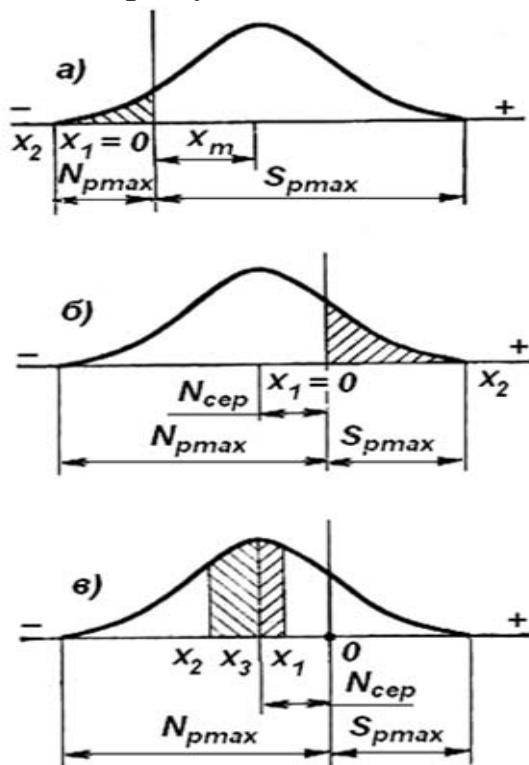


Рис. 1.116. До розрахунку імовірності появи зазорів і натягів

У перехідних посадках найчастіше потрібно визначити імовірність появи з'єднань зазором і імовірність появи з'єднань з натягом. Тут можуть бути два граничних випадки. Перший, коли в перехідній посадці $|S_{\text{pmax}}| > |N_{\text{pmax}}|$ (рис. 1.116, а), і другий, коли $|S_{\text{pmax}}| < |N_{\text{pmax}}|$ (рис. 1.116, б).

У першому випадку визначають імовірність появи з'єднань із натягом $P(N)$ (заштрихована область на рис. 1.116, а). Імовірність появи з'єднань із зазором у цьому випадку $P(S) = 1 - P(N)$.

У другому випадку визначають імовірність появи з'єднань із зазором $P(S)$ (заштрихована область на рис. 1.116, б). Імовірність появи з'єднань із натягом $P(N) = 1 - P(S)$.

Так, наприклад, посадка H7/js6 відноситься до першого, а посадка H7/k6 до другого випадків.

Приклад 6. У посадці $\varnothing 45\text{H7/js6}$ (мкм): $ES = +25$, $EI = 0$, $E_{\text{сер}} = +12,5$, $TD = 25$; $es = +8$, $ei = -8$, $e_{\text{сер}} = 0$, $Td = 16$.

$$S_{\text{сер}} = 12,5 - 0 - 0,1(25 + 16) = 8,4 \text{ мкм}. \quad t_{\Sigma p} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68 \text{ мкм}.$$

$$S_{p_{\text{max}}} = 8,4 + 0,5 \cdot 29,68 = 23,24 \text{ мкм}; \quad N_{p_{\text{max}}} = 0,5 \cdot 29,68 - 8,4 = 6,44 \text{ мкм}.$$

$$\sigma_s = (23,24 + 6,44) / 6 = 4,95.$$

Значення x_1 і x_2 , що відсікають область з'єднань з натягом: $x_1 = 0$ і $x_2 = -6,44$ мкм. Тоді $z_1 = (0 - 8,4) / 4,95 = -1,7$; $z_2 = (-6,44 - 8,4) / 4,95 = -3$.

Використавши дані табл. 1 Додатку Б, знаходимо, що імовірність з'єднань із натягом $P(N) = 0,4986 - 0,4554 = 0,0432$, а імовірність появи з'єднань із зазором $P(S) = 1 - 0,0432 = 0,9668$.

Приклад 7. Для посадки $\varnothing 45\text{H7/k6}$ (мкм): $ES = +25$, $EI = 0$, $E_{\text{сер}} = +12,5$, $TD = 25$.

$$N_{\text{сер}} = 12,5 - 10 - 0,1(25 + 16) = -1,6 \text{ мкм}. \quad t_{\Sigma p} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68 \text{ мкм}.$$

$$S_{p_{\text{max}}} = -1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 13,24 \text{ мкм}; \quad S_{p_{\text{max}}} = -1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 13,24 \text{ мкм};$$

$$N_{p_{\text{max}}} = 1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 16,44 \text{ мкм}. \quad \sigma_s = 29,68 / 6 = 4,95.$$

Значення x_1 і x_2 , що обмежують область з'єднань з зазором: $x_1 = 0$, $x_2 = 13,24$ мкм.

$$\text{Тоді } z_1 = [(0 - (-1,6)) / 4,95 = 0,32; \quad z_2 = [13,24 - (-1,6)] / 4,95 = 3.$$

За даними табл. 1 Додатку Б знаходимо імовірність появи з'єднань із зазором $P(S) = 0,4986 - 0,1255 = 0,3731$.

Імовірність появи з'єднань із натягом $P(N) = 1 - 0,3731 = 0,6269$.

Приклад 8. У посадці $\varnothing 45\text{H7/m6}$:

$$S_{p_{\text{max}}} = 6,24 \text{ мкм}, \quad N_{p_{\text{max}}} = 23,44 \text{ мкм}, \quad N_{\text{сер}} = -8,6 \text{ мкм}, \quad \sigma_s = 4,95 \text{ мкм}.$$

Потрібно визначити імовірність появи з'єднань із натягом, наприклад, в інтервалі від $x_1 = -5$ мкм до $x_2 = 4,95$ мкм (рис. 1.116, в). Тоді

$$z_1 = [-5 - (-8,4)] / 4,95 = 0,72; \quad z_3 = [-8,6 - (-8,6)] / 4,95 = 0;$$

$$z_2 = [-15 - (-8,6)] / 4,95 = -1,29.$$

Імовірності появи сполучень в інтервалах:

$$x_3 \dots x_1 \quad P(N) = 0,2642 - 0 = 0,2642;$$

$$x_3 \dots x_2 \quad P(N) = 0,4015 - 0 = 0,4015;$$

$$x_1 \dots x_2 \quad P(N) = 0,2642 + 0,4015 = 0,6657.$$

Приклад 9. Дано з'єднання $\varnothing 60 \frac{\text{H7}^{(+0,030)}}{\text{m6}^{(+0,030/+0,011)}}$. Натяг може бути в

границях від 0 до 30 мкм, зазор від 0 до 19 мкм. Допуск посадки, рівний

сумі допусків отвору і вала, становить 49 мкм. Враховуємо, що розсіювання розмірів отвору і вала, а також зазорів (натягів) підпорядковується закону нормального розподілення і допуск деталей дорівнює полю розсіювання, тобто $t = 6 \sigma$. Враховуючи прийняті умови, маємо:

$$\sigma_D = TD/6 = 30/6 = 5 \text{ мкм}; \quad \sigma_d = 19/6 = 3,17 \text{ мкм}.$$

Середній квадратичний відхил:

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} \approx 6 \text{ мкм}.$$

За середніх розмірів отвору і вала маємо натяг 5,5 мкм. Враховуємо імовірність того, що значення натягу – в границях від 0 до 5,5 мкм, тобто знайдемо площу, що обмежена лінією симетрії кривої і ординатою, що розташована на відстані 5,5 мкм від лінії симетрії.

$$\text{Для даного прикладу } x = 5,5 \text{ мкм}, \quad z = x / \sigma_{\text{пос}} = 5,5 / 6 = 0,91.$$

За табл. 1 Додатку Б знаходимо $\Phi(0,91) = 0,3186$.

Імовірність одержання натягів у з'єднанні:

$$P_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,3186 = 0,8186 \text{ або } 81,86 \%.$$

Імовірність одержання зазорів у з'єднанні:

$$P'_S = 1 - P'_N = 1 - 0,8186 = 0,1814 \text{ або } 18,14\%.$$

Імовірний натяг $-5,5 - 3\sigma = -5,5 - 3 \cdot 6 = -23,5$ мкм і зазор $-5,5 + 3\sigma = -5,5 + 3 \cdot 6 = +12,5$ мкм є практично граничними.

1.8. Взаємозамінність з'єднань з вальницями ковзання і кочення

Історія виникнення вальниць. Примітивні прототипи сучасної вальниці спрощували життя людини вже багато тисяч років тому. Про існування тертя чоловік знав ще з найдавніших часів. Про це свідчить той факт, що первісна людина здобувала вогонь швидко обертаючи палицю, тобто вже тоді використовував метод тертя, а пізніше почав висікати вогонь за допомогою ударів одного каменя по іншому (використовував перехід кінетичної енергії тертя в теплову). Це і зіграло найголовнішу роль в історії виникнення вальниці й подальшого вдосконалення.

Найперші примітивні вальниці ковзання вперше були знайдені в розкопках, що відносяться до епохи неоліту. У цей період люди почали освоювати дію тертя, оволоділи вмінням свердлити отвори в камені. Виготовлялися так звані “вальниці” з каменя і використовувалися в різних прядильних веретенах і свердлильних пристроях. Пізніше почали використовуватися в різних елементарних найпростіших конструкціях млинові камені, гончарний круг, колісниця, гарба. До винаходу колеса люди переміщали вантаж на санях, в які запрягали людей або тварин.

До того, як вальниця кочення досягла форми схожою на сучасну, вона пройшла безліч різних етапів вдосконалення. До II століття до н.е. для транспортування вантажів використовували звичайні колоди (так звані ролики), які, до речі, ще використовують в наші дні, для транспортування дуже важких предметів.

На рис. 1.117 наведено приклад застосування катків давніх єгиптян і вальниця кочення Леонардо да Вінчі.

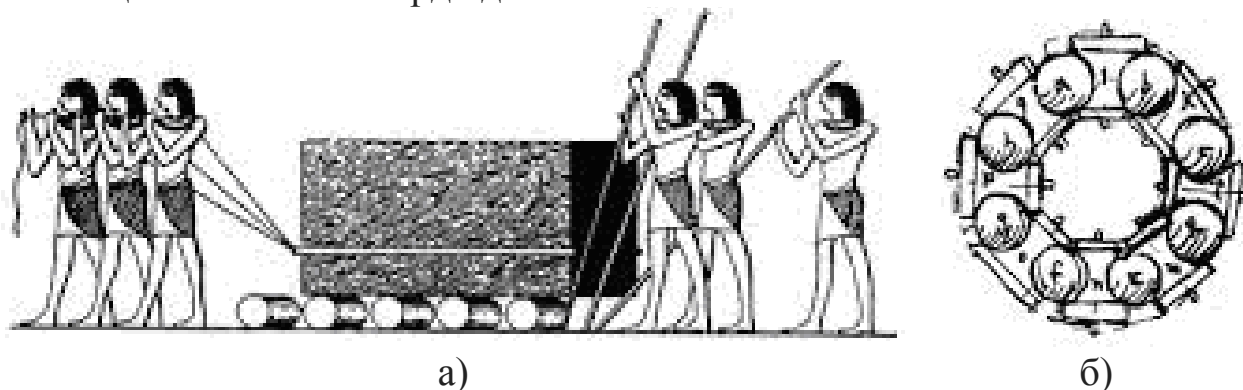


Рис. 1.117. Катки давніх єгиптян і вальниця кочення Леонардо да Вінчі

Основні типи вальниць: вальниці кочення, вальниці ковзання, газостатичні, газодинамічні, гідростатичні, гідродинамічні, магнітні.

Основні типи, які застосовуються в машинобудуванні – це вальниці кочення і вальниці ковзання.

1.8.1. Вальниці ковзання

Вальниця ковзання це опора або напрямна механізму або машини, в якій тертя відбувається при ковзанні зв'язаних поверхонь. Вальниця ковзання представляє собою корпус, який має циліндричний отвір, в який вставляється вкладиш, або втулка з антифрикційного матеріалу і змазує пристрій. Між валом і отвором втулки вальниці є зазор, заповнений мастильним матеріалом, який дозволяє вільно обертатися валу (рис. 1.118). Розрахунок зазору вальниці, що працює в режимі поділу поверхонь тертя мастильним шаром, проводиться на основі гідродинамічної теорії мащення. При розрахунку визначаються мінімальна товщина мастильного шару (вимірювана в мкм), тиску в змашувальному шарі, температура і витрата мастильних матеріалів. Залежно від конструкції, окружної швидкості цапфи, умов експлуатації тертя ковзання буває сухим, граничним, рідинним і газодинамічним.

Але навіть вальниці з рідинним тертям при пуску проходять етап з граничним тертям. Мастило є одним з основних умов надійної роботи вальниці забезпечує низьке тертя, розділення рухомих частин, тепловідвід, захист від шкідливого впливу навколишнього середовища і може бути: рідкої (мінеральні і синтетичні масла, вода для не металевої вальниці), пластичної (на основі літєвого мила і кальцію сульфоната і ін.), твердої (графіт, дисульфід молібдену й ін.) і газоподібної (різні інертні

гази, азот і ін.). Найкращі експлуатаційні властивості демонструють пористі самозмащувальні вальниці, виготовлені методом порошкової металургії. При роботі пориста самозмащувальна вальниця, просочена маслом, нагрівається і виділяє мастило з пір на робочу ковзану поверхню, а в стані спокою остигає і вбирає мастило назад в пори.

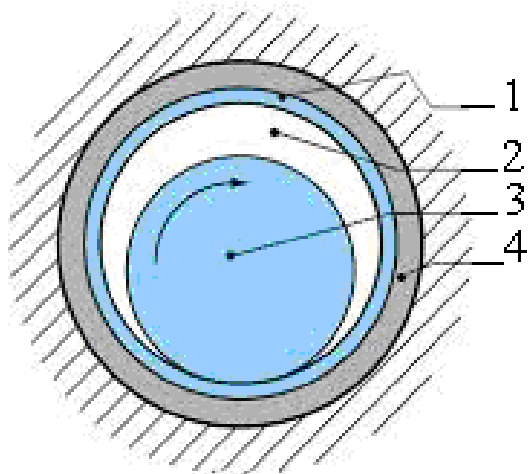


Рис. 1.118 . Вальниця ковзання: 1 - вкладиш із антифрикційного матеріалу; 2 - зазор; 3 - вал; 4 - корпус вальниці

Залежно від форми отвору вальниці ковзання поділяють на (рис. 1.119): одно- або багат шарові (від 2 до 5 і більше), зі зміщенням поверхонь (по напрямку обертання) або без (для збереження можливості зворотного обертання), з (або без) зміщення центру (для остаточної установки валів після монтажу).

По антифрикційному матеріалу вальниці поділяють на твердосплавні, бабітові і бронзові. Твердосплавні вальниці виготовляють із карбіду вольфраму або карбіду хрому методами порошкової металургії або високошвидкісного газополум'яного напилення. Бабітові вальниці виготовляють методами центробіжного лиття чи газополум'яного напилення. Бронзові вальниці виготовляють як вкладиші.

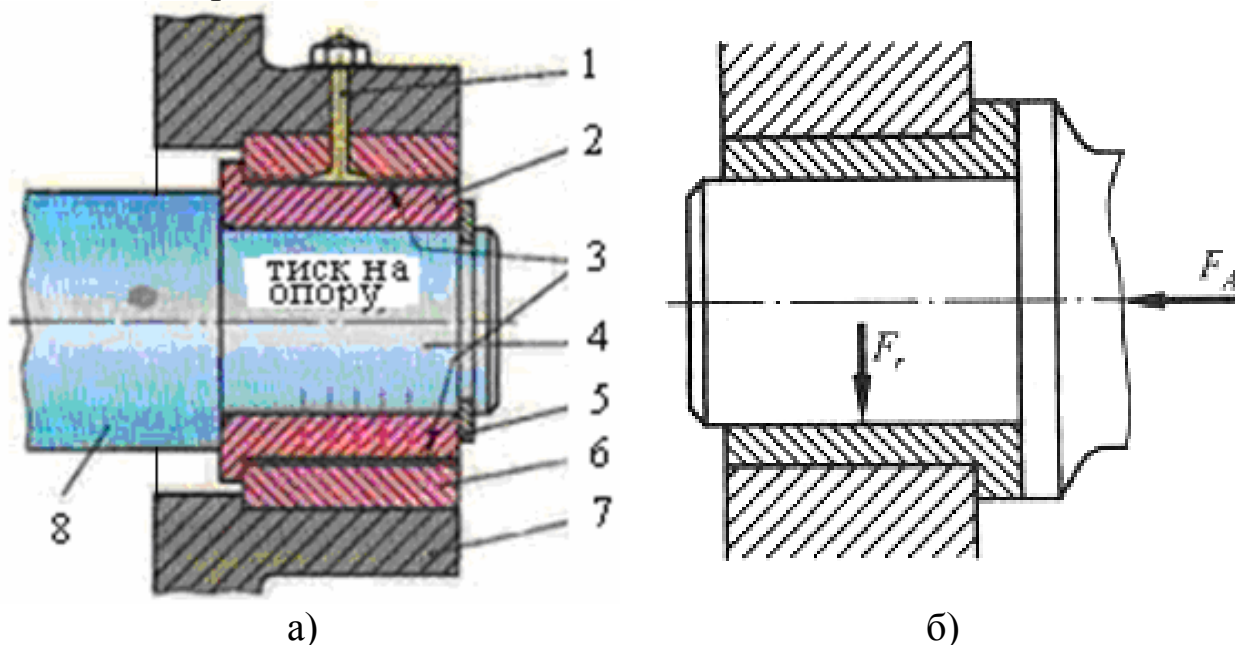


Рис. 1.119. Вальниця ковзання: а) конструкція; б) схема навантаження:

1 - канал для змащення; 2 - вкладиш; 3 - поверхня доріжки кочення; 4 - цапфа вала; 5 - стопорне кільце; 6 - корпус; 7 - корпус машини; 8 - вал

За напрямом сприйняття навантаження розрізняють радіальні й осьові (упорні).

Загальний вигляд і кресленик нерознімної вальниці, яка вбудована в корпус машини, наведено на рис. 1.120.

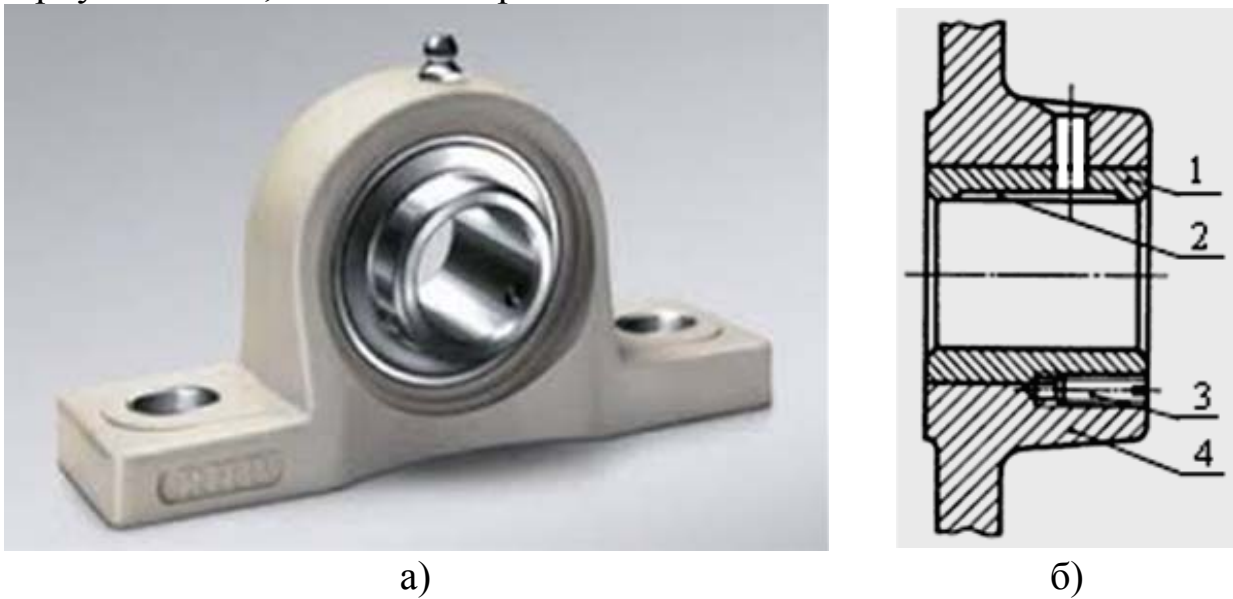


Рис. 1.120. Нерознімна вальниця, яка вбудована в корпус машини:
 а) загальний вигляд; б) кресленик: 1 - втулка; 2 - канавка для змащення;
 3 - гвинт стопорний; 4 - станина машини

1.8.1.1. Методика розрахунку посадок вальниць ковзання

Одним з відповідальних рухомих з'єднань є вальниці ковзання, які працюють в умовах рідинного тертя. Для забезпечення цих умов роботи в таких з'єднаннях необхідно розрахувати зазори, при яких реалізується такий режим тертя.

Методика розрахунку посадок вальниць ковзання ([10], с. 282-297) базується на основних положеннях гідростатичної теорії тертя і передбачає нерозривність шару мастила між поверхнями тертя. Суть цієї теорії полягає в наступному.

При сталому режимі роботи положення осі вала відносно осі отвору вальниці характеризується абсолютним e і відносним χ ексцентриситетом (рис. 1.121), зв'язок між якими визначається за формулою

$$\chi = \frac{2 \cdot e}{S},$$

де S - значення зазору в вальниці (див. рис. 1.121).

Товщина шару мастила h в місці найбільшого зближення поверхонь вала і отвору вальниці буде дорівнювати

$$h = \frac{S}{2} - e.$$

З результатів експериментальних досліджень вальниць ковзання відомо, що дійсна величина шару мастила h , крім інших факторів, істотно залежить від значення зазору в з'єднанні. Характер такої залежності показано на рис. 1.122.

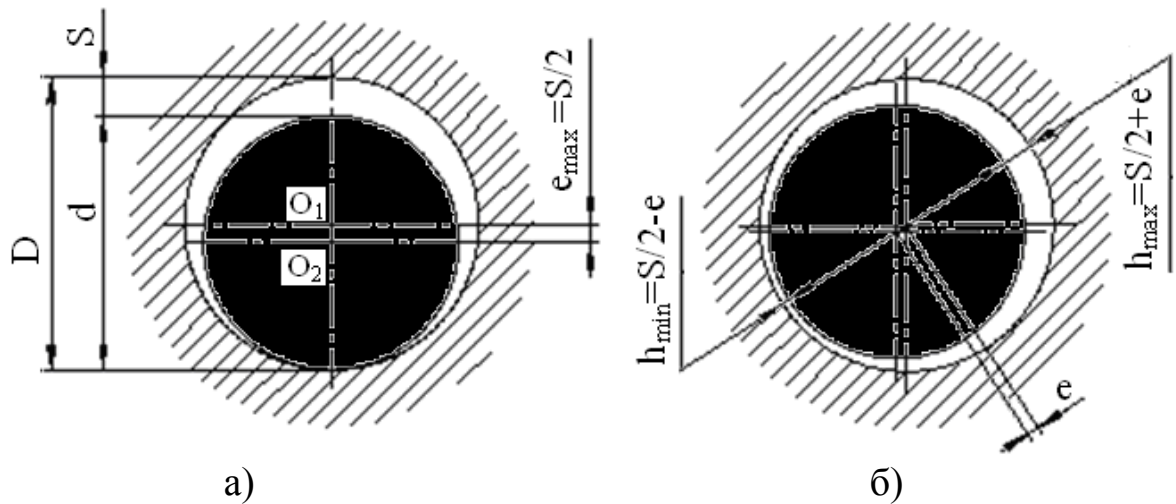


Рис. 1.121. Схема роботи вальниці ковзання при стані спокою (а) та під час обертання вала (б)

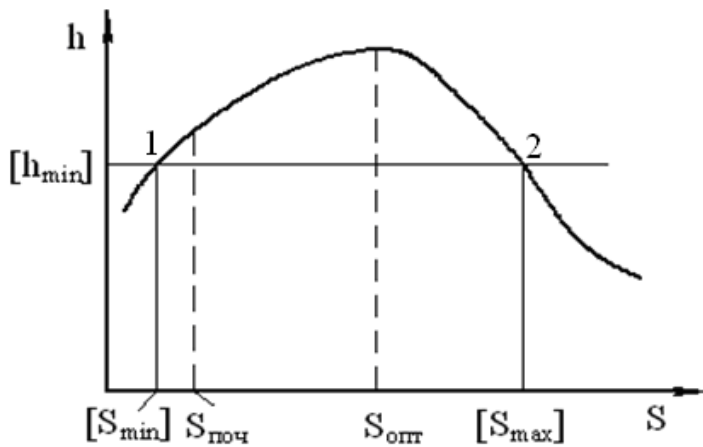


Рис. 1.122. Залежність товщини шару мастила h від величини зазору S в з'єднанні

З рисунку 1.122 видно, що в вальниці з початковим (збірним) зазором $S_{\text{поч}}$ товщина шару мастила h по мірі збільшення зазору внаслідок спрацювання поверхонь спочатку збільшується, а потім зменшується аж до розриву плівки мастила і порушення режиму рідинного тертя.

Допустима мінімальна товщина шару мастила, при якій ще забезпечується рідинне тертя, орієнтовно дорівнює:

$$[h_{\min}] = K (R_{zD} + R_{zd} + \gamma) = K (4R_{zD} + 4R_{zd} + \gamma), \quad (1.134)$$

де K – коефіцієнт запасу надійності по товщині шару мастила, $K \geq 2$; R_{zD}, R_{zd} – шорсткість поверхонь отвору і вала за десятьма точками; γ – додаток на нерозривність шару мастила, $\gamma = 2$; R_{aD}, R_{ad} – середня арифметична висота нерівностей профілю відповідно поверхонь отвору і вала.

З рисунку 1.122 виходить, що точки 1 і 2, які отримані при перетині прямої, що відповідають мінімально допустимій товщині шару мастила $[h_{\min}]$, з кривою $h = f(S)$, дозволяють визначити значення допустимих мінімального $[S_{\min}]$ і максимального $[S_{\max}]$ зазорів, при яких умови рідинного тертя ще зберігаються. Тому, для забезпечення мінімально необхідної товщини шару мастила граничні значення зазорів посадки, що вибирається, повинні відповідати основній умові:

$$S_{\min} \geq [S_{\min}]; S_{\max} \leq [S_{\max}]. \quad (1.135)$$

Тут S_{\min} , S_{\max} – відповідно мінімальний і максимальний зазори стандартних посадок, вибраних у відповідності з [10].

При відомих вихідних даних розрахунки зазорів і вибір посадки проводиться в такій послідовності.

1. Визначаємо середній питомий тиск p (Н/м²) в вальниці за формулою:

$$p = \frac{R}{L \cdot d},$$

де R – навантаження на вальницю, Н; L – довжина з'єднання поверхонь вала і отвору, м; d – номінальний діаметр з'єднання, м.

2. Визначаємо допустиму мінімальну товщину шару мастила $[h_{\min}]$ за формулою (1.134).

Рекомендації по нормуванню шорсткості поверхні наведено в Додатку Д (табл.1).

3. Задаємося робочою температурою вальниці t_n . Правильність призначення температури вальниці перевіряється тепловим розрахунком. Робоча температура вальниці повинна бути не вище (60 - 75) °С. Для попередніх розрахунків можна прийняти $t_n = 50$ °С.

Відповідно з прийнятою температурою t_n і маркою мастила визначається його динамічна в'язкість

$$\mu = \mu_{\text{таб}} \left(\frac{50}{t_n} \right)^{2,8}.$$

Тут $\mu_{\text{таб}}$ – динамічна в'язкість при $t_n = 50$ °С (Додаток Д, табл. 7).

4. Розраховується значення коефіцієнту A_h за формулою:

$$A_h = 2 \cdot [h_{\min}] / \left(d \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{\rho}} \right),$$

де ω – кутова швидкість вала, рад/с.

Кутова швидкість при відомому числі обертів вала n визначається як:

$$\omega = \pi \cdot n / 30.$$

На графіку (рис. 1.123) за розрахованим значенням коефіцієнта A_h (горизонтальна лінія) і співвідношенню L/d (одна з кривих графіка) знаходимо точки перетину з кривою графіка. Цим точкам перетину відповідають відносні значення ексцентриситетів χ_{\min} і χ_{\max} , при яких товщина мастильного шару дорівнює $[h_{\min}]$.

По знайденому значенню χ_{\min} розраховуємо мінімальний граничний зазор $[S_{\min}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\min}}$.

а) по рис. 1.123 визначається значення A_x для певного співвідношення L/d при $\chi = 0,3$;

б) розраховують мінімальний граничний зазор $[S_{\min}]$ за формулою

$$[S_{\min}] = 2,857 [h_{\min}] \frac{A_x}{A_h}.$$

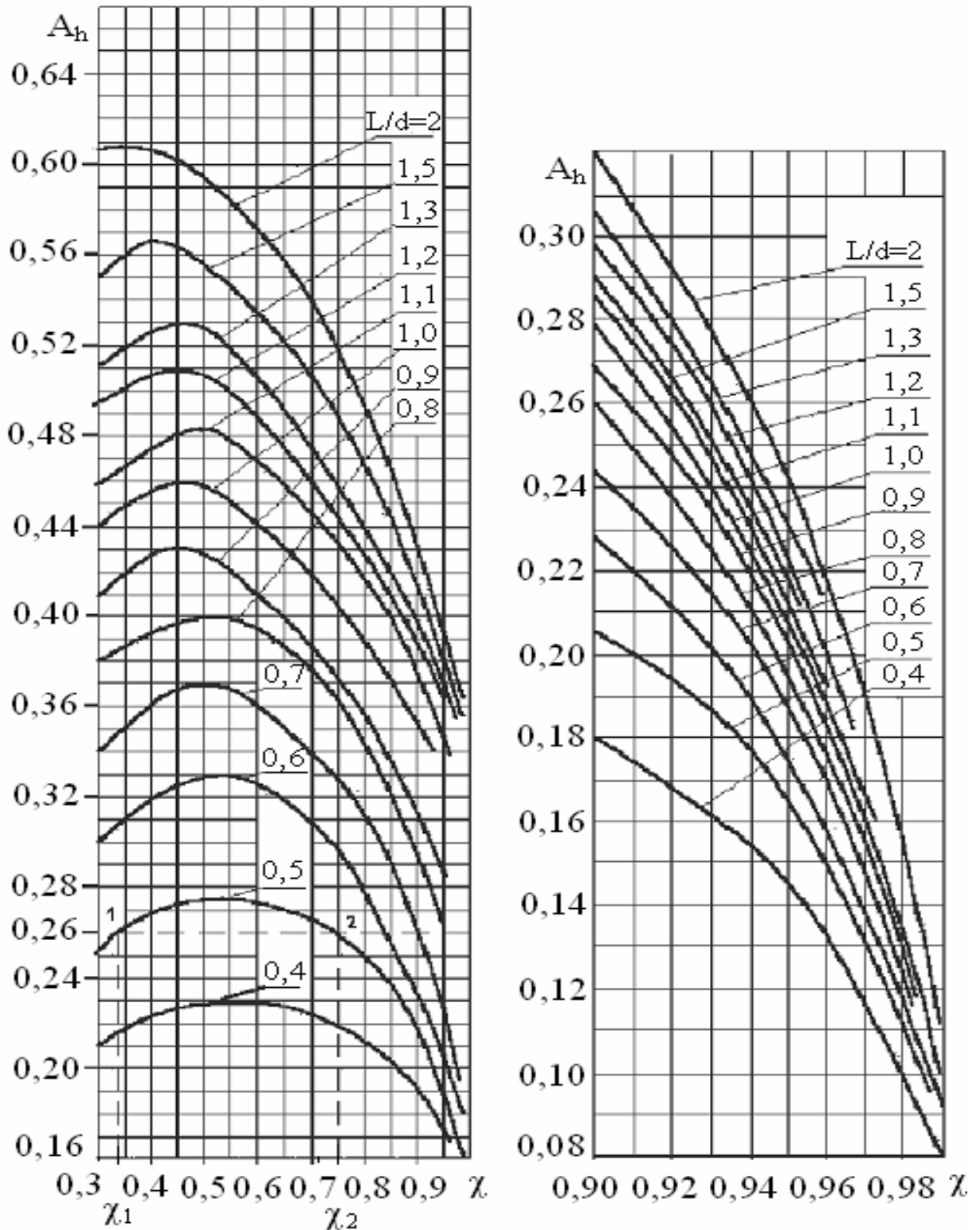


Рис. 1.123. Графік залежності коефіцієнта A_h від відносного ексцентриситету χ

Коли значення χ_{\min} виявляється меншим 0,3, то для визначення $[S_{\min}]$ діють таким чином/

6. По величині максимального відносного ексцентриситету χ_{\max} розраховуємо максимальний гарантований зазор

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}}.$$

7. Визначаємо допоміжну умову, яка передбачає, що середній зазор $S_{\text{сер}}$ в посадці повинен приблизно дорівнювати оптимальному $S_{\text{опт}}$.

Оптимальний зазор розраховуємо по формулі:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\text{опт}}} \cdot \frac{A_{\text{опт}}}{A_h}.$$

Значення $A_{\text{опт}}$ і $\chi_{\text{опт}}$ визначаємо по графіку рис. 1.123, які відповідають найвищій точці кривої з заданим співвідношенням L/d .

8. По таблицям допусків і посадок вибираються всі посадки за значенням $[S_{\min}]$ та $[S_{\max}]$, щоб виконувалась основна умова (1.121). Посадки аналізуються і приймається лише одна з них, для якої виконується допоміжна умова згідно пункту 7 цієї послідовності.

Коли при даних умовах на якому-небудь етапі задача не розв'язується, дозволяється робити корективи в вихідних даних, тобто змінювати в певних межах числові значення наступних параметрів: μ , R_a , L/d .

1.8.1.2. Приклади розв'язання задач вибору посадок для сполучень вальниць ковзання

Розрахунок величини зазору робиться дуже рідко, лише для найбільш відповідальних вальниць ковзання двигунів, верстатів, турбін, компресорів. Існуючі варіанти розрахунку вальниць ковзання засновані на використанні гідродинамічної теорії змащення.

Вальниці ковзання мають високу довговічність і малі втрати на тертя тільки при роботі в умовах рідинного змащення, коли поверхні деталей, які переміщуються, розділяє суцільний шар мастила. У стані спокою вал у вальниці лежить на нижній твірній втулці, практично повністю витісняє мастило в зоні максимального зближення поверхонь; з'єднання має максимальний ексцентриситет e_{\max} і односторонньо розташований угорі діаметральний зазор.

При обертанні вала в вальниці внаслідок в'язкості мастило нагнітається в клинову порожнину, що звужується. При сталому режимі за рахунок гідродинамічного тиску, який виникає під час обертання, вал буде «спливати» у мастильному матеріалі. Дана умова в кожному конкретному випадку (розміри й матеріали сполучених деталей, діючі зусилля,

швидкості, температура, марка мастильного матеріалу, режим роботи й ін.) може витримуватися лише в певному інтервалі зазорів.

Знаючи квалітет і діаметр з'єднання, підбір посадки зручніше вести по заданому S_{\min} , маючи на увазі, що в системі отвору $S_{\min.табл} = es$, а в системі вала $S_{\min.табл} = EI$, тобто визначають величину основного відхилу сполученої деталі. При однаковості квалітетів з'єднаних деталей другий відхил (ei валів або ES отворів) чисельно дорівнює середньому зазору $S_{\text{сер}}$. При цьому необхідно, щоб $S_{\max.табл}$ був меншим розрахункового S_{\max} . Це дозволяє створювати додатковий запас точності на зношування $T_{\text{зн}}$.

Приклад 1. Розрахувати зазори і підібрати стандартну посадку для вальниці ковзання, яка працює при таких умовах: $R = 10800 \text{ Н}$, $d = 70 \text{ мм}$, $L = 77 \text{ мм}$, $n = 1440 \text{ об/хв.}$, $\mu = 20 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$.

Розрахункову схему вальниці ковзання показано на рис. 1.124.

1. Визначаємо питомий тиск в вальниці

$$p = \frac{R}{L \cdot d} = \frac{10800}{77 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

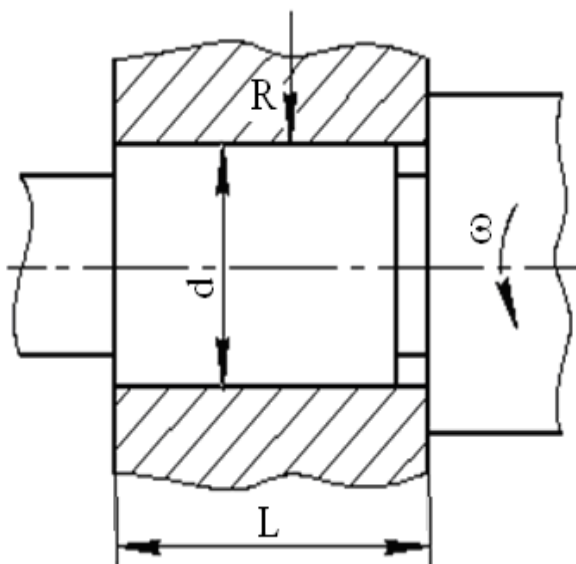


Рис. 1.124. Розрахункова схема вальниці ковзання

2. Приймаємо висоту мікронерівностей відповідно по 7 квалітету $Ra_D = Ra_d = 0,8 \text{ мкм}$ (Додаток Д, табл. 6) і розраховуємо допустиму товщину шару мастила за формулою:

$$\begin{aligned} [h_{\min}] &= K(4Ra_D + 4Ra_d + \gamma) \\ &= 2 \cdot (4 \cdot 0,8 + 4 \cdot 0,8 + 2) = 16,8 \text{ мкм} \\ &= 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}. \end{aligned}$$

3. Задаємося робочою температурою вальниці $t_n = 50 \text{ }^\circ\text{С}$, при якій динамічна в'язкість мастила дорівнює: $\mu = 20 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$ (Додаток Д, табл. 7).

4. Визначаємо величину

коефіцієнта A_h :

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d_H \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}} = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{70 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{20 \cdot 10^{-3} \cdot 150}{2 \cdot 10^6}}} = 0,39,$$

де кутова швидкість вала визначається по формулі:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 150 \text{ рад/с.}$$

5. По графіку (рис. 1.123), використовуючи значення $A_h = 0,39$ (горизонтальна пряма) і співвідношення $L/d = 1,1$ (крива графіка),

знаходимо точки перетину прямої з кривою графіка. Цим точкам перетину на горизонтальній осі відповідають відносні ексцентриситети χ_{\min} і χ_{\max} . В нашому випадку $\chi_{\min} < 0,3$, тобто першої точки перетину немає.

В такому випадку визначаємо $[S_{\min}]$ по величині $A_x = 0,47$, що відповідає $\chi = 0,3$

$$[S_{\min}] = 2,857[h_{\min}] \frac{A_x}{A_h} = 2,857 \cdot 16,8 \cdot \frac{0,47}{0,39} = 57 \text{ мкм} = 57 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

6. По знайденому максимальному відносному ексцентриситету $\chi_{\max} = 0,87$ визначаємо максимальний допустимий зазор

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}} = \frac{2 \cdot 16,8}{1 - 0,87} = 168 \text{ мкм} = 168 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

7. Розраховуємо оптимальний зазор

по графіку (рис. 1.123) визначаємо $\chi_{\text{опт}} = 0,47$ і $A_{\text{опт}} = 0,49$, які відповідають найвищій точці кривої $L/d = 1,1$, згідно яких

$$S_{\text{опт}} = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \chi_{\text{опт}}} \cdot \frac{A_{\text{опт}}}{A_h} = \frac{2 \cdot 16,8}{1 - 0,47} \cdot \frac{0,49}{0,39} = 80 \text{ мкм} = 80 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

8. За таблицями допусків і посадок ([10], табл. 1.47) вибираємо всі посадки за $[S_{\min}]$ і $[S_{\max}]$, щоб виконувалась основна умова (1.121). В нашому випадку це такі посадки:

$\text{Ø}70 \text{ H}7/\text{e}7, \text{Ø}70 \text{ H}7/\text{e}8, \text{Ø}70 \text{ H}8/\text{e}8;$

$\text{Ø}70 \text{ E}8/\text{h}6, \text{Ø}70 \text{ E}8/\text{h}7, \text{Ø}70 \text{ E}8/\text{h}8.$

В ЄСДП переважне використання надається посадкам в системі отвору, тому всі посадки в системі вала відкидаємо. Посадки, що залишилися, мають наступні характеристики:

$\text{H}7/\text{e}7: S_{\max} = 120 \text{ мкм}, S_{\min} = 60 \text{ мкм}, S_c = 90 \text{ мкм};$

$\text{H}7/\text{e}8: S_{\max} = 136 \text{ мкм}, S_{\min} = 60 \text{ мкм}, S_c = 98 \text{ мкм};$

$\text{H}8/\text{e}8: S_{\max} = 152 \text{ мкм}, S_{\min} = 60 \text{ мкм}, S_c = 106 \text{ мкм.}$

Допоміжній умові найбільше відповідає перша посадка, тому саме її остаточно приймаємо для цього сполучення: $\text{Ø}70 \frac{\text{H}7(+0.030)}{\text{e}7(-0.060/-0.090)}$.

Для обраної посадки основна умова виглядає наступним чином:

$S_{\min} = 60 \text{ мкм} > [S_{\min}] = 57 \text{ мкм};$

$S_{\max} = 120 \text{ мкм} < [S_{\max}] = 168 \text{ мкм};$

$S_{\text{сер}} = (60 + 120)/2 = 90 \text{ мкм.}$

По допоміжній умові середній зазор посадки $S_{\text{сер}} = 90 \text{ мкм}$ відносно близький до оптимального зазору $S_{\text{опт}} = 80 \text{ мкм}$. Отже, для вибраної посадки виконуються основна і допоміжна умови. Для цієї посадки будемо схеми розташування полів допусків з позначенням основних характеристик (рис. 1.125) та наводимо ескізи з'єднання та окремих поверхонь (рис. 1.26).

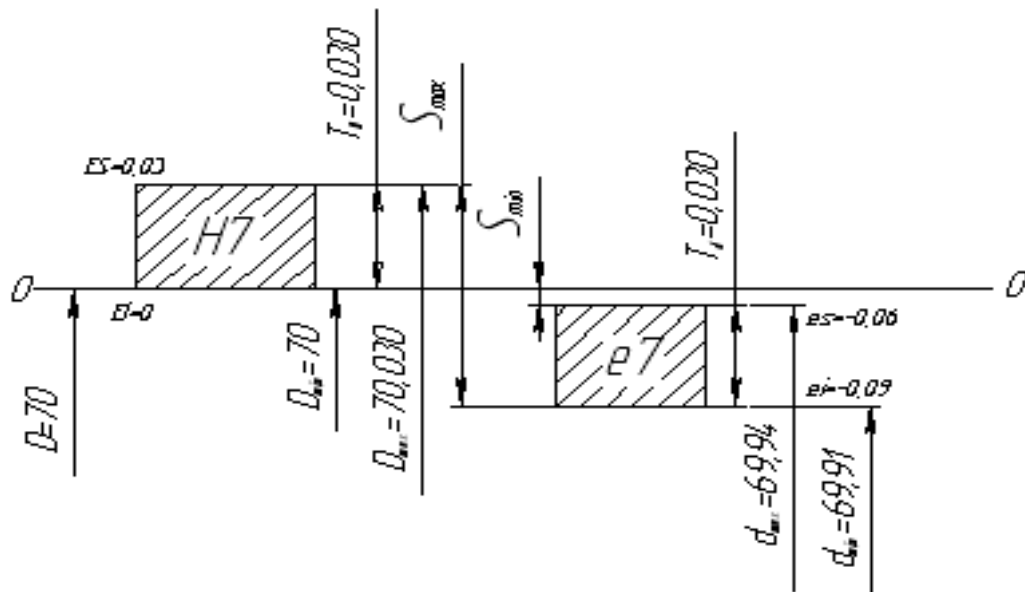


Рис. 1.125. Схема розташування полів допусків для посадки з зазором

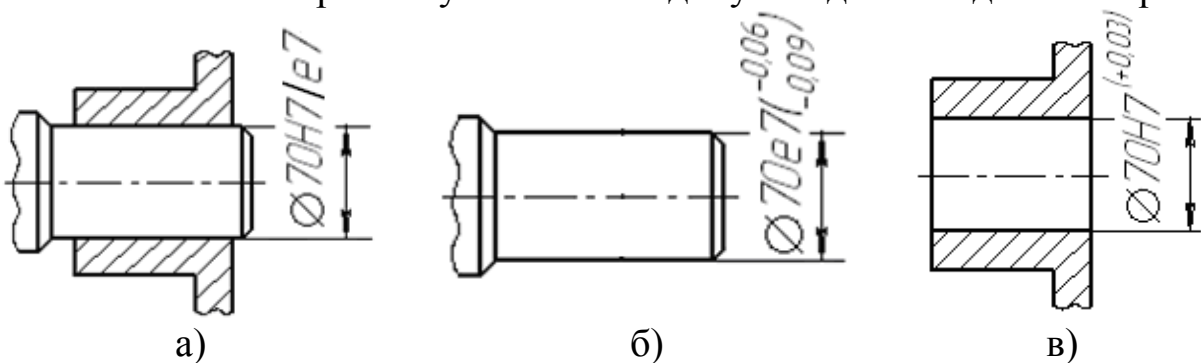


Рис. 1.126. Ескізи з'єднання (а), вала (б) та отвору (в) на робочих креслениках деталей

1.8.2. Вальниці кочення

1.8.2.1. Загальні відомості

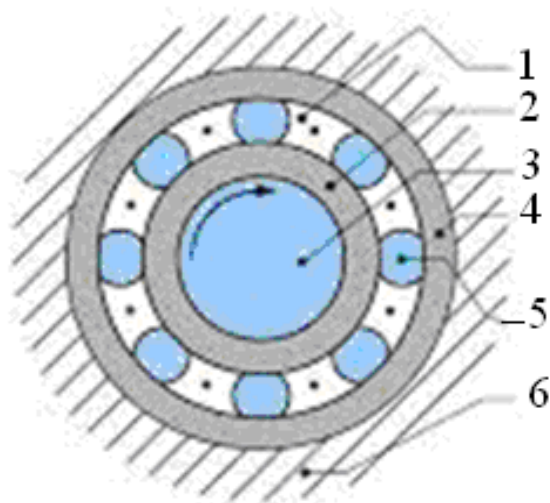


Рис. 1.127. Вальниця кочення:
1 - сепаратор; 2 - внутрішнє кільце;
3 - вал; 4 - зовнішнє кільце; 5 - тіла кочення; 6 - корпус

Вальниця кочення – стандартний виріб, який використовується як опора, в якому взаємне переміщення деталей відбувається за рахунок тертя кочення. Вальниці кочення складаються з двох кілець, тіл кочення (різної форми) і сепаратора (деякі типи вальниць можуть бути без сепаратора), який відокремлює тіла кочення один від одного, утримує на рівній відстані і направляє їх рух (рис. 1.127).

По зовнішній поверхні внутрішнього кільця і внутрішньої

поверхні зовнішнього кільця (на торцевих поверхнях кілець упорних вальниць кочення) виконують жолоби – доріжці кочення, по яким при роботі вальниці котяться тіла кочення. У деяких складаних одиницях машин з метою зменшення габаритів, а також підвищення точності і жорсткості застосовують так звані суміщені опори: доріжки кочення при цьому виконують безпосередньо на валу або на поверхні корпусної деталі. Є вальниці кочення, що виготовлені без сепаратора. Такі вальниці мають велике число тіл кочення і велику вантажопідйомність. Однак граничні частоти обертання безсепараторних вальниць значно нижче внаслідок підвищених моментів опору обертанню. Вальниці кочення працюють переважно на тертя кочення (є тільки невеликі втрати на тертя ковзання між сепаратором і тілами кочення), тому в порівнянні з вальницями ковзання знижуються втрати енергії на тертя і зменшується знос. Закриті вальниці кочення мають захисні кришки (рис. 1.128) і практично не потребують обслуговування (заміни мастила), відкриті – чутливі до попадання чужорідних тіл, що може привести до швидкого руйнування вальниці.

Сили, що навантажують вальницю, поділяють на: радіальну, діючу в напрямку, перпендикулярному осі навантаження, і осьову, діючу в напрямку, паралельному осі навантаження.

Класифікація за конструктивними ознаками. Вальниці кочення класифікують за такими ознаками: за формою тіл кочення: кулькові і роликові (рис. 1.129), причому останні можуть бути циліндричними короткими, довгими і голчастими (рис. 1.129, а, г), а так само бочкоподібними, конічними і витими (рис. 1.129, б, в, д); у напрямку діючого навантаження – радіальні, призначені для сприйняття тільки радіальних або переважно радіальних сил, радіально-упорні (для сприйняття радіальних і осьових сил) (рис. 1.130 і 1.131). Вальниці регульованих типів без осьового навантаження працювати не можуть. Упорні, для сприйняття осьових сил, радіальну силу не сприймають. Упорно-радіальні – для сприйняття осьових і невеликих радіальних сил; по числу рядів тіл кочення – одно- (рис. 1.129-1.130), дво- (рис. 1.131 і 1.133) і чотирирядні; по чутливості до перекосів – самоустановлювальні (перекіс дозволяють до 3°) і не самоустановлювальні; з циліндричним або конусним отвором

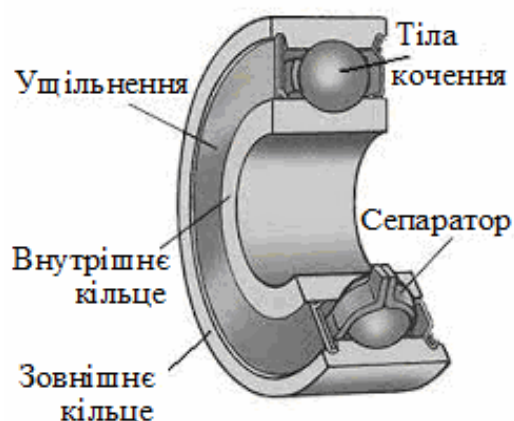


Рис. 1.128. Вальниця кочення закрита

внутрішнього кільця; здвоєні та ін. Крім основних вальниць кожного типу випускають їх конструктивні різновиди.

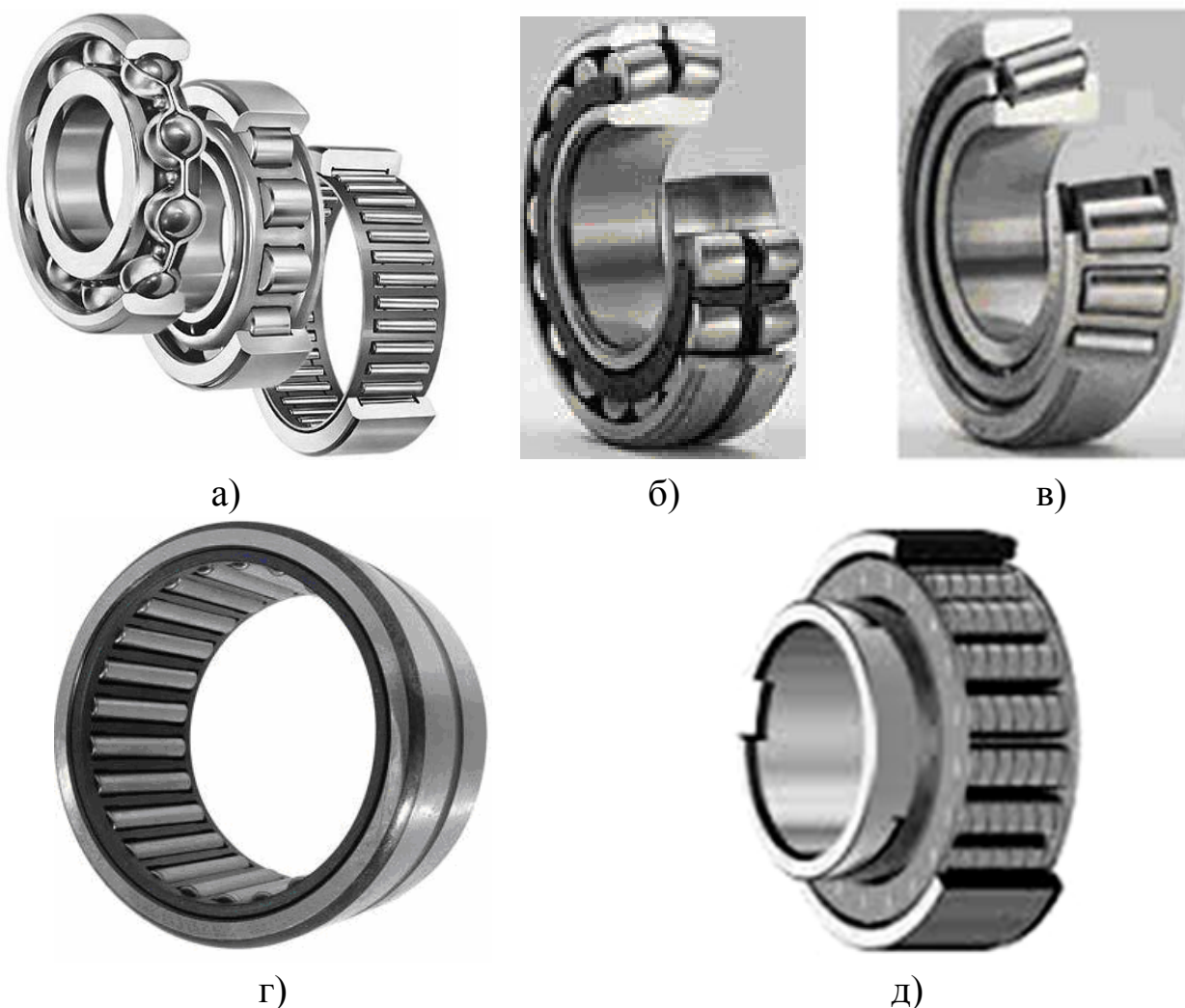


Рис. 1.129. Класифікація вальниць кочення за формою тіл кочення
Вальниці кулькові радіальні однорядні наведено на рис. 1.134.



Кульковий однорядний

Кульковий дворядний

Роликовий з короткими
циліндричними
роликами

Рис. 1.130. Класифікація вальниць кочення за діючим навантаженням



Голчастий



Радіально-упорний
кульковий



Радіально-упорний з
конічними роликами

Рис. 1.130. Лист 2. Класифікація вальниць кочення за діючим навантаженням



Рис. 1.131. Вальниця кочення радіальна однорядна з бочкоподібними роликами

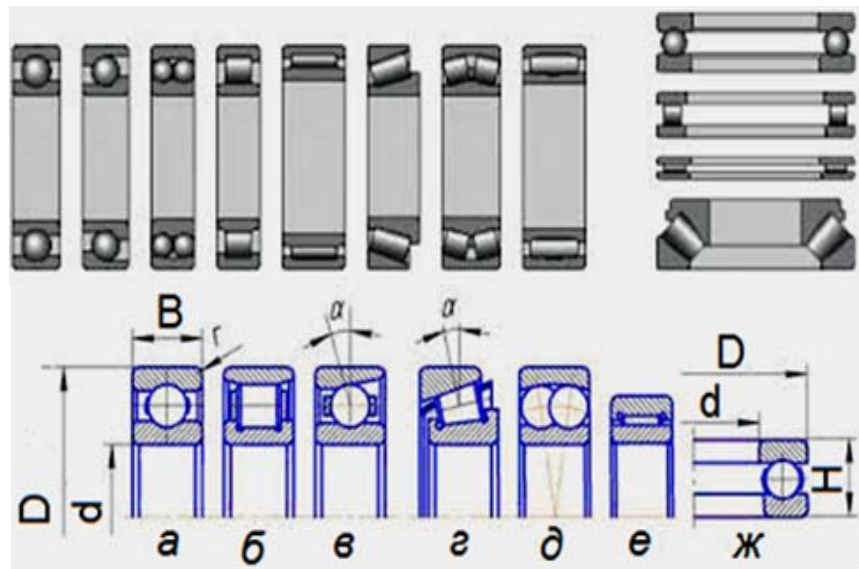


Рис. 1.132. Вальниці кочення

Приклади застосування вальниць кочення в опорах наведено на рис. 1.135.



Рис. 1.133. Дворядна кулькова вальниця



Рис. 1.134. Вальниці кулькові радіальні однорядні



Рис. 1.135. Приклади застосування вальниць кочення в опорах

1.8.2.2. Характеристики вальниць кочення

Вальниці кочення мають повну зовнішню взаємозамінність за розмірами *монтажних (приєднувальних) поверхонь*, що визначається базовими розмірами: зовнішнім діаметром – d , внутрішнім – D , шириною – B . Повна взаємозамінність дозволяє швидко монтувати і замінювати вальниці кочення.

D (**d**) – номінальний діаметр кільця, відносно якого визначають граничні розміри та який служить початком відліку відхилів, в бік зменшення.

B, **C**, (**T**) – номінальна ширина вальниці – розмір ширини (монтажної висоти) вальниці, відносно якої визначають граничні розміри і яка служить початком відліку відхилів.

L – позначення поля допуску середнього діаметра отвору вальниці.

I – позначення поля допуску середнього діаметра зовнішнього діаметра вальниці.

Вальниці кочення мають внутрішню взаємозамінність, обмежену тілами кочення. Для забезпечення необхідних вимог до точності зазначених елементів використовують принцип групового складання.

Система умовних позначень вальниць кочення наведено в ГОСТ 3189-89.

Відповідно стандарту на вальниціях повинна бути маркування їх умовного позначення і умовного позначення підприємства-виготовлювача.

Повне умовне позначення вальниці складається з основного і додаткового.

Основне умовне позначення вальниць кочення складається з семи цифр. Але тип вальниці, серія значень ширини, конструктивні особливості позначені цифрою 0, в умовному позначенні вальниці не проставляються. У цьому випадку умовне позначення вальниці буде складатися з двох або трьох цифр.

Схема основного умовного позначення вальниці кочення

A125 – 3 0 0 0 2 0 5 - KT2 C2

Додаткові знаки зліва ← Основні знаки умовного → Додаткові знаки зправа

X	X	X	X	—	позначення	—	X	XX	X	XX	
Клас точності				Залізний штампований, сепаратор							
Група радіального зазору				Температура відпуску кілець							
Ряд моменту тертя				Вид мастильного матеріалу							
Категорія вальниці				Рівень вібрації (шуму)							

Маркування наносять на будь-які поверхні вальниць, крім поверхонь по яким відбувається кочення. Маркування дозволяється робити будь-яким чином, аби не викликати корозії вальниць. Основні розміри вальниць кочення повинні відповідати стандартам на типи і розміри вальниць або конструктивним кресленикам, у яких є посилання на ГОСТ 3478.

Промисловість виготовляє кулькові і роликові вальниці кочення з отворами діаметром від 0,6 до 2000 мм, за загальними технічними умовами згідно з ГОСТ 520:2003.

Типорозмір вальниці визначається внутрішнім діаметром поділений на 5. Виключеннями є вальниці наступних діаметрів: 10 - 00; 12 - 01; 15 - 02; 17 - 03. Вальниці з діаметрами від 1 до 9 мм позначаються у відповідності до розміру внутрішнього діаметру.

Серія визначає динамічну вантажопідйомність вальниці, яка визначає строк безвідмовної роботи (99 %-й ресурс) вальниці, що дорівнює 0,21 розрахункового 90%-го ресурсу (довговічності).

Четверта цифра справа визначає *тип вальниці* (напрямок дії навантаження і форми тіл кочення). По типу вальниці кочення підрозділяються: по сприймаємих навантаженням, по функціям, по формі кульок.

По конструктивним особливостям вальниці підрозділяються: по формі доріжок кочення, їх кількості; кількості кілець; з ущільненнями чи без. Схема повного умовного позначення вальниці доповнюється додатковими знаками.

Умовні позначення типів вальниць повинні відповідати наведеним нижче:

Тип вальниці	Позначення
Кулькова радіальна	0
Кулькова радіальна сферична	1
Роликова радіальна з короткими циліндричними роликами	2
Роликова радіальна з сферичними роликами	3
Роликова радіальна з довгими циліндричними роликами (голчаста)	4
Роликова радіальна з крученими роликами	5
Кулькова радіально-упорна	6
Роликова радіально-упорна з конічними роликами	7
Кулькова упорна, кулькова упорно-радіальна	8
Роликова упорна, роликова упорно-радіальна	9

Зліва від основного позначення, відділяючи знаком тире, маркують знаки, що визначають клас точності, групу радіального (осьового) зазору, ряд моменту тертя і категорію вальниць.

Наприклад, А125– 3000205.

Тут 3000205 – основне позначення, зліва 5– клас точності, 2 – група радіального зазору, 1 – ряд моменту тертя, А– категорія вальниці.

Вальниці кочення складаються з кількох деталей, кожна з них виготовляється досить точно.

Залежно від точності основних розмірів і точності обертання розрізняють основні *класи точності* вальниць кочення (ГОСТ 520:2003), наведені нижче в порядку збільшення точності:

0, 6, 5, 4, 2, Т – для кулькових і роликових радіальних і кулькових радіально-упорних вальниць;

0, 6, 5, 4, 2 – для упорних і упорно-роликових вальниць;

0, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликових конічних вальниць. Допускається виготовлення вальниць класів точності 7 і 8 (нижчого класу точності ніж 0) зі збільшеним значенням радіального і осьового зазорів на одну групу або зменшенням найменшого граничного розміру на 10 % поля допуску на зазор.

Класи точності вальниць визначають граничні відхилення розмірів, форми, розташування поверхонь вальниць і встановлюється ГОСТ 520:2003, який поширюється на кулькові й роликові вальниці із внутрішнім діаметром 0,6 ... 2000 мм.

З підвищенням класу точності зростають вимоги до точності всіх елементів вальниць як внутрішнім, що забезпечують точність обертання й зазори, так і зовнішнім, що забезпечує посадку кілець у виріб. Для внутрішніх кілець кулькових і роликових радіальних і кулькових

радіально-упорних вальниць з номінальним розміром приєднувального діаметра $d = 18...30$ мм допуски наведені нижче, мкм:

Клас точності	0	6	5	4	2
Допуск на середній діаметр отвору d_m	10	8	6	5	4
Мінливість ширини кільця	20	10	5	2,5	2
Биття торця щодо отвору	20	10	8	4	2
Радіальне биття доріжки кочення	13	10	4	3	2,5
Осьове биття доріжки кочення	40	20	8	4	2,5

Високі вимоги до точності вальниць і одночасно недостатня твердість їхніх кілець змушують при малому допуску на приєднувальний розмір у класах точності 0 і 6 трохи розширити допуск на овальність кілець у вільному стані. За дійсний середній розмір d_{mr} або D_{mr} приймають середній з найбільшого й найменшого обмірюваних розмірів. Придатні кільця у вільному стані повинні одночасно задовольняти нормам по обох видах діаметрів.

1.8.2.3. Приклади розв'язання задач вибору посадок для сполучень вальниць кочення

Приклад 1. Призначити поля допусків, граничні відхилення, допуски циліндричності й шорсткість посадкових поверхонь вала і отвору в корпусі для посадки вальниці кочення №206. Для вказаної вальниці $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, $B = 16$ мм, $r = 1,5$ мм. Радіальне навантаження на вальницю $F_r = 2$ кН.

Умови роботи вальниці: вал обертається, корпус нерухомий, вал суцільний, корпус масивний нерознімний, навантаження радіальне, спокійне, з помірними поштовхами і вібрацією, можливе перевантаження вальниці до 150 %.

Побудувати схему розташування полів допусків монтажних поверхонь кілець вальниці і посадкових поверхонь вала і отвору в корпусі. Позначити поля допусків (посадки), допуски циліндричності й шорсткість посадкових поверхонь вала та отвору в корпусі на складальному і подетальних креслениках складаної одиниці вальниці.

Клас точності вальниці нульовий. Оскільки за умовою завдання обертається вал, то внутрішнє кільце вальниці матиме циркуляційний різновид навантаження, а зовнішнє – місцевий.

Розв'язання. Визначаємо інтенсивність навантаження посадкової поверхні вала під внутрішнє циркуляційне навантажене кільце вальниці за формулою (8.1) [9]:

$$P_R = \frac{2}{(16 - 2 \cdot 1,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 154 \text{ кН/м.}$$

Тут значення коефіцієнтів за заданими умовами роботи вальниці приймаємо за даними таблиць 10-12 Додатку Д: $k_d = k_1 = k_2 = 1$.

За даними табл. 8 Додатку Д при діаметрі вала $d = 30$ мм та інтенсивності навантаження посадкової поверхні $P_R = 154$ кН/м призначаємо поле допуску на діаметр посадочної поверхні вала js6, тобто $\varnothing 30js6$. За табл. 4 Додатку А: $es = +0,0065$ мм, $ei = -0,0065$ мм.

Граничні відхилення діаметра циліндричного отвору внутрішнього кільця вальниці $\varnothing 30L0$ знаходимо за табл. 13 Додатку Д: $EI = -0,01$ мм, $ES = 0$. Тоді посадка внутрішнього кільця вальниці на вал $\varnothing 30L0/js6$.

Максимальні значення зазору і натягу:

$$S_{\max} = ES - ei = 0 - (-0,0065) = 0,0065 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0 - 0,01 = 0,01 \text{ мм}.$$

Схему розташування полів допусків внутрішнього кільця вальниці наведено на рис. 1.136.

Поле допуску посадкової поверхні діаметра отвору в корпусі під зовнішнє місцево навантажене кільце вальниці призначаємо за табл. 9 Додатку Д. За діаметра отвору $D = 62$ мм для заданих умов роботи вальниці приймаємо поле допуску H7 (для вальниці нульового класу точності), тобто $\varnothing 62H7$ ($ES = +30$ мкм, $EI = 0$ за табл. 2 Додатку А).

Граничні відхилення зовнішнього діаметра зовнішнього кільця вальниці знаходимо за табл. 14 Додатку Д: $ei = -13$ мкм, $es = 0$. Тоді посадка зовнішнього кільця вальниці $\varnothing 62H7/l0$.

Схема розташування полів допусків зовнішнього кільця вальниці наведено на рис. 1.136.

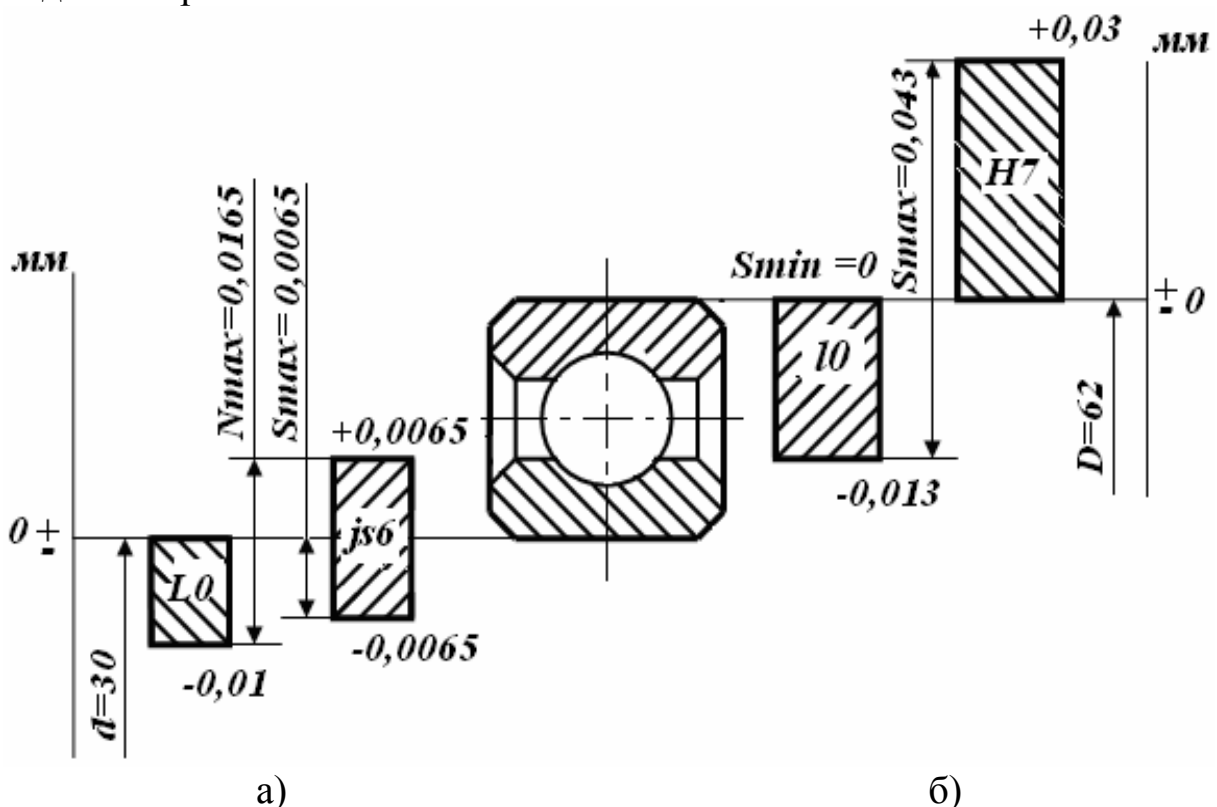


Рис. 1.136. Схема розташування полів допусків вальниці: а) внутрішнього кільця на вал; б) зовнішнього кільця в корпус

Визначаємо допуски циліндричності (допуски форми) посадкових поверхонь вала і отвору в корпусі за формулою (для вальниці нульового класу точності): $T_{\odot} = 0,5 \cdot T$.

Для вала: $T_{\odot} = 0,5 \cdot T_d = 0,5 \cdot 0,013 = 0,0065$ мм.

Тут T_d – допуск діаметра посадочної поверхні вала.

$T_d = es - ei = 0,0065 - (-0,0065) = 0,013$ мм.

Для отвору в корпусі: $T_{\odot} = 0,5 \cdot T_D = 0,5 \cdot 0,03 = 0,015$ мм,

де T_D – допуск діаметра посадкової поверхні отвору в корпусі,

$T_D = ES - EI = 0,03 - 0 = 0,30$ мм.

Приймаємо стандартні значення допусків циліндричності посадкових поверхонь вала й отвору в корпусі за табл. 8 Додатку Б. За $d = 30$ мм $T_{\odot d} = 6$ мкм = 0,006 мм, що відповідає 6-му ступеню точності за відхилами форми. При $D = 62$ мм $T_{\odot D} = 16$ мкм = 0,016 мм що відповідає 7-му ступеню точності за відхилами форми.

Шорсткість посадкових поверхонь вала і отвору в корпусі та торців заплечиків призначаємо за табл. 16 Додатку Д. За діаметра посадочної поверхні вала 30 мм для вальниці класу точності 0 шорсткість посадочної поверхні $R_a = 1,25$ мкм. За діаметра посадочної поверхні отвору в корпусі 62 мм для вальниці класу точності 0 шорсткість посадочної поверхні $R_a = 1,25$ мкм. Шорсткість торців заплечиків $R_a = 2,5$ мкм.

Складальний і подетальні кресленики складанної одиниці вальниці наведено на рис. 1.137.

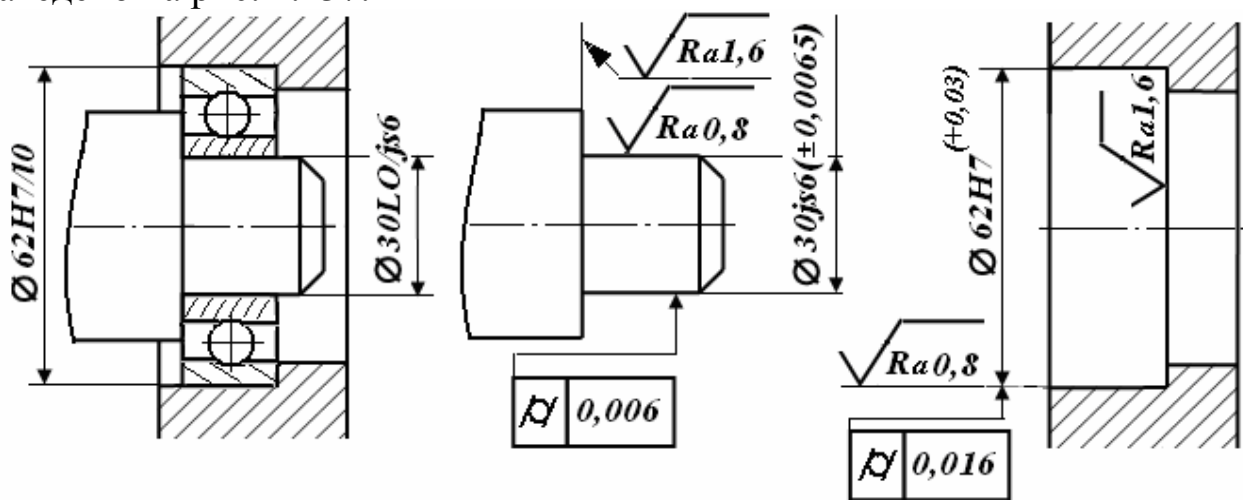


Рис. 1.137. Складальні і подетальні кресленики складанної одиниці вальниці

Приклад 2. Вибрати посадку циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця радіальної однорядної вальниці 6-№ 205 класу точності 6 ($d = 25$ мм, $D = 52$ мм, $B = 15$ мм, $r = 1,5$ мм на суцільний вал, що обертається. Розрахункова радіальна реакція опори $F_r = 3$ кН.

Навантаження ударне, перевантаження 200 %. Осьового навантаження немає.

Розв'язання. Визначаємо інтенсивність навантаження за формулою (8.1) [9]:

$$P_R = \frac{3}{(15 - 2 \cdot 1,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 450 \text{ кН/м.}$$

Значення коефіцієнтів за заданими умовами роботи вальниці приймаємо за табл. 10-12 Додатку Д: $k_d = 1,8$, $k_1 = k_2 = 1$.

За табл. 8 Додатку Д заданим умовам для вала відповідає поле допуску k6, тобто $\varnothing 25k6$ (за табл. 4 Додатку А: $es = +0,015$ мм, $ei = +0,003$ мм).

Граничні відхилення діаметра циліндричного отвору внутрішнього кільця вальниці $\varnothing 25L0$ знаходимо за табл. 13 Додатку Д: $EI = -0,01$ мм, $ES = 0$. Тоді посадка внутрішнього кільця вальниці на вал $\varnothing 25L0/k6$.

Граничні натяги:

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

$$N_{\max} = es - EI = 0,015 - (-0,01) = 0,025 \text{ мм.}$$

Поле допуску отвору в корпусі під зовнішнє місцево навантажене кільце вальниці призначаємо за табл. 9 Додатку Д. За діаметра отвору $D = 52$ мм для заданих умов роботи вальниці приймаємо поле допуску JS7 (для вальниці нульового класу точності), тобто $\varnothing 52JS7$ ($ES = +15$ мкм, $EI = -15$ мкм за табл. 2 Додатку А).

Граничні відхилення зовнішнього діаметра зовнішнього кільця вальниці знаходимо за табл. 14 Додатку Д: $ei = -13$ мкм, $es = 0$. Тоді посадка зовнішнього кільця вальниці $\varnothing 52JS7/h0$.

Граничні натяги і зазори:

$$S_{\max} = ES - ei = 0,015 - (-0,013) = 0,028 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,015) = 0,015 \text{ мм.}$$

Приклад 3. У редуктора загального призначення (навантаження з сильними ударами, перевантаження до 200 %) на опори діють радіальні реакції $R_1 = 60$ і $R_2 = 50$ кН і осьова сила $F_a = 10$ кН. На лівій опорі R_1 встановлено дві однорядні конічні вальниці №7318 ($d = 90$ мм, $D = 190$ мм, $B = 43$ мм, $r = 4$ і $r_1 = 1,5$ мм; кут контакту $\beta = 12^\circ$). На правій опорі, що плаває, встановлена радіальна роликів вальниця №2617 ($d = 85$ мм, $D = 180$ мм, $B = 60$ мм і $r = 4$ мм). Навантаження внутрішніх кілець вальниці, що обертаються, циркуляційне, а зовнішніх, нерухомих – місцево. Клас точності вальниць 0. Підібрати посадки для з'єднання вальниць кочення з ведучим валом циліндричного косозубого редуктора.

Розв'язання. Підбираємо посадки для внутрішніх циркуляційно навантажених кілець. За формулою (8.1) [9] підраховуємо інтенсивність навантаження для лівої R_1 і правої R_2 опор. Знаходимо необхідні

коефіцієнти обох опор: $k_d = 1$ (табл. 10 Додатку Д); $k_1 = 1$ (табл. 11 Додатку Д, вал суцільний). За табл. 12 Додатку Д визначаємо k_2 :

– для лівої опори $k_{2E} = 1,6$ [$\text{ctg}12^\circ = 4,7$; $(F_a / F_r) \cdot \text{ctg}\beta = (10 / 60) \cdot 4,7 = 0,785$];

– для правої опори $k_{2П} = 1$.

$$P_{R1} = \frac{60}{2 \cdot [43 - (4 + 1,5)] \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1,6 = 2,31 \text{ кН/м};$$

$$P_{R2} = \frac{50}{(60 - 2 \cdot 4) \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1,73 \text{ кН/м}.$$

За табл. 8 Додатку Д приймаємо для лівої опори основний відхил вала m , а для правої – k . Для обох опор намічаємо допуски по шостому квалітету (вальниці класу точності 0, див. табл. 4 Додатку А). Таким чином, приймаємо поля допусків для обробки валів у місцях встановлення вальниць на лівій опорі $\varnothing 90m6 \left(\begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{smallmatrix} \right)$ і на правій $\varnothing 85k6 \left(\begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,003 \end{smallmatrix} \right)$.

Граничні відхили посадкових місць кілець вальниць, мм:

№7318 – внутрішніх (табл. 15 Додатку Д) $EI = -0,02$, $ES = 0$; зовнішніх $ei = -0,03$, $es = 0$;

№2617 – внутрішніх $EI = -0,02$, $ES = 0$ (табл. 13 Додатку Д); зовнішніх $ei = -0,03$, $es = 0$ (табл. 14 Додатку Д).

Тоді посадка внутрішніх кілець вальниць на вал: ліва опора $\varnothing 90L0/m6$, права опора $\varnothing 85L0/k6$.

Граничні натяги:

– ліва опора $N_{\min} = ei - ES = 0,013 - 0 = 0,013$ мм;

$$N_{\max} = es - EI = 0,035 - (-0,020) = 0,055 \text{ мм};$$

– права опора $N_{\min} = ei - ES = 0,003 - 0 = 0,003$ мм;

$$N_{\max} = es - EI = 0,025 - (-0,020) = 0,045 \text{ мм}.$$

Підбираємо поля допусків для обробки посадкових поверхонь корпусів. Зовнішні кільця вальниць випробовують місцеве навантаження. За табл. 9 Додатку Д приймаємо для обох опор поля допусків JS7 (ліва опора $\varnothing 190JS7(\pm 0,023)$, права опора $\varnothing 185JS7(\pm 0,023)$, що відповідає таким умовам роботи: місцеве навантаження, важкий режим роботи вальниць, редуктори загального призначення, клас точності 0.

Тоді посадка зовнішніх кілець вальниць у корпус: ліва опора $\varnothing 190JS7/l0$, права опора $\varnothing 185JS7/l0$.

Граничні зазори і натяги:

– ліва опора $S_{\max} = ES - ei = 0,023 - (-0,030) = 0,053$ мм;

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,023) = 0,023 \text{ мм};$$

– права опора $S_{\max} = ES - ei = 0,023 - (-0,030) = 0,053$ мм;

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,023) = 0,023 \text{ мм}.$$

Схеми розташування полів допусків кілець вальниць та посадкових поверхонь валів і отворів у корпусі наведено на рис. 1.138.

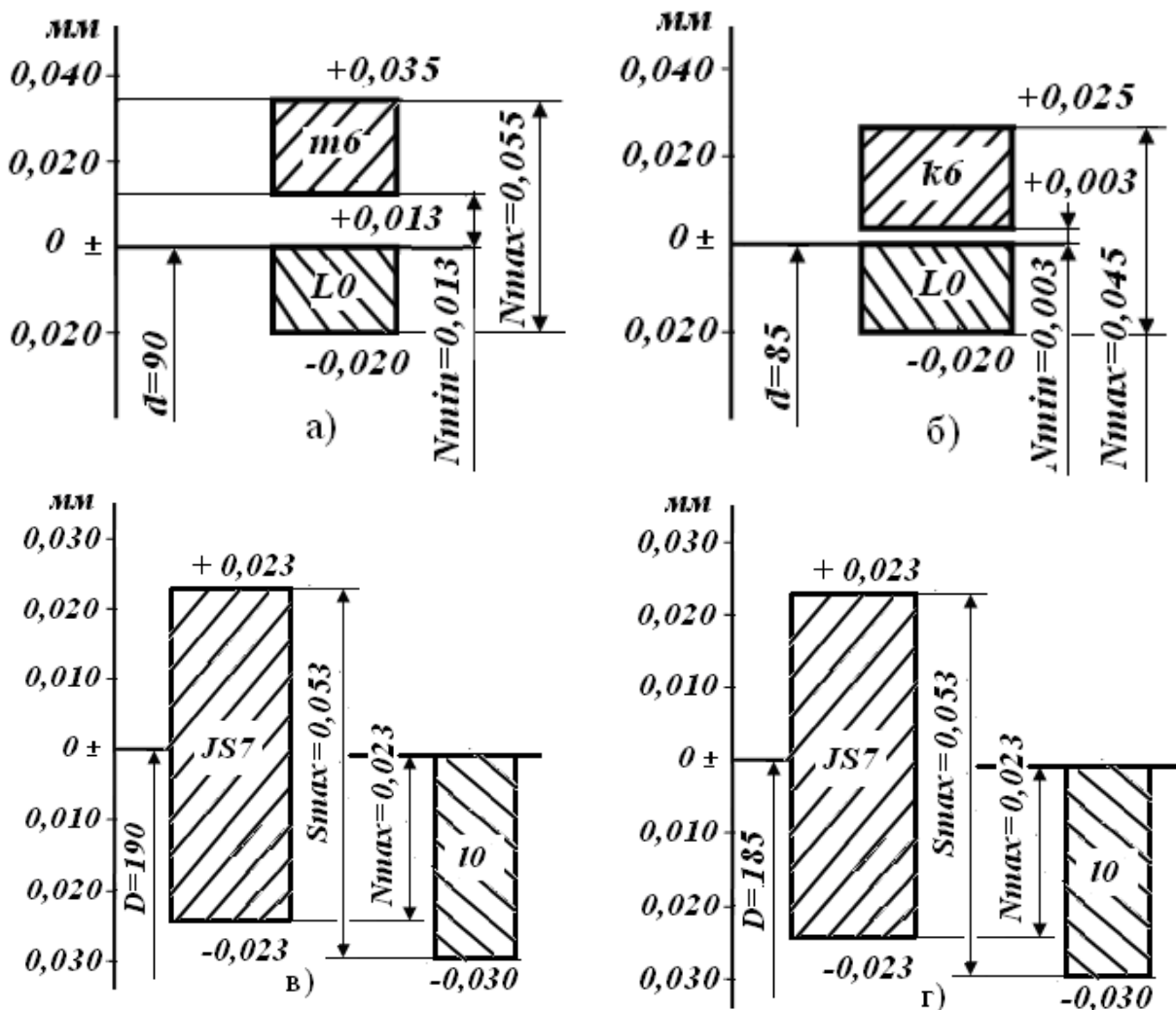


Рис. 1.138. Схема розташування полів допусків внутрішніх (а, б) і зовнішніх (в, г) кілець вальниць кочення

Приклад 4. Вальниці кочення роликів рольгангу випробовують навантаження з сильними ударами, перевантаження до 300 %; на опори діють радіальні реакції постійні за напрямом $R = 10$ кН, осьова сила $F_a = 2$ кН. Навантаження зовнішніх кілець, що обертаються, циркуляційне; внутрішніх нерухомих – місцеве. На опорах установлені конічні роликові вальниці №7510 з розмірами, мм: $d = 50$, $D = 90$, $B = 23$, $r = 2$ і $r_1 = 0,8$; кут контакту $\beta = 12^\circ$. Зовнішній діаметр корпуса вальниці $D_{\text{кор}} = 125$ мм. Клас точності вальниць 0. Підібрати посадки для вальниць.

Розв'язання. Підбираємо поле допуску для з'єднання корпуса з зовнішніми кільцями вальниць. Знаходимо значення величин, що входять до формули (8.1 [9]): $k_d = 1,8$ (табл. 10 Додатку Д); для обчислення k_1 визначаємо відношення $D/D_{\text{кор}} = 90/125 = 0,72$, отже $k_1 = 1,4$ (див. табл. 11 Додатку Д); $k_2 = 1$ (див. табл. 12 Додатку Д).

За таких даних:

$$P_R = \frac{10}{[23 - (2 + 0,8)] \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,20 \text{ кН/м.}$$

За табл. 8 Додатку Д приймаємо поле допуску отвору корпуса $\varnothing 90N7 \begin{pmatrix} -0,010 \\ -0,045 \end{pmatrix}$. Тоді посадка зовнішніх кілець вальниць в корпус $\varnothing 90 N7/10$.

Граничні відхилення посадкових місць кілець вальниць: внутрішніх $EI = -0,012$ мм, $ES = 0$, зовнішніх $e_i = -0,015$, $es = 0$ за табл. 15 Додатку Д.

Граничні натяги і зазори:

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,045) = 0,045 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = ES - e_i = -0,010 - (-0,015) = 0,005 \text{ мм}.$$

Для з'єднання осей роликів рольганга з внутрішніми кільцями приймаємо поля допусків $h6$, тобто $\varnothing 50h6 \begin{pmatrix} 0 \\ -0,016 \end{pmatrix}$. Тоді посадка внутрішніх кілець вальниць у ось $\varnothing 50L0/h6$.

Граничні зазори і натяги: $S_{\max} = ES - e_i = 0 - (-0,016) = 0,016$ мм;

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,012) = 0,012 \text{ мм}.$$

$$\text{Середній зазор: } S_{\text{сер}} = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 = (0,016 - 0,012) / 2 = 0,002 \text{ мм}.$$

Схему розташування полів допусків внутрішніх і зовнішніх кілець вальниць наведено на рис. 1.139.

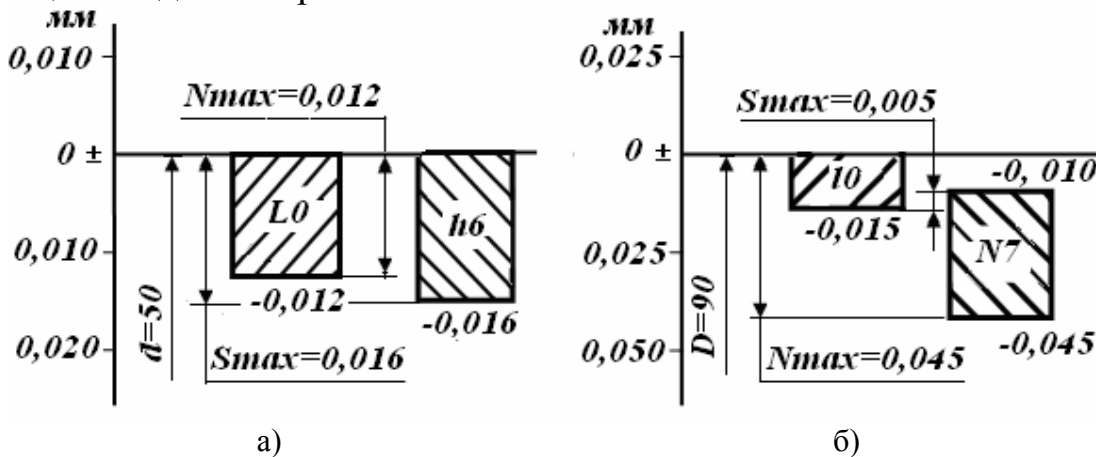


Рис. 1.139. Схема розташування полів допусків внутрішніх (а) і зовнішніх (б) кілець вальниць

Приклад 5. Для з'єднання вала з кільцем роликової вальниці вибрано поле допуску $k6$. Внутрішній діаметр вальниці $d = 85$ мм, зовнішній – $D = 180$ мм. Клас точності вальниці 0. Максимальний натяг посадки внутрішнього кільця на вал $N_{\max} = 0,045$ мм. Визначити посадочний зазор у вальниці.

Розв'язання. За табл. 15 Додатку Д знаходимо початкові радіальні зазори в вальниці заданого типу і розміру: $G_{\text{remin}} = 30$ мкм, $G_{\text{remax}} = 80$ мкм.

Середній початковий радіальний зазор:

$$G_{\text{ресер}} = (G_{\text{remax}} + G_{\text{remin}}) / 2 = (80 + 30) / 2 = 55 \text{ мкм}.$$

Визначаємо діаметральну деформацію доріжки кочення внутрішнього кільця. Для цього визначаємо наведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця

$$d_0 = d + (D - d) / 4 = 85 + (180 - 85) / 4 = 109 \text{ мм}.$$

$$\text{Дійсний натяг } N_D = 0,86 \cdot N_{\max} = 0,86 \cdot 45 = 38,2 \text{ мкм}.$$

Діаметральна деформація доріжки кочення циркуляційно навантаженого кільця $\Delta d_1 = N_D \cdot d / d_0 = 38,2 \cdot 85 / 109 = 30$ мкм.

Посадочний радіальний натяг визначаємо за формулою:

$$S_{\text{роб}} = S_{\text{поч}} - \Delta d_1 = 0,055 - 0,030 = 0,025 \text{ мм.}$$

Отже, за наміченої посадки після встановлення вальниці на вал у ньому зберігається радіальний зазор, який і є посадочним радіальним зазором.

Приклад 6. Підібрати посадку радіальної однорядної кулькової вальниці №209 на вал. Навантаження внутрішнього кільця – циркуляційне. Радіальне навантаження $F_r = 500$ Н. Різниця температур вальниці і повітря, що оточує корпус, 10 °С. Розміри вказаної вальниці в мм: $d = 45$, $D = 85$, $B = 19$, координата фаски $r = 2$.

Розв'язання. За формулою (2.142) [2] знаходимо найменший натяг:

$$N_{\text{min}} \geq [(45 + 3) / 45] (0,08 \sqrt{45 \cdot 500 / (19 - 2 \cdot 2)} + 45 \cdot 0,0015 \cdot 10) \approx 4 \text{ мкм.}$$

Для гарантії відсутності прокручування кільця за тривалої роботи збільшимо знайдене значення на 10 %:

$$N_{\text{min}} = 1,1 \cdot 4 = 4,4 \text{ мкм.}$$

Для наочності вибору посадки складемо табл. 1.38.

Таблиця 1.38

Значення імовірних зазорів і натягів

Відхил отвору внутрішнього кільця, мкм	Вал		Імовірний			
	Поле допуску	es/ei, мкм	зазор, мкм		натяг, мкм	
			min	max	min	max
0 -12	js6	+8/-8	-	1,2	-	18,8
	k6	+18/+2	-	-	8,8	28,8
	m6	+25/+9	-	-	15,8	35,8
	n6	+33/+17	-	-	23,8	43,8

Із табл. 1.38 бачимо, що найближчим полем допуску вала, що забезпечує сполучення з внутрішнім кільцем вальниці потрібний натяг, є k6. Однак, для заданих умов можна встановити вальницю на вал з полем допуску js6. Як видно із табл. 1.38, сполучення внутрішнього кільця з валом у цьому разі характеризується можливим зазором або натягом. Причому, імовірність появи натягу більша. Визначимо імовірність появи натягу меншого, ніж 4,4 мкм.

Для цього випадку: $S_{\text{max}} = 1,2$ мкм, $N_{\text{max}} = 18,8$ мкм; $E_m = -6$ мкм, $e_m = 0$; $TD = 12$ мкм, $Td = 16$ мкм.

За формулою (1.121) находимо: $N_{\text{сер}} = 6 + 0 + 0,1(16 + 12) = 8,8$ мкм.

За формулами (1.129) і (1.131) визначаємо:

$$\sigma_z = (1,2 + 18,8) / 6 = 3,33; z_1 = (-4,4 + 8,8) / 3,33 = 1,32; z_2 = (1,2 + 8,8) / 3,33 = 3,0.$$

За даними табл. 1 Додатку Б за формулою (1.128) визначаємо ймовірність знаходження натягу в шуканому діапазоні:

$$P(N) = 0,4986 - 0,4066 = 0,092 .$$

Таким чином, ймовірність появи натягу менше потрібного, становить 9,2 %. Якщо за умовами роботи така ймовірність підходить, то для вала можна призначати поле допуску js6, якщо не підходить – повинно бути прийнято поле допуску k6.

Приклад 7. Підібрати посадку роликової конічної однорядної вальниці №7209 на вал. Найбільш навантажена вальниця правої опори. Навантаження внутрішнього кільця – циркуляційне. Радіальне навантаження $F_r = 4788$. Очікувана різниця температур вальниці і навколишнього повітря 20 °С. Розміри вказаної вальниці в мм: $d = 45$, $D = 85$, $B = 19$, $r = 2$, $r_1 = 0,8$.

Розв'язання. Найменший допустимий натяг за формулою (2.142) [2]:

$$N_{\min} \geq [(45 + 3) / 45] (0,08 \sqrt{45 \cdot 4788 / 16,2} + 45 \cdot 0,0015 \cdot 20) = 11,28 \text{ мкм} .$$

З урахуванням необхідності тривалої роботи $N_{\min} = 1,1 \cdot 11,28 = 12,4 \text{ мкм} .$

Із табл. 1.38 виходить, що ближчим полем допуску вала, яке забезпечує сполучення з внутрішнім кільцем вальниці потрібний натяг, є т6.

Приклад 8. Підібрати посадку циркуляційно навантаженого зовнішнього кільця радіальної однорядної кулькової вальниці №209 у сталевий масивний корпус ($K=1$). Радіальне навантаження $F_r = 1300 \text{ Н}$. Очікувана різниця температур вальниці і навколишнього повітря 20 °С. Розміри вальці – за прикладом 6.

Розв'язання. Найменший допустимий натяг знаходимо за формулою (8.4 [9]): $D_0 / D = (3 \cdot 85 + 45) / (4 \cdot 85) = 0,88 .$

$$N_{\min} = \frac{12 \cdot 1 \cdot 1,3}{15(1 - 0,88^2 / 85^2)} = 4,6 \text{ мкм} .$$

Для наочності вибору посадки складемо табл. 1.39.

Таблиця 1.39

Значення імовірних зазорів і натягів

Відхил зовнішнього діаметра, мкм	Отвір		Імовірний			
	Поле допуску	ES / EI, мкм	зазор, мкм		натяг, мкм	
			min	max	min	max
0 -15	M7	0/-35	-	4,04	-	34,4
	N7	-10/-45	-	-	5,96	44,04
	P7	-24/-59	-	-	19,96	58,04

Із табл. 1.39 виходить, що найближчим полем допуску отвору, який забезпечує в сполученні з зовнішнім кільцем вальниці потрібний натяг, є N7.

Приблизно підбір полів допусків вала і отвору корпусу для найбільш поширеного в загальному машинобудуванні випадку застосування вальниць класу точності 0 можна проводити за табл. 1.40 і 1.41.

Таблиця 1.40

Поля допусків вала

Вид навантаження внутрішнього кільця	Режим роботи вальниці	Поле допуску вала
Місцеве	Легкий і нормальний, потрібне переміщення внутрішнього кільця на валу, $P \leq 0,07C$	g6
	Важкий і нормальний, не потрібно переміщення внутрішнього кільця на валу, $0,07C < P \leq 0,15C$	h6
Циркуляційне	Легкий і нормальний, $0,07C < P \leq 0,15C$	k6
Циркуляційне або коливальне	Нормальний або важкий (вальниці роликові), $0,07C < P \leq 0,15C$	m6
	Важкий з ударними навантаженнями, $P > 0,15C$	n6

Таблиця 1.41

Поля допусків отвору

Вид навантаження зовнішнього кільця	Режим роботи вальниці		Поле допуску отвору
Місцеве	Зовнішнє кільце може переміщуватися в осьовому напрямку.	Нормальний або легкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	H8
		Важкий або нормальний, $P > 0,07C$	JS7
Циркуляційне	Зовнішнє кільце не переміщується в осьовому напрямку.	Нормальний, навантаження змінне, $P \leq 0,15C$	M7
		Нормальний або важкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	N7
Коливальне	Зовнішнє кільце не переміщується в осьовому напрямку.	Нормальний або важкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	K7
		Легкий, навантаження змінного напрямку, висока точність ходу, $P \leq 0,07C$	H7

У таблицях Р – еквівалентне динамічне навантаження; С – динамічна вантажопідйомність вальниці за каталогом. Легким називають режим роботи вальниці, за якого розрахункова довговічність більша 10000 годин; нормальним – 5000-10000 год.; важким – 2500-5000 год.

Приклад 9. Користуючись табл. 1.40 і 1.41, підібрати поля допусків вала і корпуса для установки вальниці роликової конічної однорядної №7209. Найбільш навантаженим є вальниця правої опори. Радіальне і осьове навантаження відповідно $F_r = 4788 \text{ Н}$, $F_a = 2471 \text{ Н}$, коефіцієнт безпеки $K_c = 1,4$, температурний коефіцієнт $K_T = 1$. Навантаження вальниці змінне: 40 % терміну служби вальниця працює при номінальному навантаженні, а 60 % – при навантаженні, що дорівнює половини номінальної.

Розв'язання. Еквівалентне динамічне навантаження з урахуванням змінності навантаження вальниці становить $P = 6005 \text{ Н}$, що менше $0,15 \cdot C = 0,15 \cdot 42700 = 6405 \text{ Н}$. Розрахункова довговічність за заданих умов роботи складає 9500 годин.

Отже, режим роботи вальниці – нормальний. Внутрішнє кільце вальниці має циркуляційний режим навантаження. Для встановлення циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця роликової вальниці за табл. 1.40 вибираємо поле допуску вала $m6$.

Порівнюючи отриманий результат з підсумками прикладу 7, можна виявити їх збіг. Однак, не слід очікувати збігу результатів у всіх випадках, тому що розрахунковий метод не враховує, наприклад, режим роботи вальниці, а в табл. 1.40 і 1.41 не врахована можлива різниця температур працюючої вальниці і навколишнього середовища.

1.8.3. Контрольні питання

1. Якими показниками характеризується працездатність вальниць і якими способами її забезпечують?
2. Які класи точності встановлено для вальниць кочення? Наведіть коротку характеристику цих класів.
3. Назвіть області застосування вальниць кочення окремих класів точності. Чи вигідно застосовувати вальниці високих класів точності?
4. Викладіть основні правила умовних позначень вальниць кочення. Наведіть приклад.
5. Покажіть на ескізі вальниці кочення основні розміри, за якими вальниці з'єднують з валами і корпусами, а також елементи, від точності яких залежить точність вальниці.
6. З яких причин кільця вальниць кочення можуть мати овальність і за дотримання яких умов вона допустима?
7. Розгляньте основні особливості системи допусків і посадок для з'єднання кілець вальниць кочення: а) з валами; б) з отворами; в) з отворами в корпусах.

8. Як розташовується поле допуску посадочної поверхні внутрішнього кільця вальниці? Чому прийнято таке розташування вказаного поля допуску?

9. Які зазори і натяги необхідні та допустимі для з'єднання кілець вальниць кочення з валами і корпусами: відносно великі чи відносно малі?

10. Чому до точності форми і шорсткості поверхонь валів і корпусів у місцях сполучення з кільцями вальниць кочення ставлять підвищенні вимоги?

11. Чому прийнятий спосіб утворення посадок за зовнішнім і внутрішнім діаметрами забезпечує скорочення номенклатури вальниць кочення?

12. Викладіть правила позначення граничних відхилів і посадок за внутрішніми і зовнішніми кільцям вальниць.

13. Для яких умов встановлено поля допусків посадочних місць валів і корпусів для сполучення з вальницями кочення. Чи можливе застосування цих полів допусків, якщо дійсні умови відрізняються від початкових?

14. Які основні фактори впливають на вибір посадок для сполучення вальниць кочення з валами і корпусами?

15. Чому за вибору посадок для сполучення кілець вальниць необхідно враховувати вид навантаження кілець?

16. Накресліть епюри розподілу навантаження між тілами кочення вальниць і розгляньте умови навантаження доріжок кочення і кілець вальниці.

17. Які основні параметри вказуються на схемі основного умовного позначення вальниці кочення?

1.8.4. Задачі

1. Для вальниці кочення вибрати посадки внутрішнього і зовнішнього кілець, побудувати схеми розташування полів допусків, зробити перевірку на наявність посадочного зазору за найбільшим натягом вибраної посадки (за виключенням конічних роликкових вальниць) і дати складальний і детальні кресленики при наступних даних.

1.1. Умовне позначення вальниці №110, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 13$ кН, обертається вал, навантаження помірно з малою вібрацією.

1.2. Умовне позначення вальниці 6-№205, клас точності 6. Радіальне навантаження $R = 5$ кН, обертається вал, навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.3. Умовне позначення вальниці №218, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 24$ кН, обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,7$), навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.4. Умовне позначення вальниці №318, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 30$ кН, обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,6$), навантаження помірно з малою вібрацією.

1.5. Умовне позначення вальниці №1218, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 26$ кН, обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,6$), навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.6. Умовне позначення вальниці 6-№1312, клас точності 6. Радіальне навантаження $R = 14$ кН, обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,8$), навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.7. Умовне позначення вальниці 6-№1318, клас точності 6. Радіальне навантаження $R = 27$ кН, обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,7$), навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.8. Умовне позначення вальниці №2214, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 32$ кН, обертається вал, навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.9. Умовне позначення вальниці №1618, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 34$ кН, осьове $F_a = 12$ кН. Обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,7$), навантаження з великими поштовхами і вібрацією.

1.10. Умовне позначення вальниці №7220, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 18$ кН, обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,7$), навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.11. Умовне позначення вальниці 6-№41, клас точності 6. Радіальне навантаження $R = 9$ кН, обертається вал, навантаження з поштовхами і великою вібрацією.

1.12. Умовне позначення вальниці №3630, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 18$ кН, осьове $F_a = 6$ кН. Обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,6$), навантаження з великими поштовхами і вібрацією.

1.13. Умовне позначення вальниці №3520, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 14$ кН, осьове $F_a = 3$ кН. Обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,7$), навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.14. Умовне позначення вальниці №48220, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 20$ кН, осьове $F_a = 10$ кН. Обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,6$), навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.15. Умовне позначення вальниці №36230, клас точності 6. Навантаження: радіальне $R = 25$ кН, осьове $F_a = 8$ кН. Обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,7$), навантаження з великими поштовхами і вібрацією.

1.16. Умовне позначення вальниці №36320, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 18$ кН, осьове $F_a = 5$ кН. Обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,6$), навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.17. Умовне позначення вальниці №322, клас точності 0. Радіальне навантаження $R = 30$ кН, обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,7$), навантаження з поштовхами і вібрацією.

1.18. Умовне позначення вальниці №210, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 20$ кН. Обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,6$), навантаження помірно з невеликою вібрацією, навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.19. Умовне позначення вальниці №48330, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 30$ кН, осьове $F_a = 14$ кН. Обертається корпус ($D/D_{\text{кор}} = 0,7$), навантаження помірно з невеликою вібрацією.

1.20. Умовне позначення вальниці №36210, клас точності 0. Навантаження: радіальне $R = 17$ кН, осьове $F_a = 11$ кН. Обертається вал ($d_{\text{отв}}/d = 0,6$), навантаження помірно з невеликою вібрацією, навантаження помірно з невеликою вібрацією.

2. Визначити придатність кілець вальниць класу точності 0 або 6 за результатами вимірювання посадкових поверхонь діаметрів внутрішнього d і зовнішнього D кілець.

Варіант	Діаметри внутрішніх d і зовнішніх D кілець, мм					
	d	D	$d_{\text{найб}}$	$d_{\text{найм}}$	$D_{\text{найб}}$	$D_{\text{найм}}$
1	5	16	5,002	4,998	16,001	15,990
2	15	35	14,990	14,988	35,002	34,992
3	20	47	19,996	19,987	47,008	46,995
4	35	72	35,001	34,990	72,000	71,985
5	60	110	59,997	59,	109,999	109,987
6	90	160	90,004	89,985	160,007	159,988
7	130	230	130,007	129,980	230,003	229,972
8	160	290	160,001	159,970	290,009	289,968
9	220	400	220,0056	219,976	400,011	399,961
10	30	62	29,998	29,991	62,001	61,994
11	100	215	100,005	99,989	215,002	214,980
12	75	130	74,998	74,981	130,004	129,971
13	110	240	109,990	109,975	240,009	239,957
14	260	360	260,001	259,664	360,002	359,961
15	50	80	50,005	49,996	80,002	79,990

Примітка: *Індексом найб і найм позначені найбільший і найменший вимірювані діаметри вальниць.*

1.9. Селективне складання

1.9.1. Суть селективного складання

На практиці часто виникає потреба виготовити деталі з такою точністю, якої не можна досягти, або при досягненні якої деталі будуть дорогими (неекономічними). Так, зазор у плунжерній парі паливного насоса повинен бути в межах 1...3 мкм. Це значить, що точність обробки плунжера повинна бути в 7 разів, а втулка – в 10 разів вищою, ніж за 6-м квалітетом.

Для забезпечення такої точності жоден із наявних технологічних процесів не буде економічним. Тому у виробництві застосовується селективне складання, яке дає змогу одержати посадки підвищеної точності.

Селективне складання застосовується і тоді, коли потрібно підвищити точність з'єднання без зменшення допусків на обробку деталей, а також і в тому випадку, коли потрібно розширити допуски – від розрахункових до технологічно доцільних при отриманні заданої точності.

Суть селективного складання полягає в тому, що деталі з'єднання розсортовують на групи, а потім з'єднують деталі однойменних груп.

У з'єднанні гільза циліндрів-поршень двигуна Д-75 зазор, згідно з технічними умовами, має бути в межах 0,19...0,23 мм. На рис. 1.141. зображено схему полів допусків цього з'єднання. Із схеми видно, що з'єднання гільз і поршнів однойменних груп дає можливість одержувати зазори у цих заданих межах. Якщо ці деталі не ділити на групи, то зазор між гільзою циліндрів і поршнем становив би 0,13...0,29 мм, що призвело б до зниження технічного ресурсу. При зазорах 0,13...0,19 мм у процесі роботи двигуна могли б бути задири.

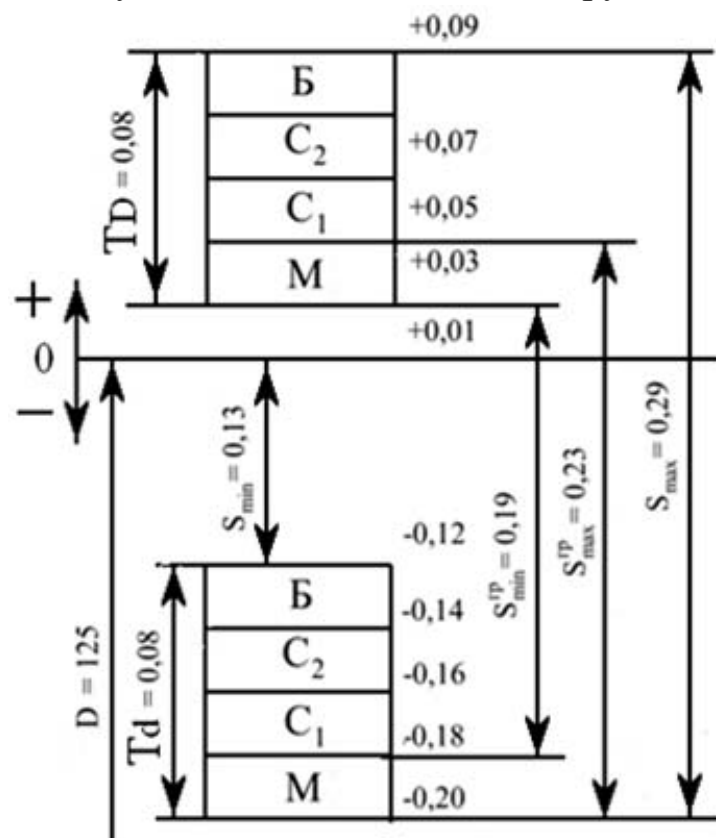


Рис. 1.141. Схема, що характеризує суть селективного складання

Селективне складання має такі переваги:

- можливість отримання такої точності, яка недосяжна або

економічно недоцільна на наявному технологічному обладнанні;

– дешевше виготовлення деталей за рахунок розширення полів допусків;

– можливість ширшого використання стандартних посадок, особливо перехідних.

Недоліки селективного складання:

– збільшуються додаткові витрати на сортування і маркування деталей;

– збільшуються потреби у точних калібрах;

– похибка вимірювань при сортуванні деталей на n груп повинна бути в \sqrt{n} разів нижчою, ніж при повному допуску.

Із збільшенням числа груп збільшується незавершене виробництво деталей внаслідок різної їх кількості в однойменних групах. Для зменшення кількості деталей, які опинилися в незавершеному виробництві, потрібно утворювати групи нелінійним діленням полів допусків, а пропорційним діленням площ кривих розподілу (рис. 1.142).

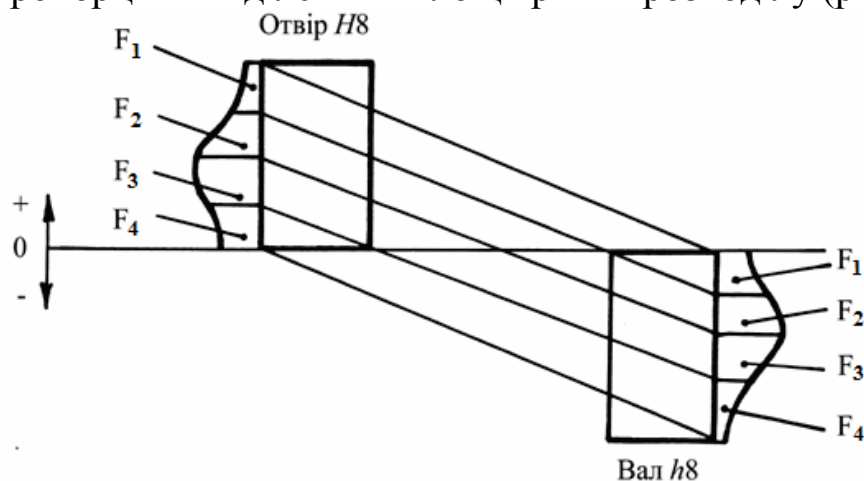


Рис. 1.142. Ділення на групи пропорційно площинам гістограм

Оскільки число отворів і валів має бути однаковим, то площі обох кривих розподілу будуть рівними. Поле допуску будь-якої деталі ділять на 5...10 рівних частин. Площі F_1 ; F_2 ; F_3 ; F_4 , являють собою у деякому масштабі число деталей. Потім криву розподілу вала ділять на те саме число частин таким чином, щоб площа кожної частини кривої розподілу вала дорівнювала площі відповідної частини кривої розподілу отвору. Відповідні точки поділу парних часткових полів з'єднують прямими лініями, що називаються зв'язками розподілу.

У цьому випадку у кожній групі буде однакова кількість деталей. Щоб досягти цього, потрібно виконати такі умови:

1. Вивчити фактичні криві розподілу деталей. Для підтримання стабільності кривих розподілу потрібно, щоб на верстатах працювали постійні робітники і застосовувався інструмент одного типу.

2. Під час сортування стежити за парністю деталей у групах.

Поршневу парність можна вирівняти підгонкою, але це шкодить взаємозамінності. Метод підгонки застосовується в ремонтних підприємствах, які відновлюють прецизійні пари.

Потрібно мати на увазі, що при занадто великій кількості розмірних груп, груповий допуск мало відрізнятиметься від допуску при меншому числі груп, але значно збільшуються витрати.

1.9.2. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Розглянемо приклад із практики тракторобудування. Потрібно визначити кількість груп за селективного складання і групового допуску поршня і гільзи двигуна СМД-14 за умови, що $S_{\max зб} = 24$ мкм, розміри гільзи $\varnothing 120^{+0,06}$ мм і поршня $\varnothing 120_{-0,22}^{-0,16}$ мм.

Розв'язання. Визначимо граничні зазори в з'єднанні:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 120,06 - 119,78 = 0,28 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 120,00 - 119,84 = 0,16 \text{ мм}.$$

Як бачимо, S_{\max} більше $S_{\max зб}$. Тому для забезпечення $S_{\max зб}$ необхідно виконати розсортування на групи. Оскільки $TD = 0,06$ мм і $Td = 0,06$ мм тобто, $TD = Td$, кількість груп визначаємо за формулою (9.3):

$$n = TD / (S_{\max зб} - S_{\min} - TD); \quad n = 0,06 / (0,24 - 0,16 - 0,06) = 3.$$

$$\text{Груповий допуск гільзи: } TD_{гр} = TD / n = 0,06 / 3 = 0,02 \text{ мм}.$$

$$\text{Груповий допуск поршня: } Td_{гр} = Td / n = 0,06 / 3 = 0,02 \text{ мм}.$$

Результати розрахунків наведено у табл. 1.42.

Таким чином, у результаті селективного сортування є однакова кількість деталей у межах кожної групи (наприклад, гільз і поршнів груп Б, С, М), мінімальна кількість груп і однаковий закон розподілу поля допуску сполучених деталей.

Таблиця 1.42. Розміри гільз і поршнів двигуна СМД-14 за групами

Номер групи	Маркування гільзи і поршня	Діаметри, мм	
		гільзи	поршня
I	Б	$120_{+0,04}^{+0,06}$	$120_{-0,18}^{-0,16}$
II	С	$120_{+0,02}^{+0,04}$	$120_{-0,20}^{-0,18}$
III	М	$120^{+0,02}$	$120_{-0,22}^{-0,20}$

Приклад 2. Отвір і вал

гладкого циліндричного з'єднання $\varnothing 20H7 / f7$ після їх виготовлення мають бути розподілені на розмірні групи для подальшого їх селективного складання з таким розрахунком, щоб граничні значення зазору між валом і отвором, у кожній розмірній групі (групові зазори), не виходили за межі таких значень:

$$S_{\max}^{гр} = 0,048 \text{ мм}, \quad S_{\min}^{гр} = 0,034 \text{ мм}.$$

Необхідно: визначити оптимальну кількість розмірних груп деталей та їх граничні розміри у кожній розмірній групі; побудувати схему

розташування полів допусків з позначенням розмірних груп і граничних значень зазору в з'єднанні без застосування і з застосуванням селективного складання.

Розв'язання. Граничні відхили отвору і вала заданого з'єднання визначаємо за табл. 2 і 5 Додатку А: отвір $\varnothing 20H7^{(+0,021)}$, вал $\varnothing 20f7^{(-0,020)}$.

Визначаємо допуски отвору і вала:

$$TD = ES - EI = 0,021 - 0 = 0,021 \text{ мм};$$

$$Td = es - ei = -0,020 - (-0,041) = 0,021 \text{ мм}.$$

Визначаємо допуск зазору (допуск посадки) між отвором і валом у кожній розмірній групі (груповий допуск зазору):

$$T_s^{gp} = S_{max}^{gp} - S_{min}^{gp} = 0,48 - 0,034 = 0,014 \text{ мм}.$$

Визначаємо допуски отвору і вала у кожній розмірній групі після розподілу їх на розмірні групи (групові допуски отвору і вала), прийнявши їх рівними між собою: $TD^{gp} = Td^{gp} = 0,014/2 = 0,007 \text{ мм}$.

Визначаємо необхідну кількість розмірних груп деталей:

$$n = TD/TD^{gp} = Td/Td^{gp} = 0,021/0,007 = 3.$$

Необхідну кількість розмірних груп можна також визначити за формулами (9.3), (9.5) і (9.8) [9].

Будуємо схему розташування полів допусків (рис. 1.143).

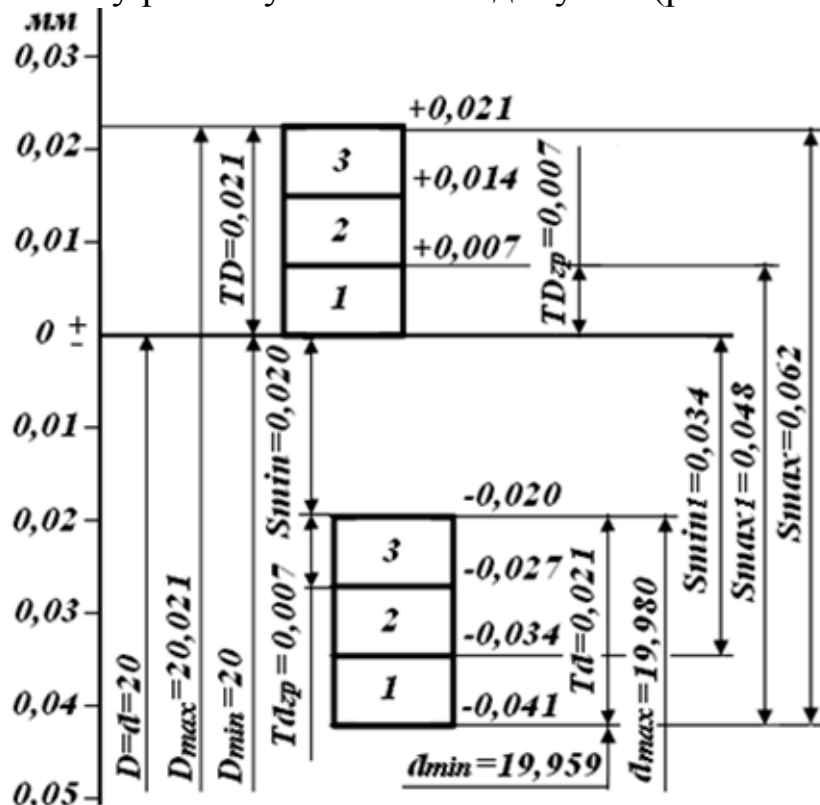


Рис. 1.143. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 20H7/f7$

Як видно із схеми розташування полів допусків, селективне складання з'єднань дає можливість збільшити їх точність не за рахунок підвищення точності виготовлення розмірів деталей, а за рахунок

розподілу їх на розмірні групи, при цьому максимальні зазори (натяги) зменшуються, а мінімальні – збільшуються, тобто зменшується допуск зазору (натягу), отже, підвищується точність з'єднань.

Для цього випадку ($TD = Td$) характерним є те, що величина групового зазору (натягу) залишається сталою, переходячи від однієї розмірної групи до іншої.

Визначаємо граничні розміри отвору і вала заданого з'єднання в кожній розмірній групі.

Отвір: перша група – $D_{\min}^{1гр} = D_{\min} = 20$ мм;

$$D_{\max}^{1гр} = D_{\max}^{1гр} + TD^{1гр} = 20 + 0,007 = 20,007 \text{ мм.}$$

друга група – $D_{\min}^{2гр} \geq D_{\max}^{1гр} \geq 20,007$ мм;

$$D_{\max}^{2гр} = D_{\max}^{2гр} + TD^{2гр} = 20,007 + 0,007 = 20,014 \text{ мм.}$$

третя група – $D_{\min}^{3гр} \geq D_{\max}^{2гр} \geq 20,014$ мм;

$$D_{\max}^{3гр} = D_{\max}^{3гр} + TD^{3гр} = 20,014 + 0,007 = 20,021 \text{ мм.}$$

Вал: перша група – $d_{\min}^{1гр} = d_{\min} = 19,959$ мм;

$$d_{\max}^{1гр} = d_{\max}^{1гр} + Td^{1гр} = 19,959 + 0,007 = 19,966 \text{ мм.}$$

друга група – $d_{\min}^{2гр} \geq d_{\max}^{1гр} \geq 19,966$ мм;

$$d_{\max}^{2гр} = d_{\max}^{2гр} + Td^{2гр} = 19,966 + 0,007 = 19,973 \text{ мм.}$$

третя група – $d_{\min}^{3гр} \geq d_{\max}^{2гр} \geq 19,973$ мм;

$$d_{\max}^{3гр} = d_{\max}^{3гр} + Td^{3гр} = 19,973 + 0,0074 = 19,980 \text{ мм.}$$

Розміри отвору і вала з відхилами за розмірними групами можна подати у вигляді табл. 1.43. На основі проведених розрахунків складають карту сортувальника, в якій зазначають граничні розміри отворів і валів у кожній розмірній групі (табл. 1.44).

Таблиця 1.43. Розміри отвору і вала з відхилами за розмірними групами			Таблиця 1.44. Карта сортувальника		
Номер групи	Діаметри з відхилами, мм		Номер групи	Розміри, мм понад – до	
	отвору	вала		отвору	вала
1	$20^{+0,007}$	1	1	20,000 20,007	19,959 19,966
2	$20^{+0,014}_{+0,007}$	2	2	20,007 20,014	19,966 19,973
3	$20^{+0,021}_{+0,014}$	3	3	20,014 20,021	19,973 19,980

Робимо перевірку (наприклад, для першої розмірної групи): групові зазори: $S_{\max}^{гр} = D_{\max}^{1гр} - d_{\min}^{1гр} = 20,007 - 19,959 = 0,048$ мм;

$S_{\min}^{\text{гр}} = D_{\min}^{\text{гр}} - d_{\max}^{\text{гр}} = 20,000 - 19,966 = 0,034$ мм, що відповідає заданим груповим зазорам $S_{\max}^{\text{гр}} = 0,048$ мм і $S_{\min}^{\text{гр}} = 0,034$ мм.

1.9.3. Контрольні запитання

1. У чому полягає метод селективного складання.
2. За допомогою чого сортують деталі, що надходять на селективне складання?
3. Наведіть формули для підрахунку найвигіднішого числа груп сортування деталей за умови $TD = Td$.
4. Недоліки і переваги селективного складання.

1.10. Допуски на кутові розміри і на розміри деталей конічних з'єднань

1.10.1. Кутові розміри і допуски на них

Терміни та визначення конусів та конічних з'єднань наведено ДСТУ 2499-94. Кути (кутові розміри) визначають положення поверхонь деталей, наприклад циліндрів V – подібних двигунів, шківів і варіаторів клинопасових передач тощо. Кути бувають незалежні і залежні (нормальні). Незалежні кути не зв'язані розрахунковими співвідношеннями з іншими розмірами виробів, що проектуються. На них поширюються ГОСТ 8593-81 і ГОСТ 8908-81.

Нормальні кути з довжиною меншої сторони кута до 2500 мм стандарт розподіляє на три ряди. До першого ряду входять кути $0^\circ, 5^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$. Другий і третій ряди відповідно містять 11 і 24 значення кутів. При виборі кутів слід надавати перевагу першому ряду перед другим, другому – перед третім.

ГОСТ 8908-81 передбачає такі позначення допусків (рис. 1.144):

AT – допуск кута (різниця між найбільшим і найменшим граничними кутами);

AT_α – допуск кута, виражений у кутових одиницях;

AT – заокруглене значення допуску кута в градусах, хвилинах, секундах;

AT_h – допуск кута, виражений відрізком на перпендикулярі до сторони кута, протилежного куту AT_α на відстані L_1 від вершини цього кута;

AT_D – допуск кута конуса, виражений допуском на різницю діаметрів у двох нормальних до осі перерізах конуса на заданій відстані L між ними (визначається за перпендикуляром до осі конуса).

Допуски кутів конусів з конусністю не більше 1:3 призначають залежно від номінальної довжини конуса L , а з конусністю більшою 1:3 – залежно від довжини твірної L_1 .

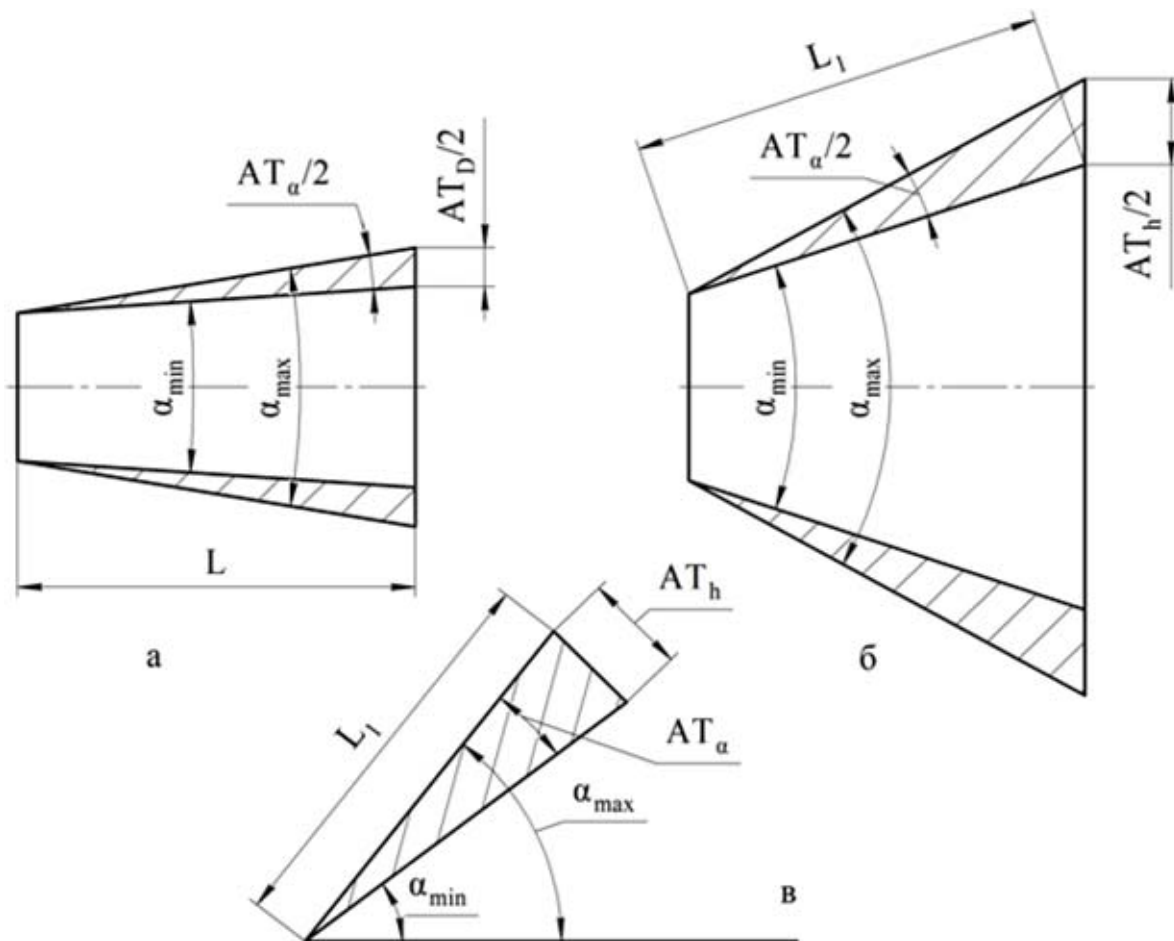


Рис. 1.144. Допуски кутових розмірів та їх позначення: а – при конусності не більше 1:3; б – при конусності більше 1:3; в – загальна схема

Встановлено 17 ступенів точності допусків кутів: 1, 2, ..., 17 у порядку спадання точності. При позначенні допуску кута заданого ступеню точності до позначення допуску кута додається номер відповідного ступеню точності, наприклад: АТ5, АТ9. Область використання кожного з 17 ступенів точності визначається функціональними вимогами до точності кутових розмірів:

Ступені точності призначаються:

1...6 – для кутових мір, калібрів;

7 – для деталей високої точності, що потребують якісного центрування: конічні центрувальні поверхні валів і осей, маточин зубчастих коліс і конусних муфт, що з'єднуються з ними за вимог високої точності; конусні калібри;

8...9 – для деталей високої точності, які передають великі крутні моменти, наприклад, для інструментальних конусів;

10...13 – для деталей нормальної точності (центри і центрові гнізда, напрямні планки та ін.);

14 – для деталей невисокої точності, для кутових розмірів і конусів деталей, що стопорять (фіксатори, зірочки, стопорні втулки);

15...17 – для нормування допусків вільних кутових розмірів.

Значення AT_h визначаються за формулою:

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (10.1)$$

де AT_h – в мікрометрах; AT_α – в мікрорадіанах; L_1 – в міліметрах.

Допуски AT призначають на конуси з конусністю більшою 1:3.

Якщо конусність не більша 1:3, то можна з достатньою точністю допустити, що $AT_D \approx AT_h$. Для конусів з конусністю більшою 1:3 значення AT_D визначають за формулою:

$$AT_d = AT_h / (\cos \alpha / 2), \quad (10.2)$$

де α – номінальний кут конуса.

Допуски кутів (рис. 1.145, а) і конусів (рис. 1.145, б) можуть бути розмішеними у плюс (+ AT), у мінус (- AT) або симетрично $\pm AT/2$ відносно номінального кута.

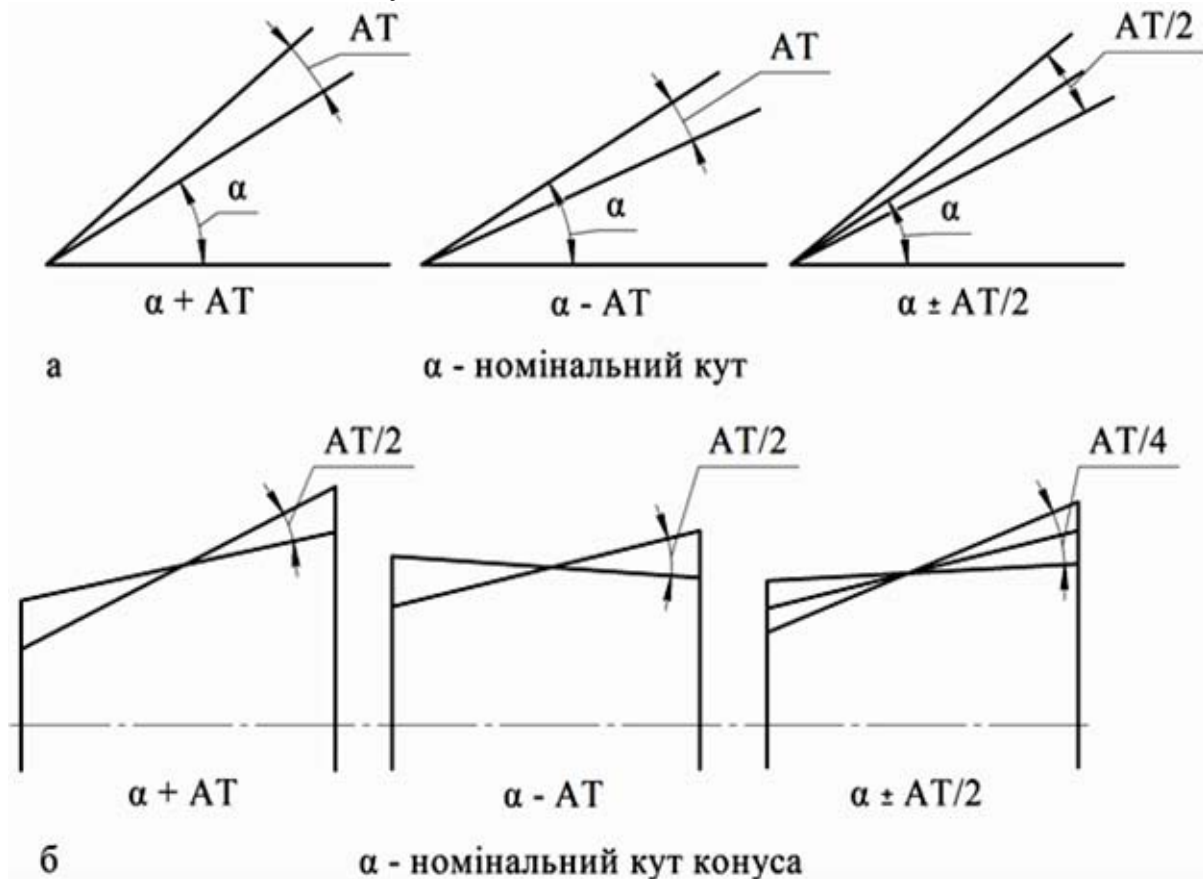


Рис. 1.145. Варіанти розміщення допусків на кутові розміри

Широке розповсюдження конічних з'єднань зумовлено наступними їх позитивними властивостями: висока герметичність і міцність з'єднання; можливість фіксувати взаємне положення двох деталей як в радіальному, так і в осьовому напрямках, забезпечуючи необхідний зазор або натяг; здатність конічної пари до швидкого розбирання і складання без пошкодження поверхонь елементів з'єднання; самоцентрованість.

Розрізняють такі види конічних з'єднань: нерухомі (з натягом), щільні (з можливістю ковзання) і рухомі (з зазором).

1.10.2. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Для деталі, що наведена на рис. 1.146, призначити номінальне значення і допуск кутового розміру, якщо розмір кута повинен бути в межах від 35 до 50° з допуском за 8-м ступенем точності. Позначити розмір і допуск кута на кресленнику деталі.

Розв'язання. Для кутів першого ряду переважного застосування приймаємо $\alpha = 45^\circ$. За кресленником деталі довжина меншої сторони, що утворює кут, становить 30 мм. За даними табл. 3 Додатку 12 [9] для інтервалу довжин від 25 до 40 мм для 8-го ступеня точності знаходимо $AT'_\alpha = 2'$. Граничні відхили кутового розміру призначаємо симетрично відносно номінального його значення, тобто:

$$ES = +AT'_\alpha / 2 = +2' / 2 = +1';$$

$$EI = -AT'_\alpha / 2 = -2' / 2 = -1'.$$

Позначаємо номінальний розмір, ступінь точності і граничні відхили кута на кресленнику деталі (див. рис. 1.146).

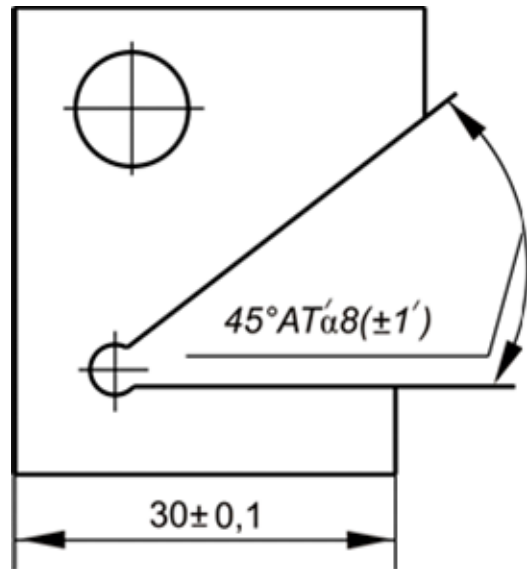


Рис. 1.146. Кресленник деталі

Приклад 2. Для з'єднання основних деталей (корпуса і пробки) конусного крана підвищеної точності намітити конусність, спосіб фіксації, поля допусків діаметра конусів корпуса T_{Di} і пробки T_{De} , ступінь точності кута конуса; визначити граничні розміри базової відстані.

Розв'язання. Приймаємо спосіб фіксації за заданою осьюовою відстанню між базовими площинами Z_i і Z_e сполучених конусів $Z_{pf} = 5$ мм.

За даними табл. 2 Додатку 12 [9] вибираємо $C = 1:7$.

Квалітет для допусків T_{Di} і T_{De} сполучених конусів намічаємо, виходячи з таких міркувань: для підвищення герметичності з'єднання допуск кута конуса AT приймаємо сьомий-восьмий ступінь точності; при фіксації по Z_{pf} допуск кута не повинен виходити за границі поля допуску діаметра конуса T_D , тобто найбільшій відхил $\Delta\alpha_{D_{max}} < T_D$.

За цих умов шляхом інтерполяції знаходимо, що за довжини конуса $L = 30$ мм, $L = 30AT_D \approx (12-19)$ мкм (див. табл. 3 Додатку 12 [9]). Отже $T_D \approx 19$ мкм. За Додатком 6 для обох конусів приймаємо $T_{De} = T_{Di} = IT7 = 18$ мкм. Відповідно з даним характером з'єднання намічаємо основні відхили діаметрів конусів H і js , тобто приймаємо поля допусків для

внутрішнього конуса H7, для зовнішнього – js7, відповідно посадка $\varnothing 15 H7/js7$.

Ескіз з'єднання, граничні розміри базової відстані, поля допусків діаметра конусів корпусу і пробки наведено на рис. 1.147.

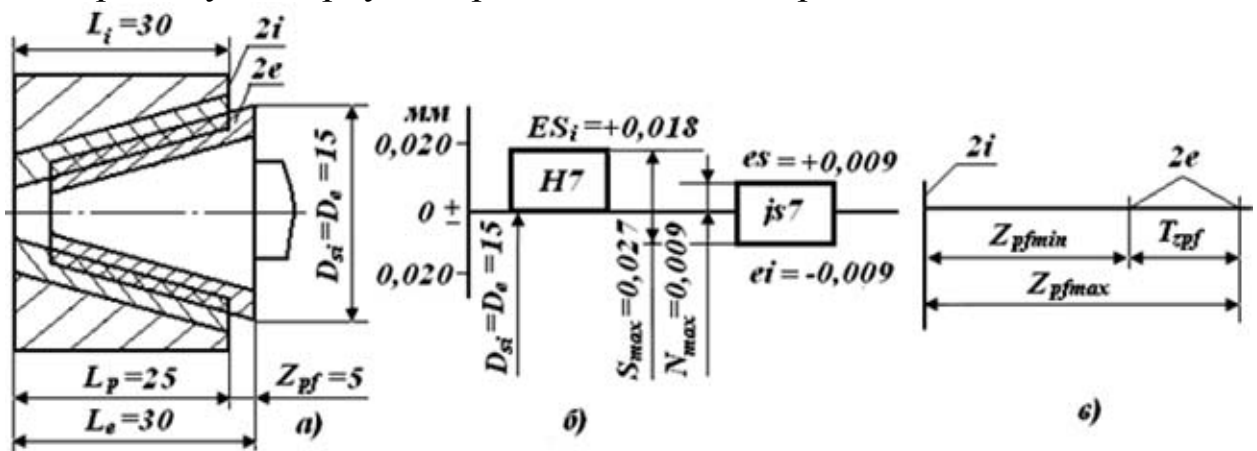


Рис. 1.147. Ескіз з'єднання (а), поля допусків діаметра конусів корпусу і пробки (б), граничні розміри базової відстані (в)

Визначимо граничні відхили діаметрів конусів і граничні осьові відстані Z_{pf} . Граничні відхили діаметрів конусів, мкм: внутрішнього $\varnothing 15 H7^{(+0,018)}$; зовнішнього $\varnothing 15 js7(\pm 0,009)$.

Граничні кінцеві базові відстані з'єднання:

$$Z_{pf \max} = Z_{pf} + (es - EI) / C = 5 + (0,009 - 0) \cdot 7 = 5,063 \text{ мм};$$

$$Z_{pf \min} = Z_{pf} + (ei - ES) / C = 5 + (-0,009 - 0,018) \cdot 7 = 4,811 \text{ мм}.$$

Обчислюємо допуск кінцевої базової відстані за формулою:

$$T_{zpf} = Z_{pf \max} - Z_{pf \min} = 5,063 - 4,811 = 0,252 \text{ мм}.$$

Для перевірки знаходимо допуск T_{zpf} за сумою осьових допусків сполучених конусів за допомогою формулою:

$$T_{zpf} = (Td + TD) / C = (0,018 + 0,018) \cdot 7 = 0,252 \text{ мм}.$$

Приклад 3. Для основних деталей (корпусу і пробки) конусного крана підвищеної точності передбачити конусність, спосіб фіксації, поля допусків діаметра конусів корпусу T_{Di} і пробки T_{De} , ступінь точності кута конуса. Визначити граничні розміри і допуск базової відстані.

Розв'язання. Спосіб фіксації конічних деталей приймаємо за заданою осьовою відстанню між базовими площинами $2i$ і $2e$ сполучених конусів, якщо ця відстань становить $Z_{pf} = 5$ мм.

За даними табл. 2 (Додаток 12) вибираємо конусність конічного з'єднання для пробкових кранів $C = 1:7$. Оскільки за фіксації взаємного розташування конічних деталей за заданою базовою відстанню в кінцевому положенні конусів Z_{pf} допуск кута конуса ΔT не повинен

виходити за межі поля допуску діаметра T_D , тобто найбільшій відхил кута конуса в лінійних одиницях $\Delta\alpha_{D_{\max}}$ за повного використання допуску T_D повинен становити: $T_D = \Delta\alpha_{D_{\max}}$.

Виходячи з цього, для підвищення точності й герметичності кінцевого з'єднання, допуск кута конуса приймаємо 8 ступінь точності (Додаток 12).

За табл. 3 Додатку 12 знаходимо, що при довжині конуса $L = 40$ мм і 8-го ступеня точності кута конуса $AT_D = 25$ мкм = 0,025 мм.

За повного використання допуску T_D повинно бути $T_D \geq AT_D$, то приймаємо допуски діаметрів конусів: $T_{Di} = T_{De} = 33$ мкм = 0,33 мм (див. Додаток 12).

За числового значення допусків $T_{Di} = T_{De} = 33$ мкм, для інтервалу діаметрів від 18 до 30 мм за табл. 3, Додатку 12 знаходимо, що цьому допускові відповідає 8-й квалітет допусків діаметрів внутрішнього і зовнішнього конусів.

Умова витримується: $AT_D = 25$ мкм < $T_d = 33$ мкм.

Відповідно до даного характеру з'єднання намічаємо основні відхилення діаметрів конусів H і js, тобто приймаємо поля допусків для внутрішнього конуса H8, для зовнішнього – js8, відповідно посадку – $\varnothing 30$ H8/js8.

Ескіз з'єднання, поля допусків діаметра конусів корпусу і пробки наведено на рис. 1.148.

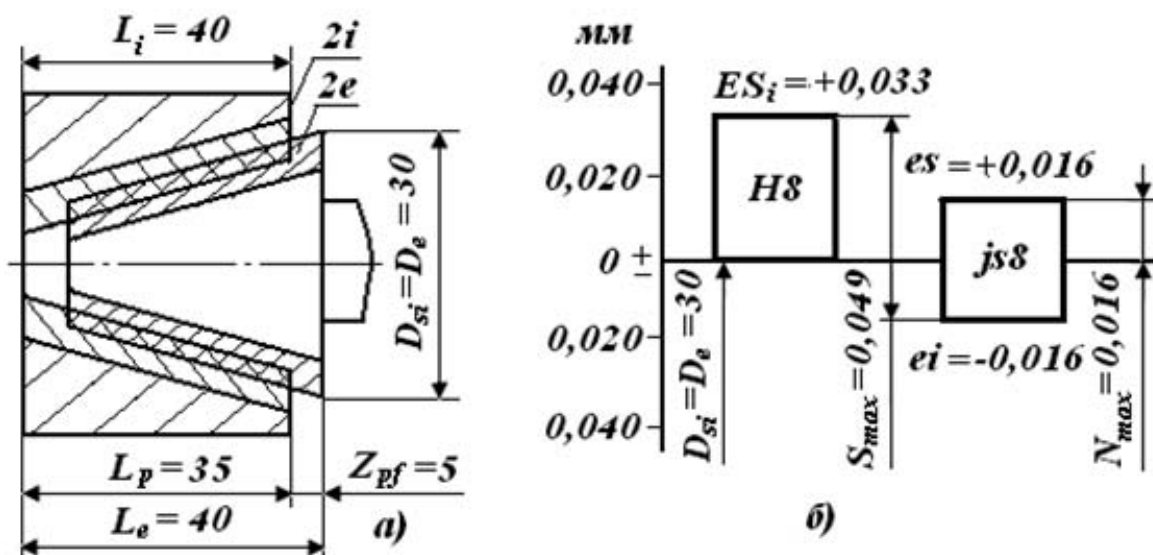


Рис. 148. Ескіз з'єднання (а), поля допусків діаметра конусів корпусу і пробки (б)

Визначимо граничні відхилення діаметрів конусів: корпус $\varnothing 30$ H8^(+0,033) (див. Додаток 8 [13]); пробка $\varnothing 30$ js8 $\pm 0,016$ (див. Додаток 9 [13]).

Рахуємо граничні значення кінцевої базової відстані Z_{pf} кінцевого з'єднання:

$$Z_{pf \max} = Z_{pf} + (es - EI) / C = 5 + (0,016 - 0) \cdot 7 = 5,112 \text{ мм};$$

$$Z_{pf \min} = Z_{pf} + (ei - ES) / C = 5 + (-0,016 - 0,018) \cdot 7 = 4,657.$$

Обчислюємо допуск кінцевої базової відстані за формулою:

$$T_{zpf} = Z_{pf \max} - Z_{pf \min} = 5,112 - 4,657 = 0,455 \text{ мм}.$$

Для перевірки знаходимо допуск T_{zpf} , як суму осьових допусків сполучених конусів, за формулою:

$$T_{zpf} = (Td + TD) / C = (0,032 + 0,033) \cdot 7 = 0,455 \text{ мм}.$$

1.10.3. Контрольні запитання

1. Якими способами можна забезпечити взаємозамінність кінчних з'єднань? Наведіть приклади застосування взаємозамінних кінчних з'єднань.

2. Дайте визначення і позначення основних параметрів конусів і кінчних з'єднань:

- а) основна і базова площина;
- б) діаметри зовнішніх і внутрішніх конусів;
- в) довжини конусів і кінчних з'єднань;
- г) кути конусів й ухилу;
- д) конусність і ухил.

3. Якими параметрами характеризують основні параметри кінчних з'єднань? Які параметри слід застосовувати для проектування конусів?

4. Який параметр конусів є основним і як він впливає на якість і працездатність кінцевого з'єднання?

5. Які кути називають незалежними і залежними?

6. Основні положення системи допусків кутів.

7. Як змінюються допуски кутів у кутових (AT_{α}) в лінійних (AT_h , AT_D) одиницях зі збільшенням інтервалу довжини L і L_1 ?

8. Виведіть формули для виразу допусків кутових розмірів у лінійних одиницях AT_h і AT_D .

9. Наведіть приклади застосування:

- а) ступенів точності кутів;
- б) нормальних конусностей.

10. Розгляньте зв'язок між граничними відхилами діаметра конуса і його:

- а) граничними осьовими відхилами;
- б) граничними значеннями кінцевої базової відстані Z_{pf} .

11. Що називають полем допуску конуса і які відхили враховуються ним?

1.11. Взаємозамінність шпонкових і шліцьових з'єднань

1.11.1. Види, основні параметри і точність шпонкових з'єднань

Із всієї різноманітності конструкцій шпонкових з'єднань в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні найбільше поширені призматичні, сегментні й клинові шпонки. Перші два види з'єднань – ненапружені, третій – напружений.

Призматичні шпонки (рис. 11.1) використовують для одержання нерухомих ковзних з'єднань. З'єднання із сегментною шпонкою (рис. 11.2) потрібне для створення тільки там, де невисокі вимоги для співвісності з'єднаних деталей (шків, маховики). Основні розміри призматичних шпонок та їх пазів (див. рис. 11.1) визначаються за ГОСТ 23360-93 (табл. 1, Додаток 13). Основні розміри сегментних шпонок та їх пазів (рис. 11.2) визначаються за ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (табл. 2, Додаток 13).

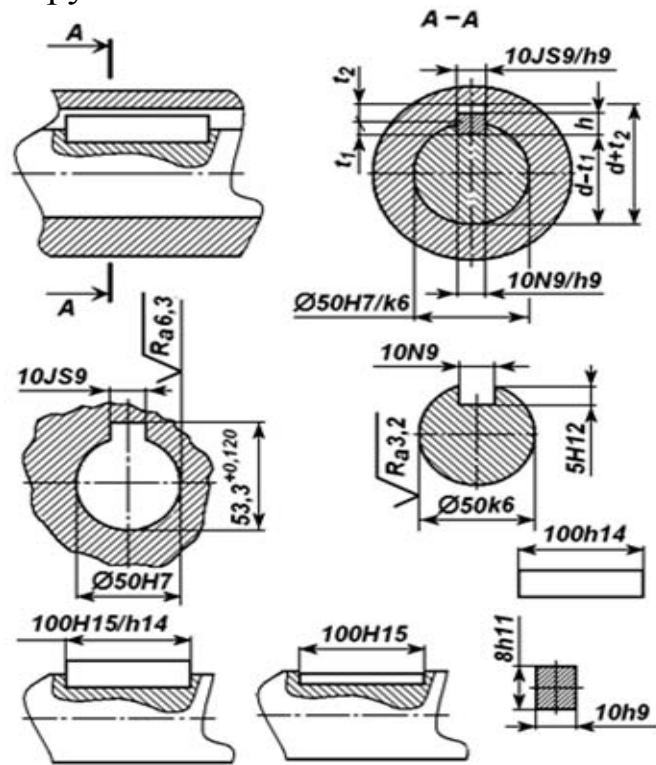


Рис. 11.1. Позначення розмірів і посадок прямобічного шпонкового з'єднання

Працездатність шпонкових з'єднань визначається точністю посадок за шириною шпонки b . Останні розміри задають так, щоб виключити можливість затискання шпонки за висотою чи надмірне зниження поверхонь дотику бокових сторін.

1.11.2. Приклади розв'язання задач

1. Визначити розміри елементів шпонкового з'єднання (b, h, l, t_1, t_2) залежно від діаметра вала (втулки) d шпонкового з'єднання, конструкції шпонки та тип шпонкового з'єднання.

2. Визначити:

– рекомендовані поля допусків у сполученнях ширина шпонки-ширина паза вала і втулка;

– граничні відхилення розміру “ b ” шпонкового з'єднання.

– граничні відхилення не посадочних елементів з'єднання ($h, t_1, t_2, L_{\text{паза}}, l_{\text{шп}}$): h –висота шпонки–по $h11$; l –довжина шпонки, по $h14$; L –довжина паза вала, по $H15$; t_1 –виконавча глибина фрезерування паза вала, по $H12$; t_2 –виконавча глибина фрезерування паза втулки, за $H12$.

3. Побудувати схему розташування полів допусків шпонкового з'єднання.

4. Виконати ескізи шпонкового з'єднання, вала, втулки і шпонки із вказанням розмірів, граничних відхилів, посадок і шорсткості поверхонь.

Приклад позначення розмірів і посадок шпонкового з'єднання приведений на рис. 11.1.

Приклад 1. Номінальний діаметр вала $d = 32$ мм. Навантаження постійне без частих реверсів, з'єднання нерухоме. Складання з валом ускладнене - всередині корпусу передавального механізму. Вибрати тип шпонкового з'єднання і підібрати шпонку для з'єднання втулки з валом.

Розв'язання. 1. Залежно від діаметра шпонкового з'єднання за Додатком Д (табл. 18) визначаємо номінальні розміри елементів шпонкового з'єднання.

Ширина шпонки і ширина пазів вала і втулки (розмір b): $b = 10$ мм, висота шпонки $h = 8$ мм. Довжину шпонки і довжину паза вала (розмір l) приймаємо рівним: $l = 100$ мм; глибина паза вала $t_1 = 5$ мм, глибина паза втулки $t_1 = 3,3$ мм.

2. Призначаємо поля допусків на посадочні діаметри вала і втулки: для втулки поле допуску H7, а для вала – k6. Відповідно втулка $\varnothing 32H7$, вал $\varnothing 32k6$. Визначаємо граничні відхилення посадочних діаметрів отвору і вала (Додаток А, табл. 2 і табл. 4): отвір $\varnothing 32H7^{(+0,025)}$, вал $\varnothing 32k6^{(+0,018/+0,002)}$.

3. За заданих умов роботи приймаємо нормальне з'єднання шпонки з пазами за шириною b , тобто по посадках N9/h9 і JS9/h9: для ширини шпонки – $10h9_{(-0,036)}$, для ширини паза вала – $10N9_{(-0,036)}$, для ширини паза втулки – $10JS9(\pm 0,018)$.

Зазори і натяги у з'єднаннях: ширина паза вала – ширина шпонки $10N9/h9$: $N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,036) = 0,036$ мм;

$$S_{\max} = ES - ei = 0 - (-0,036) = 0,036 \text{ мм};$$

для ширини паза втулки – ширина шпонки $10JS9/h9$:

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,018) = 0,018 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = 0,018 - (-0,036) = 0,054 \text{ мм}.$$

Призначаємо поля допусків для інших (не посадочних) розмірів елементів шпонкового з'єднання: для висоти шпонки – $8h11_{(-0,090)}$, для довжини паза вала – $100H15^{(+1,4)}$, для довжини шпонки – $100h14_{(-0,870)}$.

Посадка $100H15/h14$. Зазори у з'єднанні:

$$S_{\max} = ES - ei = 1,400 - (-0,870) = 2,2706 \text{ мм}; S_{\min} = ES - ei = 0 - 0 = 0.$$

Граничні відхилення глибини паза вала t_1 і паза втулки t_2 призначаємо за табл. 19 (Додаток Д). За висоти шпонки $h = 8$ мм, $t_1 = 5^{+0,2}$, $t_2 = 3,3^{+0,2}$.

Схема розташування полів допусків шпонкового з'єднання приведено на рис. 11.2.

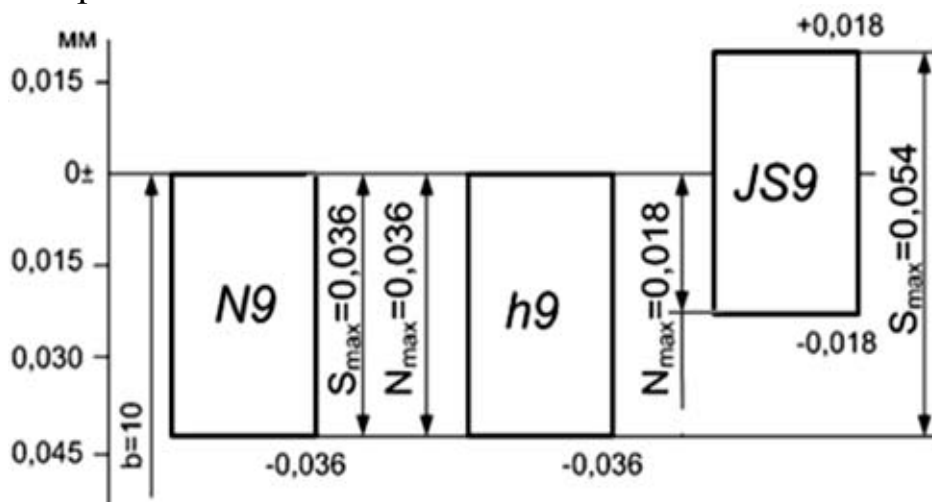


Рис. 11.2. Схема полів допусків шпонкового з'єднання

4. Складальний і подетальні кресленики шпонкового з'єднання наведено на рис. 11.1.

Приклад 2. На нерухоме прямобічне шліцьове з'єднання з розмірами 8x56x62x10 діють навантаження з помірними поштовхами і рідкими реверсами; точність центрування ускладнено. Намітити спосіб центрування з'єднання, посадки по поверхнях, які центруються, і допуски нецентруючих діаметрів; визначити граничні відхили, зазори і натяги; накреслити схеми полів допусків шліцьових деталей і з'єднання; написати умовне позначення шліцьового з'єднання, вала і втулки.

Намічаємо центрування по зовнішньому діаметру D . Вибираємо посадки за табл. 20 і 22 (Додаток Д): по діаметру, який центрується, $D = 62$ мм H7/g6; по бічних сторонах зубів $b = 10$ мм F8/f8. Для нецентруючих зовнішніх діаметрів втулки і вала $d = 56$ мм приймаємо поле допуску відповідно H11 і $d \geq d_1$ ($56 > 53,6$).

За табл. 1, табл. 4 і табл. 6 (Додаток А) визначаємо граничні відхили і допуски вище названих розмірів і прийнятих полів допусків. Граничні відхили зведені в табл. 11.1 і вказано на рис. 11.3.

Таблиця 11.1

Граничні відхили і допуски шліцьових деталей

Величина	Втулка			Вал		
	D=62H7	B=10H11	d=56H11	D=62g6	b=10f8	$d \geq d_1$
Основний відхил	EI=0	EI=+13	EI=0	es=-10	es=-13	
Неосновний відхил	ES=+30	ES=+35	ES=+190	ei=-29	ei=-35	$d_1=53,6$
Допуск	TD=30	TB=30	Td=190	TD=19	Tb=30	

Примітка. Ширина западини позначена літерою B.

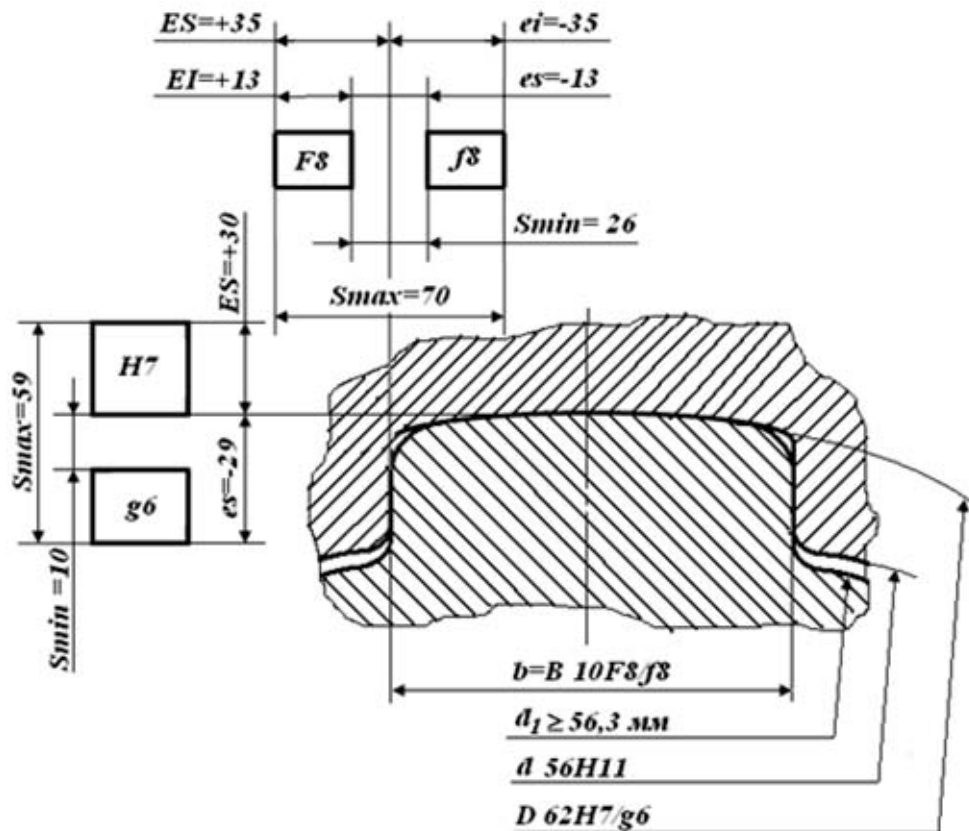


Рис. 11.3. Поля допусків і ескіз шліцевого з'єднання

Обчислюємо зазори по центруючих і нецентруючих поверхнях шліцевого з'єднання, мм:

$$\text{по } D - S_{\max} = ES_{\text{вт}} - ei_{\text{вала}} = 0,030 - (-0,029) = 0,059;$$

$$S_{\min} = EI_{\text{вт}} - es_{\text{вала}} = 0 - (-0,010) = 0,010.$$

$$\text{по } b - S_{\max} = 0,035 - (-0,035) = 0,070;$$

$$S_{\min} = 0,013 - (-0,013) = 0,026.$$

$$\text{по } d - S_{\max} = d_{\max\text{вт}} - d_1 = d_{\text{вт}} + ES - d_1 = 56 + 0,190 - 53,6 = 2,89;$$

S_{\min} – не обчислюється.

Умовне позначення з зазначенням граничних відхилів:

– шліцеве з'єднання $D - 8 \times 56 \times 62H7/g6 \times 10F8/f8$;

– шліцева втулка $D - 8 \times 56 \times 62H7 \times 10F8$;

– шліцевий вал $D - 8 \times 56 \times 62g6 \times 10f8$.

Приклад 3. Для прямобічного шліцевого з'єднання

$D - 8 \times 36 \times 42H7/js6 \times 7D9/h8$:

1. Призначити номінальні розміри, поля допусків і визначити граничні відхилення розмірів елементів шліцевих деталей.

2. Проставити розміри з відхиленнями на складальному і подетальних кресленнях.

1. Літера D в умовному позначенні шліцевого з'єднання означає, що центрування шліцевих деталей здійснюється за зовнішнім діаметром. $z=8$ – число зубів; $d=36$ мм – внутрішній діаметр шліцевого з'єднання;

$B=42$ мм – зовнішній діаметр шліцьового з'єднання; $b=7$ мм – товщина зуба вала і ширина западини втулки; $H7/js6$ – посадка за зовнішнім діаметром, при цьому: зовнішній діаметр шліцьової втулки $D = 42H7$; зовнішній діаметр шліцьового вала $D42js6$.

$D9/h8$ – посадка за бічними поверхнями зубів, при цьому: ширина западини шліцьової втулки $b=7D9$; товщина зубів вала $b=7h8$.

У заданому з'єднанні центрування здійснюється за зовнішнім діаметром D , а нецентруючим діаметром є внутрішній – d , тому розмір внутрішнього діаметра вала знаходимо $d=d_1=33,5$ мм.

Поле допуску на внутрішній (нецентруючий) діаметр шліцьової втулки приймаємо за табл. 23 (Додаток Д). При центруванні за зовнішнім діаметром D поле допуску на внутрішній діаметр втулки $H11$, тобто $d=36H11$.

Граничні відхили цих розмірів визначаємо за ГОСТ 25347-89.

$d = 36H11^{(+0,16)}$ – внутрішній діаметр втулки; внутрішній діаметр вала;
 $D = 42H7^{(+0,025)}$ – зовнішній діаметр втулки; $D = 42js6(\pm 0,008)$ – зовнішній діаметр вала;
 $b = 7D9^{(+0,076/+0,040)}$ – ширина западини втулки; $b = 7h8_{(-0,022)}$ – товщина зуба вала.

2. Складальний і подетальні кресленики шліцьового прямобічного з'єднання наведені на рис. 11.4.

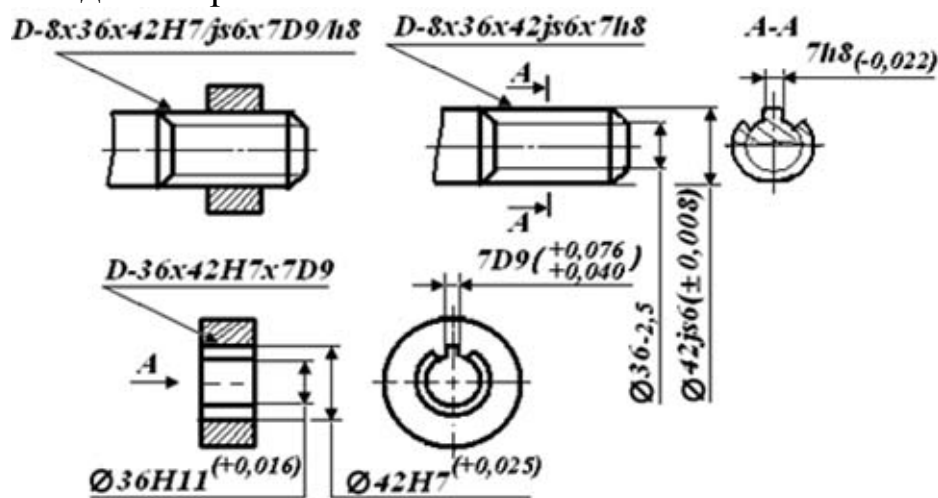


Рис. 11.4. Складальне і подетальні креслення прямобічного шліцьового з'єднання.

Приклад 4. Для евольвентного шліцьового з'єднання $50x2x9H/9g$ ГОСТ 6033-93 при центруванні за бічними поверхнями зубів визначити граничні відхили, допуски, зазори і натяги, і побудувати схему розташування полів допусків для розмірів $e = s$.

Розшифруємо умовне позначення заданого з'єднання:

$D=50$ мм – номінальний (вихідний) діаметр з'єднання;

$m = 2$ мм – модуль;

$9H/9g$ – посадка за бічними (центруючими) поверхнями зубів;

9H – поле допуску на ширину западини втулки (розмір e);

9g – поле допуску на товщину зубця вала (розмір s).

За табл. 24 (Додаток Д) при модулі $m = 2$ мм і номінальному діаметрі шліцьового з'єднання $D = 50$ мм визначаємо число зубів $z = 24$.

Визначаємо діаметр ділильного кола: $d = m \cdot z = 2 \cdot 24 = 48$ мм.

За табл. 25 і 26 (Додаток Д) при $m = 2$ мм і $d = 48$ мм визначаємо граничні відхили розмірів e і s : для поля допуску 9H (розмір e) $ES = +71$ мкм; $EI_e = +26$ мкм; $EI = 0$; для поля допуску 9g (розмір s) $es = -11$ мкм, $es_e = -37$ мкм, $ei = -82$ мкм.

Знаходимо допуски: для ширини западини втулки (розміру e) з полем допуску 9H: сумарний допуск $T = ES = 71$ мкм; допуск власне ширини западини втулки $T_e = ES - EI_e = 71 - 26 = 45$ мкм; для товщини зуба вала (розміру s) з полем допуску 9g сумарний допуск $T_s = es_e - ei_e = -37 - (-82) = 45$ мкм.

Визначаємо граничні значення зазорів між бічними поверхнями зубів: $S_{\max} = ES - ei = 71 - (-82) = 153$ мкм;

$$S_{\min} = EI_e - es_e = 26 - (-37) = 63 \text{ мкм.}$$

Найменший сумарний зазор між сумарними відхилами:

$$S_{\Sigma} = EI - es = 0 - (-11) = 11 \text{ мкм.}$$

За граничними відхилами будемо схему розташування полів допусків за бічними поверхнями зубів (рис. 11.5).

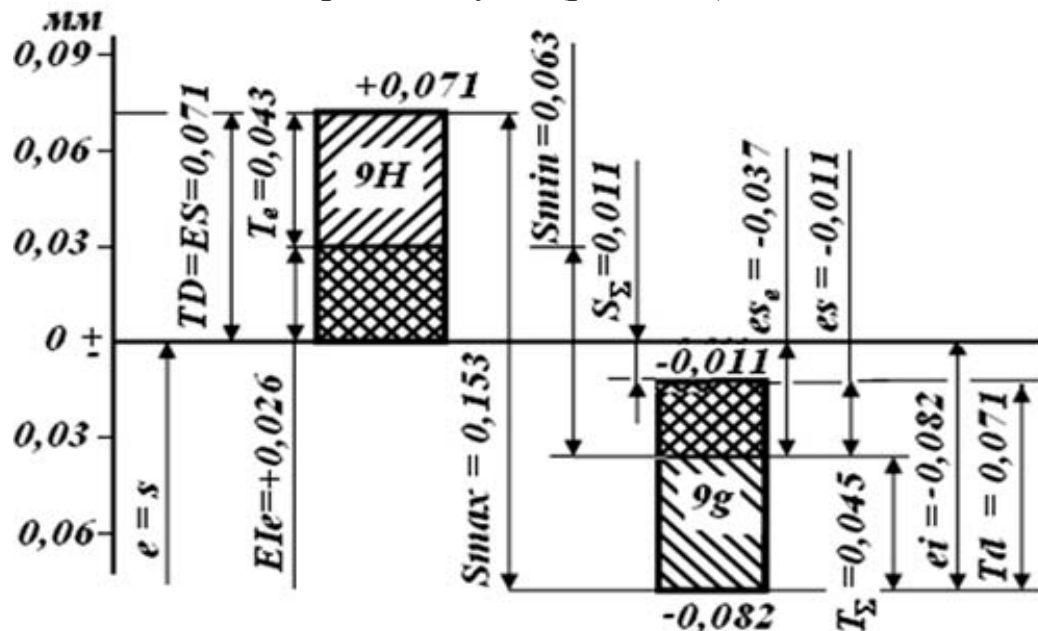




Рис. 11.5. Схема розташування полів допусків за бічними поверхнями зубів:

-  – поле допуску власне ширини западини (товщини зуба);
-  – поле допуску для відхилів форми і розташування елементів профілю.

Приклад 5. Визначити граничні відхили ширини западини e втулки і товщини шліца s вала евольвентного шліцевого з'єднання за такими даними: $m = 2 - 4$ мм; $d = 12 - 25$ мм; ступінь точності 7; для розміру e основні відхили H , для розміру $s - f$ і n . Накреслити схему полів допусків.

Знаходимо допуски розмірів e і s $T_e = T_s = 20$ мкм і сумарні допуски $T_s = 32$ мкм (табл. 25, Додаток Д).

Основні (сумарні) відхили полів допусків визначаємо за табл. 26 (Додаток Д):

– по ширині западини e $EI = 0$,

– по товщині шліца s для основного відхилу f $es = -20$ мкм і n $es = -40$ мкм.

Визначаємо невідомі граничні відхили, мкм: для поля допуску H ширини западини нижній відхил

$$EI_e = T - T_e = 32 - 20 = 12,$$

верхній відхил $ES = T = 32$; для полів допусків товщини зуба e при основному відхилі f нижній відхил

$$ei = es - T = -20 - 32 = -52;$$

верхній відхил

$$es_e = T_s + ei = 20 + (-52) = -32;$$

при основному відхилі

$$n - ei = 40 - 32 = +8,$$

$$es_e = T_s + ei = 20 + 8 = +28.$$

Схема розташування полів допусків $7H$, $7f$ і $7n$ подано на рис. 11.6.

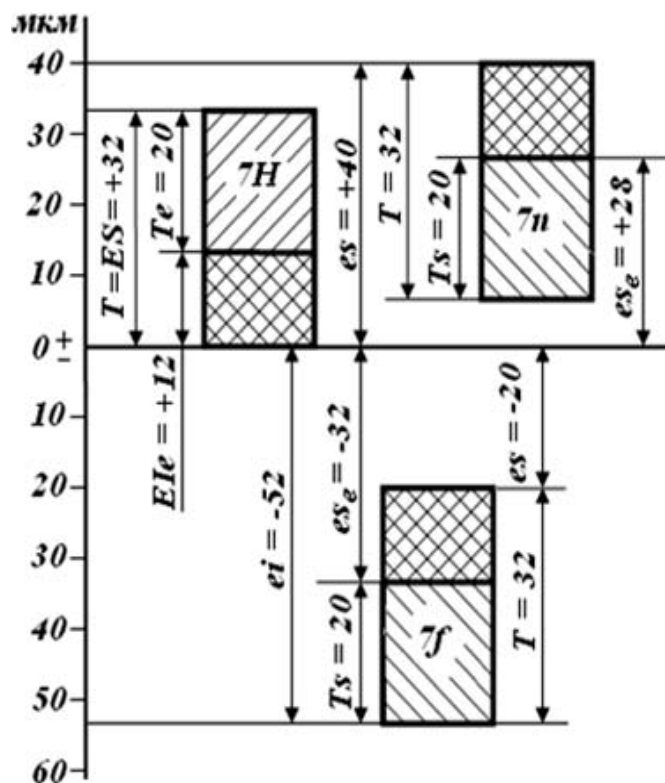


Рис. 11.6. Схема розташування полів допусків $7H$, $7f$ і $7n$

1.11.3. Контрольні запитання

1. Для яких цілей застосовують шпонкове і шліцеве з'єднання? Приведіть приклади застосування цих з'єднань.

2. Яким загальним вимогам повинні задовольняти шпонкові і шліцеві з'єднання?

3. Як впливають умови експлуатації на характер сполучення робочих поверхонь шпонкових і шліцевих з'єднань?

4. Конструктивні і експлуатаційні особливості з'єднань зі шпонкою: а) призматичної; б) клинної; в) сегментної; г) тангенціальної.

5. Які похибки впливають на точність, збірність і працездатність з'єднань: а) шпонкових; б) шліцьових прямобічних; в) шліцьових евольвентних?

6. Розгляньте особливості системи допусків і посадок з'єднань зі шпонками: а) призматичними; б) клиновими; в) сегментними.

7. Напишіть умовні позначення посадок, які можна отримати із полів допусків, що встановлені: а) для призматичних шпонкових з'єднань, ГОСТ 23360-78; б) для з'єднань з сегментними шпонками, ГОСТ 24071-80. Накреслите ескізи приблизного розташування полів допусків, охарактеризувати отримані посадки.

8. Утворити із полів допусків, що встановлені ГОСТ 23360-78 (ГОСТ 24071-80), посадки з найбільшими натягами і найбільшими зазорами.

9. Які посадки слід застосовувати для з'єднання з пазами вала і втулки: а) призматичної напрямної шпонки; б) призматичної ковзної шпонки; в) призматичної шпонки довжиною понад $(1,5 - 2)l$ (з'єднання нерухоме).

10. Яка система посадок (отвору або вала) прийнята для з'єднання призматичних (сегментних) шпонок по розміру b з пазами вала і втулки?

11. Які шліцьові з'єднання застосовують в машинобудуванні і є найбільш перспективним, чому?

12. Конструкція і основні параметри шліцьових прямобічних і евольвентних з'єднань.

13. Переваги і недоліки застосування шліцьових прямобічних і евольвентних з'єднань.

14. Особливості і існуючі способи центрування втулок на валах шліцьових прямобічних і евольвентних з'єднань.

15. Якими мірами гарантується збірність шліцьових з'єднань і отримання потрібних посадок?

16. Що таке сумарна похибка шліцьових валів і втулок? Її відмінність від похибок окремих розмірів і параметрів шліцьових деталей.

17. Якій шліцьовий контур (поверхня) називають реальним і номінальним? Яке практичне значення має цей контур (поверхня)?

18. Які поля допусків встановлені для нецентруючих діаметрів прямобічних шліцьових з'єднань при центруванні по: а) бічним поверхням шліців; б) зовнішньому або внутрішньому діаметру?

19. Які поля допусків встановлені для нецентруючих діаметрів евольвентних шліцьових з'єднань при центруванні по: а) зовнішньому діаметру; б) внутрішньому діаметру; в) бічним поверхням шліців?

20. Як впливає довжина сполучення на збірність і характер з'єднання шліцьових деталей?

21. Посадки якого характеру застосовують для нерухомих шліцьових з'єднань?

1.11.4. Задачі

1. Дано шліцьове з'єднання:

Варіант	З'єднання	Посадка	Центрування	Варіант	З'єднання	Посадка	Центрування
а	Прямобічне	З зазором	D	ж	Евольвентне	З зазором	s
б			d	з			D _a
в			b	і			D _f
г		Перехідна	D	к		Перехідна	s
д			d	л			D _a
є			b	м			D _f
			н		З натягом	s	

Для одного способу центрування накреслити ескізи поперечних розмірів западини втулки, шліца і шліцьового з'єднання. Вказати на ескізах поля допусків і позначити основні розміри. Написати формули для обчислення відповідних параметрів заданого з'єднання.

2. Дано шпонкове з'єднання:

Варіанти	Умовне позначення	Вид з'єднання і призначення
а	Шпонка 12x8x56 ГОСТ 23360-78	Щільне
б	Шпонка 3-8x7x25 ГОСТ 23360-78	Вільне
в	Шпонка 2-2x3x15 ГОСТ 23360-78	Щільне
г	Шпонка 5x7,5 ГОСТ 24071-80 (D = 20 мм)	Нормальне, I
д	Шпонка 2x3,5 ГОСТ 24071-80 (D = 10 мм)	Нормальне, II
є	Шпонка 8x11 ГОСТ 24071-80 (D = 32 мм)	Щільне, I
ж	Шпонка 4x6,5 ГОСТ 24071-80 (D = 14 мм)	Щільне, I
з	Шпонка 8x10 ГОСТ 24071-80 (D = 40 мм)	Нормальне, II
і	Шпонка 14x9x70 ГОСТ 24068-80	-
к	Шпонка 3-20x12x95 ГОСТ 24068-80	-
л	Шпонка 2-16x10x80 ГОСТ 24068-80	-
м	Шпонка 3-6x6x24 ГОСТ 23360-78	Вільне
н	Шпонка 2-25x14x125 ГОСТ 23360-78	Щільне
о	Шпонка 32x18x160 ГОСТ 23360-78	Нормальне
п	Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78	Щільне

Розшифрувати умовне позначення шпонки і вибрати посадки для шпонкового з'єднання. Намітити номінальний діаметр з'єднання; знайти граничні відхили, обчислити граничні зазори і натяги. Накреслити схеми розташування полів допусків; надати ескізи поперечного перерізу з'єднання, шпонки, вала і втулки.

3. Приведені основні розміри і поля допусків деталей з евольвентними шліцями.

Варіант	а	б	в	г	д	є	ж	з	і
Модуль, мм	1	1	1	3	3	3	6	6	6
Діаметр ділильного кола, мм	30	60	120	30	60	120	30	60	120
Варіант	Поля допусків			Варіант			Поля допусків		
а	7Н, 9г, 8с, 7п			в			11Н, 11а, 10д, 11с		
б	9Н, 8ф, 9г, 10д			г			7Н, 7н, 8р, 9а		

Визначити граничні відхилення для заданих полів допусків і накреслити в масштабі схеми розташування полів допусків.

4. Дано умовне позначення прямобічного шліцьового з'єднання:

- а) $d - 6 \times 23H7 / f7 \times 26H12 / a11 \times 6F8 / js7$;
- б) $D - 10 \times 28H11 / \geq 24,4 \times 35H7 / n6 \times 4F8 / e8$;
- в) $b - 6 \times 26 \times 30 \times 6F10 / f8$; г) $d - 8 \times 36H7 / g6 \times 40 \times 7F8 / d8$;
- д) $b - 6 \times 28H11 \geq 26,7 \times 32H12 / a11 \times 7F8 / js7$;
- е) $D - 20 \times 82 \times 95H7 / h6 \times 6F8 / f8$;
- ж) $b - 20 \times 92 \times 102 \times 7D9 / k7$; з) $d - 8 \times 32H7 / h6 \times 38 \times 6D9 / f7$;
- і) $d - 16 \times 72H7 / js6 \times 82 \times 7D9 / e8$; к) $b - 16 \times 56 \times 65 \times 5Js10 / d9$;
- л) $D - 6 \times 11 \times 14H7 / g6 \times 3D9 / f7$; м) $d - 20 \times 102H8 / e8 \times 115 \times 7D9 / d9$;
- н) $D - 8 \times 52 \times 60H8 / e8 \times 10D9 / d9$;
- о) $b - 8 \times 46 \times 54 \times 9F10 / e8$;
- п) $D - 8 \times 42 \times 46H8 / h7 \times 8F10 / 7$.

Розшифруйте умовне позначення з'єднання, напишіть умовне позначення шліцьового вала і втулки; накреслите ескізи поперечних перерізів шліцьового з'єднання і складових його деталей; проставити на ескізах основні розміри з умовними позначеннями полів допусків. По вказівки викладача розрахуйте задану посадку.

5. Дано умовне позначення евольвентного шліцьового з'єднання:

- а) $10 \times 0,5 \times 9H / 9g$ ГОСТ 6033 – 80;
- б) $20 \times H7 / g6 \times 0,8$ ГОСТ 6033 – 80;
- в) $25 \times 0,8 \times 9H / 8k$ ГОСТ 6033 – 80;
- г) $i38 \times 1,5 \times H7 / h6$ ГОСТ 6033 – 80;
- д) $48 \times H7 / h6 \times 2$ ГОСТ 6033 – 80;
- е) $52 \times 1,5 \times 9H / 7h$ ГОСТ 6033 – 80;
- ж) $60 \times 2 \times 7H / 8k$ ГОСТ 6033 – 80;
- з) $i65 \times 2,5 \times H7 / n6$ ГОСТ 6033 – 80;
- і) $70 \times H7 / h6 \times 3$ ГОСТ 6033 – 80;

- к) 100 x 3 x 7H/7n ГОСТ 6033 – 80;
 л) i140 x 5 x H8/h6 ГОСТ 6033 – 80;
 м) 160 x 6 x 7H/9r ГОСТ 6033 – 80;
 н) 120 x H8/g6 x 3,5 ГОСТ 6033 – 80;
 о) 200 x H7/js6 x 6 ГОСТ 6033 – 80;
 п) 180 x 6 x 7H/8p ГОСТ 6033 – 80.

Виконати завдання, що вказані у задачі 4.

6. Для прямобічного шліцьового з'єднання складіть умовне позначення з'єднання, вала і втулки. Розрахуйте задану посадку.

Варіант	z x d x D	Поля допусків	Варіант	z x d x D	Поля допусків
Центрування по d			к	6 x 18 x 22	H7, f7; H8, f8
а	8 x 32 x 36	H6, g5; F8, f8	л	8 x 42 x 48	H7, h6; D9, e8
б	10 x 72 x 78	H7, h7; F8, f7	м	10 x 16 x 20	H8, e8; D9, d9
в	6 x 16 x 20	H7, h6; H8, h7	н	10 x 36 x 45	H7, g6; F8, e8
г	6 x 28 x 34	H7, js6; D9, h9	о	10 x 46 x 56	H8, h7; F10, f7
д	8 x 62 x 72	H7, f7; H8, js7	Центрування по b		
є	10 x 23 x 29	H7, n6; D9, e8	п	8 x 52 x 58	F8, e8
ж	10 x 46 x 56	H7, e8; D9, f9	р	6 x 13 x 16	D9, f8
Центрування по D			с	6 x 23 x 28	H8, js8
з	8 x 46 x 50	H7, js6; F8, h6	т	8 x 56 x 65	F9, k7
і	10 x 92 x 98	H7, h6; F8, e8	у	10 x 23 x 29	F10, f8
			ф	10 x 42 x 52	F10, k7

7. Для евольвентного шліцьового з'єднання виконайте завдання, що вказане в задачі 6.

Варіант	D	m	Поля допусків	Варіант	D	m	Поля допусків
Центрування по e i s				к	25	1,5	H8, h6
а	8	0,8	7H, 7h	л	150	4	H8, n6
б	15	2	9H, 9h	м	55	1	H7, h6
в	35	4	9H, 8f	н	90	2,5	H7, h6
г	75	6	11H, 10d	о	200	8	H8, f7
д	130	5	9H, 9g	Центрування по D _f і d _a			
є	190	8	9H, 8f	п	12	0,6	H7, g6
ж	170	6	7H, 7h	р	40	1,25	H8, n6
Центрування по D _a і d _f				с	50	5	H8, g6
з	6	0,5	H7, js6	т	80	3	H7, g7
і	18	1	H8, g6	у	105	10	H7, h7
				ф	100	8	H8, h6

1.12. Взаємозамінність нарізних з'єднань

Нарізними називають з'єднання, що утворені внутрішніми і зовнішніми нарізними поверхнями сполучених деталей. Нарізь утворюють нанесенням на поверхню деталей гвинтових канавок із поперечним перерізом, що відповідає профілю нарізі. Деталі із зовнішньою нарізю називають гвинтами, а з внутрішньою, тобто з нарізними отворами – гайками. Нарізні з'єднання широко застосовують у сільськогосподарських машинах, двигунах, приладах, апаратах, металорізальних верстатах і пристроях. У сучасних машинах, понад 60 % всіх деталей мають нарізь.

Нарізні деталі однакових номінальних розмірів повинні згвинчуватись і мати певну міцність незалежно від призначення. Решта вимог залежить від виду нарізі та конструкції механізму, у якому вона застосовується. Так, від кінематичних нарізей вимагають точного осевого переміщення (нарізі мікрометричних гвинтів і ходових гвинтів металорізальних верстатів); від трубних нарізей (конічних і циліндричних) – герметичності з'єднання; від нарізей, які застосовують у домкратах і ковальсько-пресових машинах – гальмування переміщення у одному напрямку і т.п.

1.12.1. Класифікація нарізей

Усі нарізі можна класифікувати так (рис. 12.1).

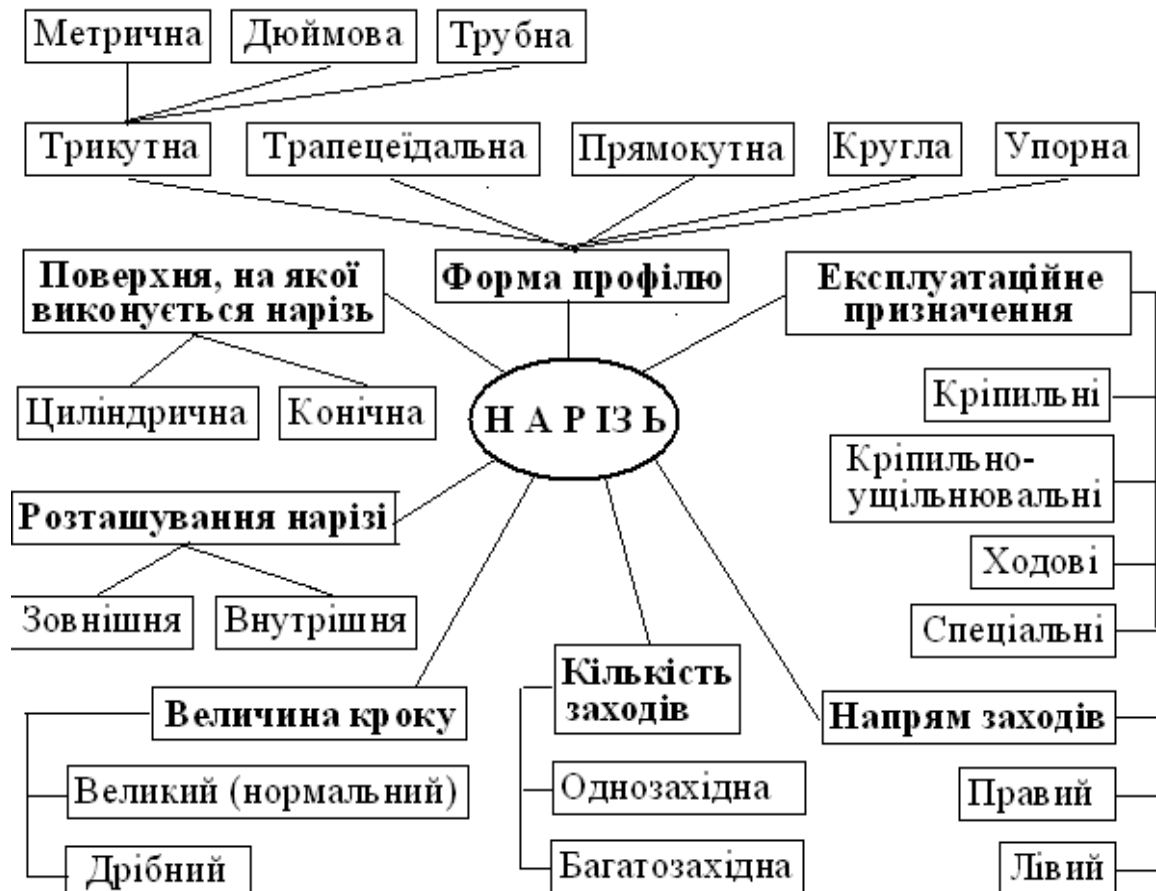


Рис. 12.1. Класифікація нарізей

1. Загальні і спеціальні (за призначенням).

Нарізі загального призначення можна застосовувати в будь-яких галузях промисловості. До них належать:

- а) нарізі для скріплення деталей (кріпильні) і для регулювальних пристроїв (різні види метричних нарізей і дюймова);
- б) нарізі для щільного (герметичного) з'єднання труб (трубні нарізі);
- в) нарізі для здійснення поступального руху (трапецеїдальна одноходова та упорна).

Нарізі спеціального призначення застосовують лише в окремих галузях промисловості (нарізь окулярна для оптичних приладів, нарізь для патронів і цоколів електричних ламп і т.п.).

2. Трикутні, трапецеїдальні, упорні і круглі (за профілем нарізі).

3. Метричні і дюймові (за прийнятою одиницею вимірювання лінійних і діаметральних розмірів нарізі).

4. Циліндричні і конічні (залежно від форми поверхні, на якій виготовлені нарізі).

1.12.2. Кріпильні нарізі та їх основні параметри. Основні експлуатаційні вимоги до нарізних з'єднань

Основні визначення для параметрів нарізних деталей регламентовані ГОСТ 11708-87 і ДСТУ 2497-94. До цих параметрів належать: профіль нарізі, зовнішній, середній і внутрішній діаметри, крок і кут профілю.

Для циліндричної нарізі з трикутним профілем ці параметри зображено на рис. 12.2 і 12.3.

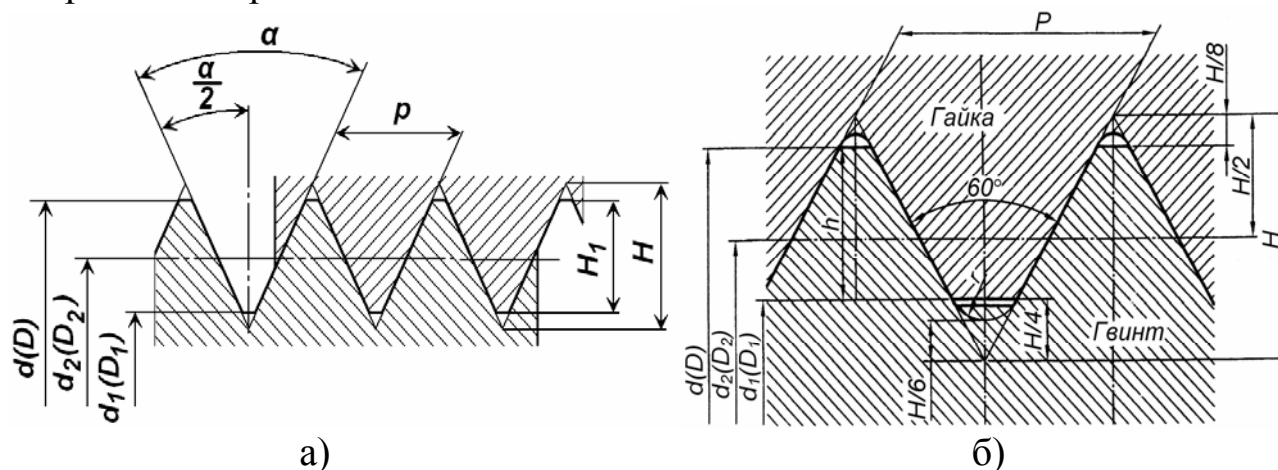


Рис. 12.2. Профіль і основні параметри метричної нарізі

Профіль нарізі – це контур перерізу нарізі площиною, яка проходить через її вісь.

Зовнішній діаметр d (D) – діаметр уявного прямого кругового циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої нарізі або западин внутрішньої циліндричної нарізі (звичайно є номінальний діаметр нарізі).

Внутрішній діаметр нарізі d_1 (D_1) – діаметр уявного прямого кругового циліндра, вписаного до западини зовнішньої або вершини

внутрішньої циліндричної нарізі. Цим діаметром визначається небезпечний переріз болта.

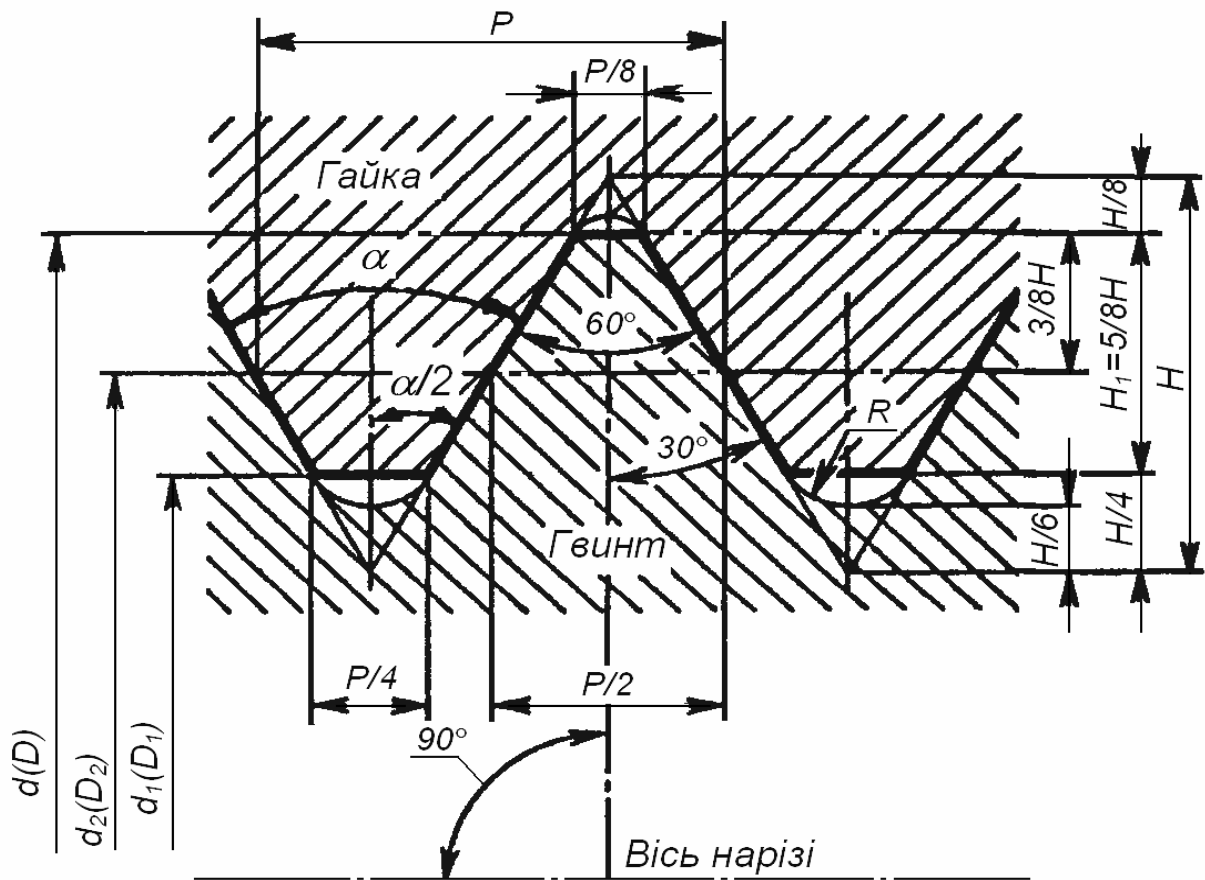


Рис. 12.3. Профіль і всі параметри метричної нарізі

Середній діаметр нарізі d_2 (D_2) – діаметр уявного співвісного з нарізною прямого кругового циліндра, кожна утворююча якого перетинає профіль нарізі таким чином, що її відрізки, утворенні за перетину з канавкою, рівні половині номінального кроку нарізі.

У однозахідних і багатозахідних нарізях з непарним числом заходів та симетричним профілем середній діаметр можна визначити також як відстань між бічними сторонами профілю, заміряному у будь-якому перерізі, перпендикулярному до осі (див. рис. 12.2 і 12.3).

Крок нарізі P – відстань між найближчими однойменними бічними сторонами профілю у напрямку, паралельному осі нарізі.

Для багатозахідних нарізях є додатковий термін – *хід нарізі t* , тобто відстань між найближчими однойменними сторонами профілю, що належить тій самій гвинтовій поверхні, у напрямку, паралельному осі нарізі. Хід нарізі також визначає осьове переміщення гвинта (гайки) за один оберт. В однозахідній нарізі хід дорівнює кроку, у багатозахідній – добутку кроку на число заходів.

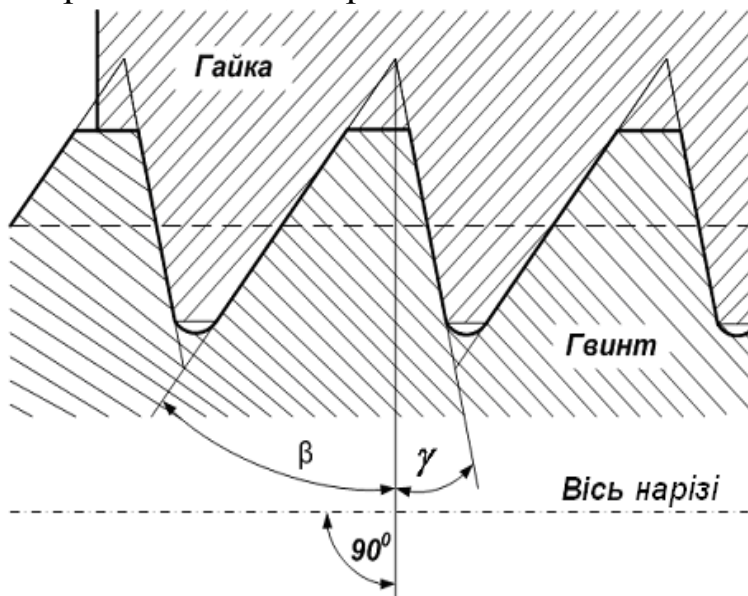
Кут профілю нарізі α – це кут між суміжними боковими сторонами нарізі у площині осьового перетину. Половина кута профілю $\alpha/2$ – кут між боковою стороною профілю і перпендикуляром, із вершини вихідного

профілю симетричної нарізі на її вісь. Вимірюючи $\alpha/2$ ліве і $\alpha/2$ праве, можна встановити не тільки значення α , але і перекіс профілю нарізі.

Всі параметри метричної нарізі наведено на рис. 12.3.

Куту нахилу сторін профілю β і γ (рис. 12.4) – кути між бічними сторонами профілю і перпендикуляром до осі нарізі. Для нарізей з симетричним профілем: $\beta = \gamma = \alpha/2$.

Маючи два суміжних кути β і γ , можна визначити значення кута профілю α , а також перекіс профілю нарізі, який може утворюватися



внаслідок похибок при виготовленні інструмента, неточного встановлення інструмента або деталі при виготовленні нарізі тощо. Перекіс профілю нарізі не можна виявити, якщо відоме тільки значення кута профілю α .

Висота початкового трикутника нарізі H – відстань між вершиною і основою початкового трикутника нарізі в напрямку перпендикулярному до осі нарізі. Це позначення стосується нарізей, профілі яких побудовані на основі трикутників.

Робоча висота профілю нарізі H_1 – довжина проекції взаємного перекриття профілів сполучених зовнішньої і внутрішньої нарізей, на перпендикуляр до осі нарізі. Від цього параметра залежить міцність нарізного з'єднання для певного матеріалу гвинтів і гайок.

Кут підйому нарізі φ – кут, утворений між дотичного до гвинтової лінії у точці на середньому діаметрі нарізі і площиною, перпендикулярною до осі нарізі.

Кут підйому нарізі визначається залежністю:

$$\operatorname{tg}\varphi = t / (\pi d_2) = Pn / (\pi d_2),$$

де n – число заходів нарізі.

Від значення кута підйому залежить властивість самогальмування нарізі. У самогальмівній нарізі кут підйому φ менший за кут тертя.

Довжина згвинчування нарізі L – довжина контакту гвинтових поверхонь зовнішньої та внутрішньої нарізі у осьовому напрямку. У кріпильних нарізей нормальна висота гайки дорівнює $0,8d$. Висота гайки може бути меншою або більшою за нормальну залежно від конструктивних вимог до нарізного з'єднання.

Номинальний радіус заокруглення западини гвинта – R (рис. 12.3).

Міцність, довговічність і необхідний характер з'єднання є загальними вимогами, які пред'являють до всіх нарізей і нарізних з'єднань. Досягнення цих якісних показників забезпечується рядом конструктивних технічних заходів, а також точністю основних параметрів нарізей і необхідним різноманіттям посадок.

Згвинчуваність і характер з'єднання нарізей визначаються співвідношенням і точністю середніх діаметрів зовнішньої (гвинта) і внутрішньої (гайки) нарізей. Точність форми нарізних поверхонь залежить від точності параметрів P і α , сприяє рівномірності навантаження сполучених витків нарізі, тому точність кроку і кута профілю забезпечує підвищення міцності нарізі.

Від точності d і D_1 залежить дійсна робоча висота профілю, а отже зносостійкість і міцність на зминання сполучених витків нарізі.

Великий вплив на міцність гвинта впливає форма западини нарізі (рис. 12.5).

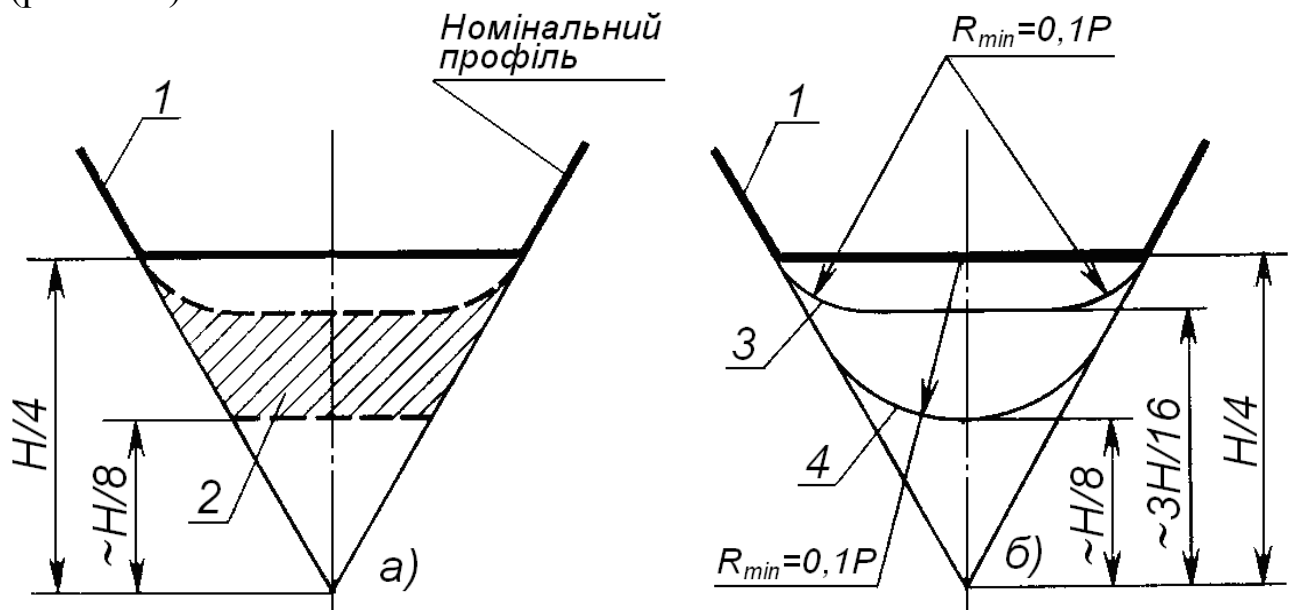


Рис. 12.5. Профіль западини нарізі болта: а – форма западини, що не оговорена; б – заокруглена форма западини

Заглиблення і загострення западини нарізі зменшує фактичну розрахункову площу поперечного перерізу гвинта і знижує його статичну міцність. Западина зовнішньої нарізі може бути плоскою (див. рис. 12.5, 1) або заокругленою (див. рис. 12.5, 3-4). При заокругленій западині нарізі радіус її кривини ні в одній із точок не повинен бути менше $0,1P$ (див. рис. 12.5, б). Коли форма западини не обмежена, її контур повинен знаходитися в зоні 2 (рис. 12.5, а). Найменшу утомну міцність мають зовнішні нарізі з плоскою формою западини, а найбільшу - з заокругленою.

Реальні нарізі в порівнянні з теоретично точними мають відхили профілю і розмірів. Незважаючи на складну форму, точність нарізних поверхонь визначається точністю зовнішніх (d, D), середніх (d_2, D_2) і внутрішніх (d_1, D_1) діаметрів, кроку P і кута профілю α .

Так як, у сполучених нарізних поверхонь перелічені номінальні розміри однакові, то для згвинчуваності парних нарізей необхідно, щоб на довжині згвинчування L дійсні розміри зовнішньої і внутрішньої нарізей не виходили за границю номінального контура, який є найбільшим граничним контуром зовнішньої нарізі і найменшим граничним контуром внутрішньої нарізі.

Нарізне з'єднання вважається надійним, коли нижній відхил основних розмірів зовнішньої нарізі і верхній відхил внутрішньої нарізі знаходяться у допустимих границях. Таким чином, дійсні розміри реальних нарізних поверхонь по всій довжині згвинчування L не повинні виходити за граничні контури нарізі.

У більшості нарізей за зовнішнім і внутрішнім діаметрами передбачаються зазори і поля допусків розташовані так, що похибки цих діаметрів не перешкоджають згвинчуваності нарізей. Тому згвинчуваність нарізей залежить тільки від точності середніх діаметрів (d_2, D_2), кроку і кута профілю нарізі. Вказані похибки взаємозалежні, але між ними можливо легко встановити математичну залежність. Це дозволяє вплив похибок P і α на згвинчуваність компенсувати допустимою похибкою середнього діаметра нарізі.

1.12.3. Відхили кроку і половини кута профілю, їх діаметральна компенсація

Для метричної нарізі діаметральна компенсація похибки кроку дорівнює:

$$f_p = \operatorname{ctg}(\alpha/2) \cdot \Delta P_n = 1,732 \cdot \Delta P. \quad (12.1)$$

Діаметральна компенсація половини кута профілю:

$$f_\alpha = \frac{2 \cdot H_1 \cdot \Delta(\alpha/2)}{\operatorname{Sin} \alpha} \approx 0,36 \cdot P \cdot \Delta(\alpha/2). \quad (12.2)$$

Згвинчування можна забезпечити лише за умов, що різниця середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої нарізей дорівнюватиме, або буде більшою за суму діаметральних компенсацій кроку і половини кута профілю обох деталей.

Для зручності контролю нарізі й розрахунку допусків введено поняття *зведений середній діаметр нарізі*, який знаходять за такими рівняннями:

– для зовнішньої нарізі:

$$d_{23B} = d_{2\text{вим}} + f_p + f_\alpha \leq d_2 \text{ (або } d_{2\text{max}}); \quad (12.3)$$

– для внутрішньої нарізі:

$$D_{2ЗВ} = D_{2ВІМ} - (f_p + f_\alpha) \geq D_2 \text{ (або } D_{2\min}). \quad (12.4)$$

Зведений середній діаметр – це середній діаметр уявної ідеальної циліндричної нарізі, що має той же крок і кут нахилу бокових сторін, що й основний, або номінальний профіль нарізі, і довжину рівну заданій довжині згвинчування, яка щільно, без взаємного зміщення чи натягу, сполучається з реальною нарізкою за боковими поверхнями.

Допустимі відхили кроку і кута профілю не нормуються, а встановлюється лише сумарний допуск на середній діаметр зовнішньої нарізі Td_2 і внутрішньої – TD_2 , який вміщує допустимий відхил власно середнього діаметра і діаметральні компенсації відхилів кроку і кута профілю.

Сумарний допуск:

$$Td_2 = \Delta d_2 + f_p + f_\alpha; \quad TD_2 = \Delta D_2 + f_p + f_\alpha. \quad (12.5)$$

Наведені загальні принципи покладено в основу розроблених стандартів на допуски і посадки метричних нарізей.

1.12.4. Загальні принципи стандартизації допусків і посадок нарізей

Системи допусків і посадок нарізей є сукупність стандартизованих граничних відхилів і допусків геометричних параметрів зовнішньої і внутрішньої нарізі. Допуски і посадки стандартизуються для кожного типу нарізі окремо, але мають ряд загальних принципів будовання.

В основному стандартизовані допуски і посадки кріпильних нарізей. На зміну різним національним системам прийшли міжнародні, що розробляються в ІСО/ТК1. основоположною явилася система допусків і посадок НП метричні нарізі ІСО. Основні положення цієї системи використовуються при розробці міжнародних стандартів на інші типи нарізей: трапецеїдальні і упорні. Державні стандарти України на допуски і посадки для нарізних з'єднань також засновуються на стандартах системи ІСО.

Базою для відліку граничних відхилів нарізей є номінальний профіль нарізі. При графічному зображенні допуски нарізі вказують у вигляді двох граничних профілів, орієнтованих відносно номінального профілю. В полі між граничними профілями в принципі повинні би знаходитися всі точки дійсної поверхні нарізі (рис. 12.6). Це поле можна назвати полем допуску нарізі.

Практичною вимогою зводять до обмеження дійсної поверхні нарізі лише одним граничним профілем, що відповідає прохідній границі (профіль максимуму матеріалу). Непрохідною границею обмежують тільки значення кожного діаметра нарізі окремо. Таким чином, поле

допуску нарізі зображає сполучення полів допусків для окремих діаметрів нарізі.

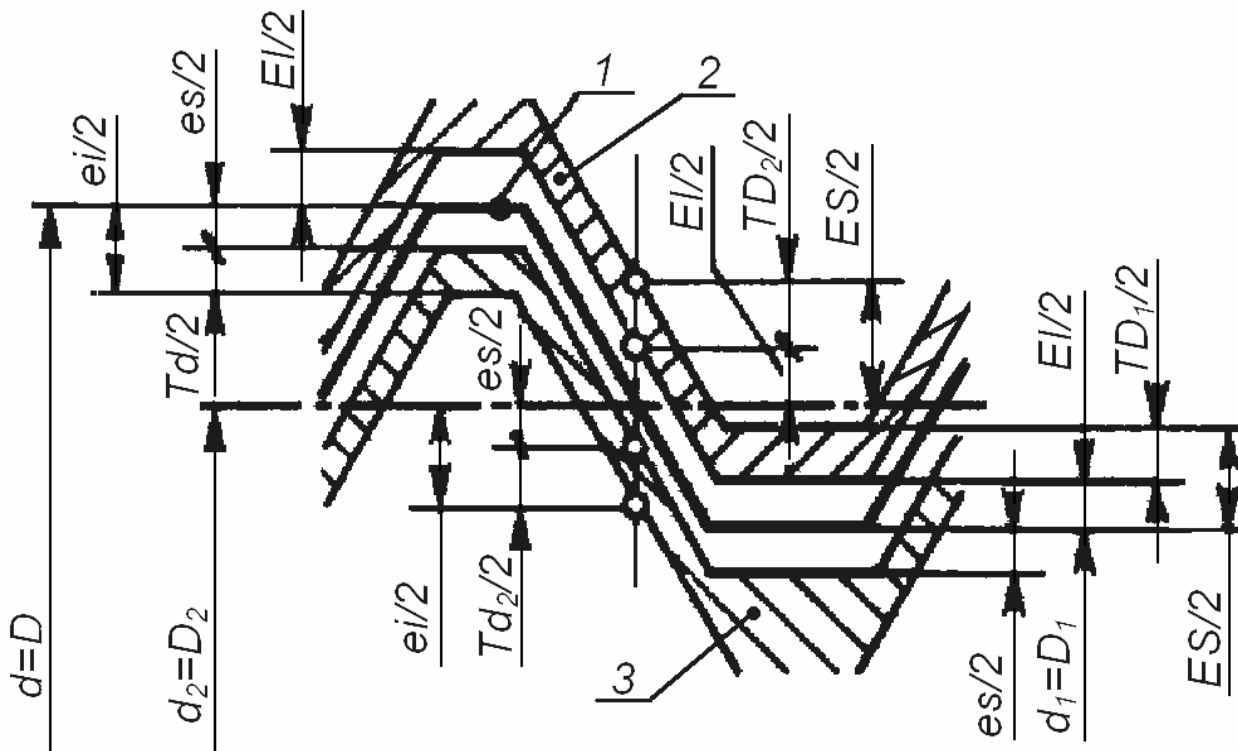


Рис. 12.6. Схема розташування полів допусків деталей нарізного з'єднання: 1 – номінальний профіль; 2 – поле допуску внутрішньої нарізі; 3 – поле допуску зовнішньої нарізі

Для граничних відхилів і допусків окремих діаметрів нарізі застосовують такі умовні позначення:

es , ei – відповідно верхній і нижній відхили діаметра зовнішньої нарізі;

ES , EI – відповідно верхній і нижній відхили діаметра внутрішньої нарізі;

TD , Td – допуск відповідного діаметра нарізі.

На схемах полів допусків нарізей значення граничних відхилів і допусків вказують значення граничних відхилів і допусків вказують з коефіцієнтом 0,5, так як ці значення до діаметрів нарізі, а профіль відображає лише половину нарізі, яка знаходиться по один бік від осі.

Як і для діаметрів гладких елементів, поле допуску окремого діаметру нарізі характеризується величиною (допуском) і його положенням відносно номінального значення діаметра (основним відхилом).

В посадках с зазором основним є верхній відхил зовнішніх нарізей (es) і нижній відхил для внутрішніх нарізей (EI).

Стандартизовані значення основних відхилів позначаються літерами латинського алфавіта, малими для зовнішніх нарізей (болтів, гвинтів), великими для внутрішніх нарізей (гайок).

По аналогії з основними відхилами для гладких валів и отворів основні відхили для нарізей, рівних нулю, позначаються літерами латинського алфавіта h и H .

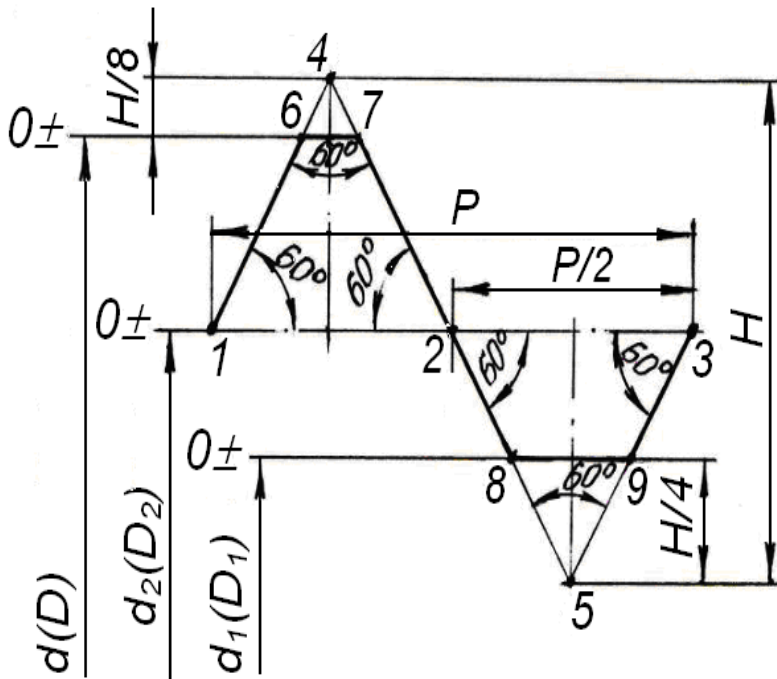


Рис. 12.6. Побудова схеми розташування полів допусків нарізного з'єднання

по вертикалі називається висотою (H) початкового трикутника. Вершину верхнього трикутника 1-2-4 відсікають на відстані $H/8$ від вершини і проводять горизонтальну лінію, яка відповідатиме номінальним зовнішнім діаметрам (d, D). Висоту нижнього трикутника 2-3-5 треба поділити навпіл і через цю точку провести горизонтальну лінію, яка відповідатиме положенню внутрішніх діаметрів (d_1, D_1). Горизонтальні лінії, які відповідають номінальним зовнішнім (d, D), середнім (d_2, D_2) і внутрішнім (d_1, D_1) діаметрам, служать початком відліку відповідних відхилів. Тому наступний етап побудови схеми розташування полів допусків – це відкласти від цих ліній половину відповідних відхилів у тому ж масштабі, що і крок нарізі, і через ці точки провести лінії паралельно номінальному профілю нарізі 1-6-7-2-8-9-3, що визначатимуть нижні і верхні границі полів допусків для відповідних діаметрів нарізного з'єднання. Після цього необхідно на схемі позначити всі параметри (рис. 12.7).

Профіль метричної нарізі регламентовано ГОСТ 9150–81 (див. рис. 12.2, б) для діаметрів від 0,25 до 600 мм, відповідно до якого передбачено зрізи вершин нарізі: $H/4$ для гайки і $H/8$ для гвинта (див. рис. 12.3). Висота вихідного контуру $H=0,8660254 \cdot P$, значення $H_1=5/8H=0,5412665877 \cdot P$.

Стандарти на розповсюджені нарізі та допуски на них наведено в табл. 1 Додатку Е.

Будують схему розташування нарізного з'єднання таким чином (рис. 12.6). Проводять горизонтальну лінію, яка визначає положення середніх діаметрів (d_2, D_2) і відкладають на цій лінії у певному масштабі крок нарізі P . Потім цей відрізок необхідно поділити навпіл і через т. 1, 2, 3 провести прямі лінії під кутом профілю метричної нарізі 60° . Відстань між точками перетину цих ліній 4 і 5

1.12.5. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Для нарізного з'єднання M16 – 6H / 6f :

1. Розшифрувати умовне позначення нарізного з'єднання.
2. Визначити крок нарізі, середні і внутрішні діаметри гайки і гвинта.
3. Визначити граничні відхили на виготовлення нарізного з'єднання.
4. Визначити граничні діаметри зовнішньої і внутрішньої нарізей та їх допуски.
5. Побудувати схему розташування полів допусків нарізного з'єднання. Накреслити нарізне з'єднання із зазначенням усіх параметрів посадок і полів допусків.

Розв'язання. 1. Метричне нарізне з'єднання з крупним кроком, з нормальною довжиною згвинчування, номінальним значенням зовнішнього діаметра 16 мм, поле допуску нарізі гайки 6H (поле допуску середнього діаметра 6H і поле допуску внутрішнього діаметра 6H), поле допуску нарізі гвинта 6f (поле допуску середнього діаметра 6f і поле допуску внутрішнього діаметра 6f).

2. За табл. 2 Додатку Е визначаємо крок нарізі $P = 2$ мм, а за табл. 3 (Додаток Е) визначаємо середні і внутрішні діаметри:

$$D_1 = d_1 = d - 3 + 0,835 = 16 - 3 + 0,835 = 13,835 \text{ мм};$$

$$D_2 = d_2 = d - 2 + 0,863 = 16 - 2 + 0,701 = 14,701 \text{ мм}.$$

3. За ГОСТ 16093:2004 визначаємо граничні відхили відповідних діаметрів нарізі. мкм: $D_2 - ES = +212$, $EI = 0$; $D_1 - ES = +375$, $EI = 0$; $D - ES$ – не нормується, $EI = 0$; $d_2 - es = -52$, $ei = -212$; $d_1 - es = -52$, ei – не нормується; $d - es = -52$, $ei = -332$.

4. Граничні діаметри зовнішньої і внутрішньої нарізей та їх допуски.

$$D_{2\max} = D_2 + ES = 14,701 + 0,212 = 14,913 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI = 14,701 + 0 = 14,701 \text{ мм};$$

$$TD_2 = D_{2\max} - D_{2\min} = 14,913 - 14,701 = 0,212 \text{ мм}.$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES = 13,835 + 0,375 = 14,210 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI = 13,835 + 0 = 13,835 \text{ мм};$$

$$TD_1 = D_{1\max} - D_{1\min} = 14,210 - 13,835 = 0,375 \text{ мм}.$$

D_{\max} – не нормується;

$$D_{\min} = D + EI = 16 + 0 = 16,000 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es = 14,701 + (-0,052) = 14,649 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei = 14,701 + (-0,212) = 14,489 \text{ мм};$$

$$Td_2 = d_{2\max} - d_{2\min} = 14,649 - 14,489 = 0,160 \text{ мм}.$$

$$d_{1\max} = d_1 + es = 13,835 + (-0,052) = 13,783 \text{ мм};$$

$d_{1\min}$ – не нормується;

$$d_{\max} = d + es = 16 + (-0,052) = 15,948 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 16 + (-0,332) = 15,668 \text{ мм};$$

$$Td_2 = d_{\max} - d_{\min} = 15,948 - 15,668 = 0,180 \text{ мм.}$$

5. Схема розташування полів допусків нарізного з'єднання, складальний та подетальні кресленики із зазначенням усіх параметрів посадок і полів допусків наведено на рис. 12.7.

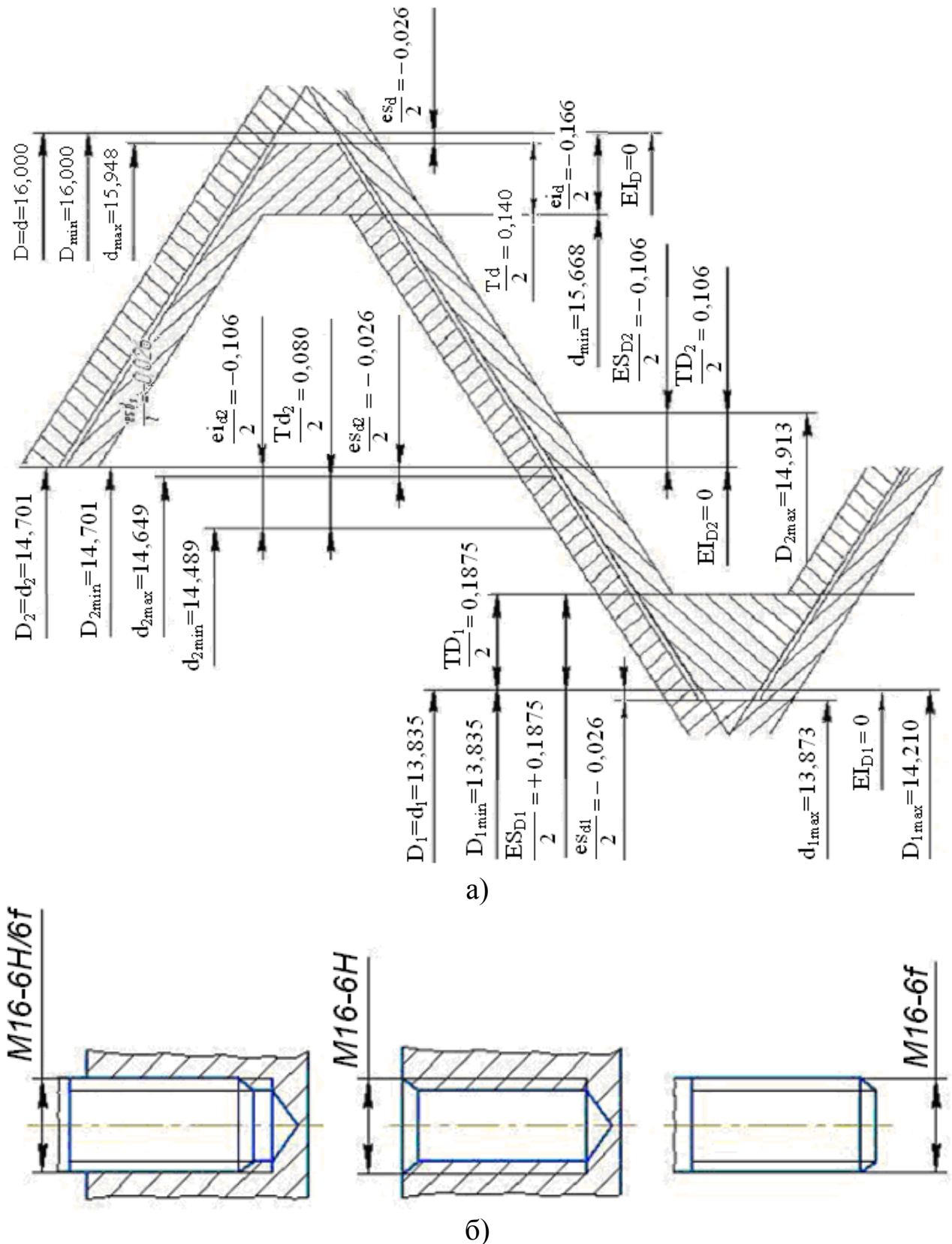


Рис. 12.7. Схема розташування полів допусків (а), складальний та подетальні кресленики (б) нарізного з'єднання

Приклад 2. Для нарізного з'єднання M12 – 6H / 6g :

1. Визначити: крок нарізі P мм; номінальні значення зовнішнього (D і d), внутрішнього (D_1 і d_1) і середнього (D_2 і d_2) діаметрів гайки і болта.

2. Призначити поля допусків для діаметрів гайки і болта та визначити їх граничні відхили.

3. Побудувати схему розташування полів допусків за середнім діаметром гайки і болта для заданого нарізного з'єднання.

4. Позначити нарізь на складальному кресленику та кресленику болта і гайки.

Розв'язання.

1. Оскільки в позначенні нарізі крок не вказаний, то це означає, що задана нарізь має основний (великий) крок і його значення визначаємо за табл. 2 Додатку Е залежно від номінального (зовнішнього) діаметра нарізі: за $D = d = 12$ мм, крок $P = 1,75$ мм.

Номінальні значення діаметрів внутрішньої нарізі (гайки) D і зовнішньої нарізі (болта) d дорівнюють (з позначення нарізі) $D = d = 12$ мм.

Крок нарізі $P = 1,75$ мм, за даними табл. 3 (Додаток Е), вибираємо формули, за якими визначаємо номінальні значення діаметрів D_1 і D_2 для нарізі гайки, d_1 і d_2 – для нарізі болта:

$$D_1 = d_1 = d - 2 + 0,106 = 12 - 2 + 0,106 = 10,106 \text{ мм};$$

$$D_2 = d_2 = d - 2 + 0,863 = 12 - 2 + 0,863 = 10,863 \text{ мм}.$$

2. Призначаємо поля допусків для діаметрів нарізі гайки і болта.

Оскільки в умовному позначенні нарізі вказано по одному полю допуску для гайки (6H) і для болта (6g), то ці поля допусків належать до всіх діаметрів гайки і болта, тобто:

$$D - 12 - 6H, d - 12 - 6g;$$

$$D_1 - 10,863 - 6H, d_1 - 10,863 - 6g;$$

$$D_2 - 10,106 - 6H, d_2 - 10,106 - 6g.$$

Граничні відхили цих діаметрів визначаємо залежно від номінального діаметра нарізі та її кроку. При $D = d = 12$ мм і $P = 1,75$ мм знаходимо (табл. 4 Додатку Е):

$$D - 12 - 6H^{(\text{не норм})}; D_1 - 10,863 - 6H^{(+0,335)}; D_2 - 10,106 - 6H^{(+0,200)}.$$

$$d - 12 - 6g^{(-0,034)}_{(-0,299)}; d_1 - 10,863 - 6g^{(-0,034)}_{(\text{не норм})}; d_2 - 10,106 - 6g^{(-0,034)}_{(-0,184)}.$$

3. Схему розташування полів допусків нарізного з'єднання M12 – 6H / 6g за середнім діаметром нарізі наведено на рис. 12.8: 6H – поле допуску середнього діаметра гайки; 6g – поле допуску середнього діаметра болта.

4. Позначення заданої нарізі на кресленику показано на рис. 12.9.

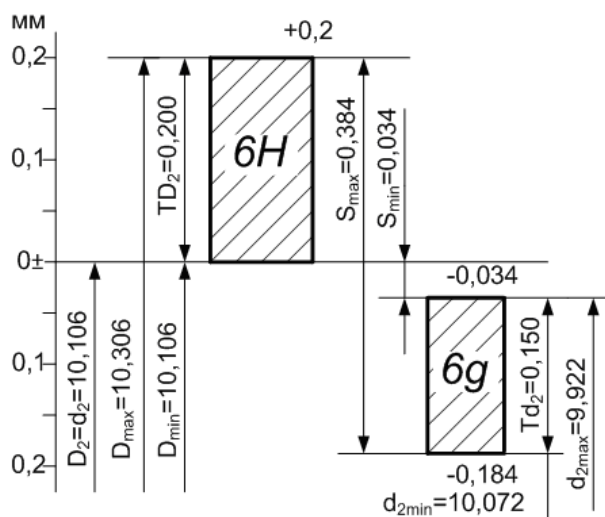


Рис. 12.8. Схема розташування полів допусків нарізного з'єднання M12-6H/6g

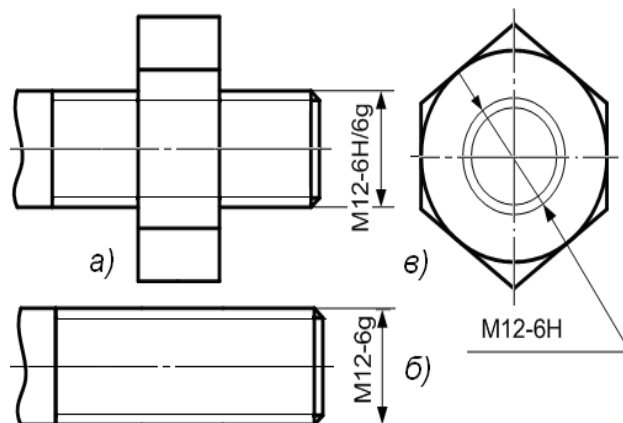


Рис. 12.9. Позначення нарізі M12 – 6H/6g на кресленнику

Приклад 3. Визначити зазор у нарізному з'єднанні M24 (P = 3 мм).

Розв'язання. У нарізі гайки $D_2 = 22,2$ мм, $\Delta P_n = +50$ мкм;

$$\Delta(\alpha/2)_{\text{пр}} = -30'; \Delta(\alpha/2)_{\text{лів}} = -30'; \Delta(\alpha/2)_{\text{пр}} = +70'.$$

У нарізі болта $d_2 = 21,900$ мм, $\Delta P_n = +40$ мкм (в межах довжини згвинчування); $\Delta(\alpha/2)_{\text{пр}} = -30'; \Delta(\alpha/2)_{\text{лів}} = +70'$.

Зведені середні діаметри болта і гайки визначаємо за формулами (12.3) і (12.4):

$$d_{23B} = 21,900 + \left(1,732 | +40 | + 0,29 \cdot 3 \frac{| -30 | + | +70 |}{2} \right) 10^{-3} = 22,013 \text{ мм};$$

$$D_{23B} = 22,900 + \left(1,732 | +50 | + 0,29 \cdot 3 \frac{| +70 | + | -30 |}{2} \right) 10^{-3} = 22,069 \text{ мм}.$$

Зазор у нарізному з'єднанні

$$S = D_{23B} - d_{23B} = 22,069 - 22,013 = 0,056 \text{ мм}.$$

Приклад 4. Задані номінальні розміри нарізного з'єднання шпильки з гніздом M12 з посадкою 2H5C/3p.

Визначити граничні значення натягу в з'єднанні без сортування нарізних деталей на розмірні групи і за сортуванні їх на дві розмірні групи, тобто для посадки 2H5C(2)/3p(2).

Розв'язання. За даними табл. 2 Додатку Е визначаємо крок нарізі. Для нарізі M12 крок P = 1,75 мм.

Визначаємо номінальне значення середнього діаметра нарізі шпильки і гнізда за формулою (табл. 3, Додаток Е):

$$D_2 = d_2 = d - 2 + 0,106 = 12 - 2 + 0,863 = 10,863 \text{ мм}.$$

За табл. 6 Додатку Е визначаємо граничні відхилення середнього діаметра нарізних деталей (шпильки і гнізда):

для d_2 шпильки М12–3р: верхнє $es = +142$ мкм = +0,142 мм; нижнє $ei = +67$ мкм = +0,067 мм.

Допуск на d_2 шпильки: $Td_2 = es - ei = 0,142 - 0,067 = 0,075$ мм.

Для D_2 гнізда М12–2Н5С(2): верхнє $ES = +80$ мкм = +0,080 мм; нижнє $EI = 0$.

Допуск на D_2 гнізда: $TD_2 = ES - EI = 0,08 - 0 = 0,080$ мм.

Будуємо схему розташування полів допусків для нарізного з'єднання за середнім діаметром (рис. 12.10).

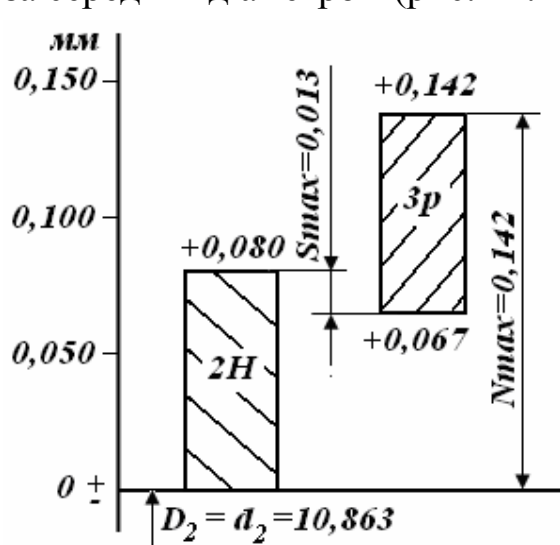


Рис. 12.10. Схема розташування полів допусків нарізного з'єднання М12 – 2Н5/3р за середнім діаметром нарізі.

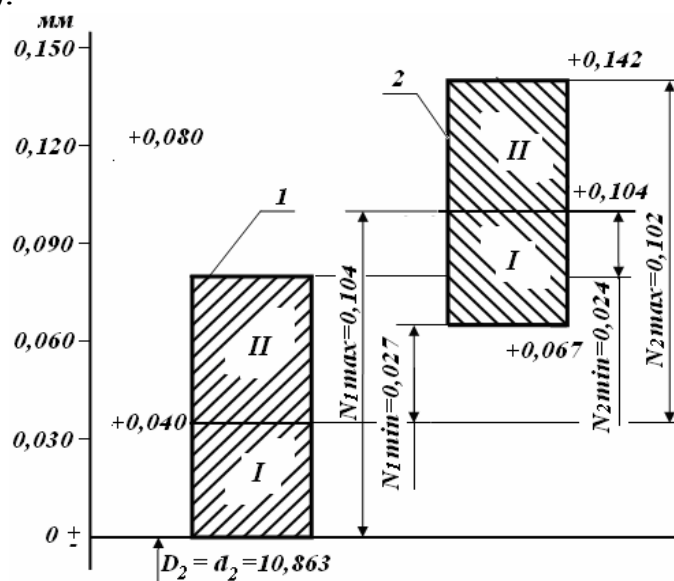


Рис. 12.11. Схема розташування полів допусків нарізного з'єднання М12 – 2Н5/3р: 1-поле допуску D_2 , 2-поле допуску d_2 .

Із схеми розташування полів допусків бачимо, що поля допусків шпильки і гнізда за середнім діаметром частково перекриваються, це означає, що задана посадка буде перехідною, в якій можливий невеликий зазор і невеликий натяг за середнім діаметром. Для запобігання самовідгвинчування шпильки слід передбачити елементи заклинювання нарізі.

Визначаємо граничні значення натягу за середнім діаметром:

$$N_{\min} = ei - ES = 0,067 - 0,080 = -0,013 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0,142 - 0 = 0,142 \text{ мм}.$$

Отже, за з'єднання шпильки з гніздом з посадкою М12–2Н5С/3р можливий найбільший натяг $N_{\max} = 0,142$ мм і найбільший зазор $S_{\max} = 0,013$ мм.

Допуск посадки: $TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,142 - (-0,013) = 0,155$ мм.

Розглянемо, як зміниться характер посадки, якщо застосувати селективне складання даного нарізного з'єднання з сортуванням нарізі

шпильки і гнізда за середнім діаметром на дві розмірні групи, тобто для посадки M12 – 2H5C(2)/3p(2).

За даними табл. 6 Додатку Е знаходимо границі сортування груп I і II.

Для нарізі M12 з кроком $P = 1,75$ мм межа сортування розмірних груп II і I становить $+104$ мкм = $+0,104$ мм для нарізі шпильки M12 – 3p(2) і $+40$ мкм = $+0,04$ мм для нарізі гнізда M12 – 2H5C(2).

Визначаємо граничні відхили середнього діаметра нарізі шпильки і гнізда в межах розмірних груп.

Для d_2 шпильки M12 – 3p(2) :

– група I $ei_1 = +67$ мкм = $+0,067$ мм (табл. 6, Додаток Е);

$es_1 = +104$ мкм = $+0,104$ мм (табл. 6, Додаток Е).

Допуск $Td_2 = es_1 - ei_1 = 0,104 - 0,067 = 0,037$ мм.

– група II $ei_2 = es_1 = +104$ мкм = $+0,104$ мм (табл. 6, Додаток Е);

$es_2 = es = +142$ мкм = $+0,142$ мм (табл. 6, Додаток Е).

Допуск $Td_{22} = es_2 - ei_2 = 0,142 - 0,104 = 0,038$ мм.

Для гнізда M12 – 2H5C(2) :

– група I $EI_1 = EI = 0$; $ES = +40$ мкм = $+0,040$ мм (табл. 6, Додаток Е).

Допуск $TD_{21} = ES_1 - EI_1 = 0,04 - 0 = 0,04$ мм.

– група II $EI_2 = ES_1 = +0,04$ мм; $ES_2 = ES = +0,08$ мм (табл. 6, Додаток Е).

Допуск $TD_{22} = ES_2 - EI_2 = 0,08 - 0,04 = 0,04$ мм.

Будуємо схему розташування полів допусків нарізного з'єднання M12 – 2H5C(2) за середніми діаметрами зовнішньої нарізі (шпильки) і внутрішньої нарізі (гнізда) (рис. 12.11).

Визначаємо граничні значення натягів у границях розмірних груп:

– група I $N_{1min} = ei_1 - ES_1 = 0,067 - 0,040 = 0,027$ мм;

$N_{1max} = es_1 - EI_1 = 0,104 - 0 = 0,104$ мм.

Допуск натягу: $TN_1 = N_{1max} - N_{1min} = 0,104 - 0,027 = 0,077$ мм.

– група II $N_{2min} = ei_2 - ES_2 = 0,104 - 0,080 = 0,024$ мм;

$N_{2max} = es_2 - EI_2 = 0,142 - 0,040 = 0,102$ мм.

Допуск натягу: $TN_2 = N_{2max} - N_{2min} = 0,102 - 0,024 = 0,078$ мм.

З наведених розрахунків бачимо, що сортування нарізних деталей на дві розмірні групи призводить до зменшення максимального натягу N_{max} і збільшення мінімального його значення N_{min} . При цьому виключається можливість появи зазору в нарізному з'єднанні й потреба в додаткових елементах його заклинювання.

Сортування заданого нарізного з'єднання на дві розмірні групи створює посадки з гарантованими натягами по середньому діаметру нарізі.

Приклад 5. Визначити зазор у нарізному з'єднанні М24 ($P = 3$ мм).

Розв'язання. У нарізі гайки $D_2 = 22,2$ мм; $\Delta P_n = +50$ мкм;

$$\Delta(\alpha/2)_{\text{лів}} = -30', \Delta(\alpha/2)_{\text{пр}} = +70'.$$

У нарізі болта $d_2 = 21,900$ мм; $\Delta P_n = +40$ мкм; (в границях довжини згвинчування); $\Delta(\alpha/2)_{\text{лів}} = -30'$; $\Delta(\alpha/2)_{\text{лів}} = +70'$.

Зведені середні діаметри болта і гайки визначаємо за формулами (12.3) і (12.4):

$$d_{23B} = 21,900 + \left(1,732 | +40 | + 0,29 \cdot 3 \frac{|-30| + |+70|}{2} \right) 10^{-3} = 22,013 \text{ мм};$$

$$D_{23B} = 22,900 + \left(1,732 | +50 | + 0,29 \cdot 3 \frac{|+70| + |-30|}{2} \right) 10^{-3} = 22,069 \text{ мм}.$$

Зазор у нарізному з'єднанні

$$S = D_{23B} - d_{23B} = 22,069 - 22,013 = 0,056 \text{ мм}.$$

Приклад 6. Нарізь М24 з довжиною згвинчування 40 мм (довжини згвинчування відноситься до групи L). Поле допуску нарізі болта 7g6g (тобто поле допуску середнього діаметра 7g і поле допуску зовнішнього діаметра 6g), поле допуску нарізі гайки 7H (тобто поле допуску середнього діаметра і поле допуску внутрішнього діаметра 7H). Визначити граничні відхилення, номінальні і граничні розміри, крок нарізі, а також зазори. Накреслити схеми розташування полів допусків для основних діаметрів нарізі.

Розв'язання. Номінальні значення діаметрів і крок нарізі, мм:

$$d = D = 24; P = 3 \text{ за табл. 2 Додатку E};$$

$$d_2 = D_2 = d - 2 + 0,051 = 24 - 2 + 0,051 = 22,051 \text{ за табл. 2 Додатку E};$$

$$d_1 = D_1 = d - 4 + 0,752 = 24 - 4 + 0,752 = 20,752.$$

Граничні відхилення цих діаметрів визначаємо за табл. 4.15 [11] залежно від номінального діаметра нарізі та її кроку. При $D = d = 24$ мм і $P = 3$ мм знаходимо:

$$\begin{array}{ll} D - 24 - 7H^{(\text{не норм})}; & d - 24 - 7g6g \begin{pmatrix} -0,048 \\ -0,423 \end{pmatrix}; \\ D_1 - 20,752 - 7H^{(+0,630)}; & d_1 - 20,752 - 7g6g \begin{pmatrix} -0,048 \\ \text{не норм} \end{pmatrix}; \\ D_2 - 20,051 - 7H^{(+0,355)}. & d_2 - 22,051 - 7g6g \begin{pmatrix} -0,048 \\ -0,298 \end{pmatrix}. \end{array}$$

Граничні розміри болта, мм:

$$d_{2\text{max}} = 22,051 - 0,048 = 22,003; \quad d_{\text{max}} = 24 - 0,048 = 23,952;$$

$$d_{2\text{min}} = 22,051 - 0,423 = 22,577; \quad d_{\text{min}} = 24 - 0,423 = 23,577;$$

$$d_{1\text{max}} = 20,752 - 0,048 = 20,704; \quad d_{1\text{min}} - \text{не нормується}.$$

Граничні розміри гайки, мм:

$$D_{2\text{max}} = 22,051 + 0,355 = 22,386; \quad D_{1\text{max}} = 20,752 + 0,630 = 21,382;$$

$$D_{2\min} = D_2 = 22,051; \quad D_{1\min} = D_1 = 20,752;$$

$$D_{\max} \text{ – не нормується}; \quad D_{\min} = D = 24.$$

Зазори за зовнішнім діаметром нарізі: S_{\max} – не обчислюють, бо D_{\max} – не нормується; $S_{\min} = 24 - 23,952 = 0,048$ мм.

Зазори за середнім діаметром нарізі:

$$S_{\max} = 22,386 - 21,753 = 0,633 \text{ мм}; \quad S_{\min} = 22,051 - 22,003 = 0,048 \text{ мм}.$$

Зазори за внутрішнім діаметром нарізі:

$$S_{\max} = 21,382 - 20,319 = 1,063 \text{ мм}; \quad S_{\min} = 20,52 - 20,704 = 0,048 \text{ мм}.$$

Схеми розташування полів допусків для основних діаметрів різі наведені на рис. 12.12.

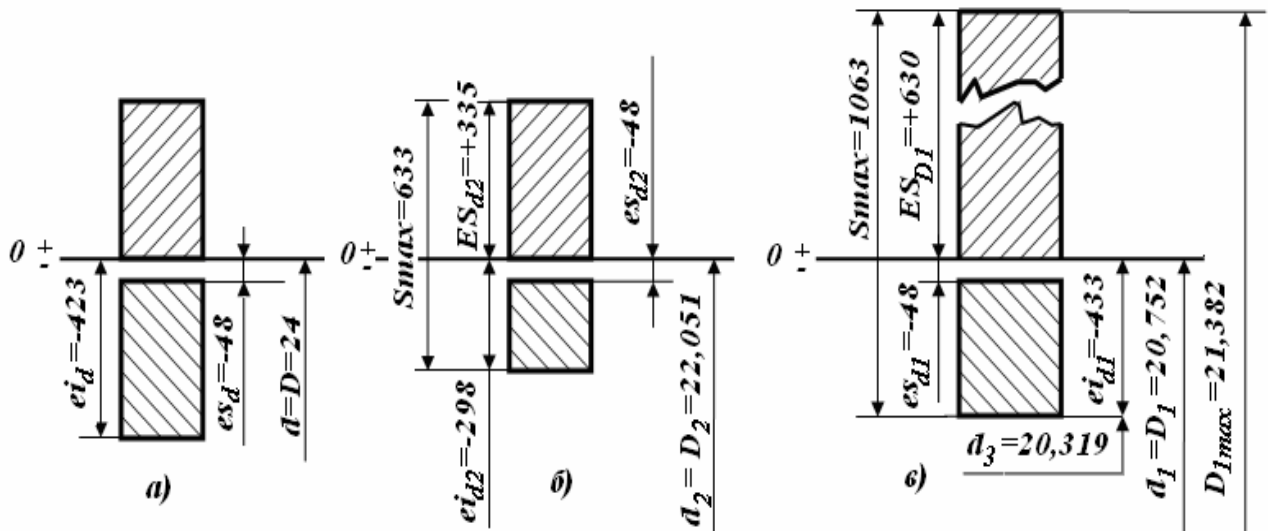


Рис. 12.12. Схеми розташування полів допусків для основних діаметрів різі.

Приклад 7. Дана посадка з натягом М24 – 2Н5С(2)/3р(2). Визначити допуски і граничні відхили, розміри і натяги. Накреслити схему розташування полів допусків за d_2 і D_2 .

Розв'язання. Визначаємо основні характеристики з'єднання: посадка призначена для з'єднання сталевих шпильок з корпусом із чавуна, алюмінієвих або магнієвих сплавів; нарізні з'єднання за допусками і відхилами за d_2 і D_2 сортирують на дві групи. Поля допусків–шпильки 3р корпуса 2Н5С крок нарізі $p = 3$ мм (див. табл. 6 Додатку Е). Западина зовнішньої нарізі повинна мати заокруглену форму.

Визначаємо граничні розміри, відхили і допуски основних діаметрів нарізі. За формулами табл. 3 Додатку Е обчислюємо основні розміри нарізі шпильки d_2 , d_1 і гнізда D_2 , D_1 . Із табл. 6 Додатку Е виписуємо граничні відхил и e_{I-II} і E_{I-II} , що відповідають границям I і II груп сортування. Обчислюємо граничні розміри, а також розміри, що відповідають границі груп I і II; знаходимо допуски діаметрів нарізі. Усі названі величини наведено в табл. 12.1 і показано на рис. 12.13.

Розрахункові величини

Номинальні розміри, мм		Нарізь шпильки М24 – 3р(2)				Нарізь гнізда М24 – 2Н5С(2)			
		d	d ₁	d ₂	d _{2I-II}	D	D ₁	D ₂	D _{2I-II}
		24	20,752	22,051		24	20,752	22,051	
Граничні відхилення, мкм		верхнє es			e _{I-II}	нижнє EI			E _{I-II}
		-170	-	+195		0	+170	0	
		нижнє ei			+145	верхнє ES			
-545	-	+95	-	+570		+106			
Граничні розміри, мм	max	28,830	20,319	22,246	22,196	-	21,322	22,157	22,104
	min	22,455	20,103	22,146		24	20,922	22,051	
Допуски, мкм		Td	Td ₁	Td ₂	Td _{I-II}	TD	TD ₁	TD ₂	TD _{I-II}
		375	-	100	50	-	400	106	53

Граничні розміри d₁ обмежуються граничними відхиленнями форми западини зовнішньої нарізі, тобто повинні бути в границях від d₃ до d₁ – 2H/8. В табл. 12.1 d_{2I-II} і D_{2I-II} – середні діаметри, що відповідають границям сортувальних груп; e_{I-II} і E_{I-II} – відхилення середніх діаметрів, які відповідають границям сортувальних груп; Td_{I-II} і TD_{I-II} – допуски сортувальних груп.

Обчислюємо натяги

для деталей, що відносяться до однойменних груп:

$$N_{\max I} = es_{I-II} - EI = 0,195 - 0 = 0,195 \text{ мм};$$

$$N_{\max II} = es - EI_{I-II} = 0,195 - 0,053 = 0,142 \text{ мм};$$

$$N_{\min I} = ei - E_{I-II} = 0,095 - 0,053 = 0,042 \text{ мм};$$

$$N_{\min II} = es_{I-II} - ES = 0,145 - 0,106 = 0,0039 \text{ мм}.$$

Визначаємо допуски натягів I і II сортувальних груп:

$$TN_I = TN_{II} = Td_1 + TD_1 = 0,050 + 0,053 = 0,103 \text{ мм}.$$

Такий самий результат отримаємо за різницею натягів:

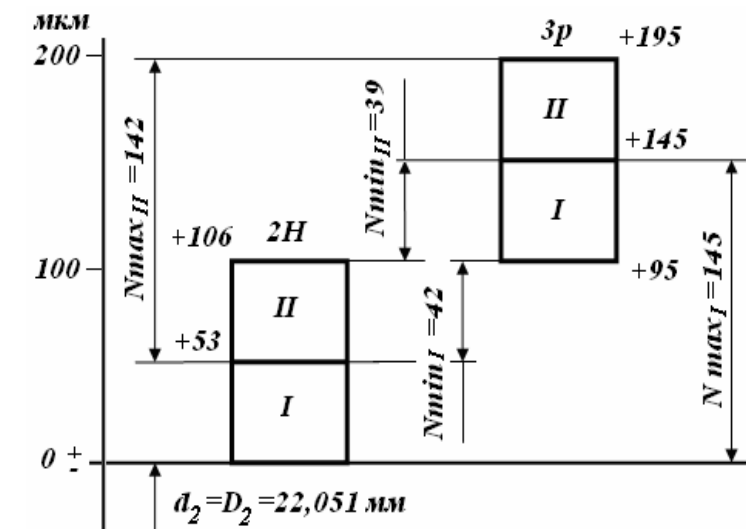


Рис. 12.13. Схема розташування полів допусків за середніми діаметрами різі М24 – 2Н5С(2)/3р(2).

$$TN_I = N_{\max I} - N_{\min I} = 0,145 - 0,042 = 0,103 \text{ мм};$$

$$TN_{II} = N_{\max II} - N_{\min II} = 0,142 - 0,039 = 0,103 \text{ мм}.$$

Приклад 8. Визначити можливість згвинчування болта і гайки за умови призначеної посадки M24–7H/7g6g. При вимірюванні отримані наступні розміри, мм: $d_{2зв}=21,783$, $D_{2зв}=21,783$; довжина 6,5 кроків болта $P_б=19,605$ і гайки $P_г=19,385$; половина кутів профілю болта $\alpha_{прб}/2 = 30^\circ 15'$ і $\alpha_{прг}/2 = 29^\circ 20'$ і гайки $\alpha_{лівб}/2 = 29^\circ 50'$, $\alpha_{лівг}/2 = 29^\circ 45'$. Перевірити придатність нарізі, встановивши, у яких межах перебувають $d_{2вим}$ і $D_{2вим}$.

Розв'язання. Номінальна довжина згвинчування

$$l = P \cdot z = 3 \cdot 6,5 = 19,5 \text{ мм}.$$

Для розв'язання подібної задачі необхідно знайти основні параметри точності середніх діаметрів нарізей, що згвинчуються. Для заданого нарізного з'єднання номінальні й граничні значення середніх діаметрів, допуски і граничні відхили за цими діаметрами знайдено у прикладі 6 і показані на рис. 12.14.

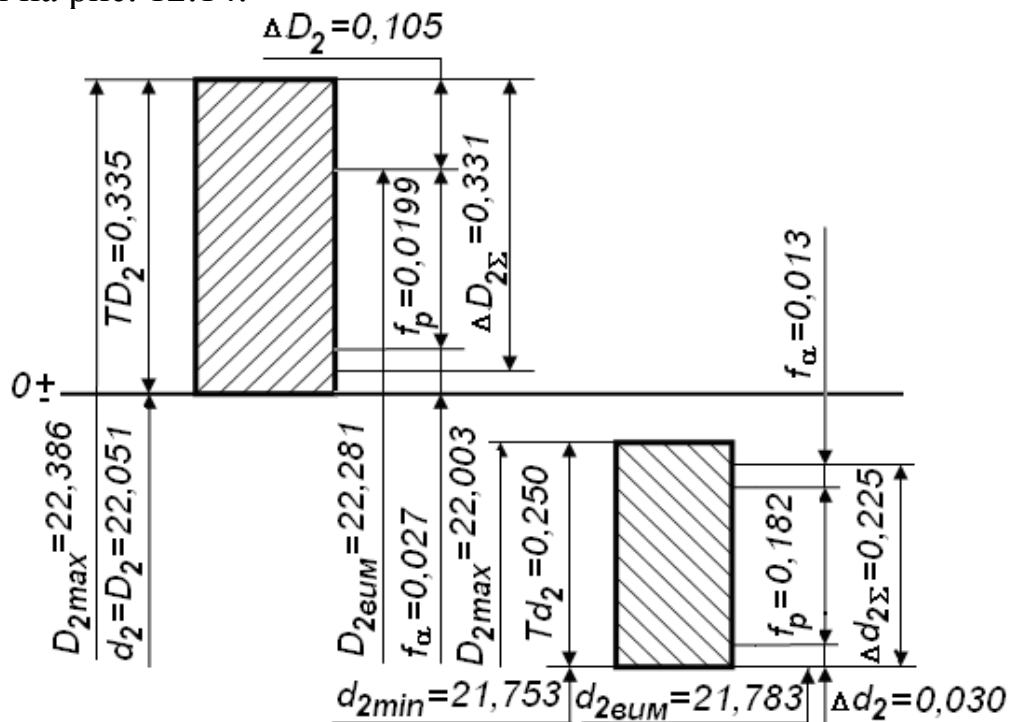


Рис. 12.14. Параметри точності нарізного з'єднання M24-7H/7g6g

Похибка кроку на довжині згвинчування нарізі:

$$\text{болта } \Delta P_{зб} = P_{зб} - l = 19,605 - 19,500 = 0,105 \text{ мм};$$

$$\text{гайки } \Delta P_{зг} = P_{зг} - l = 19,385 - 19,500 = -0,115 \text{ мм}.$$

За формулою (12.1) знаходимо

$$f_{рб} = 1,732 \cdot \Delta P = 1,732 \cdot 0,105 = 0,182 \text{ мм};$$

$$f_{рг} = 1,732 \cdot \Delta P = 1,732 \cdot 0,115 = 0,199 \text{ мм}.$$

Визначимо діаметральну компенсацію кута профілю.

$$\text{Похибка половини кута профілю } \Delta(\alpha/2) = \alpha_{вим} / 2 - \alpha / 2.$$

Для нарізі болта маємо: $\Delta(\alpha_{\text{прб}}/2) = 30^\circ 15' - 30^\circ = 15'$ і $\Delta(\alpha_{\text{лівб}}/2) = 29^\circ 50' - 30^\circ = -10'$;

для нарізі гайки: $\Delta(\alpha_{\text{прг}}/2) = 29^\circ 20' - 30^\circ = -40'$ і $\Delta(\alpha_{\text{лівг}}/2) = 29^\circ 45' - 30^\circ = -15'$.

Середня арифметична похибка кута профілю болта

$$\Delta(\alpha_{\text{б}}/2) = (15' + 10')/2 = 12,5'; \text{ гайки } \Delta(\alpha_{\text{г}}/2) = (40 + 15')/2 = 27,5'.$$

Діаметральну компенсацію знаходимо за формулою (12.2):

$$f_{\text{аб}} = 0,36 \cdot P \cdot \Delta(\alpha/2) = 0,36 \cdot 3 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} = 0,0135 \text{ мм};$$

$$f_{\text{ар}} = 0,36 \cdot P \cdot \Delta(\alpha/2) = 0,36 \cdot 3 \cdot 27,5 \cdot 10^{-3} = 0,027 \text{ мм}.$$

Обчислюємо зведені середні діаметри нарізі болта і гайки за формулами (12.3) і (12.4):

$$d_{2\text{зв}} = 21,783 + 0,182 + 0,013 = 21,978 \text{ мм} < d_{2\text{max}} = 22,003 \text{ мм};$$

$$D_{2\text{зв}} = 22,281 - (0,199 + 0,027) = 22,055 \text{ мм} > D_{2\text{min}} = 22,051 \text{ мм}.$$

Оскільки умови, виражені вищенаведеними формулами задовольняються, то згвинчуваність болта і гайки з отриманням мінімального зазору в їх з'єднанні за d_2 і D_2 забезпечені.

Для отримання заданої посадки необхідно, щоб $d_{2\text{вим}} \geq d_{2\text{min}}$ і $D_{2\text{вим}} \leq D_{2\text{max}}$. Через те, що $d_{2\text{вим}} = 21,783 \text{ мм} > d_{2\text{min}} = 21,753 \text{ мм}$ і $D_{2\text{вим}} = 21,783 \text{ мм} < D_2 = 22,386 \text{ мм}$, то нарізне з'єднання забезпечує за середнім діаметром задану посадку.

Приклад 9. За умовою прикладу 6 обчислити сумарну похибку середніх діаметрів нарізі болта і гайки, порівняти їх з відповідними допусками.

Дано: вимірювані діаметри $d_{2\text{вим}} = 21,783 \text{ мм}$, $D_{2\text{вим}} = 21,783 \text{ мм}$; діаметральні компенсації кроку нарізі болта $f_{\text{рб}} = 0,182 \text{ мм}$ гайки $f_{\text{рг}} = 0,199 \text{ мм}$; діаметральні компенсації половини кута профілю нарізі болта $f_{\text{аб}} = 0,0135 \text{ мм}$, гайки $f_{\text{ар}} = 0,027 \text{ мм}$; допуски середніх діаметрів нарізі болта $Td_2(7) = 250 \text{ мм}$, гайки $TD_2(7) = 335 \text{ мм}$. Граничні розміри діаметрів болта і гайки наведено у прикладі 3.

Визначаємо сумарну похибку середнього діаметра болта Δd_2 що дорівнює сумі похибок власне середнього діаметра:

$$\Delta d_{2\text{вим}} = d_2 - d_{2\text{min}} = 21,783 - 21,753 = 0,030 \text{ мм}.$$

Сумарна похибка діаметральних компенсацій

$$\Delta d_{2\Sigma} = \Delta d_2 + f_{\text{р}} + f_{\alpha} = 30 + 182 + 13 = 225 \text{ мкм} < Td_2 = 250 \text{ мкм}.$$

Через те, що сумарна похибка зведеного середнього діаметра не виходить за межі поля допуску на d_2 , то нарізь болта забезпечить необхідний характер з'єднання.

Аналогічно обчислюємо сумарну похибку середнього діаметра гайки: $\Delta D_{2\Sigma} = -331$ мм. Ця похибка спрямована вниз від $D_{2\max}$ і перебуває в границях поля допуску D_2 . Отже, нарізь гайки також забезпечує заданий характер з'єднання.

Приклад 10. Для кріпильного нарізного з'єднання з номінальним зовнішнім діаметром 12 мм вибрати посадку та розрахувати параметри поля допуску профілю нарізі для болта і гайки.

Вибір полів допусків для деталей нарізних метричних з'єднань визначається залежно від призначення та класу точності. Вибираємо для з'єднання посадку 6H/6g – посадка з гарантованим зазором для з'єднання з нормальною довжиною згвинчування і відповідає середньому класу точності нарізі.

1. Розрахунок номінальних геометричних розмірів нарізних деталей.

Визначаємо крок метричної різьби, враховуючи що він є крупний (табл. 2 Додатку Е): діаметру $d = 12$ мм відповідає нормальний крок нарізі $P = 1,75$ мм.

Номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів метричної нарізі визначаємо по табл. 3 Додатку Е:

$$d_2 = D_2 = d - 0,6495 \cdot P = 12 - 0,6495 \cdot 1,75 = 10,863 \text{ мм};$$

$$d_1 = D_1 = d - 1,0825 \cdot P = 12 - 1,0825 \cdot 1,75 = 10,106 \text{ мм}.$$

Визначаємо граничні відхили діаметрів нарізного з'єднання (табл. 4 Додатку Е).

Болта:

верхній граничний відхил зовнішнього діаметра $es_d = -34$ мкм;
верхній граничний відхил середнього діаметра $es_{d2} = -34$ мкм;
верхній граничний відхил внутрішнього діаметра $es_{d1} = -34$ мкм;
нижній граничний відхил зовнішнього діаметра $ei_d = -299$ мкм;
нижній граничний відхил середнього діаметра $ei_{d2} = -184$ мкм;
нижній граничний відхил внутрішнього діаметра ei_{d1} – не нормується.

Гайки:

нижній граничний відхил внутрішнього діаметра $EI_{D1} = 0$ мкм;
нижній граничний відхил середнього діаметра $EI_{D2} = 0$ мкм;
нижній граничний відхил зовнішнього діаметра $EI_D = 0$ мкм;
верхній граничний відхил середнього діаметра $ES_{D2} = 200$ мкм;
верхній граничний відхил внутрішнього діаметра $ES_{D1} = 335$ мкм;
верхній граничний відхил зовнішнього діаметра ES_D – не нормується;

Визначаємо допуски для діаметрів нарізі.

Болта:

допуск зовнішнього діаметра $Td = es_d - ei_d = -34 - (-299) = 265$ мкм;
допуск середнього діаметра $Td_2 = es_{d2} - ei_{d2} = -34 - (-184) = 150$ мкм.

Гайки:

допуск внутрішнього діаметра $TD_1 = ES_{D1} - EI_{D1} = 335 - 0 = 335$ мкм;
допуск середнього діаметра $TD_2 = ES_{D2} - EI_D = 200 - 0 = 200$ мкм.

Визначаємо найбільші і найменші розміри нарізних поверхонь.

Болта:

середнього діаметра

$$d_{2\max} = d_2 + es = 10,863 - 0,034 = 10,829 \text{ мм},$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei = 10,863 - 0,184 = 10,679 \text{ мм};$$

внутрішнього діаметра

$$d_{1\max} = d_1 + es = 10,106 - 0,034 = 10,072 \text{ мм},$$

$$d_{1\min} - \text{не нормується};$$

зовнішнього діаметра

$$d_{\max} = d + es = 12 - 0,034 = 11,966 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 12 - 0,299 = 11,701 \text{ мм}.$$

Гайки:

середнього діаметра

$$D_{2\max} = D_2 + ES = 10,863 + 0,2 = 11,063 \text{ мм},$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI = 10,863 + 0 = 10,863 \text{ мм};$$

внутрішнього діаметра

$$D_{1\max} = D_1 + ES = 10,863 + 0,335 = 10,441 \text{ мм},$$

$$D_{1\min} = D_1 = 10,106 \text{ мм};$$

зовнішнього діаметра

$$D_{\max} - \text{не нормується},$$

$$D_{\min} = D + EI + 0 = 12,000 \text{ мм}.$$

Схема розташування полів допусків та допуск профіля нарізі для сполучених нарізних поверхонь М12–6Н/6g наведено на рис. 12.15.

Складальний і подетальні кресленики нарізного з'єднання М12–6Н/6g дані на рис. 12.16.

Приклад 10. Задано нарізне з'єднання М24–6Н/6g. Розрахувати параметри поля допуску профіля нарізі для болта і гайки.

Розв'язання. Нарізь метрична с крупним кроком, зовнішній діаметр зовнішньої нарізі (болта) $d = 24$ мм. Поле допуску нарізі гайки 6Н (т.т. поле допуску середнього діаметр 6Н і поле допуску внутрішнього діаметру 6Н). Поле допуску нарізі болта 6g (тобто поле допуску середнього діаметру 6g і поле допуску зовнішнього діаметру 6g).

По табл. 2 Додатку Е для номінального діаметра $d = 24$ мм знаходимо крок нарізі $P = 3$ мм.

Розміри середнього і внутрішнього діаметрів нарізі болта і гайки визначаємо за табл. 3 Додатку Е: $d_2 = D_2 = 22,051$ мм, $d_1 = D_1 = 20,752$ мм.

$$\text{Висота початкового профілю } H \approx 0,866 \cdot P = 0,866 \cdot 3 = 2,598 \text{ мм}.$$

$$\text{Робоча висота профілю } H_1 = 0,541 \cdot P = 0,541 \cdot 3 = 1,623 \text{ мм}.$$

Радіус заокруглення западини нарізі болта

$$R = 0,144 \cdot P = 0,144 \cdot 3 = 0,432 \text{ мм}.$$

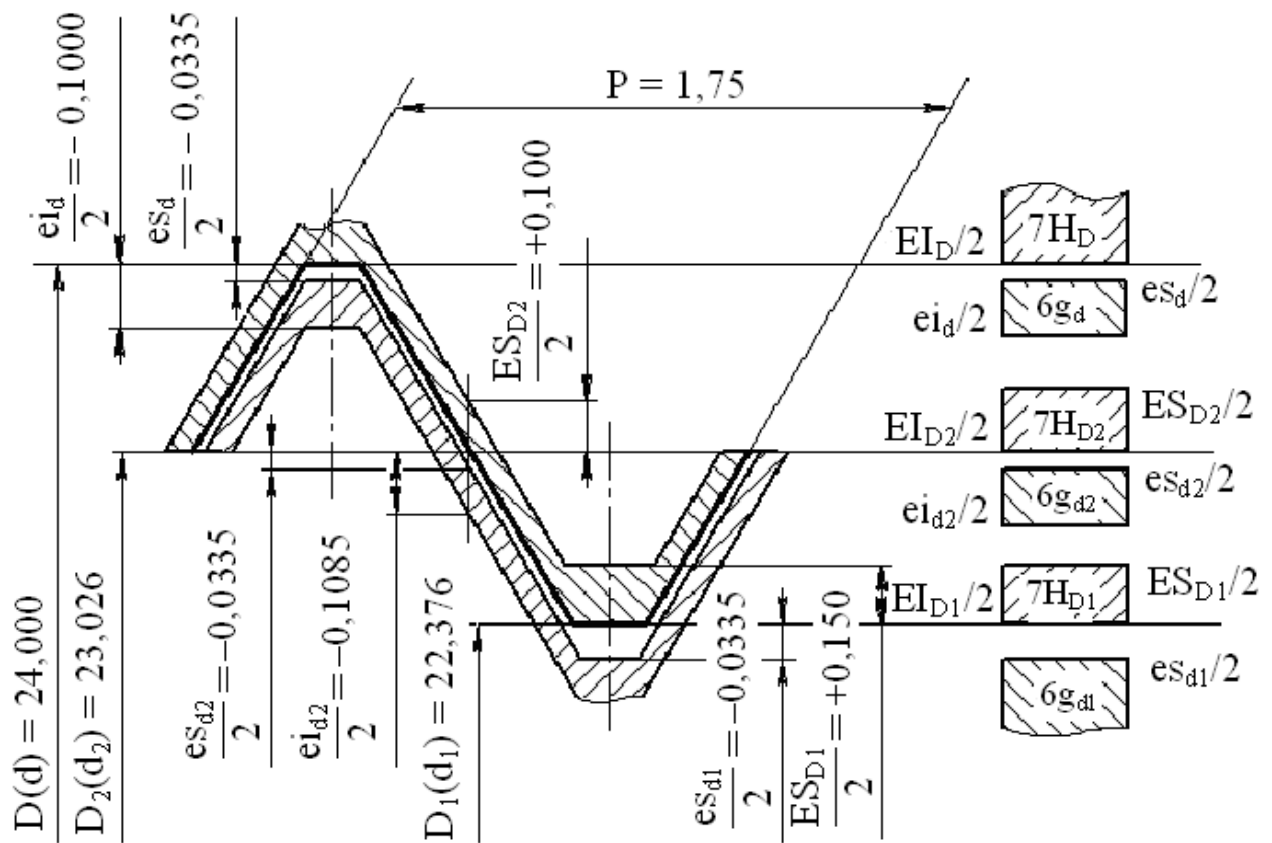


Рис. 12.15. Схема розташування допусків профіля та полів допусків для нарізного з'єднання М12–6Н/6g

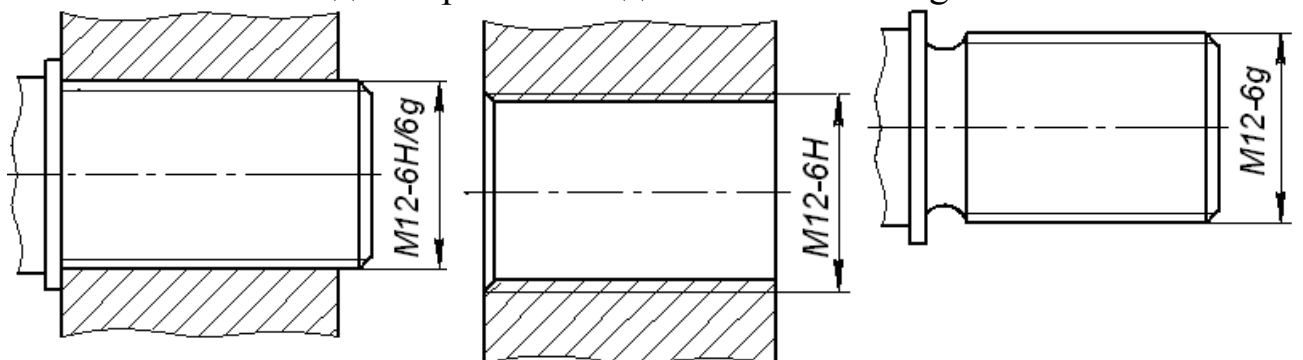


Рис. 12.16. Складальний і подетальні кресленики нарізного з'єднання М12–6Н/6g

Внутрішній діаметр нарізі болта по дну западини
 $d_3 = d - 1,2269 \cdot P = 24 - 1,2269 \cdot 3 = 20,319$ мм.

Граничні відхилення діаметрів нарізі знаходимо по табл. 4 Додатку Е:
 $es(d, d_2, d_1) = -48 \text{ мкм} = -0,048$ мм, $ei(d_2) = -248 \text{ мкм} = -0,248$ мм,
 $ei(d) = -423 \text{ мкм} = -0,423$ мм, $ei(d_1)$ – не нормується,
 $ES(D_2) = +265 \text{ мкм} = +0,265$ мм, $ES(D_1) = +500 \text{ мкм} = +0,5$ мм,
 $EI(D, D_1, D_2) = 0$.

Граничні розміри нарізі болта:

зовнішнього діаметра

$$d_{\max} = d + es(d) = 24 - 0,048 = 23,952 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei(d) = 24 - 0,423 = 23,577 \text{ мм};$$

середнього діаметра

$$d_{2 \max} = d_2 + es(d_2) = 22,051 - 0,048 = 22,003 \text{ мм},$$

$$d_{2 \min} = d_2 + ei(d_2) = 22,051 - 0,248 = 21,803 \text{ мм};$$

внутрішнього діаметра

$$d_{1 \max} = d_1 + es(d_1) = 20,752 - 0,048 = 20,704 \text{ мм},$$

$d_{1 \min}$ – не нормується.

Граничні розміри нарізі гайки:

зовнішнього діаметра

D_{\max} – не нормується,

$$D_{\min} = D + EI(D) = 24 \text{ мм};$$

середнього діаметра

$$D_{2 \max} = D_2 + ES(D_2) = 22,051 + 0,265 = 22,316 \text{ мм},$$

$$D_{2 \min} = D_2 + EJ(D_2) = 22,051 \text{ мм};$$

внутрішнього діаметра

$$D_{1 \max} = D_1 + ES(D_1) = 20,752 + 0,5 = 21,252 \text{ мм},$$

$$D_{1 \min} = D_1 + EJ(D_1) = 20,752 \text{ мм}.$$

Профіль і параметри метричної нарізі, форма западини профілю, а також схеми розташування полів допусків внутрішньої і зовнішньої нарізі приведені на рис. 12.17.

Приклад 11. Дати висновок про годність гайки М30–7Н, коли при її вимірюванні отримані наступні розміри: $D = 30,052$ мм, $D_2 = 27,868$ мм. Розмір восьми кроків: $P_{\text{прав}} = 28,006$ мм, $P_{\text{лів}} = 27,840$ мм. Значення кута: $\alpha_{\text{прав}}/2 = 30^\circ 10'$, $\alpha_{\text{лів}}/2 = 29^\circ 30'$.

Розв'язання. За формулою (12.4) знаходимо зведений середній діаметр нарізі: $D_{23В} = D_{2\text{вим}} - (f_p + f_\alpha) \geq D_2$ (або $D_{2\min}$). Похибка кроку дорівнює: $f_p = 1,732 \cdot \Delta P$. $\Delta P_n = |P_n - n \cdot P|$ мм.

За формулою

$$P_n = (P_{\text{прав}} + P_{\text{лів}})/2 = (28,006 + 27,840)/2 = 27,923 \text{ мм}$$

За ГОСТ 8724-81 (табл. 2 Додатку Е) для нарізі М30 крок $P = 3,5$ мм

$$n \cdot P = 8 \cdot 3,5 = 28,0 \text{ мм}; \Delta P_n = 27,923 - 28,0 = -0,077 \text{ мм}; |\Delta P_n| = 0,077 \text{ мм}.$$

За формулою

$$\alpha/2 = (|\alpha_{\text{прав}}/2| + |\alpha_{\text{лів}}/2|)/2 = (|10'| + |30'|)/2 = 20'.$$

$$D_{23В} = 27,868 - (1,732 \cdot 0,007 + 0,36 \cdot 3,5 \cdot 20 \cdot 10^{-3}) = 27,710 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 24705:2004 (табл. 3 Додатку Е) знаходимо номінальні значення діаметрів нарізі гайки:

$$D = 30 \text{ мм}; D_2 = d - 3 + 0,727 = 30 - 3 + 0,727 = 27,727 \text{ мм};$$

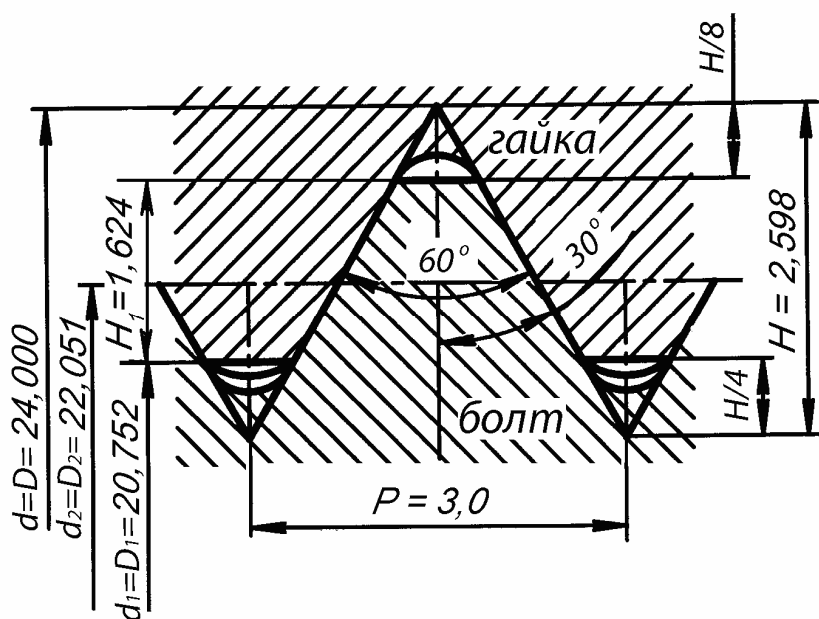
$$D_1 = d - 4 + 0,211 = 30 - 4 + 0,211 = 26,211 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 16093:2004 [33] граничні розміри гайки дорівнюють:

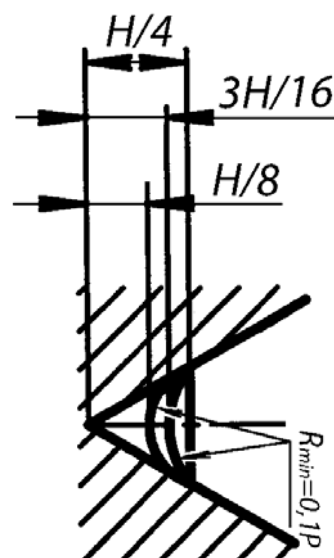
$$ES_{D_2} = +0,355 \text{ мм}, EI_{D_2} = 0; ES_{D_1} = +0,710 \text{ мм}, EI_{D_1} = 0.$$

D_{\max} – не нормується;

$$D_{2\min} = 27,727 \text{ мм};$$



Профіль і параметри метричної нарізі



Форма западини профілю

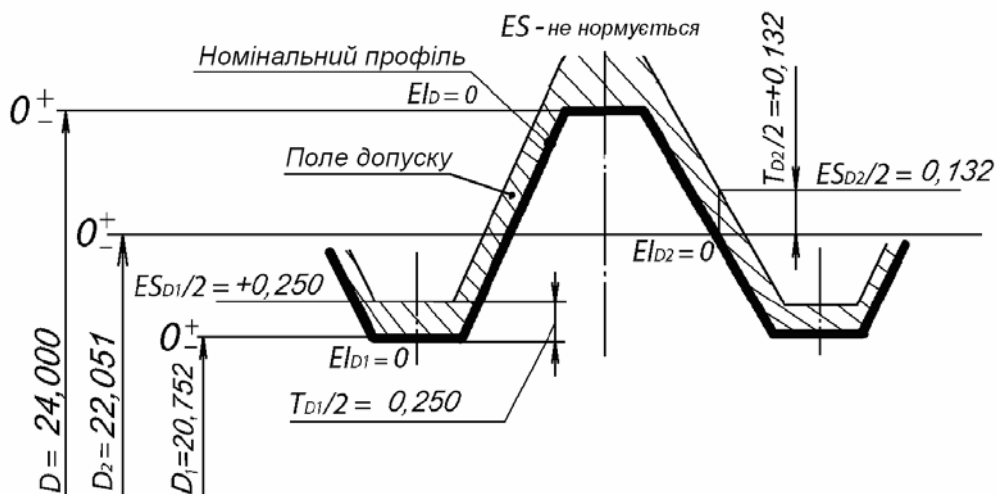


Схема розташування полів допусків внутрішньої нарізі

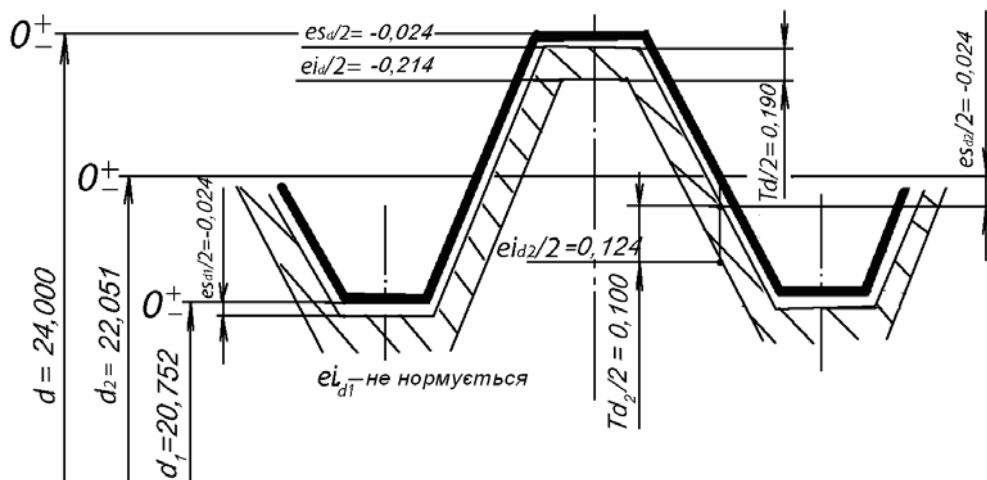


Схема розташування полів допусків зовнішньої нарізі

Рис. 12.17. Профіль метричної нарізі та форма його западини, схеми розташування полів допусків внутрішньої і зовнішньої нарізей М24–6Н/6g

$$D_{\min} = 30 \text{ мм}; D_{1\max} = D_1 + ES_{D1} = 26,211 + 0,710 = 26,921 \text{ мм};$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D2} = 27,727 + 0,355 = 28,082 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D1} = 26,211 + 0 = 26,211 \text{ мм}.$$

Висновок про придатність: за розмірами D і D_1 гайка придатна, але за розміром D_2 вона не відповідає нормам стандарта, так як зведений середній діаметр нарізі $D_{23B}=27,710$ мм менше $D_{2\min}=27,727$ мм (внаслідок наявності великих похибок кроку і кута профілю не буде забезпечуватися згвинчування).

Загальний висновок – гайка не придатна.

1.12.6. Контрольні запитання

1. Дайте коротку характеристику основних типів стандартних нарізей. Бажано вказати номери стандартів.

2. Які нарізі і чому застосовують в нерухомих і рухомих нарізних з'єднаннях?

3. Назвіть переваги і недоліки нарізних з'єднань.

4. Накреслите ескізи з'єднань з нарізю: а) метричною; б) трапецеїдальною; в) упорною.

5. Приведіть визначення і необхідні формули, що пояснюють вплив на згвинчування і працездатність нарізі для параметрів: а) d, D, d_2, D_2, d_1, D ; б) P, P_h ; в) H, H_1, H_2 ; г) α, β, γ ; д) кут підйому витка нарізі; е) D, D_2, D_4 і d, d_2, d_3 .

6. Які вимоги пред'являють до нарізних з'єднань?

7. Як впливає на працездатність нарізних з'єднань точність нарізі? Якими мірами вона забезпечується?

8. Вплив форми западин зовнішньої і внутрішньої нарізі на працездатність нарізних деталей.

9. На працездатність яких нарізей і при яких умовах роботи форма западини нарізі має більший вплив?

10. Які види посадок застосовують у нарізних з'єднаннях?

11. Від точності і співвідношення розмірів яких елементів нарізі залежить характер і якість нарізних посадок?

12. Накреслить ескіз полів допусків по профілю зовнішньої і внутрішньої нарізі і позначте на ньому граничні розміри, відхили, зазори і натяги.

13. Чому згвинчуваність нарізі забезпечується обмеженням похибок їх середніх діаметрів?

14. Що називають похибкою кута нарізі? Розгляньте види і причини цих похибок.

15. Що називають діаметральною компенсацією кута нарізі f_p ? Яким шляхом встановлюється зв'язок між f_p і ΔP_z ? Основні положення виводу рівняння для обчислення f_p нарізі: а) метричної; б) дюймової; в) трапецеїдальної; д) упорної.

16. Що називають діаметральною компенсацією похибки половини кута профілю нарізі f_α ?

17. Основні положення виводу формули, що встановлює зв'язок між f_α і $\Delta(\alpha/2)$ для метричних нарізей.

18. Як визначають похибку половини кута профілю нарізі з симетричним і несиметричним профілем при обчисленні f_α ?

19. Що називають похибкою середнього діаметра d_2 і D_2 ?

20. Чому дорівнює і як розташоване поле сумарного допуску середнього діаметра нарізі: а) зовнішньої; б) внутрішньої?

21. В яких випадках нормують сумарний допуск по d_2 , D_2 і окремо його складові?

22. Якої діаметр нарізі називають зведеним середнім діаметром і для яких цілей введено це поняття? Пояснить структуру формул для обчислення зведених d_2 і D_2 .

23. Коли точність нарізі визначають по $d_{2зв}$ і $D_{2зв}$?

24. Чому зведені середні діаметри повинні задовольняти наступним умовам: $d_{2зв} \leq d_2$ і $D_{2зв} > D_2$?

25. Особливості системи допусків і посадок для наступних нарізних з'єднань: а) метричні нарізі, посадки з зазором $S_{min} > 0$; б) метричні нарізі, посадки з зазором $S_{min} = 0$; в) метричні нарізі, перехідні посадки; г) метричні нарізі, посадки з натягом; д) трапецеїдальні однозахідні нарізі; е) трапецеїдальні багатозахідні нарізі; є) упорні нарізі.

26. Накреслите ескізи поздовжніх перерізів нарізі гвинта, нарізі гайки й їх з'єднання. На ескізах покажіть основні розміри, поля допусків по контуру нарізі, граничні відхили, розміри, зазори і натяги. Розгляньте одно із нарізних з'єднань, що вказані у питанні 25.

27. Накреслите схему розташування полів допусків по d_2 і D_2 одного із нарізних з'єднань, вказаних у питанні 26.

28. Що називають довжиною згвинчування нарізного з'єднання? Чим вона характеризується і як впливає на характер і працездатність нарізного з'єднання?

29. Які встановлені, чим характеризуються і для яких цілей введені класи нарізних з'єднань?

30. Рекомендації, що відносяться до утворення посадок, що приведені в одному із варіантів питання 25? Приведіть приклади позначення посадок.

31. Для яких умов застосовуються посадки, що відносяться до одного із варіантів питання 25? Приведіть приклади застосування і позначення посадок.

32. Які посадки в нарізних з'єднаннях відносяться до спеціальних? Вкажіть умови їх застосування.

33. Назвіть принцип, переваги і недоліки селективного складання.

34. Чому для селективного складання застосовують нарізні з'єднання?

35. Особливості профілю нарізі і системи допусків і посадок для деталей із пластмас.

36. Правила позначення розмірів і допусків нарізі і нарізних з'єднань, вказаних у питанні 25.

37. Розшифруйте позначення розмірів і допусків нарізних з'єднань. Визначте посадку і номер стандарту на нарізь і допуски: напишіть окремо позначення зовнішньої і внутрішньої нарізі:

а) M3 – 6G / 6d – 8;

б) M4LH – 7G / 7g6g – 10;

в) M8x2,5(P1,25) – 7H / 8h;

г) M14x1,5LH – 6H / 5g;

д) M33x1,5 – 6G / 6e – 40;

е) M48x3 – 4H5H / 5g – 50;

є) M52LH – 5H / 5g6g; з) M56x4(P2)LH – 5H / 6g;

ж) M60 – 7H / 8g – 20; з) M64 – 7H / 9g8g – 100;

л) M10x1,25LH – 2H5D / 2r – 14;

і) M5 – 2H5D(2) / 3p – 27;

н) M5 – 2H5D(2) / 3p(2);

к) M39x3 – 2H4C(3) / 2n(3) – 40;

л) M42x3LH – 2H5C(2) / 3p(2) – 60;

м) M6 – 4H6H / 4jk – 8;

н) M18x2LH – 4H6H / 4j – 27;

о) M22LH – 5H6H / 4j – 40;

п) M45x3 – 5H6H / 4jh – 50.

38. Виконати вказане у питанні 37:

а) Tr 10x2LH – 6e / 6H – 50; б) Tr 28x8 – 6g / 6H;

в) Tr 36x6LH – 7e / 7H – 80; г) Tr 52x8LH – 7g / 7H;

д) Tr 60x8 – 8e / 8H – 150; е) Tr 80x10 – 8c / 8H;

є) Tr 90x5LH – 9c / 9H – 160; ж) Tr 48x16(P3) – 8c / 8H;

з) Tr 12x9(P3) – 8c / 8H;

і) Tr 16x8(P2)LH – 9c / 9H – 12;

к) Tr 20x12(P4) – 10c / 9H – 63; л) Tr 24x10(P5) – 7e / 7H;

м) Tr 32x20(P10) – 7g / 8H – 20; н) Tr 42x12 – 9c / 9H;

о) Tr 50x6(P3)LH – 8e / 8H; п) Tr 55x24(P8) – 7g / 8H – 40;

р) Tr 60 – 9c / 9H.

Уточнити позначення нарізі.

39. За приведеними нижче даними складіть умовне позначення нарізі гвинта і гайки, їх посадки; укажіть тип нарізі, номер стандарту, поєднання матеріалів, поля допусків за d , D_1 , d_2 , D_2 .

Варіант	Номінальний діаметр, мм	Крок, P, мм	Число заходів	Поля допусків		Напрямок нарізі	Довжина згвинчування
				d , d_2	D_1 , D_2		
а	68	6	2	5g6g	5H	Права	30
б	76	3	1	5h6h	5G	Ліва	14
в	80	6	1	6d	6G	Права	90
г	90	4	3	6g	6H	Ліва	42
д	24	2	1	6f	6G	Права	25
є	36	4	1	7h6h	7H	Ліва	60
ж	45	3	2	7g6g	8H	Права	40
з	14	1,5	1	4jk	4H6H	Ліва	15
і	20	2		2m	3H6H	Права	40
к	27	3		4j	5H6H	Ліва	36
л	42	4,5		4jh	5H6H	Права	45
м	5	0,5		3m(3)	2H4D	Ліва	6
н	8	1,25		3p(2)	2H5D(2)	Права	12
о	12	1,5		2r	2H5C	Ліва	20
р	16	2		3n(3)	2HC(3)	Права	16
с	10	2		8c	8H	Ліва	15
т	20	4		9c	9H	Права	60
у	40	7		8e	8H	Ліва	90
ф	60	8		6g	6H	Права	100
х	70	10		6e	6H	Ліва	40
ц	16	4		2	8e	8H	Права
ч	28	5	3	9c	9H	Ліва	70
ш	40	6	2	10c	9H	Права	90
щ	60	8	4	7c	7H	Ліва	60
ю	90	12	1	7g	7H	Права	100

1.12.7. Задачі

1. Визначити допуски і граничні відхили, розміри і зазори для посадок:

- а) M4x0,5 – 6G/6d; б) M5x0,5 – 7G/8g; в) M8 – 8H/9g8g; г) M10 – 6G/6d;
 д) M12x1,5 – 4H/4h; е) M20x02 – 4H/4g; ж) M33 – 5G/5h6h; з) M39 – 6H/6e;
 і) M42x2 – 7H/8h; к) M45x2 – 7G/8g; л) M48x3 – 6H/5h4h; м) M52 – 6G/6h;
 н) M56x4 – 7G/8h; о) M64x4 – 6H/6p; п) M68 – 6H/6h; р) M72x6 – 7H/7e6e.

Накресліть ескізи полів допусків по профілю і основним діаметрам нарізного з'єднання.

2. Визначити допуски і граничні відхили, розміри і натяги для посадок: а) M5 – 4H6H/4jk; б) M8x1 – 3H6H/2m; в) M18 – 4H6H/4j;

- г) M30 – 5H6H/4jk; д) M33x2 – 5H6H/4j; е) M27 – 4H6H/2m;
 ж) M16 – 5H6P/4jk; з) M36 – 5H6H/4jh; і) M5 – 2H5D/2r;
 к) M6 – 2H5D/2r; л) M8 – 2H4D/3n(3); м) M10x1,5 – 2H5D/2r;
 н) M12x1,25 – 2H5D/3p(2); о) M14 – 2H5C/2r; п) M18x1 – 4H/2r;
 с) M22x2 – 2H5C(2)/3p(2); т) M20 – 2H5C/2r; у) M24 – 4H/2r.

Накресліть ескізи полів допусків по профілю і основним діаметрам нарізного з'єднання.

3. Визначити допуски, граничні відхили, розміри і зазори для посадок: а) S12x2 – 9AZ/9h; б) Tr 20x2 – 7H/7e; в) Tr 24x5 – 7H/7g;

- г) Tr 28x8 – 8H/8c; д) S32x10 – 8AZ/8h; е) Tr 36x6 – 6H/6e;
 ж) S40x10 – 7AS/7h; з) Tr 44x7 – 7H/8c; і) Tr 48x8 – 6H/6b;
 к) S52x12 – 7AZ/7h; л) S60x8 – 7AZ/8c; м) Tr 70x4 – 8H/7e;
 і) Tr 80x10 – 9H/8c; о) Tr 90x5 – 8H/7g; п) Tr 44x12 – 9H/8e;
 р) S16x2 – 8AZ/9h; с) S90x20 – 7AZ/8c; т) Tr 65x16 – 7H/7e.

Накресліть ескізи полів допусків по профілю і основним діаметрам нарізного з'єднання.

4. Задані значення похибки кроку і половини кута профілю:

Варіант	а	б	в	г	д	є	ж	з	і	к
$\Delta P_{z,б}$	10	15	22	30	37	45	52	60	70	80
$\Delta(\alpha_6/2)$	3	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$\Delta P_{z,с}$	15	22	30	37	45	52	60	70	80	90
$\Delta(\alpha_7/2)$	10	15	20	25	35	40	45	50	55	60

Тип нарізного з'єднання і посадки прийняти по варіантам задач 1 і 2.

Визначити, яку частину допуску по d_2 і D можна використати для компенсації похибок власно середніх діаметрів нарізі за заданими похибками кроку $\Delta P_{z,б}$ і $\Delta P_{z,г}$ і половини кута профілю $\Delta(\alpha_6/2)$ і $\Delta(\alpha_7/2)$. Накреслити ескіз полів допусків T_{d2} і T_D та діаметральних компенсацій.

5. Задана нарізь болта та її поле допуску: а)M14x1,5 – 4g; б)M16x1,5 – 6d; в)M22x2 – 6e; г)M27x1,5 – 6f; д)M30x2 – 6h; е)M33x1,5 – 8h; ж)M36x2 – 4h; з)M42x3 – 8g; і)M48 – 6g; к)M52x3 – 5g6g.

Похибки кроку $\Delta P_{z,6}$ і половини кута профілю $\Delta(\alpha_6/2)$ указані в задачі 4. Вимірюваний середній діаметр $d_{2\text{вим}} = d_{2\text{min}} + X \cdot T_{d_2}$. Значення X вибрати по вказівки викладача з ряду 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8.

Визначити $d_{2\text{зв}}$ і порівняти його з $d_{2\text{max}}$ заданої нарізі.

6. Задана нарізь болта та її поле допуску: а)M14 – 5H; б)M16x1,5 – 6G; в)M22x1,5 – 4H; г)M27x2 – 7G; д)M30x2 – 7H; ж)M36x2 – 5G; з)M42x3 – 8D; е)M33x1,5 – 8H; і)M48 – 7G; к)M52 – 6H.

Похибки кроку $\Delta P_{z,7}$ і половини кута профілю $\Delta(\alpha_7/2)$ указані в задачі 4. Вимірюваний середній діаметр $D_{2\text{вим}} = D_{2\text{min}} - X \cdot T_{D_2}$. Значення X вибрати по вказівки викладача з ряду 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8.

Визначити $D_{2\text{зв}}$ і порівняти його з $d_{2\text{min}}$ заданої нарізі.

7. Задано нарізне з'єднання з метричною наріззю.

Варіант	Позначення нарізі і посадка	Виміряні розміри на нарізі, мм					
		болта			гайки		
		d	d ₂	d ₁	D	D ₂	D ₁
а	M10 – 5H / 5g6g	9,884	8,913	8,307	10,085	9,118	8,531
б	M12 – 4H / 3h4h	11,883	10,813	10,051	12,092	10,936	10,248
в	M24 – 5G / 5h6h	23,751	20,859	20,694	24,097	21,240	21,075
г	M27x2 – 6G / 6f	26,760	25,509	24,776	27,118	25,892	25,123
д	M36x3 – 6G / 6e	35,647	33,829	32,672	36,086	34,274	33,143
е	M39 – 6H / 6g	38,629	36,184	34,528	39,104	36,603	35,143
ж	M42 – 6H / 6h	41,652	38,923	37,051	42,128	39,287	37,576
з	M45 – 6H / 6d	44,481	41,821	39,957	45,150	42,287	40,576
і	M48 – 7G / 8g	47,430	44,408	42,486	48,180	45,107	43,258
к	M52x3 – 7H / 8g	51,527	49,827	48,612	52,257	50,287	49,172
л	M56 – 5H / 4g	55,691	52,239	49,923	56,097	52,614	50,446
м	M50x4 – 4H5H / 4h	59,815	57,293	53,608	60,078	57,536	55,987
н	M64 – 7G / 7e6e	63,418	59,872	57,397	64,164	60,500	58,172
о	M68x3 – 8G / 9g8g	67,557	65,741	64,609	68,082	66,279	65,334
п	M64 – 7G / 7e6e	71,625	69,128	67,621	72,125	69,669	68,170
р	M76x6 – 6H / 5h4h	75,762	71,935	69,342	76,168	72,353	70,039
с	M80x6 – 7G / 7h6h	79,517	75,849	73,226	76,206	76,423	74,172
т	M85x4 – 6H / 8h	84,460	82,153	80,597	84,254	82,735	81,303
у	M90 x 4 – 6G / 6h	89,518	85,917	83,350	90,186	86,433	84,118
ф	M80x4 – 4H5H / 4g	79,783	77,245	75,590	80,109	77,536	76,024

Визначити граничні відхилення і граничні розміри основних діаметрів нарізи болта і гайки (d , d_2 , d_1 , D , D_2 , D_1). Обчислити граничні зазори заданої посадки. Накреслити поздовжній переріз нарізного з'єднання.

За прийнятими значеннями вимірних розмірів основних діаметрів нарізи перевірити гідність болта і гайки по d і D , d_1 і D_1 , а також обчислити зведені середні діаметри $d_{2зв}$ і $D_{2зв}$ (діаметральна компенсація кроку f_p і половини кута профілю f_α прийняти рівними половині невикористаної частині допуску середніх діаметрів нарізей).

Накреслити в масштабі схему полів допусків по середнім діаметрам нарізей і показати на ній співвідношення діаметральних компенсацій Δd_2 , ΔD_2 , f_p , f_α .

8. Розрахувати (див питання 7) нарізне з'єднання з трапецеїдальною нарізкою.

Варіант	Позначення різі і посадка	Вимірні розміри нарізи, мм					
		болта			гайки		
		d	d_2	d_1	D	D_2	D_1
а	Tr 10x2 – 6H / 6e	9,896	8,829	7,340	10,592	9,134	8,105
б	Tr 12x3 – 6H / 6g	11,858	10,342	8,349	12,617	10,649	9,158
в	Tr 16x4 – 7H / 7e	15,812	13,375	11,297	16,662	14,216	12,253
г	Tr 24x8 – 7H / 8e	32,757	22,208	20,226	24,635	22,701	21,198
д	Tr 28x5 – 7H / 7g	27,782	25,257	22,272	28,709	25,743	23,260
є	Tr 32x6 – 8H / 8e	31,750	28,592	24,676	33,226	29,365	26,241
ж	Tr 36x10 – 8H / 8c	35,696	30,385	24,508	37,318	31,446	26,384
з	Tr 40x7 – 8H / 8c	39,715	36,076	31,563	41,271	36,889	33,286
і	Tr 44x8 – 9H / 9c	43,700	39,349	34,395	45,423	40,523	36,408
к	Tr 48x12 – 6H / 7e	47,613	41,524	34,496	49,291	42,337	36,538
л	Tr 52x8 – 6H / 7g	51,709	47,648	42,630	53,185	48,283	44,416
м	Tr 60x12 – 6H / 8e	59,740	55,014	49,509	61,249	55,800	51,381
н	Tr 70x10 – 7H / 6g	69,718	64,681	58,688	71,196	65,327	60,473
о	Tr 80x16 – 7H / 6e	79,584	71,527	61,519	82,254	72,476	64,637
п	Tr 90x12 – 9H / 8e	89,626	83,435	76,395	91,483	84,663	78,582
р	Tr 10x2 – 9H / 9c	9,990	8,693	7,278	10,605	9,181	8,125
с	Tr 20x4 – 8H / 9c	19,802	17,527	15,048	21,027	18,397	16,414
т	Tr 80x10 – 8H / 7c	79,663	74,567	68,583	81,127	75,267	70,219

1.13. Стандартизація показників точності циліндричних зубчастих передавачів [1, 2, 9, 12]

1.13.1. Ступені точності і види сполучень

Допуски циліндричних зубчастих передавачів нормуються за ГОСТ 1643:2003 і поширюється на евольвентні циліндричні зубчасті передавачі зовнішнього і внутрішнього зачеплення з прямозубими, косозубими і шевронними зубчастими колесами з діаметром ділильного кола до 6300 мм, шириною вінця або півшеврона до 1250 мм, модулем зубів від 1 до 55 мм.

Встановлено 12 ступенів точності механічно оброблених зубчастих коліс і передавачів, позначених у порядку зменшення точності ступенями 1, 2, 3, ..., 12. Для ступенів точності 1 і 2 допуски і відхилення не передбачені (перспективні ступені точності). У стандарті відсутні відхилення і для найгрубішого ступеня точності, який, в основному, використовується на необроблювані механічним способом колеса.

Норми ступенів точності 3-5 призначені, головним чином, для вимірювальних коліс, в зачепленні з якими контролюються зубчасті колеса. Найбільш широко поширеними є колеса 6-9-ої ступенів точності.

Для кожної ступені точності зубчастих коліс і передавачів встановлені три види норм: кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів.

Кінематична точність коліс визначає непогодженість кута повороту колеса при його зачепленні з ведучим точним колесом. Нормам кінематичної точності особливе значення приділяється в ділільних передавачах систем керування і стеження.

Плавність роботи характеризує рівномірність ходу колеса. Норми плавності роботи колеса мають найбільше значення, коли ставлять вимоги до безшумній роботі передавача і відсутності вібрації, наприклад, автомобільних і тракторних зубчастих коліс, що входять в коробку швидкостей.

Контакт зубів визначає величину і розташування зони прилягання бокових поверхонь зубів сполучених коліс в передавачі, що дуже важливо для важконавантажених передавачів, які працюють з невисокими швидкостями без реверсування.

Вказані три види норм можуть комбінуватися із різних ступенів точності, причому норми плавності роботи колеса можуть призначатися не більш ніж на два ступеня точніше або на одну ступінь грубіше ступені кінематичної точності; норми контакту зубів можуть призначатися залюбими ступенями більш точними, чим норми плавності. Наприклад, для середньо- і високошвидкісних передавачів (наприклад, турбінних) слід

призначати ступінь по нормам плавності на одну вище (точніше), чим ступінь за нормами кінематичної точності.

Ступені точності вибирають з урахуванням призначення і умов роботи передавачів розрахунковим, досвідним або табличним методами. Останній метод відрізняється простотою і заснований на узагальненні великого досвіду проектування і експлуатації зубчастих передавачів (табл. 13.1). Дозволяється для одного і того ж зубчастого передавача встановлювати різні ступені точності на норми кінематичної точності, плавності роботи і плями контакту.

Таблиця 13.1

Умови застосування зубчастих коліс різного ступеня точності

Ступінь точності циліндричного зубчастого колеса	Галузі застосування	Колові швидкості коліс прямозубих (не прямозубих), м/с
5 (прецизійний)	Колеса прецизійних механізмів чи високошвидкісних передач (турбін). Вимірювальні колеса для контролю коліс 8-го і 9-го степенів точності	Понад 30 (понад 50)
6 (високоточний)	Колеса ділильних механізмів, швидкісні редуктори, відповідальні колеса авіа-, авто- і верстатобудування	До 15 (до 15)
7 (точний)	Колеса тракторів нормального ряду, колеса авіа-і автобудування	До 10 (до 10)
8 (середньої точності)	Колеса верстатів, що не належать до ділильного ланцюга, невідповідальні шестірні авіа-, авто-і тракторобудування, колеса вантажопідйомних механізмів, відповідальні шестірні сільськогосподарських машин	До 6 (до 10)
9 (зниженої точності)	Недовантажені передачі, виконані з конструктивних міркувань більшими, ніж одержані із розрахунків	До 2 (до 4)

Проте між окремими показниками, що належать до різних норм точності, встановлена відповідна взаємозамінність. Норми плавності роботи можуть бути не більше як на дві ступені точніші і на один ступінь грубіші за норми кінематичної точності. Норми контакту зубів повинні бути точнішими, ніж плавності. Застосування різних ступенів точності в

зубчастому передавачу дуже ефективно, тому що дозволяє призначити малі допуски на ті норми точності, що визначають працездатність конкретної передачі.

Ступені зубчастих коліс поділені на 7 груп залежно від рівня допусків і точності верстатів, необхідних для виготовлення коліс: дуже прецизійні (3-4), прецизійні (5), підвищеної точності (6), точні (7), середньої точності (8), пониженої точності (9), грубі (10-12).

Незалежно від ступеня точності зубчастих коліс і передавачів встановлено шість видів сполучень зубчастих коліс в передавачі (рис. 13.1) і вісім видів допусків на боковий зазор, що позначаються в порядку його зростання літерами h, e, d, c, b, a .

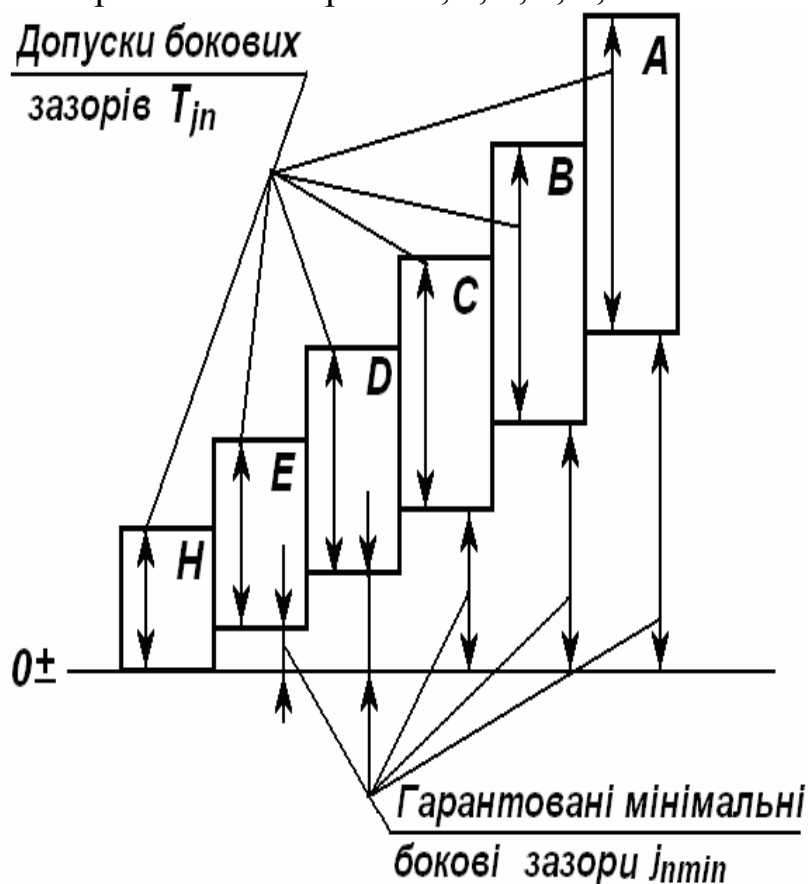


Рис. 13.1. Види сполучень зубчастих коліс

повинен працювати при підвищених температурах.

Коли величина гарантованого бокового зазору не відповідає ні одному із вказаних видів сполучень, вказують величину прийнятого гарантованого зазору (в мікрометрах) і вид допуску на боковий зазор. Наприклад, 6 – 400z ГОСТ 1643:2003.

При комбінуванні норм різних ступенів точності і різних видах сполучень зубів і виду допуску бокового зазору умовне позначення зубчастого колеса (чи передавача) може мати шість позицій: цифри–ступінь точності за нормами кінематичної точності, ступінь точності за нормами плавності роботи, ступінь точності за нормами

При відсутності спеціальних вимог до партії або комплекту передавачів видам сполучень H і E відповідає вид допуску на бокової зазор h , а видам сполучень D, C, B і A – види допуску d, c, b і a відповідно.

Норми бокового зазору і відповідність між видом сполучення зубчастих коліс в передавачі та видом допуску T_{jn} на бокової зазор дозволяється змінювати, використовувати при цьому види допуску x, y, z , якщо передавач

повноти контакту; літери – вид сполучення, вид допуску бокового зазору, державний стандарт.

В умовному позначенні послідовно записуються три цифри, дві літери і номер стандарту. Якщо вид сполучення і вид допуску бокового зазору позначаються однаковими літерами, то в умовному позначенні колеса ставиться тільки буква виду сполучення. У разі коли на одну із норм не задається ступінь точності, замість відповідної цифри ставлять букву N.

Розглянемо деякі приклади розшифровки умовних позначень зубчастих коліс:

9-8-7-*Вa* ГОСТ 1643:2003 – циліндричний зубчастий передавач 9-го ступеня за нормами кінематичної точності, 8-го ступеня за нормами плавності, 7-го ступеня за нормами контакту зубів, з видом сполучення *В* і видом допуску бокового зазору *a*;

N-6-5-D ГОСТ 1643:2003 – циліндричний зубчастий передавач, ступінь за нормами кінематичної точності не регламентований (N), 6-го ступеня за нормами плавності, 5-го ступеня за нормами контакту зубів, з видом сполучення *D* і видом допуску бокового зазору *d*.

1.13.2. Норми точності

Допуски зубчастих коліс і передавачів неможна розглядати в відриві від методів контролю, оскільки ГОСТ 1643:2003 побудований таким чином, що кожна норма точності може бути охарактеризована рядом показників.

Комплекси, що застосовуються для контролю прямозубих і вузьких косозубих циліндричних коліс, наведені в табл. 13.2.

Щоб відрізнити дійсний відхил від граничного або від допуску, до основного позначення додають підрядковий індекс *r*. Наприклад, кінематичну похибку зубчастого колеса позначають F_{ir}' , а його допуск на кінематичну похибку – F_i' . Допускається, одна із величин, що входить в комплекс, перевищувала граничне значення, коли вимірний вплив обох величин не перевищує значення F_i' .

За відсутністю спеціальних вимог допуск на F_{pk} призначають для довжини дуги, що відповідає 4/6 частини числа зубів зубчастого колеса.

При комбінуванні норм кінематичної точності і плавності роботи із різних ступеней точності допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оберт зубчастого колеса визначається за формулою:

$$F''_{i\text{комб}} = [F_r]_{\text{ст.к.т}} + [F_i'' + F_r]_{\text{ст.п.р.}} \quad (13.1)$$

Тут допуск, що входить до першого доданку, приймають по ступені для норм кінематичної точності, другий доданок – по ступені для норм плавності роботи.

Таблиця 13.2

Комплекси показників для контролю прямозубих і вузьких косозубих
циліндричних коліс

Норми	Номер комплексів	Комплекси контролю	Позначення норми	Ступінь точності
1	2	3	4	5
Кінематична точність	Для колеса			
	1	Найбільша кінематична похибка колеса	F'_i	3-8
	2	Накопичена похибка кроку по зубчастому колесу і накопичена похибка кроків	F_p і F_{pk} F_p	3-6 7-8
	3	Коливання виміральної міжосьової відстані за оберт колеса і коливання довжини загальної нормалі	F''_i і V_ω	5-8
	4	Коливання виміральної міжосьової відстані і похибка обкату	F''_i і F_c	5-8
	5	Радіальне биття зубчастого вінця і коливання довжини за нормаллю	F''_i	9-12 3-8
	6	Радіальне биття зубчастого вінця і похибка обкату	F_r і F_ω F_r і F_c	3-8
	7	Радіальне биття зубчастого вінця	F_r	7-12
	Для передавача			
		Найбільша кінематична похибка передачі	F'_{io}	3-8
Плавність роботи	Для колеса			
	1	Місцева кінематична похибка	f'_i	3-8
	2	Відхил кроку зачеплення і похибка профілю	f_{pb} і f_f	3-8
	3	Відхил кроку зачеплення і відхил кроку	f_{pb} і f_{pt}	5-8
	4	Коливання виміральної міжосьової відстані на одному зубі	f'_i	5-12
	5	Відхил кроку	f_{pt}	9-12
	Для передавача			
-	Циклічна похибка зубчастої частоти в передавачі	f_{zco}	3-8	
Контакт зубів	Для колеса			
	1	Похибка напрямку зуба	F_β	3-12
	2	Відхили осьових кроків за нормаллю і допуск на похибку форми і розташування контактної лінії (потенціальної)	F_{pxn} і F_k	3-12
	3	Відхили осьових кроків за нормаллю і відхил кроку зачеплення	F_{pxn} і F_{pb}	4-8
	Для передавача з регульованим розташуванням осей			
1	Сумарна пляма контакту	Пляма	3-9	

1	2	3	4	5
Боковий зазор	Для колеса			
	1	Найменше додаткове зміщення вихідного контуру і допуск на його зміщення	E_{H_s} і T_H	3-12
	2	Граничні відхили вимірювальної міжосьової відстані	$E_{a''_s}$ і $E_{a''_i}$	5-8
	3	Найменший відхил середньої довжини загальної нормалі і допуск на середню довжину загальної нормалі	$E_{W_{ms}}$ і T_{W_m}	3-12
	4	Найменший відхил товщини зуба і допуск на товщину зуба	E_{c_s} і T_c	3-12
	Для передавача			
	1	Гарантований боковий зазор	j_{nmin}	3-12
	2	Граничні відхили міжосьової відстані	f_a	3-12

Наведені в табл. 13.2 показники норм плавності дійсні для 3–8 ступенів точності з коефіцієнтом перекриття ε_β менш вказаного в табл. 2 стандартна ГОСТ 1643:2003 і 9–12 ступенів точності – для будь-якого значення ε_β . Для решта випадків показником плавності роботи колеса є: циклічна похибка зубчастої частоти f_{zk} і f' при 3–8 ступенях точності; f_{pt} – при 7–8 ступенях точності; для передавачів f_{zko} – при 3–8 ступенях точності. У прямозубих і вузьких косозубих коліс коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta \leq 1,25$.

Комплекси контролю, що застосовуються в різних галузях машинобудування, вказані у табл. 13.4.

Таблиця 13.3.

Комплекси показників контролю зубчастих коліс

Норми	Прямозубі і вузькі косозубі колеса				
	вимірювальні, ділильні, відлікові	авіаційні, автомобільні, верстатні, тягові		тракторні, кранові, сільськогосподарських машин	
	Ступені точності				
	3-5	4-6	6-8	6-9	9-11
Кінематичної точності	1. F'_i 2. F_p і F_{pk}	1. F'_i 2. F_p і F_{pk}	1. F'_i і V_{W-}	1. F''_i і V_W 2. F_r і V_W	- 2. F_r
Плавності роботи	1. f_i 2. f_{pb} і f_f	- 2. f_{pb} і f_f	- 2. f'_i	1. f_i 2. f_{pt}	- 2. f_{pt}
Контакту зубів	F_p	F_β	Сумарна пляма контакту		
Бокового зазору	E_{H_s} і T_H	E_{H_s} і T_H	1. $E_{a''_s}$ і $E_{a''_I}$ 2. $E_{W_{ms}}$ і T_{W_m}	1. $E_{a''_s}$ і $E_{a''_I}$ 2. $E_{W_{ms}}$ і T_{W_m}	$E_{W_{ms}}$ і T_{W_m}

1.13.3. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Для прямозубого некоригованого колеса ділильного механізму з $m = 4$ мм і $z = 34$ вибрати ступінь точності і показники точності відповідно до встановлених норм, враховуючи, що на заводі немає приладу для комплексної однопрофільної перевірки.

Розв'язання. Відповідно до табл. 13.2 для колеса ділильного механізму особливо важливим є забезпечення кінематичної точності, яка повинна бути обрана за нормами 6-го ступеня. Ступінь за нормами плавності може бути на одну грубіше, т. е. 7-а.

Відповідно до § 1.4 ГОСТ 1643:2003 норми контакту не можуть бути грубіше ступеня плавності. Реверсивні ділильні передачі вимагають наявності малих зазорів. Тому вибираємо пару з боковим зазором D. Записуємо умовне позначення обраної точності і сполучення: 6-7-7-D ГОСТ 1643:2003.

Для контролю кінематичної точності циліндричних прямозубих коліс при відсутності приладу для однопрофільної перевірки з наявних в стандарті найдоцільніше вибрати комплекс F_i'' і V_w . При виборі цього комплексу є наступні переваги:

1) прилади для контролю перерахованих вище елементів (міжцентромір і нормалемір засвоєні промисловістю і наявні на кожному заводі;

2) при контролі коливання вимірювальної міжосьової відстані в двопрофільному зачепленні відбувається безперервна зміна контрольованого показника по всьому колесу і виявляється сумарна радіальна похибка;

3) вимірювання величини F_i'' проводиться на базі робочої осі колеса, що відповідає її експлуатаційної основи;

4) при контролі на міжцентромірі одночасно виявляються і інші показники, важливі для оцінки точності колеса. Так, плавність роботи колеса регламентується величиною f_i'' (коливання вимірювальної між осьової відстані на одному зубі). Норми бокового зазору регламентуються величинами $E_a''_s$ і $E_a''_i$ (граничні відхили вимірювальної міжосьової відстані). На міжцентромірі може бути проведений контроль зони контакту по слідах прилягання бокової поверхні зуба колеса до зубів вимірювального колеса (примітка 2 до п. 2.4 ГОСТ 1643:2003).

Наведемо величини допусків для обраних елементів.

Кінематична точність: діаметр ділильної кола

$$D = m \cdot z = 4 \cdot 34 = 136 \text{ мм}; V_w = 26 \text{ мкм.}$$

Так як, здійснюється комбінування норм кінематичної точності і плавності з різних ступенів точності, допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса визначається за формулою (13.1):

$$F''_{\text{ікомб}} = 38 + [75 - 53] = 60 \text{ мкм}; F''_{\text{ікомб}} + V_w = 60 + 26 = 86 \text{ мкм}.$$

Плавність роботи: $f''_i = 26 \text{ мкм}$.

Контакт зубів: за стандартом сумарна пляма контакту повинна бути по висоті не менше 45%, по довжині не менше 60% при контролі міжосьової відстані. Так як в даному випадку контакт зубів перевірений по вимірювальній міжосьової відстані згідно з приміткою 2 до п. 2.4, ці величини слід збільшити на 10%.

Боковий зазор: $E''_s = +26 \text{ мкм}$; $E''_i = -100 \text{ мкм}$ (так як $F_r = 53 \text{ мкм}$).

Приклад 2. Дати висновок про придатність зубчастого колеса 7-Дс ГОСТ 1643:2003 з $m = 4 \text{ мм}$ і $z = 35$. Колесо перевірено за допомогою міжцентроміра, нормалеміра і по плямі контакту. Результати вимірювання: $E''_{sr} = +25 \text{ мкм}$, $E''_{ir} = -70 \text{ мкм}$; $f''_{ir} = 43 \text{ мкм}$; $V_{wr} = 28 \text{ мкм}$; пляма контакту – в нормі.

Розв'язання. Кінематична похибка визначиться величиною:

$$F''_{ir} + V_{wr}; F''_{ir} = E''_{sr} - E''_{ir} = 25 - (-70) = 95 \text{ мкм}.$$

$$F''_{ir} + V_{wr} = 95 + 28 = 123 \text{ мкм}.$$

За стандартом:

$$F''_i + V_w = 75 + 36 = 111 \text{ мкм};$$

$$f''_i = 26 \text{ мкм}; E''_s = +26 \text{ мкм};$$

$$E''_i = -T_H = -130 \text{ мкм};$$

при $F_r = 53 \text{ мкм}$ і допуску бокового зазору c .

Таким чином, контрольоване зубчасте колесо не придатне за нормами кінематичної точності, незважаючи на те, що окремі виміряні показники відповідають нормам стандарту.

Приклад 3. Встановити приймальні межі для контролю зубчастого колеса з параметрами: число зубів $z = 30$; модуль $m = 5 \text{ мм}$, ступінь точності по ГОСТ 1643:2003 9-В. Діаметр ділительного кола дорівнює:

$$d = mz = 5 \cdot 30 = 150 \text{ мм}.$$

По табл. Е.7 знаходимо $E_{Hs} = -200 \text{ мкм}$, по табл. Е.3 – допуск на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 112 \text{ мкм}$, по табл. Е.8 визначаємо $T_H = 300 \text{ мкм}$.

Верхня приймальна межа, при контролі зсуву вихідного контуру, становитиме:

$$E_{Hs \text{ пр}} = - [|E_{Hs}| + 0,09 \cdot T_H] = - [200 + 0,09 \cdot 300] = -227 \text{ мкм}.$$

Виробничий допуск на зсув вихідного контуру:

$$T_{H \text{ пр}} = 0,6 \cdot T_H = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ мкм}.$$

Нижня приймальна межа:

$$E_{Hi \text{ пр}} = - [|E_{Hs \text{ пр}}| + T_{H \text{ пр}}] = - [227 + 180] = -407 \text{ мкм}.$$

Таким чином, зубчасте колесо вважається придатним, якщо показання A індикатора зубоміра знаходяться в установлених межах:

$$E_{Hs \text{ пр}} \leq A \leq E_{Hi \text{ пр}}.$$

1.13.3.1. Врахування похибки бази при контролі і допуски на заготовляння

Допустимі величини похибок зубчастих коліс встановлені ГОСТ 1643:2003, виходячи з умов, що базою вимірювання є робоча вісь колеса. Однак при контролі зубчастих коліс приладами в якості бази вимірювання використовується іноді зовнішній циліндр заготовки або торець колеса. У стандарті (п. 2.9) вказується, що похибки, що вносяться при використанні в якості вимірювальної бази поверхонь, що мають неточність форми і розташування щодо робочої осі обертання, враховуються або компенсуються зменшенням виробничого допуску. Наприклад, зовнішній циліндр заготовки використовується в якості бази для контролю розмірів зубів колеса (вимір тангенціальним зубоміром зсуву вихідного контуру або штангензубоміром товщини зубів). В цьому випадку обмежуються граничні відхилення діаметра окружності виступів, а також радіальне биття цього циліндра.

Похибки розмірів і форм заготовок для зубчастих коліс в ГОСТ 1643:2003 не нормуються, оскільки стандарт регламентує точність готового колеса і передачі.

У разі контролю розмірів зубів колеса на базі зовнішнього циліндра заготовки без врахування дійсного розміру відхил діаметра вершин зубів A_{da} і радіальне биття F_{da} вибирають по табл. 13.4.

Таблиця 13.4

Значення відхилу діаметра вершин зубів і радіального биття

Геометричні фактори		Ступені точності									
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Відхил діаметра вершин зубів A_{da}	Квалітети	6	7	7	7	8	8	8	9	9	11
Радіальне биття циліндра вершин зубів F_{da}		0,004d+ + 2,5	0,01d+ + 5	0,016d+ + 10	0,025d+ + 15	0,04d + 25					

1.13.3.2. Розрахунок гарантованого бокового зазору

Гарантований, тобто найменший з можливих в передавачі, боковий зазор між неробочими профілями зубів при контакті робочих профілів повинен компенсувати можливу зміну розмірів коліс, що виникає внаслідок нагрівання передачі в процесі експлуатації, забезпечити нормальні умови змащення зубів, а також компенсувати похибки виготовлення і монтажу.

1. Величина бокового зазору, необхідного для температурної компенсації:

$$j_{n1} = a_{\omega} \cdot [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20)] \cdot 2 \sin \alpha, \quad (13.2)$$

де a_w – міжосьова відстань передачі, мм; α_1 і α_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів зубчастих коліс і корпусу відповідно, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_1 і t_2 – розрахункова температура нагріву зубчастих коліс і корпусу відповідно, $^{\circ}\text{C}$; α – кут зачеплення, $\alpha = 20^{\circ}$.

2. Величина бокового зазору, що забезпечує нормальні умови змащування, залежить від способу змащування і колової швидкості передавачів, приймається рівною, мкм:

$$j_{n2} = (10 \dots 30) \cdot m. \quad (13.3)$$

Тут коефіцієнт 10 – приймають для тихохідних передач, 30 – для особливо високошвидкісних передач; m – модуль зачеплення, мм.

Гарантований боковий зазор повинен відповідати такій умові:

$$j_{nmin} \geq j_{n1} + j_{n2}. \quad (13.4)$$

За розрахункового значення j_{nmin} і a_w за ГОСТ 1643:2003 вибирають вид сполучення і уточнюють стандартне значення j_{nmin} .

3. Для кінематичних передавачів буває необхідно визначити вільне кутове переміщення колеса (в секундах) в межах бокового зазору, причому в цих випадках слід визначити величину найбільшого бічного зазору j_{nmax} .

Найбільше вільне кутове переміщення колеса

$$\Delta\varphi = 2 j_{nmax} / (m \cdot z \cdot \cos\alpha). \quad (13.5)$$

Найбільший боковий зазор стандартом не нормується. Він може бути підрахований за наближеною формулою:

$$j_{nmax} = j_{nmin} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2\sin\alpha. \quad (13.6)$$

Тут T_{H1} , T_{H2} – допуск на зміщення початкового контуру для шестірні й колеса відповідно; f_a – абсолютний граничний відхил міжосьової відстані.

Приклад 4. Для косозубої зубчастої передачі, що працює з підвищеною швидкістю (18 м/с) зі ступенем точності 8-В ГОСТ 1643:2003 з $z_1 = 25$; $z_2 = 50$; $m = 4$ мм (колеса сталеві, корпус силуміновий) визначити величину найменшого і найбільшого бокових зазорів за умови, що передач не повинен заклинюватися при температурі $(-25)^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання. Перша складова гарантованого бокового зазору

$$j_{n1} = \frac{4(25 + 50)}{2} [11,5 \cdot 10^{-6} \cdot (-45) - 23 \cdot 10^{-6} \cdot (-45)] \cdot 2 \cdot 0,342 = 0,053 \text{ мм};$$

$$j_{n2} = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мкм}; j_{nmin} = 53 + 80 = 133 \text{ мкм}.$$

Для сполучення В по табл. 13 ГОСТ 1643:2003 гарантований боковий зазор $j_{nmin} = 160$ мкм, тобто трохи більше мінімально необхідного, що цілком доцільно при швидкісній передачі:

$$j_{nmax} = j_{nmin} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2\sin\alpha.$$

За табл. 15 стандарту значення T_{H1} вибирають залежно від радіального биття зубчастого вінця F_r . Для 8-го ступеня точності з табл. 6 ГОСТ 1643:2003 знаходимо: для $d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100$ мм, $F_{r1} = 53$ мкм;

для $d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 50 = 200$ мм, $F_{r2} = 67$ мкм.

Тоді $T_{H1} = 160$ мкм, $T_{H2} = 220$ мкм; $f_a = 80$ мкм.

Найбільший боковий зазор

$$j_{nmax} = 133 + (160 + 200 + 2 \cdot 80) \cdot 2 \cdot 0,342 \approx 489 \text{ мкм.}$$

1.13.3.3. Розрахунок вимірювальної міжосьової відстані

Для оцінки точності виготовлення зубчастих коліс в серійному і масовому виробництвах застосовують спільну обкатку в щільному зачепленні контрольованого колеса з вимірювальним зубчастим колесом. При цьому контрольоване колесо зачіплюється з вимірювальним і при обертанні вони радіально підтискаються один до одного, тобто затискаються без бокового зазору, стикаючись одночасно як по лівим, так і по правих сторонам зубів, через що така перевірка називається двопрофільною.

Під номінальною вимірювальною міжосьовою відстанню, згідно з визначенням стандарту, розуміється між осьова відстань при беззазорному зачепленні вимірювального колеса з контрольованим, які мають найменше додаткове зміщення вихідного контуру і позбавленого похибок (рис. 13.2).

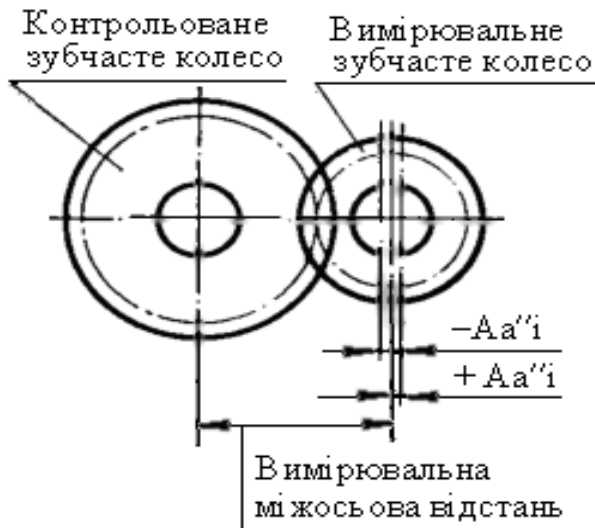


Рис. 13.2. До поняття вимірювальної міжосьової відстані

зачеплення при двопрофільному контролі, який визначається з рівняння:

$$\text{inv}\alpha_{\text{дп}} = \frac{2X_{\Sigma} \text{tg}\alpha}{z_b \pm z} + \text{inv}\alpha. \quad (13.8)$$

У виразу знак (+) відноситься до коліс зовнішнього зачеплення, а знак (-) – до коліс внутрішнього зачеплення.

Для коліс з косим зубом розрахунок вимірювального міжосьової відстані здійснюють за формулою:

$$A_a = \frac{m_n (z_b \pm z) \text{Cos}\alpha_t}{2 \text{Cos}\alpha_{\text{нт}} \cdot \text{Cos}\beta}. \quad (13.9)$$

Стандартні вимірювальні зубчасті колеса по ГОСТ 6512-74 виконують більш точно, ніж контрольовані, і вони мають збільшений розмір коло виступів. Номінальна вимірювальна міжосьова відстань для коліс з прямим зубом розраховується за формулою:

$$A_a = \frac{m(z_b \pm z) \text{Cos}\alpha}{2 \text{Cos}\alpha_{\text{дп}}}, \quad (13.7)$$

де m – модуль коліс; z_b – число зубів вимірювального колеса; z – число зубів колеса, що перевіряється; α – кут зачеплення в обробці; $\alpha_{\text{дп}}$ – кут

Тут m_n – модуль в нормальному перерізі; α_t – профільний кут вихідного контуру в торцевому перерізі; β – кут нахилу зуба на додатковому циліндрі; $\alpha_{\text{дпт}}$ – кут зачеплення при дво профільному контролі, визначають з рівняння:

$$\text{inv}\alpha_{\text{нт}} = \frac{2X_{\Sigma} \text{tg}\alpha}{z_b \pm z} + \text{inv}\alpha_t.$$

При розрахунку номінальної вимірювальної міжосьової відстані враховується сумарний коефіцієнт зміщення X_{Σ} для вимірювального і контрольованого коліс, що дорівнює сумі коефіцієнтів зміщення: X_b – для вимірювального колеса; X – для контрольованого колеса; ΔX_b – додаткового зсуву, викликаного відхилом розмірів зубів вимірювального колеса; $\Delta X_b = A_{\text{Нев}}/m$ – (величина $A_{\text{Нев}}$ маркується на вимірювальному колесі); ΔX – додаткового зсуву, викликаного відхилом розмірів зубів на контрольованому колесі $\Delta X = A_{\text{Не}}/m$, де величину $A_{\text{Не}}$ беруть за ГОСТ 1643:2003.

Сумарний коефіцієнт зміщення (в частках нормального модуля)

$$X_{\Sigma} = X_b + X + \Delta X_b + \Delta X.$$

Тут кожен величину беруть зі знаком плюс або мінус залежно від того, чи спрямований зсув від центру (+) або до центру (–) колеса.

Якщо вимірювальне і контрольоване колеса не кориговані, коефіцієнти зміщення дорівнюють нулю: $X_b = 0$ і $X = 0$.

Приклад 5. Для прямозубого некоригованого колеса 8-9-8-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 4$ мм і $z = 38$ підрахувати вимірювальну міжосьову відстань при сполученні його з некоригованим вимірювальним колесом

$z_b = 34$ і визначити величини відхилів і допуски за стандартом.

Розв'язання. Для вимірювання беремо вимірювальне колесо 3-го класу точності, на якому намаркована дійсна величина зсуву вихідного контуру $A_{\text{Нев}} = +0,150$ мм. Знаходимо величину коефіцієнта зсуву:

$$X_{\Sigma} = \Delta X_b + \Delta X = A_{\text{Нев}}/m + A_{\text{Не}}/m = +0,150/4 + (-0,200/4) = -0,0125 \text{ мм.}$$

Кут щільного зачеплення з вимірювальним колесом

$$\text{inv}\alpha_{\text{дпт}} = \frac{2X_{\Sigma} \text{tg}\alpha}{z_b \pm z} + \text{inv}\alpha = \frac{-2 \cdot 0,0125 \cdot \text{tg}20^{\circ}}{34 + 38} + 0,014904 = 0,014784.$$

По таблиці евольвентних функцій (табл. 7 Додатку Е) визначаємо $\alpha = 19^{\circ}57'$. Розраховуємо величину номінальної вимірювальної міжосьової відстані:

$$A_a = \frac{4(34 + 38)\text{Cos}20^{\circ}}{2\text{Cos}19^{\circ}57'} = 143,957 \text{ мм.}$$

Визначаємо величини граничних відхилів і допусків. Для 9-го ступеня точності $f_i'' = 48$ мкм. Отже, $A_{a''e} = +45$ мкм. Для 8-го ступеня точності $F_T = 67$ мкм. Отже, $A_{a''e} = -T_n = -200$ мкм; $F_i = 95$ мкм.

1.13.3.4. Визначення виробничих допусків для різних методів вимірювання зміщення вихідного контуру

1. Вимірювання зміщення вихідного контуру по базі зовнішнього циліндричного колеса. Для створення в зубчатій передачі найменшого (гарантованого) зазору роблять зменшення товщини зуба порівняно з розрахунковою теоретичною величиною. Це зменшення створюється шляхом радіального зміщення вихідного контура рейки зубонарізного інструмента (рис. 13.3, а). Додаткове зміщення початкового контура від його номінального положення в тіло зубчастого колеса нормується в стандарті двома величинами: найменшим додатковим запропонованим зміщенням вихідного контуру A_{He} та допуском на зміщення вихідного контуру T_H (рис. 13.3, б). При виготовленні коліс з комбінуванням норм різних ступенів точності величина A_{He} встановлюється залежно від виду сполучення і ступеня точності за нормами плавності роботи коліс.



Рис. 13.3. Зміщення вихідного контуру

Допуск на зміщення вихідного контуру T_H обумовлюється в стандарті безпосередньо величиною радіального биття, тобто нормами кінематичної точності колеса. Тому для визначення величини A_{He} попередньо слід визначити величину F_r за таблицями стандарту.

При контролі зміщення вихідного контуру накладним тангенціальним зубоміром в якості вимірювальної бази використовується зовнішній циліндр колеса і тому при переході від основної бази (осі обертання колеса) на допоміжну необхідно враховувати похибки, що вносяться цією базою, тобто слід враховувати як биття зовнішнього циліндра щодо осі колеса F_{da} , так і відхил розміру діаметра від номінального розрахункового значення $T A_{da}$ (див. с. 286 і [17]).

Відповідно до цього вводиться зменшений виробничий допуск і для визначення граничних відхилів використовують наступні співвідношення (рис. 13.4): найменше зміщення вихідного контуру

$$A_{Hepr} = |A_{He}| + 0,7 F_{da}/2;$$

Допуск на зміщення вихідного контуру

$$T_{Нпр} = T_H - (0,5A_{da} + 0,7F_{da}).$$

Найбільше зміщення вихідного контуру дорівнює величині

$$A_{Hiпр} = A_{Heпр} + T_{Нпр}.$$

Приклад 6. Для зубчастого колеса 8-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 4$ мм і $z = 35$

величина $A_{He} = -190$ мкм; $T_H = 200$ мкм (при $F_r = 67$ мкм). Придатний зуб повинен лежати в межах: від $A_{He} = -190$ мкм до величини: $-(A_H + T_H) = -390$ мкм (допуск дається в тіло зуба). Якщо вимір зсуву вихідного контуру зроблено тангенціальним зубоміром, слід визначити виробничий допуск.

З табл. 13.4 знаходимо, що величину A_{da} слід брати по квалітету IT8. Значення допуску для 8-го квалітету знаходимо по табл. 1 Додатку 1

$$(d = m \cdot z = 4 \cdot 35 = 140 \text{ мм}) A_{da} = 63 \text{ мкм}.$$

Тоді за табл. 13.4

$$F_{da} = 0,025d + 15 = 0,025 \cdot 140 + 15 = 18,5 \text{ мкм};$$

$$A_{Heпр} = |A_{He}| + 0,7 F_{da}/2 = 190 + 0,7 \cdot 18,5/2 \approx 197 \text{ мкм};$$

$$T_{Нпр} = T_H - (0,5A_{da} + 0,7F_{da}) = 200 - (0,5 \cdot 63 + 0,7 \cdot 18,5) \approx 156 \text{ мкм}.$$

Межі зміщення вихідного контуру для придатного зуба:

найменше зміщення $A_{Heпр} \approx 197$ мкм;

найбільше зміщення $A_{Hiпр} = -(A_{Heпр} + T_{Нпр}) = -(197 + 156) = -353$ мкм.

2. Вимірювання товщини зуба (замість додаткового зміщення вихідного контуру). ГОСТ 1643:2003 замість вимірювання додаткового зміщення вихідного контуру дозволяє проводити вимірювання товщини зуба по постійній хорді.

Постійною хордою \bar{S}_c називають відрізок прямої, що з'єднує дві точки різнойменних евольвентних бокових поверхонь зуба, що належать одній циліндричній співвісній поверхні і нормаліям, проведеним до них з однієї точки ділительної поверхні (рис. 13.5).

Номинальна величина товщини зуба

$$\bar{S}_c = m(\pi/2 \cdot \cos^2 \alpha \pm X \cdot \sin 2\alpha),$$

де X – коефіцієнт коригування; знак мінус відноситься до коліс внутрішнього зачеплення.

Для коригованого колеса $\bar{S}_c = 1,387m$. Висота від коло виступів до постійної хорди $\bar{h}_c = h_a - (\pi/8 \cdot \sin 2\alpha \pm X \cdot \sin^2 \alpha)m$, де h_a – висота головки зуба (для нормальних коліс $h_a = m$, для некоригованих $h_a = 0,7476m$).

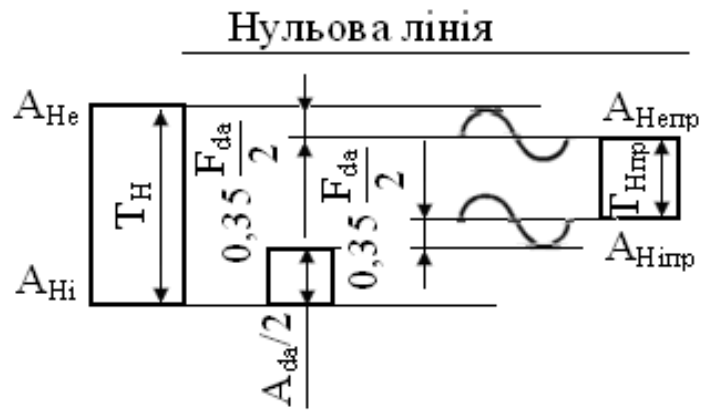


Рис. 13.4. Зменшений виробничий допуск

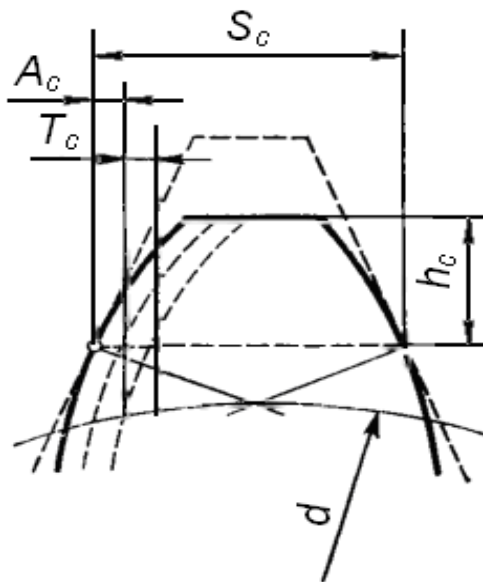


Рис. 13.5. До поняття постійна хорди

Граничні значення товщини зуба по постійній хорді нормують в стандарті найменшим відхилом товщини зуба A_c (табл. 15 [24]) і допуском на товщину зуба T_c (див. рис. 13.5). У більшості випадків вимірювання товщини зуба по постійній хорді проводять штангензубоміром. Аналогічно виміру зсуву вихідного контуру тангенціальним зубоміром ці вимірювання проводять на базі зовнішнього циліндра колеса і тому для них дійсні всі зазначені вище положення щодо запровадження виробничого допуску. Граничні відхили і допуск товщини зуба по постійній хорді знаходять з наступних співвідношень:

- найменший відхил товщини зуба $A_{\text{сnp}} = |A_c| + 0,51 \cdot F_{da}/2$;
- допуск на товщину зуба $T_{\text{сnp}} = T_c - (0,37 \cdot A_{da} + 0,5 \cdot F_{da})$;
- найбільший відхил товщини зуба $|A_{\text{сnp}}| + T_{\text{сnp}}$.

Приклад 7. Для некоригованого зубчастого колеса 8-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 4$ мм і $z = 35$ визначити межі, в яких повинен лежати придатний зуб при контролі його штангензубоміром.

Розв'язання. Товщина зуба $\bar{S}_c = 1,387 \cdot m = 1,387 \cdot 4 = 5,548$ мм.

З прикладу 6 маємо: $A_{da} = 63$ мкм; $F_{da} = 18,5$ мкм; $F_r = 67$ мкм; $A_c = 140$ мкм.

Найменший відхил товщини зуба $A_{\text{сnp}} = 140 + 0,51 \cdot 18,5/2 \approx 145$ мкм.

Допуск на товщину зуба $T_{\text{сnp}} = 130 - (0,37 \cdot 63 + 0,5 \cdot 18,5) = 97$ мкм.

Найбільший відхил товщини зуба дорівнює: $144 + 97 = 241$ мкм.

Товщина зуба по постійній хорді придатного зуба $\bar{S}_c = 5,548_{-0,241}^{-0,145}$.

Приклад 8. Установити приймальні межі на товщину зуба по постійній хорді під час контролю зубчастого колеса: $z = 30$; модуль $m = 5$ мм; ступінь точності 9-В по ГОСТ 1643:2003, діаметр ділильного кола

$$d = m \cdot z = 5 \cdot 30 = 150 \text{ мм.}$$

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 112$ мкм [24, табл.6].

Заготовка зубчастого колеса відповідає рекомендаціям. Отже допуск на радіальне биття зовнішнього циліндра

$$F_{da} = 0,25T_H = 0,25 \cdot 0,3 = 0,075 \text{ мм,}$$

де $T_H = 300$ мкм = 0,3 мм по [24, табл. 21].

Допуск на діаметр зовнішнього циліндра $A_{da} = 0,5T_H = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15$ мм, що відповідає приблизно $h10$.

Номинальне значення товщини зуба по постійній хорді

$$\bar{S}_c = 1,387 \cdot m_n = 1,387 \cdot 5 = 6,935 \text{ мм.}$$

Знаходимо по таблицям ГОСТ 1643:2003:

$$E_{cS} = 160 \text{ мкм} = 0,16 \text{ мм}, T_c = 220 \text{ мкм} = 0,22 \text{ мм}; [24, \text{табл. 20-21}].$$

Визначаємо найменший виробничий відхил товщини зуба

$$E_{cS_{пр}} = |E_{cS}| + 0,09T_c = 0,16 + 0,09 \cdot 0,22 = 0,18 \text{ мм.}$$

Виробничий допуск на товщину зуба

$$T_{c_{пр}} = 0,8T_c = 0,8 \cdot 0,22 = 0,176 \text{ мм.}$$

Верхня приймальна межа товщини зуба

$$\bar{S}_{c_{\max пр}} = \bar{S}_c - E_{cS_{пр}} = 6,935 - 0,18 = 6,755 \text{ мм.}$$

Нижня приймальна межа

$$\bar{S}_{c_{\min пр}} = \bar{S}_{c_{\max пр}} - T_{c_{пр}} = 6,755 - 0,176 = 6,579 \text{ мм.}$$

Вимірювальні значення товщини зуба по постійній хорді \bar{S}_{c_i} для придатного колеса має відповідати умові: $\bar{S}_{c_{\max пр}} \geq \bar{S}_{c_i} \geq \bar{S}_{c_{\min пр}}$.

3. Вимірювання середньої довжини загальної нормалі (замість додаткового зміщення вихідного контуру).

Загальна нормаль – це пряма, що сполучає точки дотику двох різнойменних профілів з охоплювальними їх паралельними дотичними до них площинами (рис. 13.6).

Середня довжина загальної нормалі визначається як середня арифметична з усіх дійсних довжин загальних нормалей по зубчастому колесу:

$$W_m = W_1 + W_2 + \dots + W_n/n.$$

Номінальна довжина загальної нормалі для прямозубих коліс

$$W = m \cdot \cos \alpha [\pi(z_n - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha], \quad (13.10)$$

де z_n – число зубів, що захоплюються при вимірюванні ($z_n = 0,111 \cdot z + 0,5$ з округлюванням до цілого числа); x – коефіцієнт коригування; z – число зубів колеса.

Для косозубих коліс

$$W = m_n \cdot \cos \alpha_n [\pi(z_n - 0,5) + 2x_s \cdot \operatorname{tg} \alpha_s + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_s].$$

Граничні відхили середньої довжини загальної нормалі задаються у тіло зуба найменшим відхилом $A_{W_{me}}$ і допуском $T_{W_{me}}$.

Приклад 8. Визначити придатність по боковому зазору прямозубого некоригованого колеса 7-8-8-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 2$ мм і $z = 40$, якщо

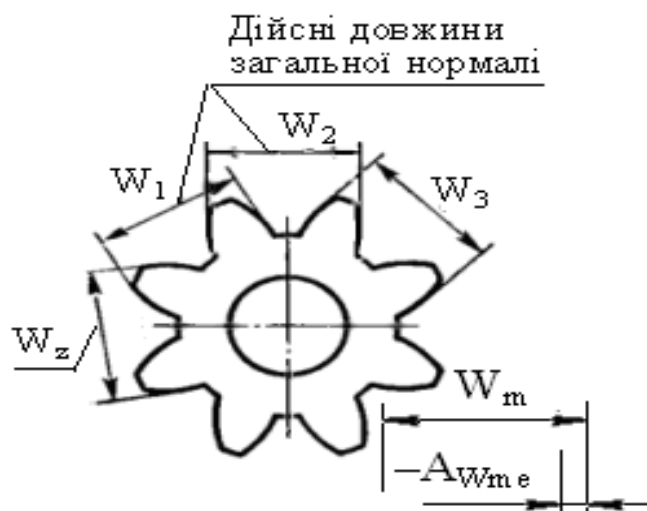


Рис. 13.6. До поняття загальна нормаль

при вимірюванні довжини загальної нормалі в декількох ділянках зубчастого вінця отримані наступні значення: $W_1 = 27,520$ мм; $W_2 = 27,480$ мм; $W_3 = 27,670$ мм.

Розв'язання. Номінальна величина довжини загальної нормалі:

$$W = m \cdot \cos \alpha [\pi(z_n - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha] = 2 \cdot \cos 20^\circ [\pi(5 - 0,5) + 40 \cdot \operatorname{inv} 20^\circ] = 2 \cdot 0,939693 [3,14159(5 - 0,5) + 40 \cdot 0,014904] = 27,690 \text{ мм.}$$

Найменший відхил середньої довжини загальної нормалі $A_{W_{me}}$ знаходимо по табл. 12 і 13 ГОСТ 1643-72: $A_{W_{me}} = 95 + 9 = 104$ мкм (при $F_r = 38$ мкм для 7-го ступеня точності).

Допуск на середню довжину загальної нормалі $T_{W_{me}} = 63$ мкм (табл. 18 [24]).

Найбільший відхил середньої довжини загальної нормалі дорівнює одно $104 + 63 = 167$ мкм.

Довжина загальної нормалі додатного колеса $W = 27,690_{-0,167}^{-0,104}$.

Отримана середня довжина загальної нормалі при вимірюванні

$$W_r = W_1 + W_2 + W_3 / 3 = (27,520 + 27,480 + 27,670) / 3 = 27,556 \text{ мм.}$$

Отже, колесо додатне по боковому зазору.

Приклад 9. Розрахувати значення найменшого відхилення середньої довжини загальної нормалі $E_{W_{ms}}$ і найбільшого відхилення середньої довжини загальної нормалі $E_{W_{mi}}$ для зубчастого колеса: ступінь точності за ГОСТ 1643:2003: 8-7-7-B, модуль $m = 3$ мм, число зубів колеса $z = 68$.

Розраховуємо ділильний діаметр: $d = mz = 3 \cdot 68 = 204$ мм.

Знаходимо числове значення допуску на радіальне биття зубчастого колеса $F_r = 63$ мкм за табл. 6 [24].

3. Перший доданок для розрахунку найменшого відхилення середньої довжини загальної нормалі 140 мкм (за табл. 16 для виду сполучення В та сьомого ступеню точності).

4. Другий доданок для розрахунку найменшого відхилення середньої довжини спільної нормалі 18 мкм (табл. 17) [24].

Отримаємо: $E_{W_{ms}} = -(140 + 18) = -158$ мкм.

Допуск на середню довжину загальної нормалі $T_{W_m} = 100$ мкм (табл. 18) [24].

6. Найбільший відхил середньої довжини загальної нормалі:

$$E_{W_{mi}} = -(E_{W_{ms}} + T_{W_m}) = -(158 + 100) = -258 \text{ мкм.}$$

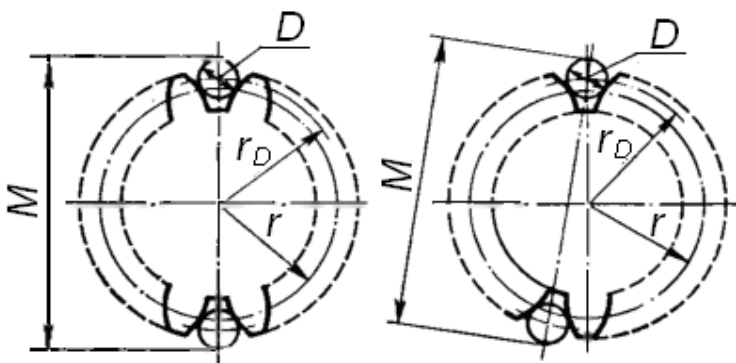
4. Вимірювання розміру по роликах (замість вимірювання додаткового зміщення вихідного контуру). При контролі вимірювальних і деяких інших коліс високого ступеня точності, а також при контролі дрібномодульних коліс проводять визначення величини зміщення вихідного контуру або товщини зуба шляхом вимірювання розміру за кількома роликками зазвичай за двома. Два роликки найвигіднішого діаметра закладають в діаметрально протилежні западини

між зубами колеса (рис. 13.7) і будь-яким універсальним вимірювальним приладом вимірюють розмір М.

Найвигідніший розмір роликів (прилеглих до зубів по ділильному колу)

$$D = 1,57m / \cos\alpha = 1,68m.$$

У разі відсутності готових роликів застосовують дротики для вимірювання нарізі, розмір яких в ряді



При парному z

При непарному z

Рис. 13.7. Вимірювання розміру за роликами

випадків оказується близьким до необхідної величині (табл. 13.5).

Теоретичне значення величини М для прямозубих коліс визначається за такими формулами (див. рис. 13.7):

при парному числі зубів $M = 2r_D \pm D$;

при непарному числі зубів $M = 2r_D \cdot \cos(90^\circ/z) \pm D$,

де $r_D = r \cdot \cos\alpha / \cos\alpha_D$ – радіус кола зубчастого колеса, що проходить через центр ролика; r – радіус ділильного кола колеса; α – кут зачеплення; α_D – кут профілю на концентричному колу, що проходить через центр ролика діаметром D .

Таблиця 13.5

Діаметри дротиків і роликів

Модуль, мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,5	20
Діаметр дротиків для нарізі, мм	0,572	0,724	0,866	1,008	1,302	1,441	1,732	2,595	3,408
Діаметр роликів, що прилягають до зубів по ділильному колу, мм	0,504	0,672	0,840	1,008	1,176	1,334	1,680	2,520	3,360

$$\operatorname{inv}\alpha_D = \operatorname{inv}\alpha + D/(d \cdot \cos\alpha) \mp \pi/z.$$

При вимірюванні розміру по роликах слід враховувати, що, так само як і при вимірюванні довжини загальної нормалі, радіальне биття зубчастого вінця на результати вимірювання не впливає. Тому, при перерахунку розміру по роликах на величину зсуву вихідного контуру, необхідно враховувати величину можливого радіального биття зубчастого вінця.

Найменший відхил розміру по ролику $A_{\text{Мепр}} = K(|A_{\text{He}}| + 0,7F_r/2)$;

допуск на розмір по ролику $T_{\text{Мпр}} = K(T_H - 0,7F_r)$.

Найбільший відхил розміру по ролику $|A_{\text{Мепр}}| + T_{\text{Мпр}}$.

При парному числі зубів $K = 2\sin\alpha / \sin\alpha_D$.

При непарному числі зубів $K = 2(\sin\alpha / \sin\alpha_D) \cdot \cos(90^\circ/z)$.

При вимірюванні косозубих коліс в наведених вище формулах замість α слід брати кут α_D .

Приклад 10. Для прямозубого колеса 7-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 2$ мм і $z = 27$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини за стандартом.

Розв'язання. Необхідний діаметр ролика $D = 3,360$ мм.

$$r_D = r \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_D; r = mz/2 = 2 \cdot 27/2 = 27 \text{ мм.}$$

$$\operatorname{inv} \alpha_D = \operatorname{inv} \alpha + D/(d \cdot \cos \alpha) - \pi/z =$$

$$= 0,014904 + 3,360/(54 \cdot 0,93969) - 3,14159/(2 \cdot 27); \operatorname{inv} \alpha_D = 0,022719.$$

$$M = 2r_D \cdot \cos(90^\circ/z) + D = 2 \cdot 27 \cdot \cos(90^\circ/27) + 3,360 = 58,249 \text{ мм.}$$

Виміряне значення величини M може бути в таких межах:

найменший відхил розміру:

$$A_{\text{Мепр}} = K(|A_{\text{He}}| + 0,7F_r/2);$$

найбільший відхил розміру: $|A_{\text{Мепр}}| + T_{\text{Мпр}}$.

Для ступені точності 7-В: $A_{\text{He}} = 130$ мкм, $F_r = 38$ мкм, $T_H = 120$ мкм.

$$K = 2(\sin \alpha / \sin \alpha_D) \cdot \cos(90^\circ/z) = 2(\sin 20^\circ / \sin 22^\circ 53') \cdot \cos(90^\circ/27) \approx 1,75.$$

$$A_{\text{Мепр}} = K(|A_{\text{He}}| + 0,7F_r/2) = 1,75(130 + 0,7 \cdot 38/2) = 250 \text{ мкм};$$

$$T_{\text{Мпр}} = K(T_H - 0,7F_r) = 1,75(120 - 0,7 \cdot 38) = 163 \text{ мкм.}$$

$$|A_{\text{Мепр}}| + T_{\text{Мпр}} = 250 + 163 = 413 \text{ мкм.}$$

Оскільки допуск на зміщення вихідного контуру дається в тіло колеса, то придатний розмір по роликах $M = 52,249_{-0,413}^{-0,250}$ мм.

5. Виконання робочих креслень циліндричних зубчастих коліс.

Правила виконання робочих креслень циліндричних зубчастих коліс нормуються ГОСТ 2.403-75.

На зображенні циліндричного зубчастого колеса вказують (рис. 13.8): діаметр коло виступів; ширину вінця; шорсткість бічній поверхні зубів (наведена приведена в табл. 13.5); розміри фасок або радіуси кривизни ліній на краях зубів.

Таблиця 13.5

Допустима шорсткість робочих поверхонь зубів колеса

Ступені точності коліс	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Значення R_a , мкм (від – до)	0,08-0,32	0,16-0,63	0,16-0,63	0,32-0,63	0,32-1,25	1,25-2,5	2,6-3	5-10	10-20

На кресленіку зубчастого колеса поміщають таблицю параметрів. Розміри граф таблиці, а також розміри, що визначають розташування таблиці на полі креслення, наведені на рис. 13.8.

Таблиця параметрів зубчастого вінця складається з трьох частин, які відокремлюються один від одного суцільними основними лініями і містять дані: а) основні - для виготовлення, б) для контролю, в) довідкові дані.

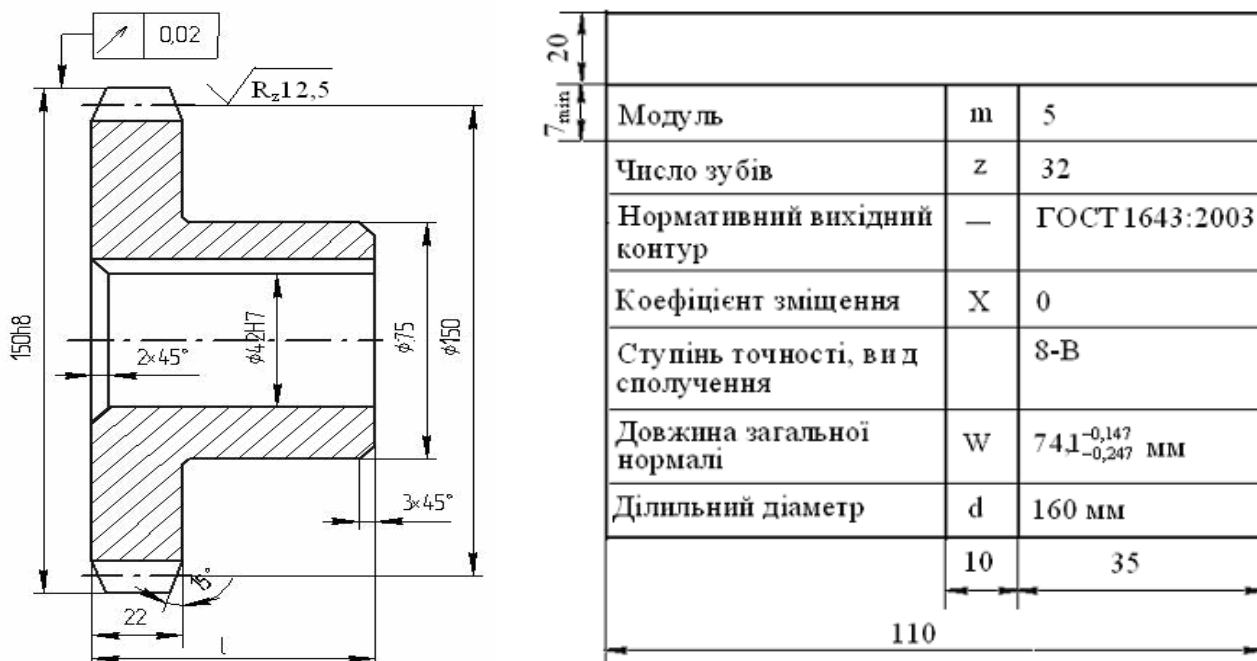


Рис. 13.8. Кресленик зубчастого колеса і таблиця параметрів

У першій частині таблиці параметрів призводять: модуль m , число зубів z ; кут нахилу лінії зуба β косозубих і шевронних зубчастих коліс; нормальний вихідний контур – з посиланням на відповідний стандарт; коефіцієнт зміщення X з відповідним знаком (при відсутності зсуву проставляють 0); ступінь точності, вид сполучення по нормам бокового зазору і номер стандарту.

У другій частині таблиці параметрів наводять дані для контролю взаємного положення різнойменних профілів зуба по одному з наступних варіантів: постійна хорда зуба \bar{S}_c і висота до постійної хорди \bar{h}_c , довжина загальної нормалі W , торцевий розмір по роликах (кулькам) M і діаметр ролика (кульки) D .

У третій частині таблиці наводять: ділильний діаметр d і при необхідності інші довідкові дані.

У разі наявності зубчастого колеса з нестандартним вихідним контуром в усі три частини таблиці додають ще ряд довідкових даних (див. ГОСТ 2.403-75).

Приклад 11. Для прямозубого не коригованого зубчастого колеса 8-B ГОСТ 1643:2003 з $m = 5$ мм і $z = 32$ надати робочий кресленик колеса і таблицю параметрів.

Розв'язання. На рис. 13.8 наведено кресленик колеса і таблиця параметрів. Заповнюємо таблицю. Довжину загальної нормалі підраховуємо за формулою (13.10) стор. 296.

Визначаємо граничні відхили – див. приклад 8.

$$W = m \cdot \cos \alpha [\pi(z_n - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha; z_n = 0,111 \cdot z + 0,5 = 0,111 \cdot 32 + 0,5 \approx 4.$$

$$W = 5 \cdot \cos 20^\circ [3,1416(4 - 0,5) + 32 \cdot \operatorname{inv} \alpha 20^\circ] =$$

$$= 5 \cdot 0,9396 [3,1416(4 - 0,5) + 32 \cdot 0,149]; W = 74,1 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 1643:2003 знаходимо:

$A_{W_{me}} = 130 + 17 = 147$ мкм при $F_r = 67$ мкм для 8-ої ступені точності;

$T_{W_{me}} = 100$ мкм за табл. 14 стандарта.

Довжина загальної нормалі придатного колеса $W = 74,1_{-0,247}^{-0,147}$ мм.

1.13.4. Контрольні запитання

1. Накресліть ескіз зубчастого зачеплення, вкажіть на ньому основні параметри і дайте найменування цих параметрів для одного із передавачів: а) з циліндричними прямозубими колесами; б) з циліндричними косозубими колесами; в) з конічними зубчастими колесами; г) черв'ячного передавача з циліндричним черв'яком.

2. Складіть умовне позначення і наведіть визначення для таких груп параметрів зубчастих коліс: а) діаметри кіл: основного, початкового, ділильного, вершин і западин; б) кут основного торцевого кола, нормальний, осьовий за ділильним і початковим колами, а також кутовий крок; г) бокова поверхня і профіль зуба, контактна лінія і пляма контакту зубів; д) шестірня, колесо; міжосьова відстань, вимірювальна міжосьова відстань; е) профільна модифікація зуба й її види; є) товщина зуба колова, нормальна, за хордою, за сталою хордою; висота за хордою зуба; загальна нормаль; ж) кут нахилу зуба; коефіцієнт торцевого і осьового перекриття; з) боковий зазор зубчастої передачі; нормальний, коловий, кутовий; і) кут зачеплення, кут профілю зуба; к) однопрофільне, двопрофільне, беззазорне зачеплення.

3. Як впливає на працездатність зубчастих передавачів точність зубчастих коліс і передавачів?

4. Ділення зубчастих передавачів за умовами роботи. Які точності вимоги є основними для окремих видів передавачів?

5. Які норми і ступені точності встановлено в системі допусків для зубчастих циліндричних передавачів?

6. Які показники точності називають комплексними і поелементними? Вкажіть відмінності й умови застосування названих видів показників точності.

7. Основні правила утворення позначень показників точності.

8. Наведіть визначення і розгляньте суть таких норм: а) кінематичної точності; б) плавності роботи; в) контакту зубів.

9. Що називають кінематичною похибкою зубчастого колеса і зубчастого передавача?

10. Які показники кінематичної точності зубчастих коліс і зубчастих передавачів є комплексними? Як визначають допуски цих показників?

11. Які причини викликають кінематичну похибку зубчастого колеса і зубчастого передавача? Якими мірами можна підвищити їх кінематичну точність?

1.13.5. Задачі

1. Для прямозубого некоригованого колеса вибрати ступінь точності, а також показники точності і бокового зазору відповідно до встановлених норм. Виписати величини допусків і дати кресленики елементів, що перевіряються:

а) вантажопідйомний механізм $m = 6$ мм і $z = 42$;

б) швидкісної редуктор $m = 3$ мм і $z = 28$;

в) $m = 40$ мм і $z = 52$.

г) косозубе колесо зниженої точності, що застосовується в ненавантаженої передачі ($m = 20$ мм і $z = 50$).

2. Для вимірювального прямозубого некоригованого колеса ($m = 3$ мм і $z = 42$), призначеного для контролю зубчастих коліс 8-9-го ступенів точності, вибрати ступінь точності, а також показники точності і бічного зазору відповідно до встановлених норм. Виписати величини допусків і дати кресленики елементів, що перевіряються.

3. Визначити ступінь точності зубчастого колеса з $m = 5$ мм і $z = 45$. В результаті вимірювання окремих елементів отримані наступні значення: $F_{\text{гр}} = 90$ мкм, $V_{\text{вр}} = 80$ мкм, $f_{\text{пбр}} = +16$ мкм, $f_{\text{ptr}} = +20$ мкм, $F_{\beta\text{р}} = 90$ мкм, $A_{\text{Нер}} = -300$ мкм. Привести кресленики виміряних елементів.

4. Визначити ступінь точності вузького косозубого колеса з $m = 3,5$ мм і $z = 36$, в результаті вимірювання якого отримані наступні дані: $F_{\text{пр}} = 23$ мкм, $F_{\text{пкр}} = 5$ мкм, $f_{\text{пбр}} = +5$ мкм, $f_{\text{фр}} = +8$ мкм, $F_{\beta\text{р}} = 13$ мкм, $A_{\text{Нер}} = -56$ мкм. Дати кресленики виміряних елементів.

5. Визначити ступінь точності зубчастого колеса ($m = 5$ мм і $z = 36$), в результаті вимірювання якого отримані наступні дані: $F_{\text{гр}} = 220$ мкм, $f_{\text{ptr}} = -70$ мкм; пляма контакту (по висоті не менше 25%, по довжині не менше 30%); $A_{\text{Нр}} = -300$ мкм. Привести кресленики виміряних елементів.

6. Для зубчастого передавача ($z_1 = 40$, $z_2 = 65$, $m = 5$ мм, колеса сталеві, корпус чавунний) визначити величину найменшого бокового зазору і вибрати сполучення. При роботі передачі температура коліс підвищується до $t_1 = 75$ °С і корпусу до $t_2 = 50$ °С. Колова швидкість 14 м/с.

7. Визначити величину найменшого і найбільшого бокових зазорів і перевірити вибране сполучення для зубчастої тихохідної передачі 7-В ГОСТ 1643:2003 ($z_1 = 60$, $z_2 = 35$, $m = 4$ мм, колеса сталеві, корпус силумінівий). Передача не повинна заклинювати при температурі коліс і корпусу $t_1 = t_2 = 50$ °С.

8. Для швидкохідної зубчастої передачі 6-Д ГОСТ 1643:2003 ($m = 2$ мм, $z_1 = 20$, $z_2 = 34$, корпус силумінівий, колеса сталеві) визначити найменший і найбільший бокові зазори і перевірити вибране сполучення.

При роботі передачі температура коліс підвищується до $t_1 = 80$ °С і корпусу до $t_2 = 60$ °С.

9. Для косозубої зубчастої передачі 7-В ГОСТ 1643:2003, що працює зі швидкістю 20 м/с ($z_1 = 26$, $z_2 = 65$; $m = 6$ мм, колеса сталеві, корпус чавунний) визначити величини найменшого і найбільшого зазорів, а також перевірити вибране сполучення. При роботі передачі температура коліс підвищується до $t_1 = 75$ °С і корпусу до $t_2 = 55$ °С.

10. Для зубчастого колеса з прямим зубом 7-Е ГОСТ 1643:2003 ($m = 2$ мм, $z = 24$) підрахувати номінальну вимірювальну міжосьову відстань при сполученні його з вимірювальним колесом $z_B = 60$ і визначити величини відхилів і допуски по стандарту. Колесо, що перевіряється, кориговане і має зсув $-0,2$ мм. Вимірювальне колесо також кориговане і має зсув $+0,5$ мм. Зуб вимірювального колеса має зміщення вихідного контуру $A_{Нев} = +0,1$ мм.

11. Підрахувати номінальну вимірювальну міжосьову відстань і визначити величини відхилів і допуски по стандарту для колеса 8-В ГОСТ 1643:2003 з косим зубом ($m = 3$ мм, $z = 60$, кут нахилу $\beta = 18^\circ$), що сполучається з вимірювальним колесом $z_B = 42$. Обидва колеса кореговані. Контрольоване колесо має зміщення $-0,3$ мм, вимірювальне колесо має зміщення $+0,75$ мм; найменше зміщення вихідного контуру $A_{Нев} = +0,08$ мм. Кут профілю різального інструменту в нормальній перетині $\alpha = 20^\circ$.

12. Підрахувати номінальну вимірювальну міжосьову відстань і визначити величини відхилів і допуски для прямозубого колеса 7-В ГОСТ 1643:2003 ($m = 4,5$ мм і $z = 38$), що сполучається з вимірювальним колесом $z_B = 30$. Контрольоване колесо кориговане і має зсув $-0,25$ мм. Вимірювальне колесо також кориговане і має зсув $+0,6$ мм. Зуби вимірювального колеса мають зміщення вихідного контуру $A_{Нев} = +0,30$ мм, $\alpha = 20^\circ$.

13. Для косозубого некоригованого колеса 9-В ГОСТ 1643:2003 ($m = 5$ мм, $z = 50$, кут нахилу $\beta = 15^\circ$) підрахувати номінальну вимірювальну міжосьову відстань при сполученні його з некоригованим колесом $z_B = 25$, що має зсув вихідного контуру $A_{Нев} = +0,150$ мм. Дати величини відхилів і допуски по стандарту.

14. Для косозубого коригованого колеса 7-Д ГОСТ 1643:2003 ($m = 3$ мм, $z = 30$, кут нахилу $\beta = 15^\circ$), з'єднувального з коригованим вимірювальним колесом $z_B = 42$, підрахувати номінальну вимірювальну міжосьову відстань і визначити величини відхилів і допуски за стандартом. Зсув на контрольованому колесі $-0,4$ мм. Зсув на вимірювальному колесі $+0,85$ мм; зміщення вихідного контуру $A_{Нев} = +0,075$ мм, $\alpha = 20^\circ$.

15. Для зубчастого колеса визначити межі, в яких повинен лежати придатний зуб зі зміщенням вихідного контуру при контролі його на базі зовнішнього циліндра колеса:

а) 7-D ГОСТ 1643:2003 ($m = 2$ мм, $z = 24$);

б) 7-8-8-D ГОСТ 1643:2003 ($m = 4,5$ мм і $z = 60$).

16. Визначити вид сполучення по боковому зазору для зубчастого колеса ($m = 3$ мм, $z = 40$) 7-го ступеня точності, якщо вимір зсуву вихідного контуру проводився відносно осі колеса і в результаті вимірювання $A_{\text{Her}} = -110$ мкм.

17. Визначити вид сполучення по боковому зазору для зубчастого колеса ($m = 5$ мм, $z = 35$) 9-го ступеня точності, якщо вимір проводився на базі зовнішнього циліндра колеса і в результаті вимірювання $A_{\text{Her}} = -240$ мкм.

18. Визначити придатність по боковому зазору зубчастого колеса 6-7-7-D ГОСТ 1643:2003 ($m = 4,5$ мм, $z = 52$), якщо вимір проводився тангенціальним зубоміром і в результаті вимірювання $A_{\text{Her}} = -200$ мкм.

19. Для некоригованого зубчастого колеса 9-B ГОСТ 1643:2003 ($m = 5$ мм, $z = 30$) визначити, в яких межах повинна перебувати товщина зуба по постійній хорді, якщо вимір зроблено штангензубоміром.

20. Визначити допустиму товщину зуба по постійній хорді для зубчастого некоригованого колеса 7-8-8-й ГОСТ 1643:2003 ($m = 3,5$ мм, $z = 45$) при вимірюванні його штангензубоміром.

21. Визначити вид сполучення по боковому зазору для зубчастого колеса ($m = 4,5$ мм, $z = 32$) 8-го ступеня точності, якщо вимірювання товщини зуба по постійній хорді вироблено на базі зовнішнього колеса і в результаті вимірювання $\bar{S} = 6,06$ мм.

22. Визначити придатність по боковому зазору зубчастого некоригованого колеса 8-9-9-X ГОСТ 1643:2003 ($m = 5$ мм, $z = 25$), якщо вимір вироблено штангензубоміром і в результаті вимірювання $\bar{S} = 6,75$ мм.

23. Для некоригованого прямозубого колеса 7-D ГОСТ 1643:2003 ($m = 4$ мм, $z = 20$) визначити, в яких межах повинна знаходитися середня довжина загальної нормалі.

24. Визначити, в яких межах повинна знаходитися середня довжина загальної нормалі для некоригованого прямозубого колеса 8-9-9-B ГОСТ 1643:2003 ($m = 2$ мм, $z = 60$).

25. Визначити придатність по боковому зазору прямозубого некоригованого колеса 8-D ГОСТ 1643:2003 ($m = 2$ мм, $z = 20$), якщо при вимірюванні середня довжина загальної нормалі $W_{\text{mr}} = 15,270$ мм.

26. Визначити вид сполучення по боковому зазору для прямозубого некоригованого колеса 9-го ступеня точності ($m = 5$ мм, $z = 15$), якщо при вимірюванні середня довжина загальної нормалі $W_{mr} = 29,43$ мм.

27. Визначити вид сполучення по боковому зазору для прямозубого некоригованого колеса 8-го ступеня точності ($m = 5$ мм, $z = 30$), якщо при вимірюванні середня довжина загальної нормалі $W_{mr} = 44,892$ мм.

28. Для прямозубого колеса 7-8-8-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 3$ мм і $z = 28$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

29. Для косозубого колеса 7-В ГОСТ ГОСТ 1643:2003 з $m = 5$ мм і $z = 24$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

30. Для прямозубого колеса внутрішнього зачеплення 7-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 2,5$ і $z = 50$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

32. Для косозубого колеса 8-7-7-В ГОСТ 1643:2003 $m = 5$ мм і $z = 38$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

33. Для прямозубого колеса внутрішнього зачеплення 8-7-7-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 3,5$ мм і $z = 60$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

34. Для косозубого колеса внутрішнього зачеплення 9-В ГОСТ 1643:2003 з $m = 5$ мм і $z = 20$ визначити розрахункову величину розміру по роликах M і граничні значення цієї величини по стандарту.

1.14. Нормування точності розмірів, що входять у розмірні ланцюги

1.14.1. Основні терміни та визначення

При конструюванні машин виникає необхідність у встановленні взаємозв'язку розмірів та їх допустимих відхилів, які регламентують розташування поверхонь і осей деталей у складальній одиниці і визначають якість функціонування. В результаті виявлення таких взаємозв'язків встановлюються технічні вимоги до окремих елементів (розмір, зазор, відносне розташування тощо), так і до складанної одиниці в цілому. Обґрунтування цих вимог можна виконати на базі теорії розмірних ланцюгів. Теорія розмірних ланцюгів розглядає відносне положення складаних одиниць, деталей і поверхонь деталей з позицій досягнення необхідної точності визначених параметрів машини.

Розрахунок розмірних ланцюгів дозволяє ще до виготовлення дослідних зразків встановлювати розрахунковим шляхом допуски параметрів або перевіряти правильність їх призначення, збирання і працездатність виробу та ін. Використання методів розрахунку розмірних

ланцюгів дозволяє істотно скоротити час і матеріальні витрати на етапі технічної підготовки виробництва, підвищити якість виготовлення виробів, їх конструкторської і технологічної документації.

Теорія розмірних ланцюгів у СРСР була розроблена Б.С. Балакшиним, А.А. Бородачевим і П.Ф. Дунаєвим. Основні терміни і визначення розмірних ланцюгів встановлені РД 50-635-87.

Розмірним ланцюгом називають сукупність геометричних розмірів, розташованих по замкнутому контуру, що визначають взаєморозташування поверхонь (або осей) однієї або декількох деталей. Якщо в таку сукупність входять розміри однієї деталі, ланцюг називають детальним, якщо розміри декількох деталей - складальним.

Ланцюги, що складаються з геометричних розмірів, є найбільш поширеними в машинобудуванні і при розрахунку мають ряд особливостей, зокрема при складанні і при розрахунку детальних ланцюгів необхідно враховувати послідовність операцій обробки розмірів і т.д. Тому методи розрахунку таких ланцюгів зазвичай виділяються із загальних.

Розмірні ланцюги можуть бути плоскими (всі розміри розташування в одній площині) або просторовими.

При розрахунку просторові ланцюга призводять до плоским шляхом проектування на координатні площини. Розміри в плоских ланцюгах можуть бути взаємно паралельні або можуть бути наведені до цього виду шляхом проектування на лінії одного напрямку. При проектуванні розміри змінюються, тобто їх величини множать на косинуси або синуси кутів, які умовно можна вважати постійними коефіцієнтами. Принципово метод розрахунку ланцюгів від введення цих коефіцієнтів не змінюється.

У розглянутих прикладах і задачах дані розрахунки тільки плоских ланцюгів з паралельними ланками.

Розміри, що входять в ланцюг, позначають великими літерами українського або малими літерами грецького (крім α , β , ϵ , λ і ω) алфавітів.

Розміри, що створюють розмірний ланцюг, називають ланками розмірного ланцюга. Ланки позначають літерами будь-якого алфавіту, але одноманітно для одного ланцюга, наприклад A_1 , A_2 ; B_1 , B_2 ; Γ_1 , Γ_2 . Індекс позначає порядковий номер ланки. Ланками розмірного ланцюга можуть бути діаметри, довжини, зазори, натяги, покриття, похибки форми і розташування поверхонь, тобто будь-які лінійні і кутові параметри деталей і їх з'єднань

У подетального ланцюга оброблювані розміри проставляють (на кресленіку або на схемі) з індексом у вигляді порядкового номера. Розмір, що отримується в результаті обробки інших розмірів, тобто оброблюється на тому етапі технологічного процесу, для якого складений ланцюг, називають *замикальним*. За РД 50-635-87 замикальною останньою ланкою

називають ланку, що отримується в розмірному ланцюзі останнім внаслідок вирішення поставленого завдання, в тому числі при виготовленні і вимірюванні. Замикальний розмір позначають тією ж буквою, що і інші розміри ланцюга, але з індексом Δ , наприклад A_{Δ} . Всі інші розміри A_1, A_2 називають складовими.

Розмірні ланцюги класифікують: за місцем виробу – *детальні, складанні*; розміщенням ланок – *лінійні, кутові, площинні, просторові*; за застосуванням – *конструкторські, технологічні, вимірювальні*.

Розмірні ланцюги, ланки яких – лінійні розміри, називаються *лінійними*. Розмірні ланцюги називають *площинними*, якщо їх ланки розташовані в одній чи кількох паралельних площинах.

Ескіз складальної одиниці та схеми лінійних розмірних ланцюгів зображено на рис. 14.1. Розміри $A_1, A_2, B_1, B_2, V_1, V_2$ і т.д., що утворюють розмірний ланцюг, називають складовими розмірами або ланками. Ланки $A_{\Delta}, B_{\Delta}, V_{\Delta}$, зміна точності яких є результатом зміни складових ланок, називаються *замикальними (чи вихідними) ланками*. Замикальний розмір отримують останнім у процесі обробки, складання чи вимірювання. Його значення і точність залежать від значень і точності складових ланок ланцюга.

Складові ланки поділяються на *збільшувальні* та *зменшувальні*.

Збільшувальними ланками розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикальна ланка збільшується і навпаки.

Зменшувальними ланками розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикаюча ланка зменшується і навпаки. Так, на рис. 14.1, збільшувальними ланками є розміри A_1, B_2, V_1 ; розміри $A_2-A_3, B_4-B_9, V_2-V_4$ – зменшувальними; $A_{\Delta}, B_{\Delta}, V_{\Delta}$ – замикальні ланки.

Для зручності вирішення складають схему розмірного ланцюга, яка є графічним безмасштабним зображенням (див. рис. 14.1).

Ланкою розмірного ланцюга може бути не тільки розмір, тобто відстань між двома точками, лініями або площинами, але також ексцентриситет в поперечному перерізі, відхил від співвісності, відхил від паралельності та інші відхили форми. Відхили форми вводять в розмірний ланцюг як ланку, що має номінальним розмір, рівний нулю, і симетричні відхили. Так, наприклад, при радіальному битті $\Delta = 2e$ в ланцюг вводиться ланка $e = \pm \Delta/2$, номінальний розмір якої дорівнює нулю. Цей розмір може бути введений як збільшувальна ланка або як зменшувальна.

Розмірні ланцюги використовують для розв'язання двох типів задач: прямої і оберненої.

У вирішенні *прямої задачі* визначаються номінальні розміри і поля допусків складальних ланок за заданими номінальним і граничними розмірами замикальної ланки.

Номинальні розміри складальних ланок, як правило, визначають попередньо на основі розрахунків або з конструктивних зображень. Пряма задача типова за розв'язання конструкторських розмірних ланцюгів.

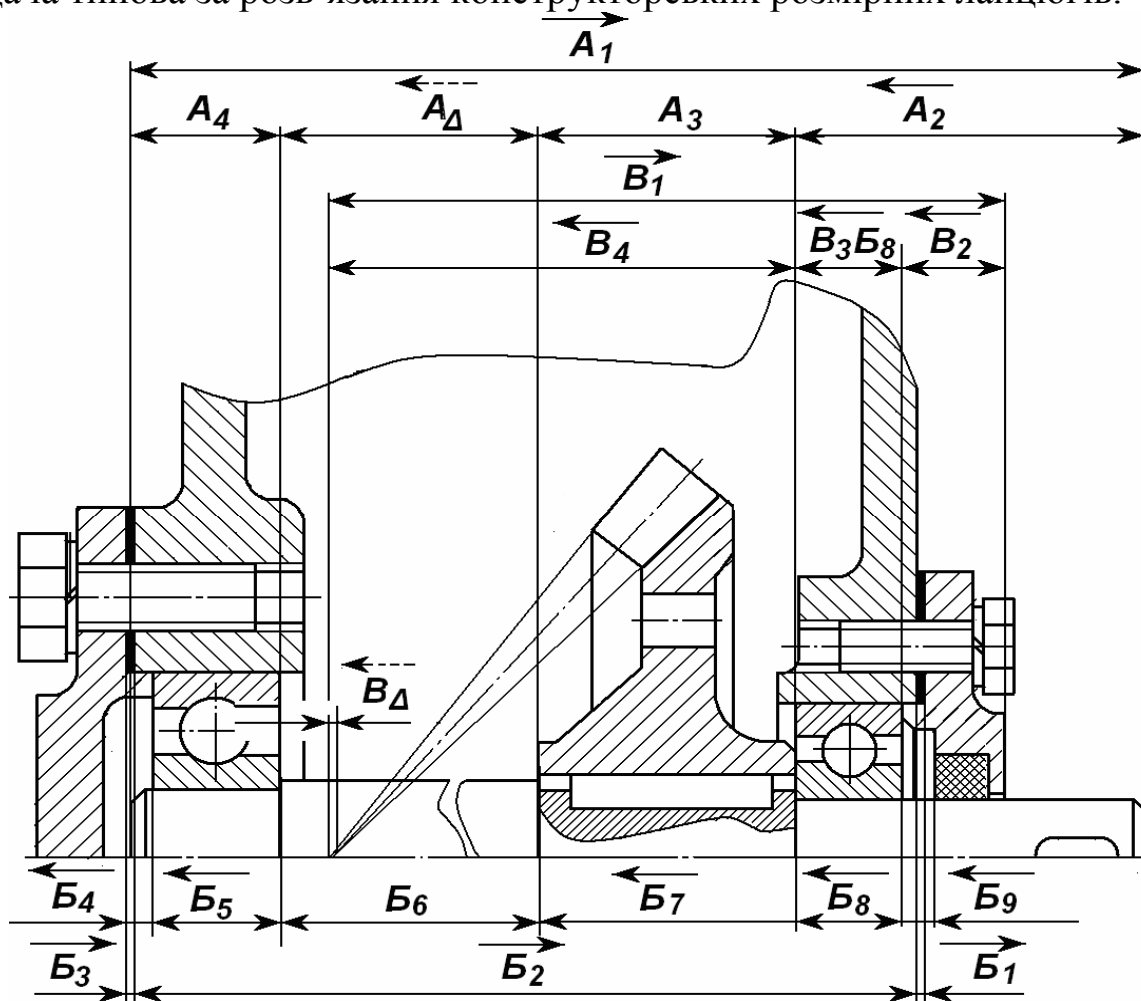


Рис. 14.1. Ескіз складальної одиниці та схеми розмірних ланцюгів

У вирішенні *оберненої задачі* визначаються номінальні розміри і граничні відхили замикальної ланки за відомими номіналами і граничним відхилами складальних ланок.

Обернена задача, за необхідності, дозволяє перевірити правильність розв'язання прямої задачі. Розмірні ланцюги можливо розв'язувати декількома методами (РД 50-635-87).

Метод повної взаємозамінності (метод максимуму–мінімуму) – це метод, при застосуванні якого необхідна точність замикальної ланки розмірного ланцюга досягається при заміні її будь-якої ланки ланкою такого ж типу і розміру без вибору і підбору і без зміни його величини шляхом додаткової обробки.

Таким чином, при застосуванні цього методу розміри замикальної ланки повинні знаходитися в встановлених при конструюванні (в задачах типу другого) або в розрахованих (в задачах типу першого) межах також в тих випадках, коли всі складові мають гранично допустимі розміри.

Неповної взаємозамінності (ймовірний метод) – потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга в умовах складання без підгонки, що досягається не у всіх, а лише у більшій попередньо зумовленої її частини.

Розв’язання високоточних конструкторських ланцюгів можливе шляхом введення до їх складу ланки-компенсатора. Коли для досягнення потрібної точності замикальної ланки з компенсатора кожного об’єкта усувають зайвий у даному разі шар матеріалу – це *метод припасування*.

Коли зумовлена можливість змінювати дійсний розмір компенсатора без зняття матеріалу (підбором прокладок, із ряду попередньо виготовлених або переміщенням з наступною фіксацією) – це *метод регулювання*.

Можливе також застосування *методу групової взаємозамінності*, за якого точність замикальної ланки досягається за рахунок введення до розмірного ланцюга окремих складальних ланок, які попередньо сортують за дійсними розмірами на групи.

1.14.2. Розв’язання плоских розмірних ланцюгів

1.14.2.1. Метод повної взаємозамінності

Розглянемо основні співвідношення і порядок розрахунку розмірних ланцюгів з паралельними ланками за методом повної взаємозамінності (максимуму-мінімуму).

Розв’язання прямої задачі має такий вигляд.

Номинальний розмір замикальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i33} - \sum_{i=1}^p A_{i33}, \quad (14.1)$$

де n і p – число відповідно збільшувальних і зменшувальних ланок, тобто $n + p = m - 1$. Тут m – загальне число ланок.

Рівняння граничних розмірів замикальної ланки:

має вигляд:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i33 \max} - \sum_{i=1}^p A_{i33 \min}; \quad (14.2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i33 \min} - \sum_{i=1}^p A_{i33 \max}. \quad (14.3)$$

Рівняння граничних відхилів розміру замикальної ланки:

має вигляд:

$$\Delta_B A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_B A_{i33} - \sum_{i=1}^p \Delta_H A_{i33}; \quad (14.4)$$

$$\Delta_{\text{н}}A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{н}}A_{i33} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\text{в}}A_{i33}. \quad (14.5)$$

Тут $\Delta_{\text{в}}A_{\Delta}$, $\Delta_{\text{н}}A_{\Delta}$ – відповідно верхнє та нижнє граничні відхили замикальної ланки; $\Delta_{\text{в}}A_{i33}$, $\Delta_{\text{н}}A_{i33}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили збільшувальної ланки; $\Delta_{\text{в}}A_{i33}$, $\Delta_{\text{н}}A_{i33}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили зменшувальної ланки.

У цих рівняннях нижні і верхні відхили збільшувальних і зменшувальних розмірів будуть зі своїми знаками.

Допуск замикальної ланки дорівнює:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}, \quad (14.6)$$

тобто допуск замикальної ланки дорівнює сумі абсолютних значень допусків складових ланок.

З цього рівняння можна зробити висновок: чим більше деталей у складальному ланцюгу, тим ретельніше слід обробляти їх для забезпечення заданої точності складання. В інженерній практиці більш широко застосовується метод повної взаємозамінності, особливо в дрібносерійному та ремонтному виробництві.

Обернена задача розв'язується в такій послідовності. Визначають допуск замикальної ланки за заданими граничними відхилами цієї ланки:

$$TA_{\Delta} = \Delta_{\text{в}}A_{\Delta} - \Delta_{\text{н}}A_{\Delta} = A_{\Delta\text{max}} - A_{\Delta\text{min}}. \quad (14.7)$$

Визначають середній квалітет розмірного ланцюга за середнім числом одиниць допуску:

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sum_{i=1}^{n+p} i \quad (14.8)$$

де $\sum_{i=1}^{n+p} TA_i$ – сума допусків складових ланок, допуски яких задані;

$\sum_{i=1}^{n+p} i$ – сума одиниць допусків складових ланок, допуски яких визначаються за табл. 4.1. При цьому квалітет визначають за величиною числа одиниць допуску k (табл. 4.2).

Визначають суму допусків усіх складових ланок:

$$\sum_{i=1}^{n+p} TA_i = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}, \quad (14.9)$$

Встановлюємо граничні відхили складових ланок (крім ланок із заданими відхилами). При визначенні граничних відхилів складових ланок часто користуються координатою середини поля допуску $\Delta_0 A_i$ і половиною допуску $TA_i/2$. Граничні відхили визначають також за технологічними правилами: для розмірів поверхонь, що охоплюють (діаметр отвору, ширина

паза та інші), відхили призначають як для основного отвору Н ($\Delta_H A_i = 0$); для розмірів охоплюваних поверхонь (діаметр вала, товщина виступу та інші) відхили визначають як для основного вала h ($\Delta_B A_i = 0$). Для таких розмірів як глибина отвору, ширина виступу, міжосьова відстань, граничні відхили приймають симетричними $\pm IT14/2$.

Порівнюємо допуск замикальної ланки з визначеною сумою допусків усіх складових ланок. Якщо $TA_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i$, то допуски усіх ланок визначені правильно. Коли $TA_\Delta \neq \sum_{i=1}^{n+p} TA_i$, то допуск однієї з ланок (коригований) слід визначити додатково. Часто, враховуючи конструктивно-експлуатаційні вимоги, коригують допуски складових ланок так, щоб відповідали умові (14.9). Коли $TA_\Delta \neq \sum_{i=1}^{n+p} TA_i$, то з числа складових ланок виділяють коригувальну ланку. Її граничні відхили визначають за формулами (14.4 і 14.5). Перевіряють правильність розрахунку розмірного ланцюга за формулою (14.6). За розрахунками розмірних ланцюгів із застосуванням положень теорії ймовірності визначають число одиниць допуску за формулою:

$$k = (TA_\Delta - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} i^2} \quad (14.10)$$

Для визначення граничних відхилів у розрахунок вводять середній відхил, тобто середину поля допуску:

$$\Delta_0 A_i = (\Delta_B A_i + \Delta_H A_i) / 2 \quad (14.11)$$

де $\Delta_B A_i$ і $\Delta_H A_i$ підставляються зі своїми знаками.

Тоді граничні відхили і-ої ланки:

$$\Delta_B A_i = \Delta_0 A_i + TA_i / 2; \quad \Delta_H A_i = \Delta_0 A_i - TA_i / 2. \quad (14.12)$$

Аналогічні формули для замикальної ланки:

$$\Delta_B A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta + TA_\Delta / 2; \quad \Delta_H A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta - TA_\Delta / 2. \quad (14.13)$$

Співвідношення між середніми відхилами замикальної та складальними ланками таке:

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{i=1}^n \Delta_0 A_{i33} - \sum_{i=1}^p \Delta_0 A_{i33}. \quad (14.14)$$

1.14.3. Приклади розв'язання задач

Приклад 1. На рис. 14.2, а, б зображена деталь в двох проекціях. Номінальні розміри проставлені на ескізі. Граничні відхили розмірів дані в тексті.

Для проектування поєднаної деталі і для збірки необхідно

визначити: 1) відстань від правої стінки паза до правої межі деталі; 2) відстань між центрами отворів; 3) відстань від лівої стінки паза до отворів.

Розв'язання. Все розміри, що визначаються, входять в різні розмірні ланцюги і являються замикальними, так як точність оброблюваних розмірів задана.

Перший ланцюг. Шуканий розмір A_4 входить в ланцюг, розміри якого позначені на рис. 14.2, в буквами A_i , де $A_1 = 70_{-0,4}$; $A_2 = 70 \pm 0,17$; $A_3 = 12 \pm 0,12$.

За рівнянням (14.1) $A_4 = 70 - 40 - 12 = 18$ мм.

Так як A_1 , A_2 і A_3 обробляються, то $A_4 = A_\Delta$.

За рівнянням (14.4) – і (14.5) отримуємо:

$$\Delta_B A_\Delta = 0 - (-170 - 120) = +290 \text{ мкм}; \Delta_H A_\Delta = -400 - 170 - 120 = -690 \text{ мкм};$$

$$A_4 = A_\Delta = 18_{-0,69}^{+0,29}.$$

Проводимо перевірку розрахунків за рівнянням (14.6):

$$T A_4 = +290 - (-690) = 980 \text{ мкм}; \Sigma T A_i = 400 + 340 + 240 = 980 \text{ мкм}.$$

Аналогічно отримуємо ще два розмірних ланцюги.

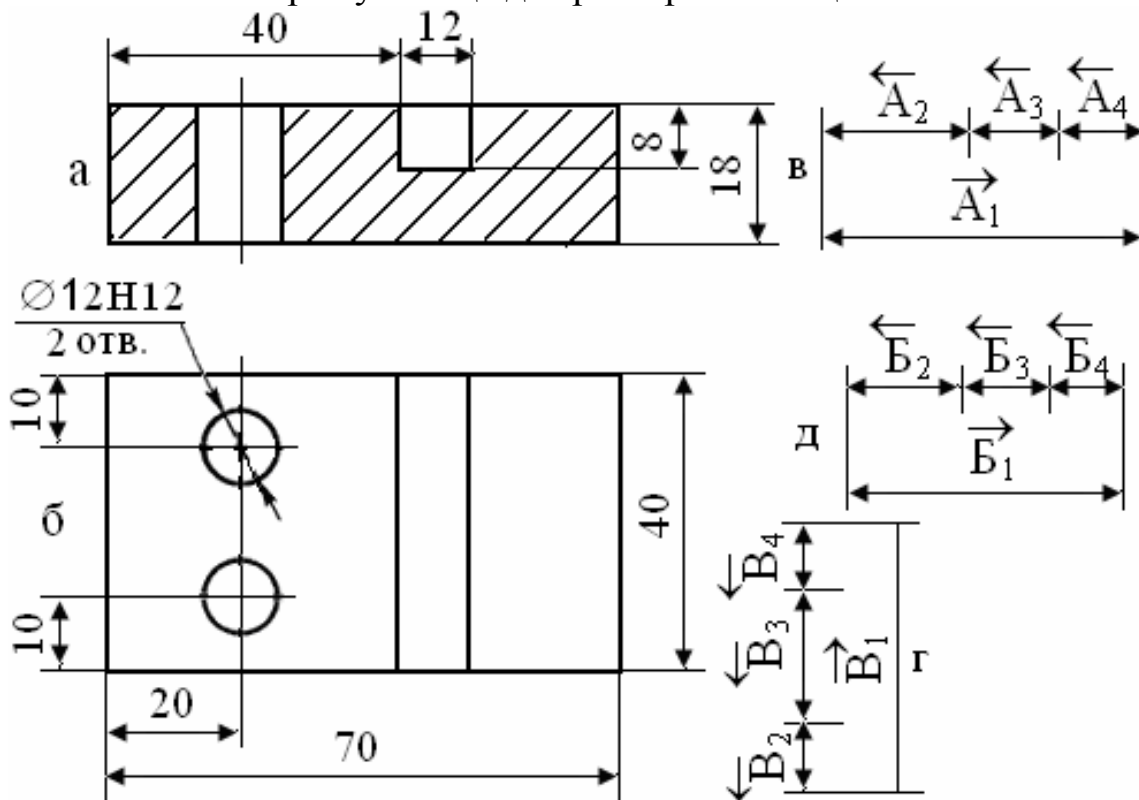


Рис. 14.2. Ескіз деталі та її розмірні ланцюги

Другий ланцюг. Розміри ланцюга позначені літерами буквами B_i (рис. 14.2, г).

Оброблюваний розмір $B_1 = 40_{-0,34}$ (рис. 14.2, б).

Центри отворів розмічені на відстанях $B_2 = B_4 = 10 \pm 0,1$;

$B_3 = B_\Delta = B_{зном} = 40 - 20 = 20$ мм; $\Delta_B B_\Delta = 0 - (-100 - 100) = +200$ мкм;

$\Delta_H B_\Delta = -340 - 100 - 100 = -540$ мкм. Отже, $B_3 = B_\Delta = 20_{-0,54}^{+0,29}$.

Робимо перевірку:

$$ТВ_3 = +200 - (-540) = 740 \text{ мкм}; \Sigma ТВ_i = 340 + 200 + 20 = 740 \text{ мкм.}$$

Третій ланцюг. Розміри ланцюга позначені B_i (рис. 14.2, д).

Оброблюється розмір B_1 (в ланцюзі А він позначений як A_2):

$$B_1 = A_2 = 40 \pm 0,17; B_1 = 20 \pm 0,14.$$

Діаметр отвори $\varnothing 12H12$ дорівнює $12^{+0,18}$, отже, розмір радіуса

$$B_3 = 6^{+0,09}; B_{4\text{ном}} = B_\Delta = 40 - 20 - 6 = 14 \text{ мм.}$$

$$\Delta_B B_\Delta = +170 - (-140 + 0) = +310 \text{ мкм};$$

$$\Delta_H B_\Delta = \Delta_H B_\Delta = 170 - 140 - 90 = -400 \text{ мкм.}$$

$$\text{Отже, } B_4 = B_\Delta = 14_{-0,40}^{+0,31}.$$

Перевіряємо:

$$ТВ_4 = +310 - (-400) = 710 \text{ мкм}; \Sigma ТВ_i = 340 + 280 + 90 = 710 \text{ мкм.}$$

Приклад 2. Приклад 3. У редукторі (рис. 14.3) величина зазору S повинна бути в межах 1,0 – 1,4 мм. Потрібно призначити допуски і граничні відхилення на складові розміри за умови забезпечення повної взаємозамінності.

Розв'язання Схема розмірного ланцюга показана на рис. 14.3. Замикальна ланка S .

Номінальні значення ланок, мм: $A_1=200$ (збільшувальна), $A_2=35$, $A_3=50$, $A_4=20$, $A_5=60$, $A_6=35$ (зменшувальні), $A_\Delta = S$ – замикальна.

Номінальне значення замикальної ланки визначаємо за формулою (14.1): $A_\Delta = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6) = 200 - (35 + 50 + 20 + 60 + 35) = 0$.

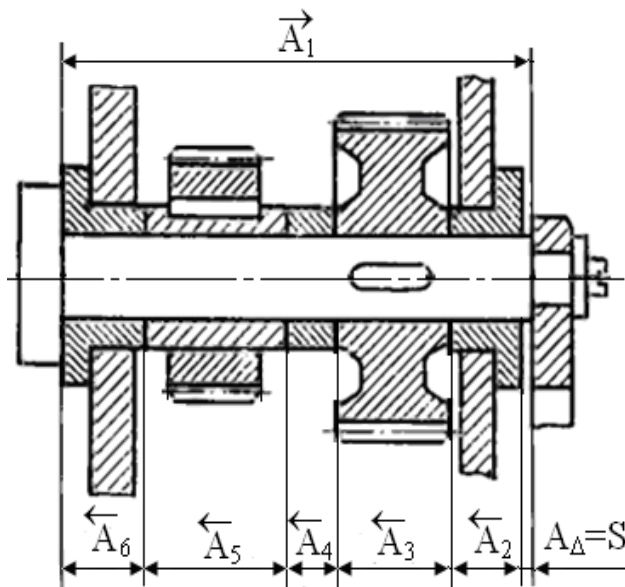


Рис. 14.3. Частина редуктора

$$i_4 = 1,31; i_5 = 1,86; i_6 = 1,56.$$

Допуски ланок визначаємо за табл. 1 Додатку А, мкм:

$$ТА_1 = 115; ТА_2 = 62; ТА_3 = 62; ТА_4 = 52; ТА_5 = 74; ТА_6 = 62.$$

Всі дані зводимо у табл. 14.1

Допуск замикальної ланки:

$$ТА_\Delta = TS = 1,4 - 1,0 = 0,40 \text{ мм.}$$

Граничні розміри замикальної ланки:

$$A_{\Delta\text{max}} = 1,4 \text{ мм}, A_{\Delta\text{min}} = 1,0 \text{ мм.}$$

Число одиниць допуску визначаємо за формулою (14.8):

$$k = 400 / 10,75 = 37,21.$$

Значення k відповідає точності обробки 9-го квалітету (табл. 1.8), для якого $k = 40$.

Значення одиниць допуску знаходимо за даними табл. 1.7, мкм: $i_1 = 2,90$; $i_2 = 1,56$; $i_3 = 1,56$;

Зведені дані

$A_{iном}$	i , мкм	TA_i , мкм	A_i , мм (прийняте)
1	2	3	4
$A_1 = 200$	2,90	115	$200^{+0,115}$
$A_2 = 35$	1,56	62	$35_{-0,062}$
$A_3 = 50$	1,56	62	$50_{-0,062}$
$A_4 = 20$	1,31	52	$20_{-0,052}$
$A_5 = 60$	1,86	74 (47)	$64_{-1,047}^{-1,000}$
$A_6 = 35$	1,56	62	$35_{-0,062}$
$A_\Delta = 0$		400	$0_{-1,000}^{+1,400}$
Σ	10,75	$\Sigma TA_i = 427$	

У графі 3 табл. 14.1 показані допуски 9-го квалітету на діаметри відповідного номінального розміру. Сумам допусків ланок більше допуску замикальної ланки на 27 мкм. Щоб рівняння (14.6) задовольнялося, зменшимо допуск ланки A_1 . Прийняті розміри приведені в графі 4.

Призначимо відхили всіх складових ланок, крім розміру 200 мм, в «мінус», так як всі розміри є охоплювальними, а розміру 200 мм в плюс. Відхили ланки A_5 визначаємо по рівнянням (14.4) – (14.5):

$$\Delta_B A_\Delta = \Delta_B A_1 - (\Delta_H A_2 + \Delta_H A_3 + \Delta_H A_4 + \Delta_H A_5 + \Delta_H A_6);$$

$$+1400 = +115 - (-62 - 62 - 52 + \Delta_H A_5 - 62); \Delta_H A_5 = -1047 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_H A_\Delta = \Delta_H A_1 - (\Delta_B A_2 + \Delta_B A_3 + \Delta_B A_4 + \Delta_B A_5 + \Delta_B A_6);$$

$$+1000 = 0 - \Delta_B A_5; \Delta_B A_5 = -1000 \text{ мкм.}$$

$$\text{Допуск ланки } A_5: T A_5 = \Delta_B A_5 - \Delta_H A_5 = -1000 - (-1047) = 47 \text{ мкм.}$$

Перевіряємо правильність розрахунку:

$TA_\Delta = 400$ мкм; $\Sigma TA_i = 115 + 62 + 62 + 52 + 47 + 62 = 400$ мкм, тобто допуск замикальної ланки дорівнює сумі допусків складових ланок.

Приклад 3. На рис. 14.4 зображений переріз вала. Розглянемо два варіанти послідовності обробки a і b .

Варіант а. Після попередньої обточки по $D_1 = 62_{-0,2}$ (рис. 14.4, а) на валу фрезерується лиска по розміру Z . Визначити глибину фрезерування, коли після остаточної обробки вала по діаметру $D_2 = 60_{-0,02}$ вимірюваний розмір L повинен бути рівний $45 \pm 0,2$ мм.

Розв'язання. Розмірний ланцюг зображений на рис. 14.4, в. Замикальною є ланка L , яка утримується після обробки розмірів D_1 , Z і D_2 . Ланки $D_1/2$ і $D_2/2$ збільшувальні, Z і L – зменшувальні. Невідомий допуск зменшувальної ланки Z . Заданий допуск замикальної ланки

$$TL = +200 - (-200) = 400 \text{ мкм.}$$

Допуски збільшувальних ланок

$$1/2TD_1 = 100 \text{ мкм, } 1/2TD_2 = 10 \text{ мкм.}$$

Номинальний розмір замикальної ланки визначається за формулою:
 $L = D_1/2 + D_2/2 - Z$; $45 = 31 + 30 - Z$; $Z = 16$ мм.

Допуски на радіуси прийняти рівними половинам допусків на діаметри, тобто

$$D_1/2 = 31_{-0,1}; D_2/2 = 30_{-0,01}.$$

Граничні відхилення ланки Z визначаємо по формулі:

$$\Delta_B L = \Delta_B D_1/2 + \Delta_B D_2/2 - \Delta_H Z; +200 = 0 + 0 - \Delta_H Z; \Delta_H Z = -200 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_H L = \Delta_H D_1/2 + \Delta_H D_2/2 - \Delta_B Z; -200 = -100 - 10 - \Delta_B Z; \Delta_B Z = +90 \text{ мкм.}$$

$$\text{Допуск ланки } Z: TZ = \Delta_B Z - \Delta_H Z = 90 - (-200) = 290 \text{ мкм.}$$

Правильність визначення ланки Z перевіряємо за формулою:

$$TL = TD_1/2 + TD_2/2 + TZ; 400 = 100 + 10 + 290 \text{ мкм.}$$

$$\text{Тобто } Z = 16^{+0,090}_{-0,200}.$$

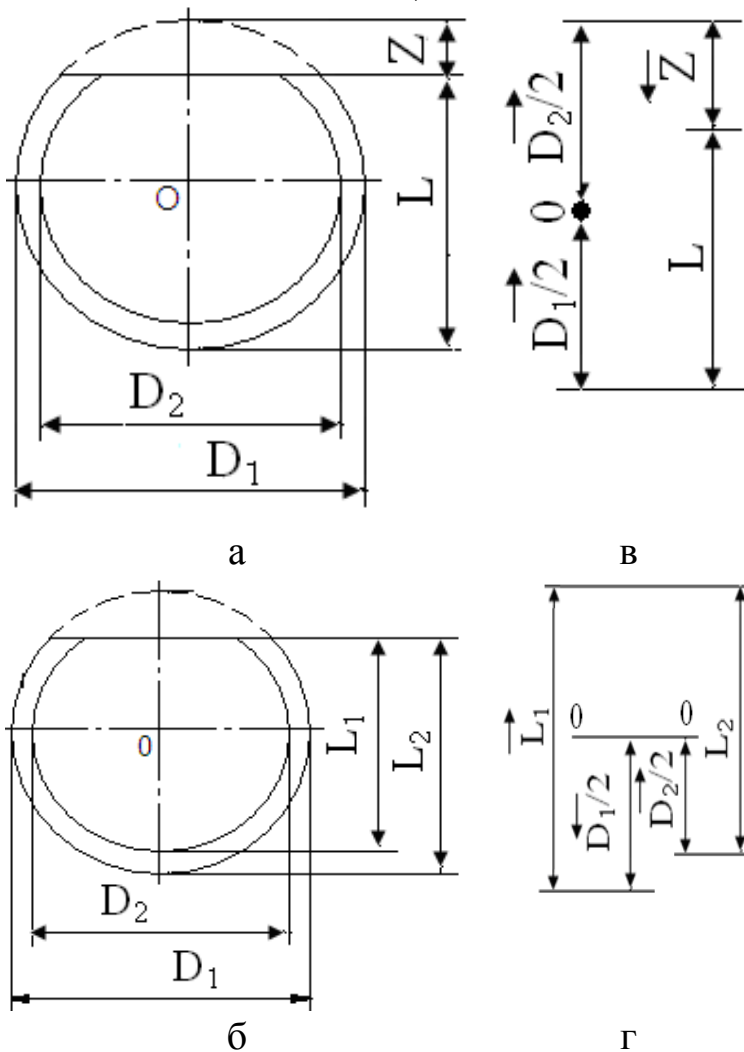


Рис. 14.4. Варіанти послідовності обробки вала

визначається за формулою:

$$L_2 = L_1 + D_2/2 - D_1/2 ; 45 = L_1 + 30 - 31; L_1 = 46 \text{ мм.}$$

Допуски на радіуси прийняти рівними половинам допусків на діаметри, тобто $D_1/2 = 31_{-0,1}$; $D_2/2 = 30_{-0,01}$.

Варіант б.

Оброблюється вал по розміру $D_1 = 62_{-0,2}$ (рис. 14.4, б), але при обробці лиски вимірюється розмір L_1 , який потрібно визначити. Після остаточної обробки по розміру $D_2 = 60_{-0,02}$ повинен бути отриманий розмір $L_2 = 45 \pm 0,2$ мм.

Розмірний ланцюг наведений на рис. 14.4, г.

Замикальною є ланка L_2 . Ланка $D_2/2$ збільшувальна, ланка $D_1/2$ - зменшувальна.

Заданий допуск ланки $L_2 TL_2 = +200 - (-200) = 400$ мкм.

Невідомий допуск зменшувальної ланки L_1 .

Допуск збільшувальної ланки $D_1/2$ $0,5TD_1 = 100$ мкм, допуск зменшувальної ланки $D_2/2$ $0,5TD_2 = 10$ мкм.

Номинальний розмір замикальної ланки

Граничні відхили ланки L_2 визначаємо по формулі:

$$\Delta_B L_2 = \Delta_B L_1 + \Delta_B D_2/2 - \Delta_H D_1/2 ; +200 = \Delta_B L_1 + 0 - (-100);$$

$$\Delta_B L_1 + 100 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_H L_2 = \Delta_H L_1 + \Delta_H D_2/2 - \Delta_B D_1/2;$$

$$-200 = \Delta_H L_1 + (-10) + 0;$$

$$\Delta_H L_1 = -190 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_H L_2 = \Delta_H D_1/2 + \Delta_H D_2/2 - \Delta_B Z; -200 = -100 - 10 - \Delta_B Z; \Delta_B Z = +90 \text{ мкм.}$$

$$\text{Допуск ланки } L_2: TL_2 = \Delta_B L_2 - \Delta_H L_2 = +100 - (-190) = 290 \text{ мкм.}$$

$$\text{Тобто } L_2 = 46^{+0,100}_{-0,190}.$$

Правильність визначення ланки Z перевіряємо за формулою:

$$TL_2 = TL_1 + TD_1/2 + TD_2/2 ; 400 = 290 + 100 + 10 \text{ мкм.}$$

Порівнюючи результати розв'язання розмірних ланцюгів a і b можна помітити, що в подетальних ланцюгах послідовність обробки впливає на граничні відхили складових ланок, навіть при незмінних допусках замикальної і ряду складових. При цьому змінюється також роль складових ланок, наприклад, розмір $D_2/2$ в ланцюзі a є збільшувальною ланкою, а в ланцюзі b – зменшувальною.

При постановці розмірів на кресленіку перерізу за варіантом a слід проставляти для D_1 , D_2 і Z розміри з відхилами і для L – номінальний розмір з позначкою * (для довідок). За варіантом b з позначкою * слід проставити розмір L , а решта розмірів з відхилами.

Приклад 4. На рис. 14.5 зображений багатоступеневий валик і приведені два способи проставляння розмірів 1 і 2, що відповідають двом послідовностям обробки.

Спосіб 1 (званий ланцюжком) відповідає послідовності: відрізка за розміром B_1 , зацентровка, послідовна обробка по діаметру ступенів від B_2 до B_5 з підрізуванням торців і утворенням заданих розмірів $B_2...B_5$ з промірами їх від торців попередніх ступенів.

Спосіб 2 (називається драбинкою) – проставляння розмірів від однієї бази відповідає тим же операціями, але при підрізуванні торців проміри виробляють від однієї і тієї же бази.

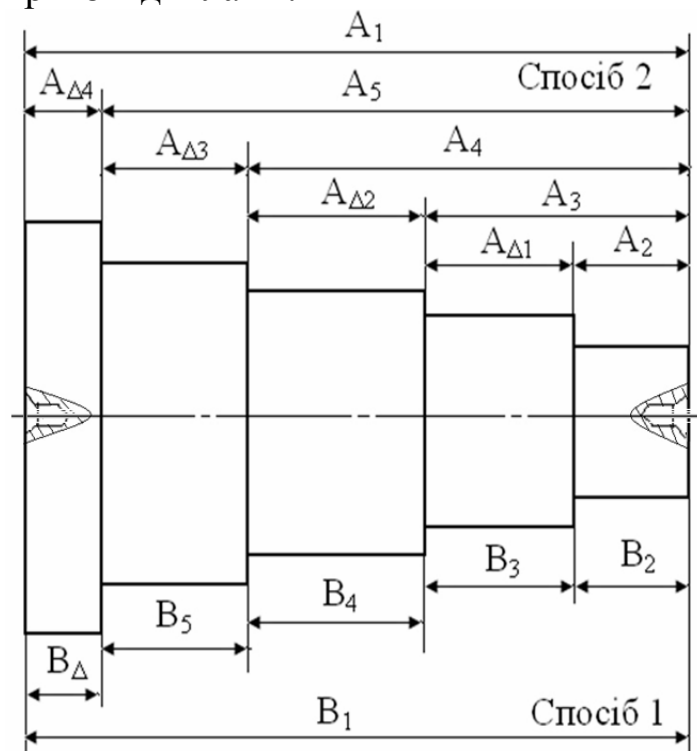


Рис. 14.5. Ескіз багатоступеневого валика

При обробці за способом 1 замикальним є необроблювальна остання ланка B_{Δ} , а за способом 2 в результаті оброблення двох послідовних розмірів виходять розміри по послідовних ступенів $A_{\Delta 1}$, $A_{\Delta 2}$, $A_{\Delta 4}$, які і є замикальними в триланкових ланцюгах: $A_{\Delta 1}$ в ланцюзі A_2, A_3 ; $A_{\Delta 1}$ або $A_{\Delta 2}$ в ланцюзі $A_3, A_4, A_{\Delta 2}$ і т. д.

Приклад 5. Номінальні розміри в цьому прикладі можуть бути будь-якими. Розглянемо задачу першого типу. Потрібно підрахувати і порівняти між собою допуски і граничні відхили замикальних розмірів при двох варіантах проставляння робочих розмірів, припускаючи, що граничні відхили складових по способу 1 і 2 рівні $\pm 0,05$ мм, тобто

$$TB_i = 0,1 \text{ мм і } TA_i = 0,1 \text{ мм.}$$

Розв'язання. При проставленні розмірів за способом 1 отримуємо за формулою (14.9), що допуск замикальної ланки

$$TB_{\Delta} = TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 + TB_5,$$

$$\text{тобто } TB_{\Delta} = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ мм}$$

При проставленні розмірів за способом 2 отримуємо:

$$TA_{\Delta 1} = TA_2 + TA_3 = 0,2 \text{ мм і т. д.}$$

$$TA_{\Delta 4} = TA_1 + TA_5 = 0,2 \text{ мм.}$$

Таким чином, спосіб 2 вигідніше, так як при тій же точності складових допуск замикального розміру не перевищує 0,2 мм.

Недоліком способу 2 є те, що допуски розмірів окремих ступенів більше, ніж при застосуванні способу 1, тобто 0,2 мм замість 0,1 мм.

Проставляння розмірів від однієї бази демонструє так званий принцип найкоротшого ланцюга. Розмірний ланцюг повинен містити можливо меншу кількість ланок, щоб допуск замикальної ланки був менше при тих же допусках складових. На противагу цьому допуски складових ланок при тому же допуску вихідної ланки повинні бути по можливості великими, тобто економічно більш вигідними.

З наведеного прикладу видно, що послідовність обробки (якщо це можливо) і збирання рекомендується встановлювати так, щоб вихідний ланцюг був складовим.

Приклад 6. У складальній одиниці (рис. 14.1): ланцюг А – детальний розмірний ланцюг, замикальна ланка $A_{\Delta} = 70JS14(\pm 0,340)$; ланцюг Б – складальний розмірний ланцюг; зазор між правою кришкою і внутрішнім кільцем вальниці кочення має бути $S = 0,5 - 0,8$ мм. Тоді номінальний розмір зазору дорівнює $S = 0_{+0,5}^{+0,8}$ мм; ланцюг В – складальний розмірний ланцюг, розбіжність ділільних конусів шестірні і колеса конічної передачі нормується величиною граничного осевого зміщення зубчастого вінця (ГОСТ 1758–86) $f_{AM} = \pm 0,048$ мм ($R = 70$ мм, $\delta_2 = 52^\circ$, $m = 3,5$ мм, ступінь точності 9–9–8 ГОСТ 1758–86).

Розрахунок починаємо з розмірного ланцюга V , допуск замикальної ланки якого найменший.

Приклад 6.1. Дано, мм: $V_1 = 85$, $V_2 = 18$, $V_3 = 15_{-0,150}$, $V_4 = 62$,
 $V_{\Delta} = f_{AM}$.

Розв'язання. Номінальний розмір замикальної ланки дорівнює:

$$V_{\Delta} = V_1 - (V_2 + V_3 + V_4) = 85 - (18 + 15 + 62) = 0.$$

Таким чином $V_{\Delta} = \pm 0,048$ мм.

Допуск замикальної ланки $TV_{\Delta} = 0,048 - (-0,048) = 0,096$ мм.

Визначаємо середню точність розмірного ланцюга за формулою (14.8): $k = 0,096 - 0,150 / \sum_{i=1}^4 i$. Отже, за допуску $TV_{\Delta} = 0,096$ мм, визначити

цей розмірний ланцюг методом повної взаємозамінності неможливо. В ланцюг потрібно ввести компенсатор. Оскільки вводити в будь-який механізм зайві деталі небажано, призначаємо в ролі компенсатора ланку V_2 , у позначенні якого в зв'язку з цим індекс 2 заміняємо на k .

Прийнявши для розмірів ланок економічно допустимий 11 квалітет, визначимо за ним для всіх складових ланок, крім компенсуючого, стандартні допуски в "тіло" деталей (Додаток А, табл. 1). Одержимо:

$$V_1 = 85H11^{(+0,22)}, V_4 = 62h11_{(-0,19)}.$$

Тоді виробничий допуск замикальної ланки T'_{Δ} розширюється:

$$T'_{\Delta} = TV_1 + TV_3 + TV_4 = 0,22 + 0,15 + 0,19 = 0,56 \text{ мм.}$$

Найбільша розрахункова компенсація:

$$V_k = T'_{\Delta} - T_{\Delta} = 0,560 - 0,096 = 0,464 \text{ мм.}$$

Відхили замикальної ланки, одержане без участі компенсуючої ланки, знайдемо за формулами (14.2) і (14.3):

$$\Delta_B V_{\Delta} = +0,22 - (-0,15 - 0,19) = +0,560 \text{ мм (потрібно } +0,048 \text{ мм).}$$

$$\Delta_H V_{\Delta} = 0 - 0 = 0 \text{ мм (потрібно } -0,048 \text{ мм).}$$

За розрахунковими (із штрихом) і заданими відхилами замикальної ланки знаходимо відхили компенсуючої ланки ($V_2 = V_k$ – зменшувальна ланка) за формулою (14.25) і (14.26):

$$\Delta'_B K = \Delta'_B V_{\Delta} - \Delta_B V_{\Delta} = +0,530 - (+0,048) = +0,482 \text{ мм;}$$

$$\Delta'_H K = \Delta'_H V_{\Delta} - \Delta_H V_{\Delta} = 0 - (-0,048) = +0,048 \text{ мм.}$$

Розмір компенсатора для пригонки визначається його найбільшою величиною ($18 + 0,482 = 18,482$ мм), оскільки в іншому разі він потребує пригонки.

Для підготовки компенсатора на нього слід призначити допустимий допуск так, щоб його найменший граничний розмір був не менше 18,482 мм. Тоді $V_k = 18,482_{-0,11}$ чи $V_k = 18,482^{+0,592}_{+0,482}$ мм.

Приклад 6.2. Розмірний ланцюг Б (див. рис. 14.1). Номінальні розміри ланок, мм: $B_2 = 140$, $B_4 = 5$, $B_6 = 70$, $B_7 = 35$, $B_9 = 5$. Ланки B_5 і B_8 —ширини кілець вальниць кочення, граничні відхили яких за ГОСТ 520–89 становлять $\Delta_B = 0$; $\Delta_H = -120$ мкм. Тоді $B_5 = 15_{-0,12}$, $B_8 B_3 = 15_{-0,12}$.
Замикальна ланка $B_\Delta = S = 0_{+0,5}^{+0,8}$ мм.

Розв'язання. Допуск замикальної ланки $T_{B_\Delta} = 0,8 - 0,5 = 0,3$ мм. Число одиниць допуску {формула (4.3) [9]}: $k = 300 - (150 + 150) / \sum i = 0$. Так як розрахувати розмірний ланцюг Б методом повної взаємозамінності неможливо, то використовуємо метод регулювання.

Сумарна величина ланок B_1 і B_3 є компенсатором. У даному ланцюзі К—збільшувальна ланка, так само як і B_2 , решта ланок—зменшувальні.

Знаходимо номінальну величину К за формулою (14.17):

$$1 = 140 - (5 + 15 + 70 + 35 + 15 + 5) + K; \text{ тоді } K = 145 - 140 + 1 = 6 \text{ мм.}$$

Розподіляємо номінальний розмір К так, щоб $B_1 = 3$ мм і $B_3 = 3$ мм.

Приймаємо, що виготовлення деталей, які входять до даного редуктора, проводиться за 11-м квалітетом. Визначивши величини допусків за Додатком 4, поставимо граничні відхили в тіло деталі, тобто по ходу обробки сполучених поверхонь.

Дані для розрахунку розміщуємо в табл. 14.2.

Таблиця 14.2

Результати розрахунку методом регулювання

Розміри	Номінальний розмір, мм	Ланка в ланцюгу	Відхили, мкм		Допуск, мкм
			Δ_B	Δ_H	
B_1	3	К	Розраховується		
B_2	140	Збільшув.	0	-250	250
B_3	3	К	Розраховується		
B_4	5	Зменшув.	+75	0	75
B_5	15	Те ж	0	-120	120
B_6	70	—"	0	-190	190
B_7	35	—"	0	-160	160
B_8	15	—"	0	-120	120
B_9	5	—"	+75	0	75
B_Δ	1	Замикальна	+800	+500	300

Підраховуємо величини, необхідні для розрахунків (табл. 14.2):

$$T_{B_\Delta} = 300 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^{n+p} T_{B_i} = 990 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^n \Delta_B B_{i30} = 0; \sum_{i=1}^n \Delta_H B_{i30} = -250 \text{ мкм};$$

$$\sum_{i=1}^p \Delta_B B_{i3M} = +150 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^p \Delta_H B_{i3M} = -590 \text{ мкм.}$$

Граничні відхили компенсатора (для К–збільшувального) одержимо за формулами (14.23) і (14.24): $+800 = 0 - (-590) + \Delta_H K$; $\Delta_H K = +210$ мкм;
 $+500 = -250 - (+150) + \Delta_B K$; $\Delta_B K = 900$ мкм.

Перевіряємо величину V_K : $V_K = \Delta_B K - \Delta_H K = 900 - 210 = 690$ мм.

За формулою (14.16): $300 = 990 - 690$;

отже $K_{\max} = 6,900$ мм, $K_{\min} = 6,210$ мм.

Прийmemo, що $B_{1\min} = 3$ мм = S_1 ; $B_{2\min} = 3$ мм = S_2 .

Кількість змінних прокладок визначаємо за формулою (14.27):

$n = (V_K / TA_\Delta) + 1 = 690 / 300 + 1 = 3,3$. Приймаємо три прокладки $n = 3$.

Товщину прокладок визначаємо за формулою (14.28):

$S = V_K / n = 690 / 3 = 230$ мкм. Приймаємо товщину прокладки $S = 0,30$ мм.

Перевіряємо розрахунок компенсатора за формулою $S_n + n \cdot S \geq K_{\max}$:

$S_1 + S_2 + n \cdot S = 3 + 3 + 3 \cdot 0,3 = 6,90$ мм, тобто $6,90 = 6,90$ мм.

6.3. Розрахунок детального розмірного ланцюга ступінчастого вала (див. рис. 14.1, ланцюг А). Номінальні значення ланок, мм: $A_1=200$ (збільшувальна), $A_2=80$, $A_3=35$, $A_4=15$ (зменшувальні), $A_\Delta B_6$ –змикаюча.

Розв'язання. Номінальне значення змикаючої ланки:

$A_\Delta B_6 = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4) = 200 - (80 + 35 + 15) = 70$ мм.

Граничні відхили і допуск змикальної ланки беремо із 6.2:

$A_\Delta B_6 = 70_{-0,190}$ мм, $TA_\Delta B_6 = 0,190$ мм.

Визначаємо квалітет розмірного ланцюга: число одиниць допуску за формулою (14.8) [9]: $k = 190 / (2,9 + 2,2 + 1,1) = 30,6$ од. допуску; за табл. 1.8 вибираємо 8-й квалітет ($k = 25$).

Визначаємо допуски складових ланок, мкм, (Додаток А, табл. 1): $TA_1=63$, $TA_2=54$, $TA_3=27$.

Розрахуємо суму допусків усіх складових ланок:

$$\sum_1^3 TA_i = TA_1 + TA_2 + TA_3 = 63 + 54 + 27 = 144 \text{ мм,}$$

що менше допуску змикальної ланки. Як коригуючу беремо ланку A_1 , допуск якої приймаємо по 9-му квалітету і зменшуємо його на 6 мкм.

Усі розрахунки зводимо в табл. 14.3.

Визначаємо відхили складових ланок:

$A_2 = 115h8_{(-0,054)}$; $A_3 = 15h8_{(-0,027)}$; $A_\Delta = 70_{-0,190}$.

Граничні відхили ланки A_1 визначаємо за формулами (14.2) і (14.3).

$\Delta_B A_\Delta = \Delta_B A_1 - (\Delta_H A_2 + \Delta_H A_3)$; $0 = \Delta_B A_1 - (-0,054 - 0,027)$; $\Delta_B A_1 = -0,081$ мкм;

$\Delta_H A_\Delta = \Delta_H A_1 - (\Delta_B A_2 + \Delta_B A_3)$; $-0,190 = \Delta_H A_1 - (0 + 0)$; $\Delta_H A_1 = -0,190$ мкм.

Допуск ланки A_1 : $TA_1 = \Delta_B A_1 - \Delta_H A_1 = -0,081 - (-0,190) = 0,109$ мкм.

Перевіряємо виконання умови (14.6):

$$TA_{\Delta} = 190 \text{ мм}; \sum_1^3 TA_i = 0,109 + 0,054 + 0,027 = 0,190 \text{ мм.}$$

Таблиця 14.3

Результати розрахунків

$A_{i\text{ном}}$	i , мкм	TA_i , мкм	A_i , мм (прийнято)
$A_1=200$	2,90	109	$200_{-0,190}^{-0,081}$
$A_2=115$	2,20	54	$115h8_{(-0,054)}$
$A_3=15$	1,10	27	$15h8_{(-0,027)}$
$A_{\Delta}=70$	—	190	$70_{-0,190}$

Приклад 7. Дані розміри і допуски складальної одиниці проміжного валика передавального механізму (рис. 14.6, а). Визначити номінальне значення, допуск і граничні відхили, а також граничні розміри замикальної ланки. Розрахунок провести методом повної взаємозамінності.

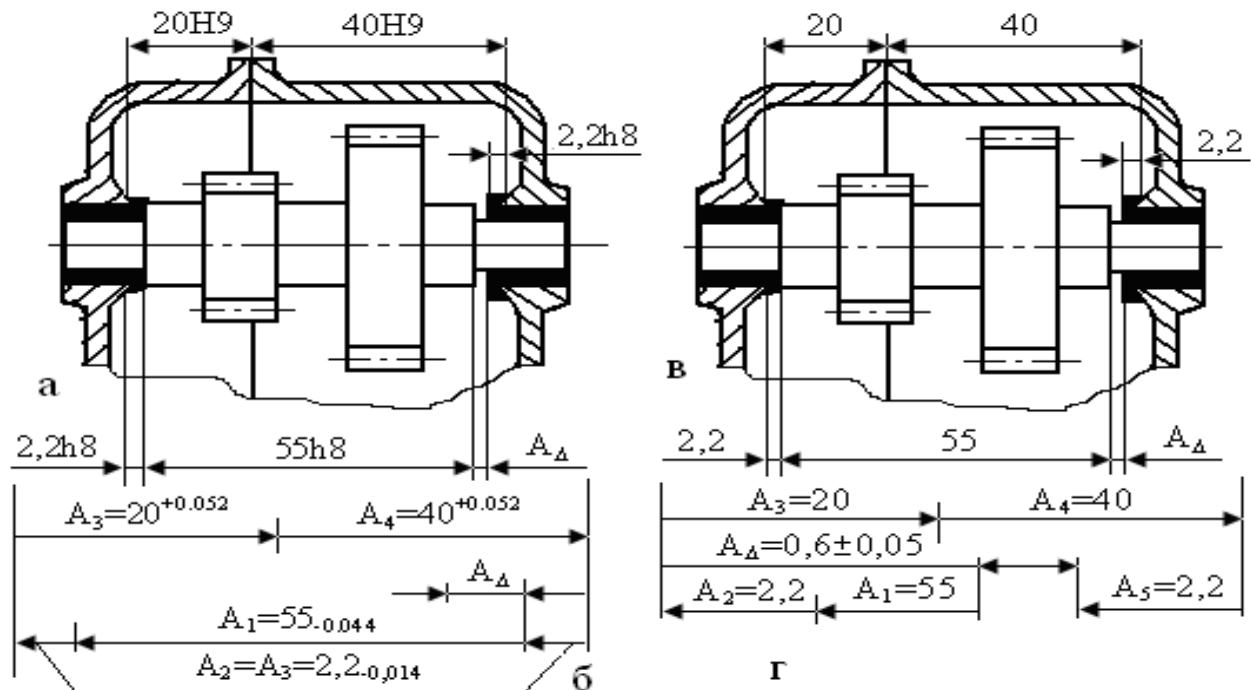


Рис. 14.5. Ескізи (а, в) і розмірні ланцюги (б, г) складальної одиниці проміжного валика передавального механізму

Розв'язання. Ланки $A_1 = 55h8_{-0,046}$, $A_2 = A_5 = 2,2h8_{-0,014}$ є зменшувальними; ланки $A_3 = 20H9^{+0,052}$ і $A_4 = 40H9^{+0,062}$ – збільшувальними (на ланки A_3 і A_4 призначені допуски із більш грубого квалітету з обліком підвищеної складності обробки корпусних деталей). Допуски ланок виписуємо із Додатку 4, мкм: $TA_1 = 46$; $TA_2 = TA_5 = 14$; $TA_3 = 52$; $TA_4 = 62$. Креслимо розмірний ланцюг (рис. 14.5, б). Номінальне значення замикальної ланки обчислюємо за формулою (14.1):

$$A_{\Delta} = A_3 + A_4 - (A_1 + A_2 + A_5) = 20 + 40 - (2,2 + 55 + 2,2) = 0,6 \text{ мм.}$$

Допуск замикаючої ланки визначаємо за формулою (14.6):

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 = 46 + 14 + 52 + 62 + 14 = 188 \text{ мкм.}$$

Граничні відхили замикальної ланки обчислюємо за формулами (14.4) і (14.5):

$$\Delta_B A_{\Delta} = \Delta_B A_3 + \Delta_B A_4 - (\Delta_H A_1 + \Delta_H A_2 + \Delta_H A_5) = 52 + 62 - (-46 - 14 - 14) = 188 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_H A_{\Delta} = \Delta_H A_3 + \Delta_H A_4 - (\Delta_B A_1 + \Delta_B A_2 + \Delta_B A_5) = 0.$$

Граничні розміри замикальної ланки визначаємо за формулами (14.2) і (14.3):

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + \Delta_B A_{\Delta} = 0,60 + 0,188 = 0,788 \text{ мм;}$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta} = 0,60 + 0 = 0,600 \text{ мм.}$$

7.1. Задані номінальні розміри і замикальний розмір $A_{\Delta} = 0,6 \pm 0,5$ мм (відхили намічені, виходячи із умов роботи механізму) складанної одиниці проміжного валика передавального механізму (рис. 14.6, в). Визначити допуски і граничні відхили розмірів.

Розв'язання. Тому, що розмірний ланцюг складається із порівняно невеликої кількості ланцюгів, що мають різну величину, то розрахунок проводимо методом максимум-мінімум з допусками одного квалітету. Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 14.6, б), з якої бачимо, що ланки A_3 і A_4 є збільшувальними, ланки A_1 , A_2 і A_5 – зменшувальними.

Знаходимо допуск замикальної ланки $TA_{\Delta} = 0,05 - (-0,05) = 0,100$ мм (відповідає IT12). Із табл. 1.7 випишуємо числові значення одиниць допусків складових ланок: $A_1 = 55$ мм, $i_1 = 1,86$ мкм; $A_2 = A_5 = 2,2$ мм, $i_2 = i_5 = 0,55$ мкм; $A_3 = 20$ мм, $i_3 = 1,31$ мкм; $A_4 = 40$ мм, $i_4 = 1,56$ мкм.

Число одиниць допуску знаходимо за формулою (14.8): $k = 100 / (1,86 + 0,55 + 1,53 + 0,55) = 17,2$ од. допуску, що відповідає 7-му квалітету ($k = 16$).

На складові ланки назначаємо допуски за IT7, мкм (Додаток А, табл. 1):

$$TA_1 = 30; TA_2 = TA_5 = 10; TA_3 = 21; TA_4 = 25.$$

За таких допусків не забезпечується рівність суми складових ланок допуску замикальної ланки [див. формулу (14.6)]:

$$\sum_{i=1}^5 TA_i = 0,030 + 0,010 + 0,021 + 0,025 + 0,010 = 0,096 < TA_{\Delta} = 0,100 \text{ мм.}$$

Тому зробимо одну ланку, наприклад A_2 , коригуючою, допуск якої обчислимо за формулою:

$$TA_2 = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i = 100 - (30 + 21 + 25 + 10) = 14 \text{ мкм, що відповідає IT8}$$

Знаходимо граничні відхили складових ланок (Додаток А, табл. 1). Намічаємо поля допусків h7 на розміри A_1 і A_5 , h8 на розмір A_2 , JS7 – на

розміри корпусу A_3 і A_4 Тоді складальні розміри з граничними відхилами будуть такими:

$$A_1 = 55_{-0,030}; A_2 = 2,2_{-0,014}; A_3 = 20 \pm 0,0105; A_4 = 40 \pm 0,0125; A_5 = 2,2_{-0,010}$$

Граничні відхили замикальної ланки визначаємо за формулами (14.2) і (14.13): $\Delta_B A_\Delta = +0,0105 + 0,0125 - (-0,030 - 0,010 - 0,014) = +0,077$ мм;

$$\Delta_H A_\Delta = -0,105 - 0,0125 - 0 = -0,023$$
 мм.

Тому, що $TA_\Delta = \Delta_B A_\Delta - \Delta_H A_\Delta = 0,077 - (-0,023) = 0,100$ мм, розрахунок проведено правильно. Проте поле допуску замикальної ланки розміщено не симетрично, як було в умові задачі. За необхідності дотримання поставленої умови доведеться призначити на всі складальні розміри поля допусків JS.

Недоліком зробленого розрахунку може бути висока точність складальних ланок. Допуски цих ланок можна збільшувати за рахунок збільшення допуску замикальної ланки (це не завжди можливо або бажано) чи шляхом обчислення допусків за імовірним методом.

7.2. Визначити допуск замикаючої ланки для розмірного ланцюга (рис. 14.6, в) імовірним методом.

Розв'язання. Визначення допусків і граничних відхилів складових ланок, а також номінального значення замикальної ланки A_Δ викладено на 319-320. Схему розмірного ланцюга дано на рис. 14.5, б.

Допуск з замикальної ланки знаходимо за формулою:

$$TA_\Delta = \sqrt{TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2} = \sqrt{46^2 + 14^2 + 52^2 + 62^2 + 14^2} = 97 \text{ мкм} \approx 100 \text{ мкм}, \text{ що відповідає IT12.}$$

За формулою (14.11) визначаємо середні відхили складових ланок, мкм: $\Delta_0 A_1 = -23$; $\Delta_0 A_2 = \Delta_0 A_5 = -7$; $\Delta_0 A_3 = +26$; $\Delta_0 A_4 = +31$.

Середній відхил замикальної ланки знаходимо за формулою (14.13):

$$\Delta_0 A_\Delta = 26 + 31 - (-23 - 7 - 7) = +94 \text{ мкм.}$$

Граничні відхили замикальної ланки, мкм, визначаємо за формулою (14.12):

$$\Delta_B A_\Delta = 94 + 0,5 \cdot 100 = +144; \Delta_H A_\Delta = 94 - 0,5 \cdot 100 = +44.$$

$$\text{Тоді } A_\Delta = 0,6_{+0,044}^{+0,144}$$

Застосування імовірного методу для розрахунку розмірного ланцюга дало можливість підвищити точність замикальної ланки за рахунок зменшення допуску практично у 2 рази.

7.3. Визначити допуски і граничні відхили розмірів складальної одиниці (рис. 14.6, в) імовірним методом. Замикальний розмір $A_\Delta = 0,6$ мм, $TA_\Delta = 100$ мкм.

Розв'язання. Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 14.5, г), з якої бачимо, що ланки A_3 і A_4 є збільшувальними, а ланки A_1 , A_2 і A_5 –

зменшувальними. Розрахунок проводимо способом допусків одного квалітету.

Числові значення одиниць допуску складових ланок беремо з 7.2.

Підраховуємо число одиниць допуску для даного розмірного ланцюга за формулою (14.10):

$$k = 100 / \sqrt{1,86^2 + 0,55^2 + 1,31^2 + 1,56^2 + 0,55^2} = 35,2.$$

Значення k є між восьмим і дев'ятим квалітетами: $k=25$ (IT8) $k=40$ (IT9)
Допуски на всі ланки призначимо попередньо за ближчим більшим значенням k , мкм: $TA_1 = 74$; $TA_2 = TA_5 = 25$; $TA_3 = 52$; $TA_4 = 62$.

За імовірного методу розрахунку зв'язок між допуском замикальної ланки і допусками складових ланок виражають формулою: $TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} TA_i^2}$.

За цією формули коректують допуски складових ланок, коли вони призначені за квалітетом, в якого k не дорівнює розрахунковому. Подамо вищенаведену формулу у такому вигляді:

$$TA_{\Delta}^2 = TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2.$$

Ланку A_1 прийемо корегувальною, тоді її допуск, мкм:

$$TA_1 = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - (TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2)} = \sqrt{100^2 - (25^2 + 52^2 + 62^2 + 25^2)} \approx 48,$$

що приблизно дорівнює IT8=48 мкм.

Знайдемо середні і граничні відхили замикальної ланки. Для збільшувальних ланок намічаємо поля допусків H9 (ES = +TD, EI = 0); для зменшувальних A_2 і A_5 – h9, для A_1 – h8 (es = 0, ei = –Td).

Визначаємо середні відхили складових ланок, мкм:

$$\Delta_0 A_1 = 0,5(0 - 46) = -23; \Delta_0 A_2 = \Delta_0 A_5 = 0,5(0 - 25) = -12,5;$$

$$\Delta_0 A_3 = 0,5(52 + 0) = +26; \Delta_0 A_4 = 0,5(62 + 0) = +31.$$

Середній відхил замикаючої ланки:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = 26 + 31 - (-23 - 12,5 - 12,5) = +105 \text{ мкм.}$$

Граничні відхили замикальної ланки, мкм:

$$\Delta_B A_{\Delta} = 105 + 0,5 \cdot 100 = 155; \Delta_H A_{\Delta} = 105 - 0,5 \cdot 100 = 55. \text{ Тоді } A_{\Delta} = 0,6_{+0,055}^{+0,155}.$$

Застосування імовірного методу розрахунку за однаковим допуском замикальної ланки дозволило використовувати допуски дев'ятого квалітету на обробку складових ланок замість сьомого (див. приклад 7).

Для замикальної ланки за умовою задачі було потрібно призначити симетричне поле допуску, наприклад, $A_{\Delta} = 0,6 \pm 0,05$ мм. Щоб витримати цю умову, потрібно на складові ланки призначити поля допусків JS9 – для збільшувальних, js9 – для зменшувальних і js8 – для залежної ланки A_1 .

Приклад 8. Для токарної обробки вала (рис. 14.6, а) встановлено розмір $\varnothing 80,5_{-0,12}$. Для остаточної обробки вала шліфуванням задано розмір $\varnothing 80,5_{-0,074}$. Визначити глибину фрезкування поздовжнього паза, коли паз фрезують до шліфування, а його остаточна задана глибина рівна $8^{+0,15}$.

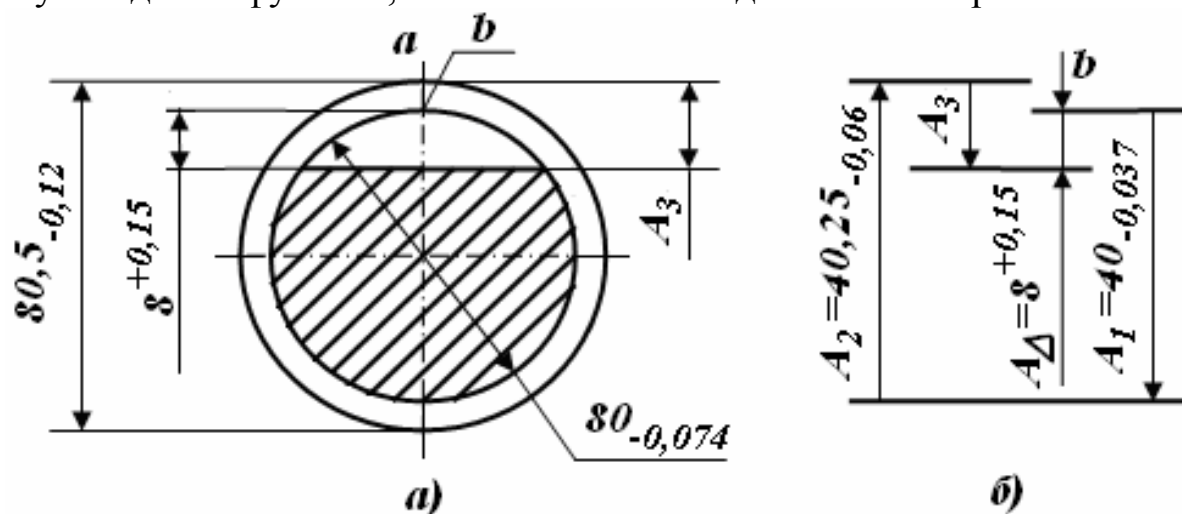


Рис. 14.6. Ескіз вала (а) і розмірний ланцюг (б)

Розв'язання. Складаємо розмірний ланцюг, за такими міркуваннями: вал повністю обробляється в центрах і відхили форми можна не враховувати; тому, що паз фрезується після шліфування, то заданий розмір глибини паза стає остаточним, цій розмір фактично є замикальною ланкою розмірного ланцюга, що складається; в задачі замінюється вимірювальна база (у остаточного обробленого вала глибину паза вимірюють від точки b) (рис. 14.6, а), а в задачі такою базою є точка a . У розмірний ланцюг необхідно ввести додаткову ланку A_3 , що є шуканою величиною.

Розмірний ланцюг (рис. 14.6, б) починаємо будувати від точки b . Складові ланки відкладаємо в напрямку стрілок. Збільшувальними ланками є ланки $A_1 = 80_{-0,074} / 2 = 40_{-0,037}$ і A_3 ; зменшувальна ланка $A_2 = 80,5_{-0,12} / 2 = 40,25_{-0,06}$; замикальна ланка $A_\Delta = 8^{+0,15}$.

Номінальний розмір ланки A_3 знаходимо за формулою (14.1):

$$A_3 = A_\Delta - A_1 + A_2 = 8 - 40 + 40,25 = 8,25 \text{ мм.}$$

Граничні розміри ланки A_3 визначаємо із формул (14.4) і (14.5):

$$A_{3\max} = A_{\Delta\max} - A_{1\max} + A_{2\min} = 8,15 - 40 + 40,19 = 8,340 \text{ мм;}$$

$$A_{3\min} = A_{\Delta\min} - A_{1\min} + A_{2\max} = 8 - 39,963 + 40,25 = 8,287 \text{ мм.}$$

Граничні відхили розміру A_3 зручно обчислювати за формулами (14.2) і (14.3): $\Delta_B A_3 = A_{3\max} - A_3 = 8,34 - 8,25 = 0,09 \text{ мм;}$

$$\Delta_H A_3 = A_{3\min} - A_3 = 8,287 - 8,25 = 0,037 \text{ мм.}$$

Допуск ланки A_3 : $TA_3 = \Delta_B A_3 - \Delta_H A_3 = 0,09 - 0,037 = 0,053 \text{ мм;}$

$$TA_3 = A_{3\max} - A_{3\min} = 8,340 - 8,287 = 0,053 \text{ мм.}$$

Приклад 9. Визначити номінальне значення і граничні відхили (допуск) зазору між шпонкою і пазом корпусної деталі після складання шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою (див. рис. 14.7, а і приклад 8).

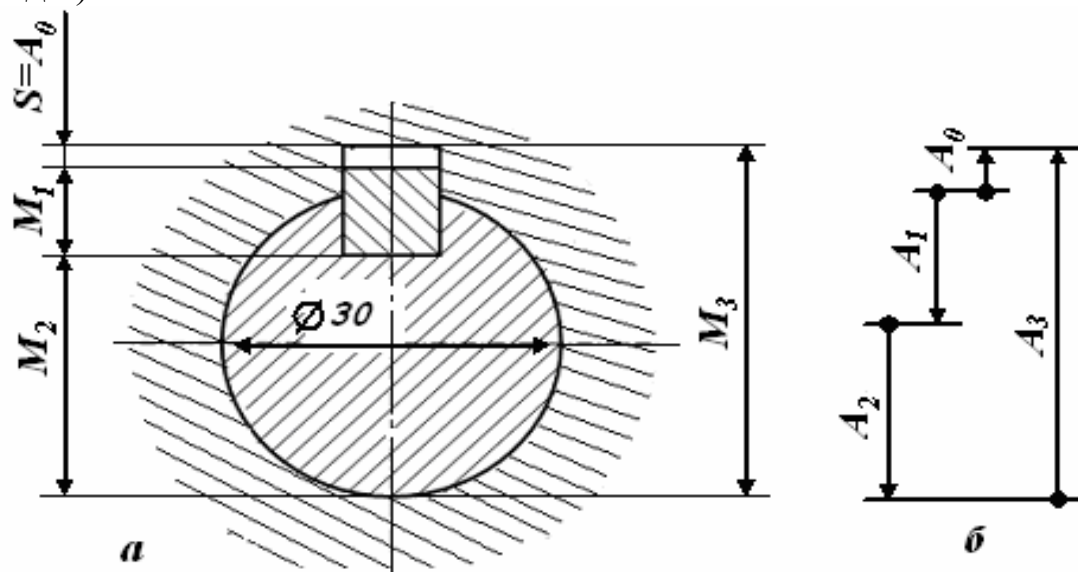


Рис. 14.7. Шпонкове з'єднання: а – складальний кресленик; б – геометрична схема розмірного ланцюга

Розв'язання. Аналізуючи кресленик складальної одиниці, бачимо, що замикальною ланкою A_{Δ} буде зазор S між шпонкою і пазом корпусної деталі. Складовими ланками розмірного ланцюга будуть розміри M_1, M_2, M_3 (див. рис. 14.8, а).

Приймаємо: з прикладу 8 $M_1 = A_1 = h = 8h11_{(-0,09)}$; з рис. 14.8 $M_2 = A_2 = d - t_1 = 32 - 5 = 27_{-0,2}$; $M_3 = A_3 = d + t_2 = 32 + 3,3 = 35,3^{+0,2}$.

Креслимо геометричну схему розмірного ланцюга (рис. 14.7, б).

Встановлюємо збільшувальні і зменшувальні ланки розмірного ланцюга. З геометричної схеми розмірного ланцюга бачимо, що збільшувальною ланкою буде розмір $M_3 = A_{3\text{зб}}$ (його напрямок збігається з напрямком замикальної ланки), а розміри $M_1 = A_{1\text{зм}}$ і $M_2 = A_{2\text{зм}}$ будуть зменшувальними (вони спрямовані протилежно напрямку замикальної ланки A_{Δ}).

Визначаємо номінальний розмір замикальної ланки A_{Δ} (зазор S):

$$A_{\Delta} = A_3 - (A_1 + A_2) = 35,3 - (8 + 27) = 0,3 \text{ мм.}$$

Визначаємо граничні відхили замикальної ланки A_{Δ} (зазор S):

$$\Delta_{\text{в}}A_0 = \Delta_{\text{в}}A_3 - (\Delta_{\text{н}}A_1 + \Delta_{\text{н}}A_2) = 0,2 - (-0,09 - 0,02) = 0,49 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{\text{к}}A_0 = \Delta_{\text{н}}A_3 - (\Delta_{\text{в}}A_1 + \Delta_{\text{в}}A_2) = 0 \text{ мм.}$$

Визначаємо допуск замикальної ланки A_{Δ} :

$$TA_{\Delta} = \Delta_{\text{в}}A_{\Delta} - \Delta_{\text{н}}A_{\Delta} = 0,49 - 0 = 0,49 \text{ мм.}$$

Перевіряємо правильність розрахунку розмірного ланцюга за формулою (14.6): $TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 = 0,09 + 0,2 + 0,2 = 0,49$ мм.

Отже, в обох випадках допуск замикальної ланки $TA_{\Delta} = 0,49$ мм, це означає, що розрахунок розмірного ланцюга зроблено правильно.

Записуємо номінальний розмір замикальної ланки A_{Δ} (зазор S) з відхилами: $A_{\Delta} = S = 0,3^{+0,49}$.

Висновок: Зазор між шпонкою і пазом корпусної деталі може мати такі значення:

$$S_{\max} = 0,79 \text{ мм} \quad (A_{\Delta\max} = S_{\max} = A_{\Delta} + \Delta_B A_{\Delta} = 0,3 + 0,49 = 0,79 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = 0,3 \text{ мм} \quad (A_{\Delta\min} = S_{\min} = A_{\Delta} + \Delta_Y A_{\Delta} = 0,3 + 0 = 0,3 \text{ мм}.$$

Типові задачі, що зустрічаються на практиці і мають деякі особливості в методах вирішення: а) на перерахунок баз; б) з нанесенням шару покриття на поверхні деталі; в) з урахуванням можливого відхилу від співвісності або биття поверхонь деталі.

Розглянемо приклади на рішення цих трьох типів завдань

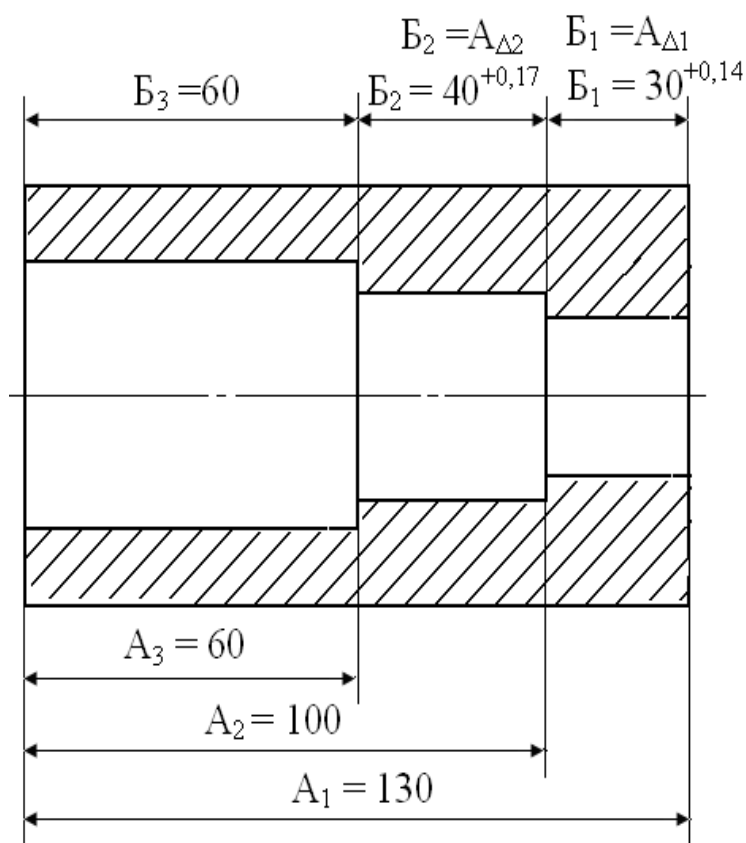


Рис. 14.8. Ескіз деталі зі ступінчастим отвором

A_1 і A_2 . Таким чином, отримуємо ланцюг: A_1 – збільшувальна ланка, A_2 – зменшувальна і B_1 – замикальна. За формулою (14.8) і табл. 1.8:

$$k_{\text{сер}} = 140 / (2,52 + 2,17) \approx 30 \text{ од. допуску.}$$

Це відповідає приблизно 9-му квалітету. За Додатком 1 отримуємо

Приклад 10.

(Перерахунок баз). На рис. 14.8 зображена деталь зі ступінчастим отвором. Виходячи з експлуатаційних вимог, задані номінальні розміри і граничні відхили ступенів, тобто розміри B_1 , B_2 , B_3 . Обробку треба проводити з промірами від однієї бази, т.т. за розмірами A_1 , A_2 , A_3 , на які необхідно призначити граничні відхили.

Розв'язання. Починати рішення слід з ланцюга, в якому допуск замикальної ланки менше.

Ланцюг 1-й. Розмір $B_1 = 30_{-0,14}$ отримується в результаті обробки розмірів

для розміру 120 мм допуск 87 мкм і для розміру 100 мм – допуск 74 мкм. Так як сума допусків складових перевищує 140 мкм, то, зменшивши кожен з допусків на 10 мкм, отримаємо відповідно 76 і 64 мкм. Розташувавши відхили в тіло деталі, отримаємо:

$$A_1 = 130_{-0,074}, A_2 = 100^{+0,064}, \Delta_B A_{\Delta 1} = 0, \Delta_H A_{\Delta 1} = -76 - 64 = -140 \text{ мкм.}$$

Ланцюг 2-й. Розмір $B_2 = 40^{+0,17}$ є замикальним в ланцюзі: A_2 – збільшувальна ланка, A_3 – зменшувальна ланка. На відміну від 1-го ланцюга відомі відхили замикального B_2 і одного зі складових, так як з першого ланцюга визначені відхили A_2 , тобто $A_2 = 100^{+0,064}$. Отже, рішення можна провести без обчислення $k_{\text{сер}}$ за рівняннями (14.4) і (14.5).

$$\Delta_B A_{\Delta 2} = \Delta_B A_2 - \Delta_H A_3 \text{ або } +170 = +64 - \Delta_H A_3.$$

$$\text{Звідки } \Delta_H A_3 = -106 \text{ мкм. } \Delta_H A_{\Delta 2} = \Delta_H A_2 - \Delta_B A_3 \text{ або } 0 = 0 - \Delta_B A_3.$$

$$\text{Таким чином, } T A_3 = 106 \text{ мкм, } A_3 = 60_{-0,106}.$$

Проводимо перевірку:

$$T A_{\Delta 2} = T A_2 + T A_3; 170 = 64 + 106.$$

Приклад 11. (Облік гальванічного покриття поверхні деталі). Розрахувати попередній діаметр $D_{\text{заг}}$, коли після покриття поверхні отвору хромом повинен бути одержаний отвір діаметром $100^{+0,14}$. Товщина покриття може змінюватися від 10 до 12 мкм. На рис. 14.9 умовно показані розміри отвору D , покриття S і схема розмірного ланцюга.

Розв'язання. Замикальна ланка $D = 100^{+0,14}$, збільшувальна ланка – діаметр заготовки $D_{\text{заг}}$, зменшувальні ланки S .

Визначаємо величини граничних зазорів: $2S_{\text{max}} = 0,024$ мм, $2S_{\text{min}} = 0,020$ мм.

Записуємо рівняння номінальних розмірів: $D_{\text{max}} = D_{\text{заг.max}} - S_{\text{min}}; 100,140 = D_{\text{заг.max}} - 0,020;$

$$D_{\text{заг.max}} = 100,160 \text{ мм. } D_{\text{min}} = D_{\text{заг.min}} - S_{\text{max}}.$$

$$100,000 = D_{\text{заг.min}} - 0,024. D_{\text{заг.min}} = 100,024 \text{ мм. } D_{\text{заг}} = 100^{+0,160}_{+0,024}.$$

$$T D_{\text{заг}} = 0,160 - 0,024 = 0,136 \text{ мм. } T(2S) = 0,024 - 0,020 = 0,004 \text{ мм.}$$

$$\text{Перевірка розрахунку: } T D = T D_{\text{заг}} + T(2S); 0,140 = 0,136 + 0,004 \text{ мм.}$$

Приклад 12. Для втулки (рис. 14.10, а) з зовнішнім діаметром $d = 60_{-0,12}$ і внутрішнім діаметром $D = 40^{+0,1}$ визначити можливу різностінність, тобто границю коливання розміру t , коли допустимий відхил від співвісності 0,01 мм.

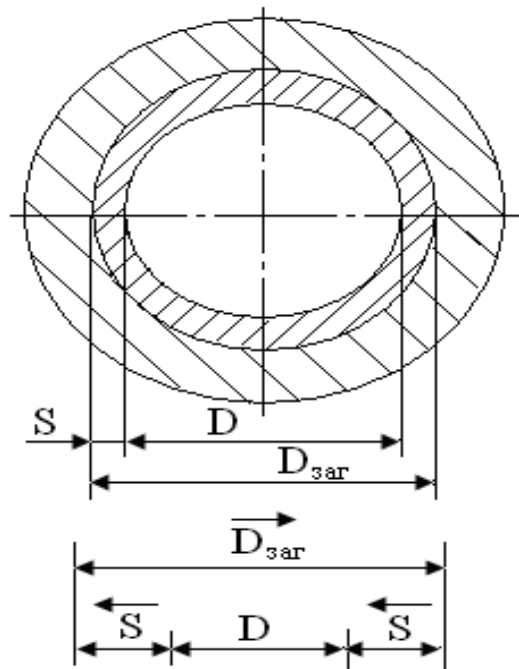


Рис. 14.9. Ескізи деталі і розмірного ланцюга

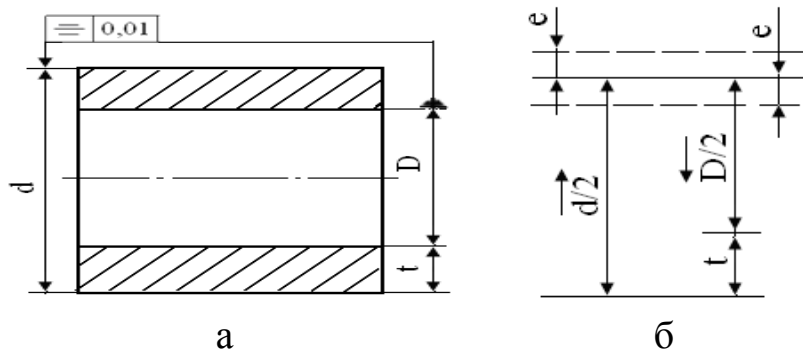


Рис. 14.10. Ескізи втулки і розмірного ланцюга

$$t_{ном} = d/2 - D/2 = 30 - 20 = 10 \text{ мм.}$$

За рівняннями (14.4) і (14.5) отримаємо (в мкм):

$$\Delta_B t = \Delta_B d/2 - \Delta_H D/2 - \Delta_H e \text{ або } \Delta_B t = 0 - 0 - (-10) = +10.$$

$$\Delta_H t = \Delta_H d/2 - \Delta_B D/2 - \Delta_B e \text{ або } \Delta_H t = -60 - 50 - 10 = -120.$$

Перевірка розрахунку:

$$Tt = Td/2 + TD/2 + Te; 130 = 60 + 50 + 20, \text{ тобто } t = 10^{+0,01}_{-0,12}.$$

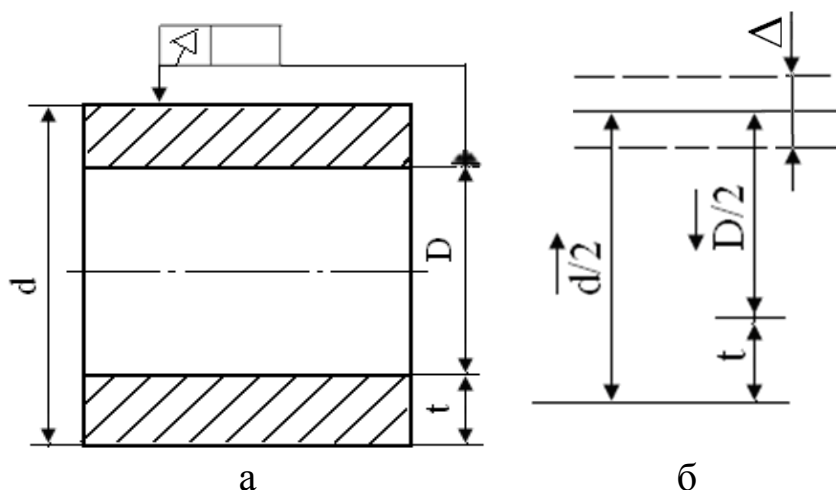


Рис. 14.11. Ескізи втулки і розмірного ланцюга повинен перевищувати 160 мкм.

Розв'язання. Складаємо рівняння (14.6) для допусків розмірів, що входять у розмірний ланцюг:

$$Tt = Td/2 + TD/2 + Te, \text{ тобто } 160 = 60 + 50 + Te, \text{ звідки } Te = 50 \text{ мкм.}$$

$$\text{Отже, } \Delta = Te = 0,05 \text{ мм.}$$

Тут Δ – шукана величина радіального биття. За таблицею стандарта (ГОСТ 10356-63) знаходимо ближче стандартне значення Δ для діаметра 70 мм ($\Delta = 40$ мкм). Отож, на ескізі в рамці повинно бути проставлено значення радіального биття 0,04 мм.

Розв'язання.

Розмірний ланцюг зображений на рис. 14.10, б, в нього включено радіуси замість діаметрів, так як різниця діаметрів, що дорівнює $2t$, при наявності відхилу від

Приклад 13. Для втулки (рис. 14.11, а) з зовнішнім діаметром $d = 70_{-0,12}$ і внутрішнім діаметром $D = 36^{+0,1}$ підрахувати величину радіального биття, скільки можна проставити на кресленику, коли різностінність, тобто допуск розміру t не

Відповідний биттю ексцентриситет дорівнює 0,02 мм. Включимо в ланцюг розмір $\pm 0,02$ мм, приймаючи його за збільшувальний, і перевіримо допустиму різностінність Tt :

$$\Delta_B t = \Delta_B d/2 + \Delta_B e - \Delta_H D/2, \text{ тобто або } \Delta_B t = 0 + 20 - 0 = +20 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_H t = \Delta_H d/2 + \Delta_H e - \Delta_B D/2 \text{ або } \Delta_H t = -60 - 20 - 50 = -130 \text{ мкм.}$$

Отже, $Tt = +20 - (-130) = 150$ мкм, що задовольняє умові $Tt \leq 160$ мкм.

$$\text{Номинальна величина } t = 35 - 18 = 17 \text{ мм, тобто } t = 17^{+0,02}_{-0,13}.$$

1.14.4. Контрольні питання

1. Що називають розмірним ланцюгом? Для розв'язування яких задач використовують розрахунки розмірних ланцюгів?

2. Яке значення мають розрахунки розмірних ланцюгів у забезпеченні якості авто- і приладобудівної продукції?

3. Що називають ланкою розмірного ланцюга?

4. Поясніть суть і різницю: а) збільшувальних і зменшувальних ланок; б) замикальної і вихідної ланок; в) замикального (вихідного) і складальних ланок.

5. Наведіть класифікацію і дайте характеристику окремих видів розмірних ланцюгів.

6. Які дві основні задачі трапляються за розрахунок розмірних ланцюгів? Особливості й області застосування цих задач.

7. Суть і принципова відмінність методів розрахунку розмірних ланцюгів на максимум-мінімум і ймовірного.

8. Переваги, недоліки й область застосування методів розрахунку розмірних ланцюгів на максимум-мінімум і ймовірного.

9. Напишіть основне рівняння розмірного ланцюга. На якому принципі воно засноване?

10. Розгляньте порядок складання схеми розмірного ланцюга.

11. Яке розташування полів допусків рекомендується для складових збільшувальних і зменшувальних ланок?

12. Які відхили повинні мати складові, збільшувальні й зменшувальні ланки, коли для замикальної ланки намічено розташування поля допуску: а) симетричне; б) однобічне з нижнім граничним відхилом, рівним нулю; в) однобічне з верхнім граничним відхилом, рівним нулю?

13. Розгляньте суть, переваги, недоліки й область застосування методів розрахунку розмірних ланцюгів способом: а) допусків одного квалітету; б) рівних допусків.

14. Розгляньте основні правила постановки розмірів на креслениках, керуючись методами розрахунку розмірних ланцюгів.

15. Чи можна указувати на кресленнях величину і допуск замикального розміру?

16. Які розміри деталей і складаних одиниць слід приймати як замикальні розміри?

17. Розгляньте принцип найкоротшого розмірного ланцюга і вплив його на точність: а) замикального розміру; б) складових розмірів за заданого допуску вихідного ланцюга.

18. Які числові значення можуть мати номінальні величини замикальних і вихідних розмірів?

19. На якому принципі оснований імовірний метод розрахунку розмірних ланцюгів? Розгляньте суть цього методу на прикладі найпростішого розмірного ланцюга.

1.14.5. Задачі

1. Провести розрахунки тих же розмірних ланцюгів, що і в прикладі 1. Граничні відхили оброблюваних розмірів деталі взяти по квалітету 12.

2. Не змінюючи граничні відхили, змінити послідовність обробки розмірів деталей, зображених на рис. 14.2, а саме в першому ланцюжку припустити, що при обробці паза установка інструменту проводиться за розміром $A_{4ном} = 18$ мм (замість A_2). У другого ланцюга припустити, що після розмітки центру першого отвору, центр другого отвори намічається на відстані $B_{3ном} = 20$ мм від нього. Визначити в цих умовах, які розміри будуть замикальними, і вирішити три розмірні ланцюги.

3. Задані розміри валика (див. рис. 14.5): $B_2 = 70 \pm 0,06$; $B_3 = 120 \pm 0,16$; $B_4 = 180 \pm 0,08$; $B_5 = 100 \pm 0,7$. Обробка повинна проводитися послідовно за розмірами A_1 , A_2 , A_3 , A_4 і A_5 . Визначити, які розміри повинні бути проставлені на кресленику. Підрахувати допуски і відхили на обробку цих розмірів. Визначити допуски і відхили розмірів B_{Δ} , $A_{\Delta 1}$, $A_{\Delta 2}$, $A_{\Delta 3}$. За умовами складання $A_1 = 500 \pm 0,125$. *Вказівка.* Розпочинати рішення з ланцюга $A_2 = B_2$, A_3 , із якої треба визначити допуски і відхили ланки A_3 .

3. Розрахувати діаметр вала $d_{заг}$, коли після його покриття хромом повинен бути отриманий вал діаметром $60_{-0,4}^{-0,1}$. Товщина покриття 15-20 мкм.

4. Визначити попередню товщину пластинки $S_{заг}$, коли після покриття її верхньої площості шаром іншого металу її товщина повинна дорівнювати $10 \pm 0,015$ мм. Шар покриття може змінюватися від 1,05 до 1,06 мм.

5. Визначити зовнішній діаметр попередньо нарізаного болта, коли після покриття його захисним шаром 10 – 12 мкм необхідно отримати болт $M12 \times 1,5-6g$. *Вказівка.* Слід враховувати, що товщина покриття вимірюється в напрямку, перпендикулярному до бокової грані витка.

2. СТАНДАРТИЗАЦІЯ

2.1. Виникнення та розвиток стандартизації і метрології

Стандартизація і метрологія потрібні для взаєморозуміння між людьми і допомагають впорядкувати економіку країни. Вони є основою розумної організації праці і взагалі цілеспрямованої діяльності людини.

Принципи стандартизації і метрології використовувались ще в стародавні часи, коли зазначених термінів не існувало. Тоді люди намагались регулювати стосунки, що виникали між племенами і народами згідно з певними “принципами”, що умовно можна назвати “нормами права”. Зрозуміло, що користуватися такими “нормами” було практично неможливо, тому, що таких “принципів” було рівно стільки, скільки було різних точок зору на ту чи іншу проблему. У зв’язку з цим виникла потреба природного відбору різних точок зору і на основі добровільного їх визнання виникли єдині правила, що зробили можливим нормальне суспільне життя.

Елементи стандартизації застосовувались близько 5000 років тому в Стародавньому Єгипті під час спорудження пірамід із кам’яних блоків правильної форми і вагою в декілька тон.

У Стародавньому Римі на будівництві водопроводів використовувалися труби певних розмірів і форм. На будівництві укріплень таборів (частоколів) римляни застосовували “стандартні колоди”.

У XV столітті венеціанці обладнали свій флот однаковими щоглами, вітрилами, веслами і кермами. Завдяки цьому, кожен корабель одержував можливість виконувати однакові маневри, що покращувало умови ведення бою всією ескадрою. Запасні “стандартні” частини – щогли, вітрила, весла знаходились на складах, що дозволяло швидко проводити ремонт кораблів.

У Росії початком стандартизації вважається 1535 рік, коли Указом царя Івана IV були запроваджені стандартні калібри-кружала для контролю розмірів ядер до гармат.

У XVIII столітті за затвердженнями Петром I зразками були побудовані серії кораблів з однаковими розмірами, щоглами, озброєнням і спорядженням. Це дало можливість витримувати як однакові розміри елементів конструкцій кораблів, так і єдиний рівень їх якості, і в короткі строки створити російський флот.

Цар Петро I приділяв питанням стандартизації належну увагу не лише в кораблебудуванні, а й в сільському господарстві, вимагаючи, щоб хліб закупували “сухий, стодольний, а не сиромолотий”. В історії розвитку текстильної промисловості відомий також указ Петра I про якість канатів і парусини для військового і торгового флоту, що

поставляли купці в державну скарбницю: ”... коли такий купчисько гнилий товар поставить, рубати такому голову, щоб іншим не було повадно”. Росії належить пріоритет у застосуванні елементів стандартизації в металооброблювальній промисловості.

Наприкінці ХІХ століття було стандартизовано деякі вироби залізничного транспорту (ширина колії, розміри коліс, зчіпні пристрої вагонів тощо).

Вимірювання – одна з найдавніших галузей людської діяльності. Потреба у вимірюванні виникла дуже давно. Первісна людина, будуючи своє житло (печеру), намагалася виготовити його певних розмірів. З виникненням приватної власності на землю з’явилася потреба у вимірюванні розмірів і площ земельних ділянок.

Основними вимірювальними величинами в початковий період розвитку мір були довжина, площа, об’єм, вага і час. Розвиток мір зумовлювався практичними потребами людей. Застосовуючи одиниці вимірювання, вони найчастіше зверталися до найбільш доступних і зрозумілих предметів.

Коли вимоги до точності величин, що застосовувалися для порівняння (одиниць вимірювання) були ще незначними, міри запозичувались у готовому вигляді у природи. Цим і пояснюється поява таких одиниць вимірювання, як лікоть, п’ядь, ступня та ін. Великі відстані вимірювалися “днями шляху”, тобто відрізком шляху, що могла пройти людина за час від сходу до заходу сонця. В наш час відстані між планетами вимірюються світловими роками.

Зрозуміло, що такі одиниці вимірювання не могли бути однаковими, бо однойменні міри відрізнялися одна від одної так само, як відрізнялися між собою люди, від яких походили найпростіші одиниці вимірювання.

Вимоги незалежності вимірювань від випадкових властивостей природних величин, що використовувалися для порівняння, з часом призводять до появи нових організаційних правил. У франків, наприклад, з деякого часу не допускалася довільна оцінка міри довжини “фут” (ступня). Мав силу лише “королівський фут”, тобто довжина ступні Карла Великого.

Ще за 2700 років до н.е. у китайців з’явилась єдина система вимірювань – “п’ять мір”. За основу приймалася відстань між двома вузлами бамбукової палиці, що видавала звук певної висоти. Ширина колії двоколісного воза була основною одиницею вимірювання ширини того часу.

З винаходом парової машини, розвитком торгівлі й транспорту різко зросли вимоги до точності вимірювань, унаслідок чого виникла звична для всіх міжнародна метрична система одиниць.

Головні величини системи СІ наведено у Додатку 20 [9].

2.2. Типові розрахунки, що застосовуються при проведенні робіт по стандартизації й уніфікації в машинобудуванні [2, 12]

2.2.1. Визначення основних показників рівня стандартизації та уніфікації

Рівень стандартизації і уніфікації характеризує насиченість виробів уніфікованими або стандартними складальними частинами (деталлями, складальними одиницями, механізмами) і найбільш частіше визначається коефіцієнтами застосовності і повторності.

Коефіцієнт застосовності K_3 показує рівень спадковості складальних частин, тобто рівень використання у нових створюваних конструкціях деталей, складаних одиниць, механізмів, що застосовувалися у попередніх конструкціях. Його розраховують по числу типорозмірів, по складових частинах виробу або в грошовому виразі:

$$K_3 = [(n - n_0)/n] \cdot 100 \% ; \quad (2.1)$$

$$K_3^{\text{шт}} = [(N - N_0)/N] \cdot 100 \% ; \quad (2.2)$$

$$K_3^{\text{вар}} = [(C - C_0)/C] \cdot 100 \% , \quad (2.3)$$

де n – загальне число типорозмірів [типорозміром називають такий предмет виробництва (деталь, машину, прилад), що має визначену конструкцію (що відноситься тільки до даного предмету), конкретні параметри, розміри і записується від окремої позицією в графу специфікації виробу]; n_0 – число оригінальних типорозмірів, що розроблені вперше для даного виробу; N і N_0 – загальне число і число оригінальних складальних частин відповідно; C і C_0 – вартість загального числа і числа оригінальних складальних частин відповідно.

До оригінальних відносять складові частини виробів, що розроблені вперше для даного виробу. Вартість складальних частин, що виготовлюються на даному підприємстві, визначають за заводською ціною, а покупних – за відпускнуою.

Коефіцієнт повторності складальних частин $K_{\text{П}}$, у загальному числі складальних частин даного виробу, характеризує рівень уніфікації і взаємозамінності складальних частин виробів визначеного типу:

$$K_{\text{П}} = [(N - n)/(N-1)] \cdot 100 \% . \quad (2.4)$$

Середню повторність складальних частин у виробі характеризують коефіцієнтом повторності:

$$K_{\text{ПІ}} = N/n. \quad (2.5)$$

Коефіцієнт K_3 розраховують тільки на рівні типорозмірів деталей, інші коефіцієнти можна визначити різних рівнях структури складальних одиниць. Кріпильні деталі, пробки і заглушки, електромонтажні деталі, прокладки, слюсарно-складальний інструмент належності при розрахунку не враховуються. Для них показники рівня стандартизації й уніфікації розраховують окремо по наведеним вище формулам.

Приклад 1. Визначити коефіцієнти K_3 , $K_3^{\text{шт}}$, $K_3^{\text{вар}}$, K_{Π} і $K_{\Pi\Pi}$ для коробки передач при таких даних: $n = 103$, $n_0 = 5$; $N = 250$, $N_0 = 5$; $C = 77,31$ грн., $C_0 = 3,81$ грн.

Розв'язання. За формулами (2.1) – (2.5) знаходимо:

$$K_3 = [(103 - 5)/103] \cdot 100 \% = 95,2 \%;$$

$$K_3^{\text{шт}} = [(250 - 5)/250] \cdot 100 \% = 98,0 \%;$$

$$K_3^{\text{вар}} = [(77,31 - 3,81)/77,31] \cdot 100 \% = 95,1 \%;$$

$$K_{\Pi} = [(250 - 103)/(250-1)] \cdot 100\% = 58,85 \%; K_{\Pi\Pi} = 250/103 = 2,43.$$

2.2.2. Економічне обґрунтування вибору параметричних і розмірних рядів деталей, складальних одиниць і виробів

Застосування параметричних і розмірних рядів переважаючих чисел дозволяє широко уніфікувати параметри і розміри продукції в масштабі народного господарства.

Ряди переважаючих чисел, встановлені для всіх галузей ГОСТ 8032-87 “Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел” і проложені в основу ряду лінійних розмірів за ГОСТ 6636:2004 “Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.” для машинобудування і приладобудування уявляють собою десяткові ряди геометричної прогресії зі знаменниками для рядів: $R5 - \sqrt[5]{10} = 1,60$; $R10 - \sqrt[10]{10} = 1,25$; $R20 - \sqrt[20]{10} = 1,12$; $R40 - \sqrt[40]{10} = 1,06$. Для додаткового ряду $R80 - \sqrt[80]{10} = 1,03$.

Параметричні ряди слід призначати з врахуванням частоти застосовності для модифікації виробів, що відповідають кожному члену ряду. В деяких випадках може бути більш доцільним ряд, побудований по арифметичній прогресії, або спеціальний нерівномірний ряд, погоджений з щільністю розподілу застосування даного параметра. Наприклад, для графіка щільності застосування модулів зубчастих коліс m більш вигідний не арифметичний або геометричний ряд, а ряд, члени якого обрані таким чином, щоб площа під кривою щільності застосування мала розподіл на рівні частини.

Виробникам доцільно мати більш розріджений ряд. Це дозволяє зменшити витрати на освоєння виробництва, скоротити номенклатуру оснастки, організувати більш високопродуктивне і раціональне виробництво. Для постачальників більш вигідний густий ряд, що дозволяє більш раціонально використовувати обладнання, матеріали, електроенергію, виробничі площі. Тому критерієм для вибору порівняльних рядів, є мінімум витрат на виготовлення і експлуатацію виробу.

При економічному обґрунтуванні параметричних і розмірних рядів виробів можуть бути такі випадки:

1. Витрати на експлуатацію виробів не залежать від ступені розрідження або збільшення густоти вихідного ряду. До таких виробів відносяться деталі машин і механічні складальні одиниці. В цьому випадку за критерій порівняння приймається мінімум підсумкової собівартості річної програми.

2. Витрати на експлуатацію виробів залежать від ступені розрідження або збільшення густоти вихідного ряду. До таких виробів відносяться машини та їх вузли, що генерують, передають або споживають велику кількість енергії (редуктор, генератор, двигун, верстат і т.п.). При розрідженні ряду використання машин більшого типорозміру для передачі той же потужності незбіжно веде до зниження ККД і підвищенню витрат у зв'язку з більшими витратами холостого ходу. В цьому випадку при порівнянні враховують не тільки кінцеву собівартість готовий програми, але і нормативний строк окупності витрат, строк служби виробу і експлуатаційні витрати. За критерій порівняння приймають мінімум загальних річних витрат по всім виробам ряду.

Розрахунки зв'язані з вибором параметричних рядів. Є два способи економічного обґрунтування параметричних і розмірних рядів:

- 1) розрахунки виконують по собівартості річної програми виробів;
- 2) крім собівартості враховують строк окупності витрат і служби виробів, а також експлуатаційні витрати.

Другий спосіб застосовують для обґрунтування параметричних рядів параметрів складальних одиниць і машин, що витрачають, або передають велику кількість енергії (редуктори, верстати і їх коробки передавачів, електродвигуни і т.п.).

По першому способу собівартість однотипних виробів, що утворюють розмірний ряд, можна визначити за формулами:

$$c = m + c'; C = B \cdot c, \quad (2.6)$$

де c – собівартість виробу; m – вартість матеріалу одного виробу; C – собівартість виробу у об'ємі річної програми; B – річна програма; c' – інші витрати виготовлення одного виробу.

Інші витрати можна порахувати за заданою програмою і прийнятому технологічному процесу, але зручніше визначати, користуюсь коефіцієнтом зміни інших витрат:

$$K_{iv} = 1/K_{зп}. \quad (2.7)$$

Тут $K_{зп}$ – коефіцієнт зміни програми, $K_{зп} = B_n/B$; z – визначають, виходячи з програми випуску, кількості витраченого металу і т.п., $z = 0,2-0,3$.

Таким чином, інші витрати на одиницю виробу при зміні програми c'_n можна визначити, врахувавши величину інших витрат для раніше визначеної програми випуску тих же виробів:

$$c'_n = c' K_{iv}. \quad (2.8)$$

Приклад 1. Встановити, чи розмір 50 мм можна використати в конструкції машини.

Розмір 50 мм одержаний множенням числа 5 на число 10. Число 5 є в рядах нормальних лінійних розмірів R_a10 , R_a20 , R_a40 . Отже, число 50 є переважним і розмір 50 мм можна використати в конструкції машини.

Приклад 2. Для автомобіля відомі такі дані: число типорозмірів – загальне $n = 3473$, оригінальних $n_o = 196$; число деталей – загальне $N = 14989$, оригінальних $N_o = 7633$. Вартість всіх деталей $C = 3239,36$ грн., оригінальних $C_o = 1146,46$ грн.

Визначити коефіцієнти застосовності (%) K_3 , K_3^{um} , K_3^{cm} , а також коефіцієнти повторності $K_{П}$, $K_{П1}$.

За формулами (2.1) – (2.3) визначаємо: $K_3 = \frac{3473-196}{3473} \cdot 100 = 97,3 \%$;

$$K_3^{шт} = \frac{14989-763}{14989} \cdot 100 = 94,9 \%; \quad K_3^{вар} = \frac{3239,36-1146,46}{3239,36} \cdot 100 = 64,7 \%$$

Коефіцієнт повторності рахуємо по формулам (2.7) і (2.5):

$$K_{П} = [(14989-3473)/(14989-10)] \cdot 100 = 76,8 \%; \quad K_{П1} = 14989/3473 = 4,32.$$

Приклад 3. Порахувати собівартість річного випуску валів, довжини яких призначені по ряду R_a20 (табл. 2.1). Встановити економічну доцільність виготовлення цих валів з довжинами за рядом R_a10 . Витрати по експлуатації валів рахувати не змінними і при рахунках не враховувати; $z = 0,2$. Собівартість валів, що мають довжини по R_a20 , порохована за формулами (2.6), становитиме:

Довжина вала, мм	400	450	500	560	630
Собівартість виробу, с, грн.	0,126	0,135	0,149	0,223	0,237
Собівартість річної програми, С, тис. грн.	1,260	2,160	0,447	2,230	0,853
Загальна собівартість валів	$C = 6,950$ тис.грн.				

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку

Довжина вала, l , мм	Річна програма, В, тис. шт	Витрати на матеріали, м, грн.	Інші витрати, с', грн.
400	10,0	0,084	0,042
450	16,0	0,090	0,045
500	3,0	0,096	0,053
560	10,0	0,102	0,121
630	3,6	0,113	0,124

Визначаємо собівартість валів з довжинами, що відповідають ряду R_a10 . Загальна річна програма не змінюється. Число валів, довжини яких відсутні в ряду R_a10 (наприклад, 450 мм), додається до числа валів, що

мають ближчу більшу довжину, яка відповідає розмірам прийнятого ряду (наприклад, 500 мм).

Розрахункова річна програма валів з довжиною 500 мм.

$V_{\Pi} = 16 + 3 = 19$ тис. шт., з довжиною 630 мм $V_{\Pi} = 3,6 + 10 = 13,6$ тис. шт. Значення K_{iv} , $K_{зп}$, $c_{п}$, $c_n = m + c'_n$ і $C_n = c_n \cdot V_n$ рахуємо за формулами (2.6) – (2.8) і зводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Результати розрахунків

Довжина вала, мм	Річна програма V , тис. шт.	Витрати на матеріали m , грн.	Коефіцієнт змінення		Інші витрати c' , грн.	Собівартість виробу c_v , грн.	Собівартість річної програми C_n , тис. грн.
			програми, $K_{зп}$	інших витрат, K_{iv}			
400	10,0	0,084	1,00	1,00	0,042	0,126	1,260
500	19,0	0,096	6,33	0,690	0,037	0,136	2,527
630	13,6	0,113	3,78	0,766	0,095	0,208	2,829

Разом $C_n = 6,616$ тис. грн.

Собівартість річної програми при застосуванні ряду R_{a10} менша, ніж в попередньому випадку ($C_n = 6,616$ тис. грн. < $C = 6,950$ тис. грн. Отже, застосування ряду R_{a10} в технологічному відношенні є економічнішим, ніж ряду R_{a2} .

Загальна собівартість річної програми 6616 грн. менш, ніж для вихідного ряду. Отже, збільшення густоти вихідного ряду є доцільним.

Приклад 4. Визначити доцільність виготовлення валів з довжинами по ряду R_{a40} . Початковим рядом є ряд R_{a20} (див. приклад 3); $z = 0,2$.

Випикуємо розміри довжин за рядом R_{a40} . Загальний річний випуск всіх валів не змінюється. Річні програми валів, що входять в початковий ряд R_{a20} (крім валів, що мають довжину 400 мм), умовно розподіляємо порівну між валами початкового ряду і валами, що мають ближчу меншу довжину, але входять тільки в ряд R_{a40} . Наприклад, для валів довжиною 450 і 420 мм річні програми в новому ряду V_{Π} рівні $0,5 \cdot V_{\Pi}$, тобто 8 тис. шт. і т. п.

Коефіцієнти зміни програми $K_{зп}$ та інших витрат K_{iv} , визначаємо за формулою (2.8), також тільки для валів початкового ряду. Для решти валів c'_n визначаємо шляхом інтерполяції, пропорційно величинам інтервалів розмірів по ряду R_{a40} . Витрати на матеріали для валів, що входять тільки в ряд R_{a40} , приймаємо рівними півсуми витрат, порохованих раніше для валів початкового ряду R_{a20} , які мають суміжні довжини. Результати розрахунків зводимо в табл. 2.3.

Результати розрахунків

Довжина вала, мм	Річна програма В, тис. шт.	Витрати на матеріали, м, грн.	Коефіцієнт змінення		Інші витрати с', грн.	Собівартість виробу с _в , грн.	Собівартість річної програми С _п , тис. грн.
			програми, К _{зп}	інших витрат, К _{ів}			
1	2	3	4	5	6	7	8
400	10,0	0,084	1,00	1,00	0,042	0,126	1,260
420	8,0	0,087	-	-	0,046	0,133	1,067
450	8,0	0,090	0,5	1,15	0,052	0,142	1,136
480	1,5	0,093	-	-	0,057	0,150	0,225
500	19,0	0,090	6,33	0,690	0,037	0,136	2,527
530	5,0	0,099	-	-	0,10	0,199	0,995
560	5,0	0,102	0,5	1,15	0,139	0,241	1,205
600	1,8	0,108	-	-	0,141	0,249	0,448
630	1,8	0,113	0,5	0,115	0,142	0,255	0,459

Разом: С_п = 7,028 тис. грн.

Загальна собівартість річної програми 7028 грн. більше, ніж для вихідного ряду. Отже, збільшення густоти вихідного ряду недоцільно.

Приклад 5. Є дані по початковому ряду R_a20 значень потужності електродвигунів (табл. 2.4, графи 1-4). Визначити доцільність розрідження початковому ряду по R_a10, прийняв $z = 0,2$.

Розв'язання. Заповнюємо граfi 5 і 6 табл. 2.4, використовуючи співвідношення (2.8).

Нормативний строк окупності витрат приймаємо рівним 5 рокам, звідси зворотна йому величина нормативного коефіцієнту ефективності $E = 0,2$. З врахуванням цього заповнюємо графу 7. Річні витрати в експлуатації С_е для членів початковому ряду приймаємо рівними річним амортизаційним відрахуванням. З врахуванням десятирічного строку служби С_е = 0,1.

Загальні річні витрати визначаємо з виразу:

$$P = E \cdot C + C_e, \quad (2.9)$$

виходячи з чого заповнюємо графу 9.

Визначаємо суму загальних річних витрат – 353,2 тис. грн.

Для ряду R_a10 дані заносимо в табл. 2.5 і заповнюємо граfi 2-13, виходячи з таких міркувань. Граfi 2-8 заповнюємо так же, як і в прикладі 3. Значення z приймаємо рівним 0,25. Рахуючи $E = 0,2$ і $A_p = 0,1 \cdot C_p$, заповнюємо граfi 9 і 10.

Таблиця 2.4

Потужність, кВт	Річна програма В, тис. шт.	Витрати на матеріали м, грн..	Інші витрати с', грн.	Собівартість виробу с, грн..	Собівартість програми С, тис. грн..	Собівартість річної програми з врахуванням нормативного коефіцієнту ефективності ЕС, тис. грн.	Річні витрати в експлуатації С _е , тис. грн.	Загальні річні витрати Р, тис. грн..
1	2	3	4	5	6	7	8	9
25,0	2,2	146,6	45,5	192,1	423,0	84,6	42,3	126,9
28,0	1,2	178,2	41,8	220,0	264,0	52,8	26,4	79,2
31,5	0,3	270,2	80,6	350,8	105,2	21,0	10,5	31,5
36,5	0,6	313,1	93,5	406,6	244,0	48,8	24,4	73,2
40,0	0,3	367,4	91,8	459,2	137,8	27,6	13,8	41,4
Всього:								352,2

Таблиця 2.5

Потужність, кВт	Коефіцієнт зміни програми, К _{з,п}	Коефіцієнт зміни інших витрат, К _{і,в}	Річна програма, В _р , шт.	Витрати на матеріали, м _р , грн.	Інші витрати с' _р , грн.	Собівартість виробу, грн.	Собівартість річної програми С _р , грн.	Собівартість річної програми з врахуванням нормативного коефіцієнту ефективності ЕС _р , тис. грн.	Річні амортизаційні відрахування, А _р , тис. грн.	Додаткові витрати в експлуатації ΔС _{е,р} , тис. грн.	Річні витрати в експлуатації, С _{е,р} , тис. грн.	Загальні річні витрати, Р _р , тис. грн..
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
25,9	1,0	1,000	2,2	146,6	45,5	192,1	423,3	84,6	42,3	—	42,3	126,9
31,5	5,0	0,669	1,5	270,2	53,9	324,1	486,2	97,2	48,6	17,6	66,2	1634
40,0	3,0	0,760	0,9	367,4	69,8	437,2	393,5	78,7	39,4	11,3	50,7	129,4
Всього:												419,7

При оцінці додаткових витрат в експлуатації (графа 11) $\Delta C_{e,p}$, для простоти розрахунків не враховуємо зменшення ККД, незбійного при установленні двигуна з надлишковою потужністю, а врахуємо лише утрати на холостому ході:

$$\Delta C_{e,p} = T_{сер} \cdot c_n \cdot B(N_{x,xb} - N_{x,xm}); N_{x,x} = K_{x,x} \cdot N_y; K_{x,x} = 0,80(1 - \eta), \quad (2.10)$$

де $T_{сер}$ – середнє число годин роботи виробу в рік, $T_{сер} = 3500$ год.; c_n – вартість 1 кВт·год. Електроенергії, $c_n = 0,30$ грн.; B – річна програма для двигуна меншого типорозміру, якій відсутній в розрідженому ряді; $N_{x,xb}$, $N_{x,xm}$ – потужність холостого ходу відповідно у двигуна, типорозміру, що остався після розрідження початкового ряду, і меншого типорозміру, відсутнього в розрідженому ряді; $N_{x,x}$ – потужність холостого ходу; $K_{x,x}$ – коефіцієнт холостого ходу; N_y – потужність двигуна; η – коефіцієнт корисної дії, що приймається постійним, $\eta = 0,85$.

Графи 12 і 13 заповнюємо, використовуючи співвідношення:

$$C_{e,p} = A_p + \Delta C_{e,p}; P_p = E \cdot C_p + C_{e,p}.$$

Сума загальних річних витрат 419,7 тис. грн. виявляється більшою, ніж для початкового ряду. Отже, розрідження початого ряду недоцільно.

Приклад 6. Визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду відповідно прикладу 5 по R_{a40} .

Розв'язання. Для ряду R_{a40} складаємо табл. 2.6. Графи 2-13 заповнюємо, виходячи з таких міркувань. Графи 2-8 заповнюємо подібно прикладу 4, а граfi 9 і 10 – як у прикладі 5. Для оцінки економії в експлуатації $\Delta C_{e,r}$ використовуємо вираз $\Delta C_{e,p}$ формули (2.10). Слід лише врахувати, що $\Delta C_{e,r}$ підраховуємо тільки для членів початкового ряду з річною програмою B_p , $N_{x,xb}$ – потужність для типорозміру, що є в початковому ряду, а $N_{x,xm}$ – потужність для нового меншого типорозміру.

Графи 12 і 13 заповнюємо, використовуючи співвідношення:

$$C_{e,p} = A_p - \Delta C_{e,p}; P_p = E \cdot C_p + C_{e,p}.$$

Сума загальних річних витрат 341,6 тис. грн. виявляється меншою, ніж для початкового ряду. Отже, збільшення густоти початого ряду доцільно.

Приклад 7. Завод випускає електродвигуни, потужності яких стандартизовані і являють собою параметричний ряд R20. Звітні дані наведені в табл. 2.7. Побудувати за допомогою початкового ряду R20 рідкий ряд R10 і більш густий ряд R40. Параметр z для визначення коефіцієнта зміни інших витрат прийняти рівним 0,25. Вибрати із рядів найбільш прийнятій з економічної точки зору.

Розв'язання. Програма випуску для нового члена ряду (для потужності 30 кВт), буде дорівнювати: $V_n = 2,2 + 12 = 14,2$ тис. шт.

Коефіцієнт зміни програми:

$$K_{z,n} = V_n / V = 14,2 / 12 = 1,18.$$

Таблиця 2.6

Потужність, кВт	Коефіцієнт зміни програми, $K_{з.п}$	Коефіцієнт зміни інших витрат, $K_{і.в}$	Річна програма, V_p , шт.	Витрати на матеріали, M_p , грн.	Інші витрати c'_p , грн.	Собівартість виробу, грн.	Собівартість річної програми C_p , грн.	Собівартість річної програми з врахуванням нормативного коефіцієнту ефективності ES_p , тис. грн.	Річні амортизаційні відрахування, A_p , тис. грн.	Додаткові витрати в експлуатації $\Delta C_{e.p}$, тис. грн.	Річні витрати в експлуатації, $C_{e.p}$, тис. грн.	Загальні річні витрати, P_p , тис. грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
25,0	1,0	1,000	2,2	146,6	45,5	192,1	423,3	84,6	42,3		42,3	126,9
26,5			0,6	162,8	47,6	210,1	126,2	25,2	12,6		12,6	37,8
28,0	0,5	1,189	0,6	178,2	49,7	227,9	136,7	26,3	13,7	3,8	9,9	36,2
30,0			0,15	227,2	76,1	303,3	45,5	9,1	4,6		4,6	13,7
31,5	0,5	1,189	0,15	270,2	95,8	366,0	54,9	11,0	5,5	0,9	4,6	15,6
33,5			0,30	291,6	103,4	395,0	118,5	23,7	11,8		11,8	35,5
35,5	0,5	1,189	0,30	313,1	111,1	424,2	127,3	25,5	12,7	2,5	10,2	35,7
37,5			0,15	340,2	110,2	450,4	67,6	13,5	6,8		6,8	20,3
40,0	0,5	1,189	0,15	367,4	109,1	478,5	71,5	14,3	7,2	1,6	5,6	19,9
Всього:												341,6

Таблиця 2.7

Початковий ряд R20

Потужність, кВт	Річна програма, V , тис. шт.	Витрати на матеріали, m , у.о.	Інші витрати, c_1 , у.о.	Собівартість виробу, $c=m+c_1$, у.о.	Собівартість річної програми, $C=c \cdot V$, тис. у.о.
1	2	3	4	5	6
16,0	4,2	114,6	36,9	151,5	636,3
22,0	2,2	146,6	45,5	192,1	422,62
30,0	12	178,2	41,8	220	2640
45,0	0,6	313,1	93,5	406,6	243,96
Разом: 3942,88 тис. у.о.					

Витрати на матеріали залишаються такими, як були в табл. 2.1
 $m = 178,2$ у.о.

Таблиця 2.8

Рідкий ряд R10

Потужність, кВт	Коефіц. зміни програми, $K_{з.п}$	Коефіц. зміни інших витрат, $K_{з.в}$	Річна програма, В тис. шт.	Витрати на матеріали, м, у.о.	Інші витрати, $c_2=c_1 \cdot K_{з.в}$, у.о.	Собівартість виробу, $c=m+c_2$, у.о.	Собіварт. річної програми, $C=c \cdot V$, тис. у.о
1	2	3	4	5	6	7	8
16	1,0		4,2	114,6	36,9	151,5	636,30
30	1,18	1/1,04	14,2	178,2	40,19	218,39	3101,14
Разом: 3737,44 тис. у.о.							

Коефіцієнт зміни інших витрат при $z = 0,25$ дорівнює:

$$K_{з.в} = 1 / 1,18^{0,25} = 1 / 1,04.$$

Інші витрати: $c_2=c_1 \cdot K_{з.в} = 41,8/1,04 = 40,19$ у.о.

Собівартість виробу: $c=m+c_2 = 178,2 + 40,19 = 218,39$ у.о.

Собівартість річної програми:

$$C = c \cdot V = 218,39 \cdot 14,2 = 3101,14 \text{ тис. у.о.}$$

Програма випуску для нового члена ряду (для потужності 17 кВт), буде дорівнювати $V_n' = V / 2$,

де V – початкова програма випуску суміжного виробу з більшим значенням основного параметра, $V = 12$ тис. шт.

$$V_n' = 12 / 2 = 6 \text{ тис. шт.}$$

Коефіцієнт зміни програми для всіх членів ряду дорівнює:

$$K_{з.п} = V_n' / V = 6 / 12 = 0,50.$$

Витрати на матеріали для нового створеного члена ряду обчислюють як середнє значення витрат на матеріали між двома суміжними членами

$$m = (m_1 + m_2) / 2 = (114,6 + 146,6) / 2 = 130,6 \text{ у.о.}$$

Коефіцієнт зміни інших витрат при $z = 0,25$ дорівнює:

$$K_{з.в} = 1 / 0,50^{0,25} = 2^{0,25} = 1,19.$$

Інші витрати:

$$c_2=c_1 \cdot K_{з.в} = 45,5 \cdot 1,19 = 51,84 \text{ у.о.}$$

Собівартість виробу $c=m+c_2 = 130,6 + 51,84 = 182,44$ у.о.

Собівартість річної програми:

$$C = c \cdot V = 182,44 \cdot 6 = 1094,64 \text{ тис. у.о.}$$

Програма випуску для нового члена ряду (для потужності 24 кВт), буде дорівнювати: $V_n' = V / 2$,

де V – початкова програма випуску суміжного виробу з більшим значенням основного параметра, $V = 12$ тис. шт.

$$V_n' = 12 / 2 = 6 \text{ тис. шт.}$$

Коефіцієнт зміни програми для всіх членів ряду дорівнює,
 $K_{з.п} = V_n / V = 6 / 12 = 0,50$.

Таблиця 2.9

Густий ряд R40

Потужність, кВт	Коеф. зміни програми, $K_{з.п}$	Коеф. зміни інших витрат, $K_{з.в}$	Річна програма, V , тис. шт.	Витрати на матеріали, m , у.о.	Інші витрати, $c_2=c_1 \cdot K_{з.в}$, у.о.	Собівартість виробу, $c=m+c_2$, у.о.	Собівартість річної програми, $C=c \cdot V$, тис. у.о.
1	2	3	4	5	6	7	8
16	1,0		4,2	114,6	36,9	151,5	636,30
17	0,50	1,19	6	130,6	51,84	182,44	1094,44
22	1,0		2,2	146,6	45,5	192,1	422,62
24	0,5	1,19	6	162,4	49,74	212,14	1272,84
30			12	178,2	41,8	220	264
34	0,5	1,19	6	245,65	111,27	356,92	2141,52
45			0,6	313,1	93,5	406,6	243,96
Разом: 6075,68 тис. у.о.							

Витрати на матеріали для нового створеного члена ряду обчислюють як середнє значення витрат на матеріали між двома суміжними членами

$$m = (m_1 + m_2) / 2 = (146,6 + 178,2) / 2 = 162,4 \text{ у.о.}$$

Коефіцієнт зміни інших витрат при $z = 0,25$ становитиме,

$$K_{з.в} = 1 / 0,50^{0,25} = 2^{0,25} = 1,19.$$

Інші витрати $c_2 = c_1 \cdot K_{з.в} = 41,8 \cdot 1,19 = 49,74 \text{ у.о.}$

Собівартість виробу $c = m + c_2 = 162,4 + 49,74 = 212,14 \text{ у.о.}$

Собівартість річної програми,

$$C = c \cdot V = 212,14 \cdot 6 = 1272,84 \text{ тис. у.о.}$$

Програма випуску для нового члена ряду (для потужності 34 кВт), буде дорівнювати: $V_n = V / 2$,

де V – початкова програма випуску суміжного виробу з більшим значенням основного параметра, $V = 12 \text{ тис. шт.}$

$$V_n = 12 / 2 = 6 \text{ (тис. шт.)}$$

Коефіцієнт зміни програми для всіх членів ряду становитиме

$$K_{з.п} = V_n / V = 6 / 12 = 0,50.$$

Витрати на матеріали для нового створеного члена ряду обчислюють як середнє значення витрат на матеріали між двома суміжними членами

$$m = (m_1 + m_2) / 2 = (178,2 + 313,1) / 2 = 245,65 \text{ у.о.}$$

Коефіцієнт зміни інших витрат при $z = 0,25$ становитиме,

$$K_{з.в} = 1 / 0,50^{0,25} = 2^{0,25} = 1,19.$$

Інші витрати $c_2 = c_1 \cdot K_{з.в} = 93,5 \cdot 1,19 = 111,27 \text{ у.о.}$

Собівартість виробу $c = m + c_2 = 245,65 + 111,27 = 356,92$ у.о.

Собівартість річної програми,

$$C = c \cdot V = 356,92 \cdot 6 = 2141,52 \text{ тис. у.о.}$$

Загальна собівартість річної програми для ряду R40 (див. табл. 2.9) ($C = 6075,68$ тис. у.о.) вийшла більшою, ніж для ряду R20 (див. табл. 2.7) ($C = 3942,88$ тис. у.о.). Тому немає необхідності в розширенні ряду.

Як видно із табл. 2.8 розрідження початкового ряду є доцільним, бо дає значне зменшення витрат ($C = 3737,44$ тис. у.о.).

2.2.3. Техніко-економічна ефективність стандартизації

Економічна ефективність стандартизації визначається комплексно, з урахуванням результатів упровадження всіх заходів зі стандартизації на стадіях виробництва, виготовлення та експлуатації.

Економічна ефективність стандартизації – це виражена в грошовій або натуральній формі економія праці в суспільному виробництві в наслідок упровадження стандарту з урахуванням необхідних витрат. Економічний ефект виражається в натуральній формі (зниження трудомісткості, економія матеріалів, зменшення потреби в обладнанні і площах, тощо), якщо затрати вимірюються у тих самих одиницях, що й економія. В інших випадках економічний ефект виражається в грошовій формі. Такі випадки, як більш загальні, розглянути нижче.

Загальні формули розрахунку економічної ефективності стандартизації наведені в ГОСТ 20779-81:

$$E = [(c_1 + E_n \cdot k_1) - (c_2 + E_n \cdot k_2)] \cdot V_2; \quad (2.10)$$

$$E = (C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2); \quad (2.11)$$

$$E = (\Delta c \pm E_n \Delta k) V_2; \quad (2.12)$$

$$E = (\Delta C \pm E_n \Delta K), \quad (2.13)$$

c – собівартість одиниці продукції або роботи; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності, (0,12); k – вагомні капітальні вкладення (виробничі фонди); V – обсяг річного випуску продукції; C – собівартість річного випуску; K – виробничі фонди; Δc – зниження собівартості одиниці продукції або роботи; Δk – зміна питомих виробничих фондів; ΔC – зниження собівартості річного випуску; ΔK – зміна вартості виробничих фондів. Індекс 1 тут і далі позначає стан до стандартизації, індекс 2 – стан після стандартизації.

Приклад 8. За рахунок економії сировини собівартість 1 тони продукції при впровадженні ГОСТ 9410-71 зменшується з 145,6 грн. до 80,3 грн., а питоми виробничі фонди – з 143,2 грн./т до 80 грн./т. Річний випуск становить 42000 т. Визначити економічний ефект.

Розв'язання. Економічний ефект визначаємо за формулою (2.11):

$$E = [(145,6 + 0,12 \cdot 143,2) - (80,3 + 0,12 \cdot 80)] \cdot 42000 = 3070000 \text{ грн.}$$

Приклад 9. Собівартість річного обсягу видобутку прокату певної групи до стандартизації – 1080000 грн., після стандартизації – 1060000 грн.; капітальні внески – 1370000 грн. замість 1620000 грн.; собівартість перевезення прокату знижується з 210000 до 150000 грн., а капітальні витрати на транспортування – з 630 до 620 грн. У споживача поточні витрати на прокат знижуються з 440000 грн. до 430000 грн. на рік, а капітальні внески – з 1310000 грн. до 1160000 грн. Визначити економічний ефект.

Розв'язання. Економічний ефект для стадій виробництва, перевезення і застосування визначаємо за формулою (2.11):

$$E = (1080000 + 0,12 \cdot 1620000) - (1060000 + 0,12 \cdot 1370000) + \\ + (120000 + 0,12 \cdot 630) - (150000 + 0,12 \cdot 621) + (440000 + 0,12 \cdot 1310000) - \\ - (430000 + 0,12 \cdot 1160000) = 138000 \text{ грн.}$$

Приклад 10. Впровадження стандарту знижає собівартість 1 т заготовок для штамів на 105 грн., але збільшує питомі капітальні вкладення на 25 грн. Визначити річний економічний ефект при річному випуску 7300 т.

Розв'язання. Використовував формулу (2.12), отримуємо:

$$E = (105 - 0,12 \cdot 25) \cdot 7300 = 745 \text{ тис. грн.}$$

Стандартизація широко застосованих виробів, скорочує кількість типорозмірів, обумовлює доцільність спеціалізованого виробництва. Економічна ефективність при спеціалізованому виробництві в машинобудуванні зручніше всього визначати, використовують спеціальну табл. 2.10, де приведений процент зменшення собівартості залежно від збільшення програми. Таблиця побудована для $z = 0,3$.

Приклад 11. Випуск виробу на підприємстві збільшується з 114 тис. шт. до 180 тис. шт., при попередній собівартості 90 коп., в тому числі матеріалів 30 коп. Капітальні витрати не змінюються. Визначити економічний ефект.

Розв'язання. За даними табл. 2.10 для відношення $180/140 = 1,58$ і частки матеріалів $30/90 = 0,33$, визначаємо, що нова собівартість складає $\approx 92\%$ початкової. Скориставшись формулу (2.12), отримуємо:

$$E = 0,9(1 - 0,92)180000 = 13000 \text{ грн.}$$

Приклад 12. Визначити доцільність збільшення на конкретному підприємстві випуску виробів з 5 тис. шт. до 20 тис. шт. при початковій собівартості 2,3 грн. і частки матеріалів в собівартості 0,4, коли при цьому питомі капітальні витрати збільшуються з 3 грн. до 4 грн.

Розв'язання. Для відношення $20/5 = 4$ і частки матеріалів 0,4 за табл. (2.12) визначаємо, що нова собівартість складає 80% початкової.

Після перетворення формули (2.10), маємо:

$$E = [c_1(1 - c_2/c_1) - E_n(k_2 - k_1)]V_2 = [2,3(1 - 0,8) - 0,12(4 - 3)] \cdot 20000 = 6800 \text{ грн.}$$

Збільшувати випуск виробів доцільно, оскільки отримане значення E додатне.

Таблиця 2.10

Число, що показує зменшення числа типорозмірів, або збільшення програми підприємства	Собівартість по відношенню к початкової при частки матеріалів в собівартості				Число, що показує зменшення числа типорозмірів, або збільшення програми підприємства	Собівартість по відношенню к початкової при частки матеріалів в собівартості			
	0,2	0,4	0,6	08		0,2	0,4	0,6	08
1,05	99	99	99	100	5,00	69	77	84	92
1,10	98	99	99	99	7,00	65	74	82	91
1,20	95	96	98	99	10,00	60	70	80	90
1,30	94	96	97	98	15,00	55	66	78	89
1,50	90	93	95	98	20,00	52	64	76	88
2,00	85	89	92	96	30,00	49	62	74	87
2,50	81	86	90	95	50,00	44	58	72	86
3,00	78	83	89	94	100,00	40	55	65	70
8,00	73	80	86	93	200,00	36	52	68	84

2.3. Контрольні питання

1. За яких умов визначається економічна ефективність стандартизації?
2. Що таке економічний ефект стандартизації?
3. Що враховують при визначенні економічного ефекту на стадії виробництва?
4. Які основні заходи враховують при визначенні економічного ефекту зі стандартизації?
5. За якою формулою, при наявності даних про одиницю продукції, можна визначити економічний ефект?
6. Яким чином розраховують економічний ефект, коли є дані про річний випуск продукції?
7. Якими формулами потрібно користуватися, щоб визначити економічний ефект в натуральній формі:
 - при зниженні витрат матеріалу в тоннах, метрах та інших одиницях;
 - при зниженні трудомісткості (ефект виражається кількістю звільнених працівників)
 - при зменшенні тривалості виробничого циклу (ефект виражається в одиницях часу).
8. Що враховують за визначення економічного ефекту?
9. Що відносять до витрат на впровадження стандартів на продукцію?

2.4. Задачі

1. Визначити доцільність розрідження початкового ряду згідно з прикладом 3 по R_a5 (два значення довжин валів – 400 і 630 мм).

2. Визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду згідно прикладу 3 по R_a40 з використанням додаткових розмірів.

3. Заданий початковий ряд R_a20 значень внутрішніх діаметрів пружних втулково-пальцевих муфт (див. табл. 2.11).

Таблиця 2.11

Початковий ряд R_a20

Внутрішній діаметр, мм	Річна програма, В, тис. шт.	Витрати на матеріали, м, грн.	Інші витрати, с', грн.
25	7	1,5	9,7
28	20	1,8	9,7
32	30	2,2	9,8
36	40	2,6	9,9
40	70	3,6	10,4

Витрати по експлуатації муфт рахувати незмінними, $z = 0,1$:

а) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_a10 ;

б) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_a5 ;

в) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_a40 ;

г) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_a40 з використанням додаткових розмірів.

4. Заданий початковий ряд R_a20 значень довжин плоскогубців (табл. 2.12).

Таблиця 2.12

Початковий ряд R_a20

Довжина, мм	Річна програма, В, тис. шт.	Витрати на матеріали, м, грн.	Інші витрати, с', грн.
160	200	0,010	0,159
180	300	0,013	0,168
200	493	0,023	0,194
220	730	0,031	0,202
250	200	0,038	0,224

Витрати по експлуатації плоскогубців рахувати незмінними, $z = 0,04$:

а) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_a10 ;

б) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_a5 ;

в) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_a40 ;

г) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_a40 з використанням додаткових розмірів.

5. Визначити доцільність розрідження початкового ряду R_{a10} прикладу 5 (два значення потужності двигунів 25,0 і 40,0 кВт).

6. Визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду згідно з прикладами 5 і 6 по R_{a80} .

7. Заданий початковий ряд R_{a20} значень потужності верстатів (табл. 2.13).

Таблиця 2.13

Початковий ряд R_{a20}

Потужність, кВт	Річна програма, В, тис. шт.	Витрати на матеріали, м, грн.	Інші витрати, с', грн.
6,3	386	644	538
7,1	1127	769	562
8,0	252	894	587
9,0	1450	907	846
10,0	172	921	1109

Приймаємо: $z = 0,41$; $E = 0,2$; $C_e = 0,1 \cdot C$; $\eta = 0,85$; $T_{сер} = 4000$ год.:

а) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_{a10} ;

б) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_{a5} ;

в) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_{a40} ;

г) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_{a80} .

8. Заданий початковий ряд R_{a20} значень номінальної коливальної потужності ультразвукових лампових генераторів (табл. 2.14).

Таблиця 2.14

Початковий ряд R_{a20}

Потужність, кВт	Річна програма, В, тис. шт.	Витрати на матеріали, м, грн.	Інші витрати, с', грн.
1,00	210	4,0	6,1
1,12	350	4,3	4,3
1,25	180	4,5	9,1
1,40	195	5,1	10,0
1,60	85	5,2	12,1

Приймаємо: $z = 0,35$; $E = 0,2$; $C_e = 0,1 \cdot C$; $\eta = 0,25$; $T_{сер} = 4000$ год.:

а) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_{a10} ;

б) визначити доцільність розрідження початкового ряду по R_{a5} ;

в) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_{a40} ;

г) визначити доцільність збільшення густоти початкового ряду по R_{a80} .

9. Слід підібрати відповідну формулу і визначити річної економічний ефект стандартизації:

а) за рахунок передбаченої стандартом економії сировини собівартість 1 т продукції знижається з 137,8 грн. до 125,4 грн., а питомі виробничі фонди – з 180,3 грн. до 114,7 грн. Річної випуск – 4300 т;

б) впровадження стандарту дозволить зменшити собівартість одиниці продукції на 3,7 грн. при річному випуску 14700 шт., однак капітальні вкладення зменшуються на 29 грн.;

в) при стандартизації обладнання собівартість випуску продукції збільшується з 1450 тис. грн. до 1630 тис. грн., однак капітальні витрати зменшуються на 15400 тис. грн.;

г) при стандартизації типорозмірів нормалей собівартість річного випуску зменшується з 2327 тис. грн. до 1985 тис. грн. без зміни вартості виробничих фондів.

10. Визначити доцільність збільшення випуску виробів при організації їх спеціалізованого виробництва і отримуючий в результаті цього річний економічний ефект:

а) $V_1 = 200$ тис. шт.;

$V_2 = 900$ тис. шт.;

$c_1 = 0,5$ грн.;

$m_1/c_1 = 0,8$;

$k_2 - k_1 = 1,5$ грн.;

б) $V_2 - V_1 = 40$ тис. шт.;

$V_2 / V_1 = 3,00$;

$c_1 = 3,1$ грн.;

$m_1/c_1 = 0,6$;

$k_2 - k_1 = 6,4$ грн.;

в) $V_1 = 250$ тис. шт.;

$V_2 = 800$ тис. шт.;

$c_1 = 0,8$ грн.;

$m_1/c_1 = 0,2$;

$K_2 - K_1 = 1$ млн. грн.;

г) $C_1 = 230$ тис. грн.;

$m_1/c_1 = 0,4$;

$V_2 / V_1 = 1,3$;

$K_2 - K_1 = 370$ тис. грн.;

д) $V_2 - V_1 = 27$ тис. шт.;

$V_2 / V_1 = 5,00$;

$c_1 = 8,3$ грн.;

$m_1/c_1 = 0,8$;

$K_2 - K_1 = 87$ тис. грн.

3. ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

3.1. Розрахунок гладких калібрів для контролю циліндричних деталей

Калібрами називають без шкальні контрольні інструменти, призначені для перевірки відповідностей дійсних розмірів, форми та розташування поверхонь деталей заданим. Розрізняють робочі, приймальні та контрольні калібри ДСТУ 2234-93.

Робочі калібри (прохідний Р–ПР і непрохідний Р–НЕ) призначені для перевірки виробів у процесі їх виготовлення.

Приймальні калібри (прохідний П–ПР і непрохідний П–НЕ) призначені для перевірки виробів замовником.

Контрольні калібри (прохідний К–ПР і непрохідний К–НЕ) призначені для перевірки або регулювання робочих калібрів-скоб і для контролю спрацювання під час експлуатації робочих прохідних калібрів (К–С), які є непрохідними.

3.1.1. Конструкції гладких калібрів

При конструюванні граничних калібрів потрібно дотримуватись принципу подібності Тейлора, згідно якого граничний калібр по своїй формі повинен відповідати формі деталі, яка повинна спрягатися з деталлю, що перевіряється. Тобто, отвори потрібно контролювати калібром типу “вал”, а вал – калібром типу “втулка”, при цьому довжина робочих прохідних калібрів повинна бути не менше довжини спряження, яке перевіряється.

В практиці використовується ряд різних конструкцій калібрів, але при їх використанні принцип Тейлора порушується.

Шорсткість робочих поверхонь калібрів не повинна перевищувати 10 % допуску на розмір калібру і не бути більшою ніж $R_a = 0,16$ мкм.

3.1.2. Калібри для контролю отворів

На рис. 3.1 зображені деякі конструктивні схеми калібрів-пробок.

Для контролю отворів діаметром 1...6 мм застосовуються двосторонні а односторонні пробки з впресованими вставками (рис. 3.1, а), якими являються циліндричні штифти довжиною 16...18 мм з поперечним пазом, який забезпечує надійне з'єднання вставки з пластмасовою ручкою. Зі сторони непрохідної вставки ручка має круглу мітку.

Для контролю отворів діаметром більше 3 і до 50 мм застосовуються двосторонні та односторонні пробки зі вставками (рис. 3.1, б). Хвостовики вставок виготовляються з конусністю 1:50. Робоча циліндрична частина

непрохідної вставки складає 60 % довжини робочої частини прохідної вставки.

Для отворів діаметром більше 50 і до 100 мм випускаються односторонні прохідні та непрохідні пробки-насадки (рис.3.2, в). Вони легші пробок зі вставками. При зносі прохідної частини насадки її можна перевернути і контролювати другою стороною. Ручки калібрів-пробок пластмасові з впресованою сталлю гайкою. Насадка кріпиться за допомогою гвинта і шайби, а від прокручування фіксується трьома виступами ручки, які входять в пази на торцевій поверхні насадки.

Для зменшення ваги пробки можна виготовити з неповним профілем. Двосторонні листові пробки (рис. 3.1, г) використовуються для контролю отворів в діапазоні 60...300 мм. Їх виготовляють з листової сталі товщиною 6...12 мм. Мала маса, простота та дешевизна є переваги таких калібрів. Недоліки – порушення принципу подібності прохідного калібру, викривлення результатів при вимірюванні тонкостінних втулок (внаслідок можливої деформації).

Для контролю діаметрів 100...160 мм застосовуються неповні штамповані або фрезеровані пробки (рис. 3.1, д).

Штамповані пробки більш технологічні і приблизно на 25 % легші фрезерованих. Ці пробки

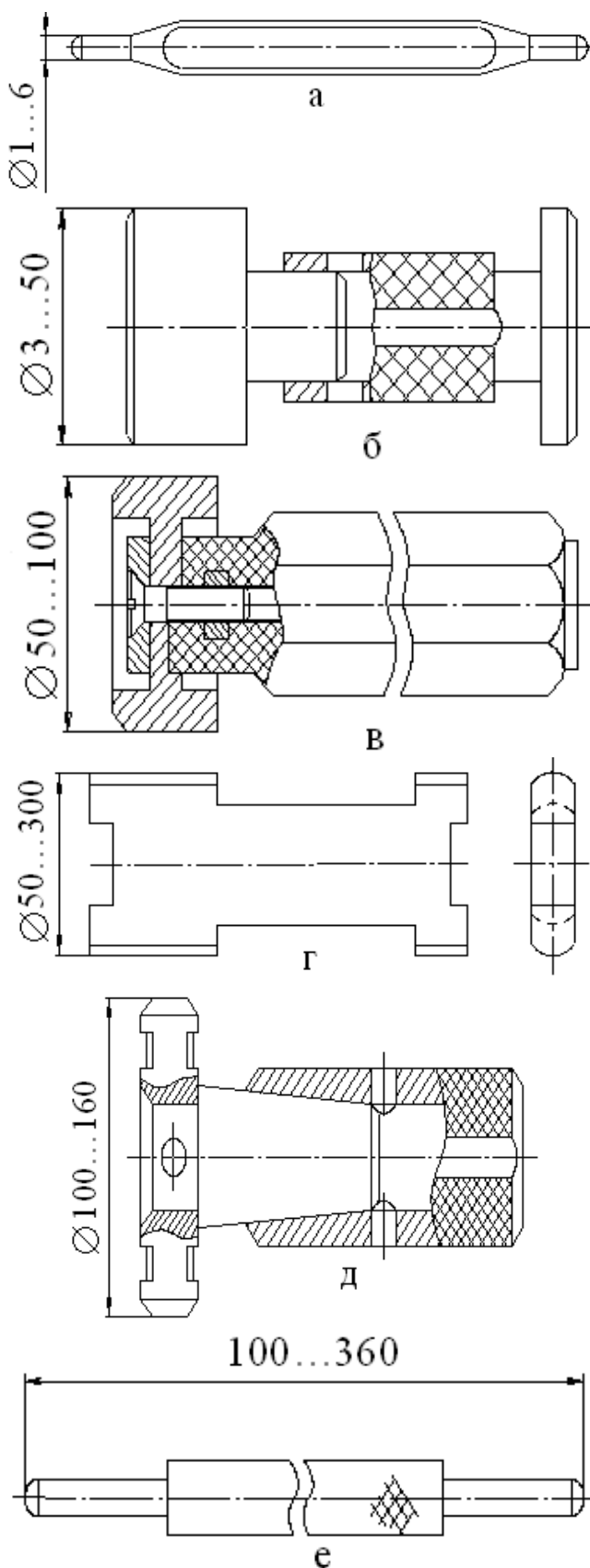


Рис. 3.1. Конструктивні схеми калібрів-пробок

складаються із насадок, в які запресовані конічні хвостовики, додатково зафіксовані циліндричним штифтом.

Для перевірки верхнього відхилу отворів діаметром 100...360 мм використовують непрохідні сферичні нутроміри (рис. 3.1, е), які виконуються у вигляді стрижня діаметром 10...12 мм зі сферичними кінцями, що мають радіус 30...50 мм. На стрижень насаджується теплоізоляційна пластмасова ручка-втулка.

3.1.3 Калібри для контролю валів

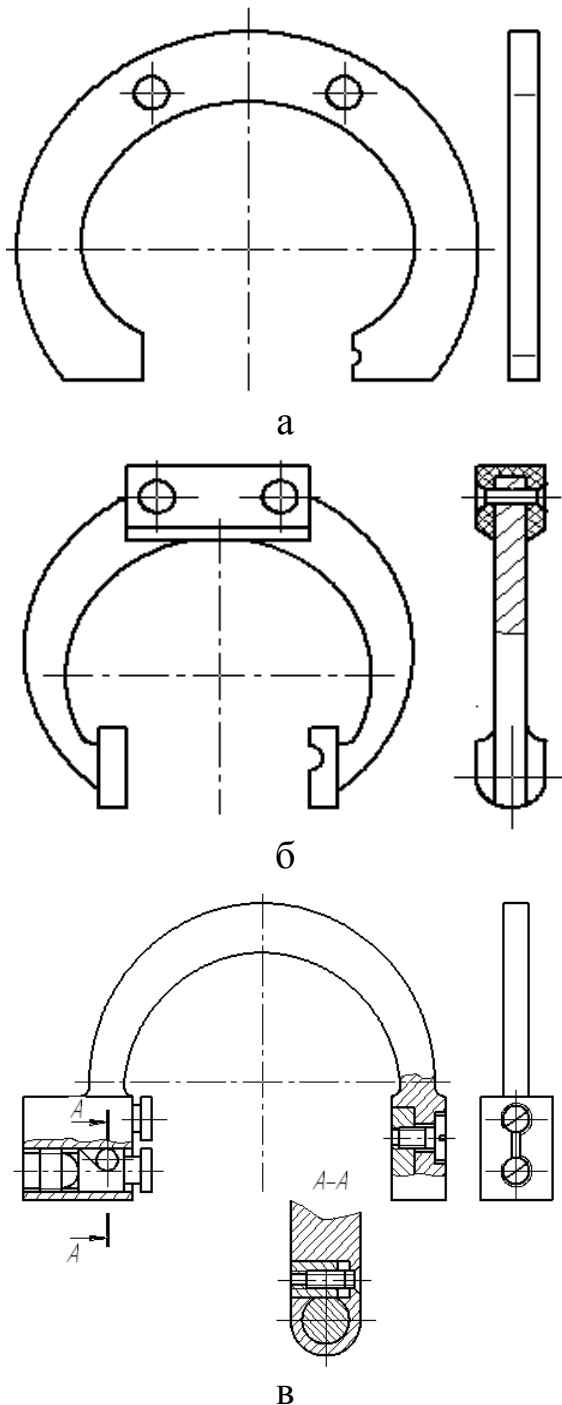


Рис. 3.2. Конструктивні схеми калібрів-скоб

На рис. 3.2 показані конструктивні схеми калібрів-скоб для контролю валів. На рис. 3.2, а наведена одностороння двогранична скоба, що виготовлена із листового матеріалу (двостороння потребує більше часу для контролю деталей).

Лита (або штампована) одностороння двогранична скоба наведена на рис. 3.2, б. Такі скоби в порівнянні зі скобами із листового матеріалу мають більшу жорсткість та строки служби, тому що ширина вимірювальних губок у них більша. Штамповані скоби розміром 50...170 мм виготовляються з теплоізоляційними ручками із дерева чи пластмаси.

На рис.3.2, в наведена скоба, яка регулюється. Вони випускаються для розмірів до 340 мм і виготовляються з одностороннім регулюванням в межах до 16 мм. Рухомі вставки виготовляються з плоскими або сферичними вимірювальними поверхнями і армуються твердим сплавом. Нерухома губка закріплюється гвинтами. Застосовується також зварювання або запресування нерухомих п'яток. Корпус, як правило, має двотавровий переріз і виготовляється з теплоізоляційними накладками.

3.1.4. Матеріали для калібрів

Вимірювальні елементи калібрів виготовляють із сталей марок Х, ХГ, У10А, У12А, ШК15. Крім того, можуть використовуватися цементовані вуглецеві сталі Сталь 15 та Сталь 20. При цьому глибина цементованого шару повинна бути 0,8...1,2 мм. Твердість робочих поверхонь повинна знаходитись в межах 58...64 HRC_e.

Для підвищення зносостійкості вимірювальних поверхонь їх хромують або виготовляють із твердих сплавів, а саме ВК6 та ВК6М. Хромування підвищує зносостійкість в 3...8 раз, а твердий сплав – в 40 разів.

3.1.5. Маркування калібрів

На калібри наносять таке маркування:

- номінальний розмір виробу, для контролю якого використовується калібр;
- умовне позначення поля допуску;
- граничні відхилення розміру в міліметрах (на гладких робочих калібрах);
- позначення типу калібру, наприклад ПР, К-И та ін.;
- товарний знак заводу-виробника.

3.2. Приклади розв'язування задач

Розрахунок калібрів полягає у визначенні їх номінальних і виконавчих розмірів та граничних відхилів.

Виконавчими називають граничні розміри калібрів, за якими виготовляють нові калібри. Для калібру-скоби це буде найменший граничний розмір з додатним відхилом; для калібру-пробки – їх найбільший граничний розмір з від'ємним відхилом. Ці розміри проставляють на креслениках калібрів.

Розрахунок гладких калібрів виконують у такому порядку.

1. За номінальним розміром з'єднання (D) призначають граничні відхилення отвору та вала (ES, EI, es, ei) з таблиць ДСТУ ISO 286-1-2002 та ДСТУ ISO 286-2-2002.

2. За формулами (1.1) і (1.2) визначають граничні розміри отвору і вала (D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min}).

3. За ГОСТ 24853-81 (Додаток Є, табл. 1) вписують вихідні дані для розрахунку розмірів калібрів: H–допуск на виготовлення пробки; H₁–допуск на виготовлення скоби; H_p–допуск для контрольних калібрів для скоб; H_S–допуск цих же калібрів, але зі сферичними вимірювальними поверхнями; Z–відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для отвору від D_{\max} ; Z₁–відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала від d_{\max} ; Y–допустимий вихід розміру спрацьованого прохідного калібру для отвору за межу поля

допуску виробу; Y_1 —допустимий вихід розміру спрацьованого прохідного калібру для вала за межу поля допуску виробу.

4. Визначають номінальні розміри калібрів за ГОСТ 24853-81:

$$\text{для отворів } \text{ПР} = D_{\min} + Z, \text{ HE} = D_{\max}; \quad (3.1)$$

$$\text{для валів } \text{ПР} = d_{\max} - Z, \text{ HE} = d_{\min}; \quad (3.2)$$

$$\text{контрольні для скоб } \text{К-ПР} = d_{\max} - Z, \text{ К-HE} = d_{\min}; \quad (3.3)$$

$$\text{контрольний спрацьований } \text{К-С} = d_{\max} + Y_1.$$

5. Підраховують виконавчі розміри калібрів:

для отворів (калібр-пробка)

$$\text{ПР} = D_{\min} + Z + H/2; \text{ HE} = D_{\max} + H/2; \text{ ПР}_{\text{спр}} = D_{\min} - Y; \quad (3.4)$$

для валів (калібр-скоба)

$$\text{ПР} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2; \text{ HE} = d_{\min} - H_1/2; \text{ ПР}_{\text{спр}} = d_{\max} + Y_1; \quad (3.5)$$

контрольні для скоб

$$\text{К-ПР} = d_{\max} - Z_1 + H_p/2; \text{ К-HE} = d_{\min} + H_p/2; \quad (3.6)$$

контрольний спрацьований

$$\text{К-С} = d_{\max} + Y_1 + H_p/2.$$

6. Виконують схему розташування полів допусків калібрів (рис. 3.1).

7. Креслять ескізи калібру-пробки та калібру-скоби (рис. 3.2). На ескізах калібрів наносять маркування. При маркуванні на калібр наносять номінальний розмір деталі, буквене позначення поля допуску, числове значення відхилів (у мм) і товарний знак заводу-виробника. Шорсткість робочих поверхонь – $R_a = 0,004 - 0,16$ мкм.

8. Виконують кресленики калібру-пробки або калібру-скоби згідно з ГОСТ 14810-69 (рис. 3.3).

Приклад 1. Визначити розміри калібрів для циліндричного сполучення $\varnothing 26 \frac{H7^{(+0,021)}}{h6^{(-0,013)}}$.

Розв'язування. 1. Граничні відхили (табл. 2 і 4 Додатку А): для отвору $ES = +0,021$ мм, $EI = 0$; для вала $es = 0$, $ei = -0,013$ мм.

2. Граничні розміри отвору й вала за формулами:

$$D_{\max} = D + ES = 26 + 0,021 = 26,021 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 26 + 0 = 26,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = D + es = 26,000 \text{ мм}; \quad d_{\min} = D + ei = 26 + (-0,013) = 25,987 \text{ мм}.$$

3. Вихідні параметри точності калібрів (табл. 1 Додатку Е):

$H = 4$ мкм, $H_1 = 4$ мкм, $H_p = 1,5$ мкм; $Z = 3$ мкм, $Z_1 = 3$ мкм; $Y = 3$ мкм, $Y_1 = 3$ мкм.

4. Виконавчі розміри калібрів.

Для отворів (калібру-пробки) за формулами (3.4):

$$\text{ПР} = 26 + 3 + 0,004/2 = 26,005_{-0,004} \text{ мм};$$

$$\text{HE} = 26,021 + 0,004/2 = 26,023_{-0,004} \text{ мм}.$$

Розмір калібру-пробки ПР, який проставляється на кресленику –

26,005_{-0,004} мм. Виконавчі розміри: найбільший – 26,005 мм, найменший – 26,005_{-0,001} мм.

Розмір калібру-пробки НЕ, який проставляється на кресленнику – 26,023_{-0,004} мм. Виконавчі розміри: найбільший – 26,023 мм, найменший – 26,019 мм.

Для валів (калібр-скоба) за формулами (3.5).

$$ПР = 26 - 0,003 - 0,004/2 = 25,995^{+0,004} \text{ мм};$$

$$НЕ = 25,987 - 0,004/2 = 25,985^{+0,004} \text{ мм}.$$

Розмір калібру-скоби ПР, який проставляється на кресленнику – 25,995_{+0,004} мм. Виконавчі розміри: найбільший – 25,999 мм, найменший – 26,995 мм.

Розмір калібру-пробки НЕ, який проставляється на кресленнику – 25,985_{+0,004} мм. Виконавчі розміри: найбільший – 25,989 мм, найменший – 26,985 мм.

Для контролю (калібру-скоби) за формулами (3.6):

$$К-ПР = 26 - 0,003 + 1,5/2 = 25,9977 \text{ мм};$$

$$К-НЕ = 25,987 + 1,5/2 = 25,987 \text{ мм};$$

$$К-С = 26 + 0,003 + 1,5/2 = 26,0037 \text{ мм}.$$

Розміри, які проставляються на кресленнику, будуть для калібрів:

$$К-ПР - 25,9977_{-0,0015} \text{ мм}; \quad К-НЕ - 25,987_{-0,0015} \text{ мм};$$

$$К-С - 26,0037_{-0,0015} \text{ мм}.$$

5. Схеми розташування полів допусків калібру-скоби та калібру-пробки наведено на рис. 3.3.

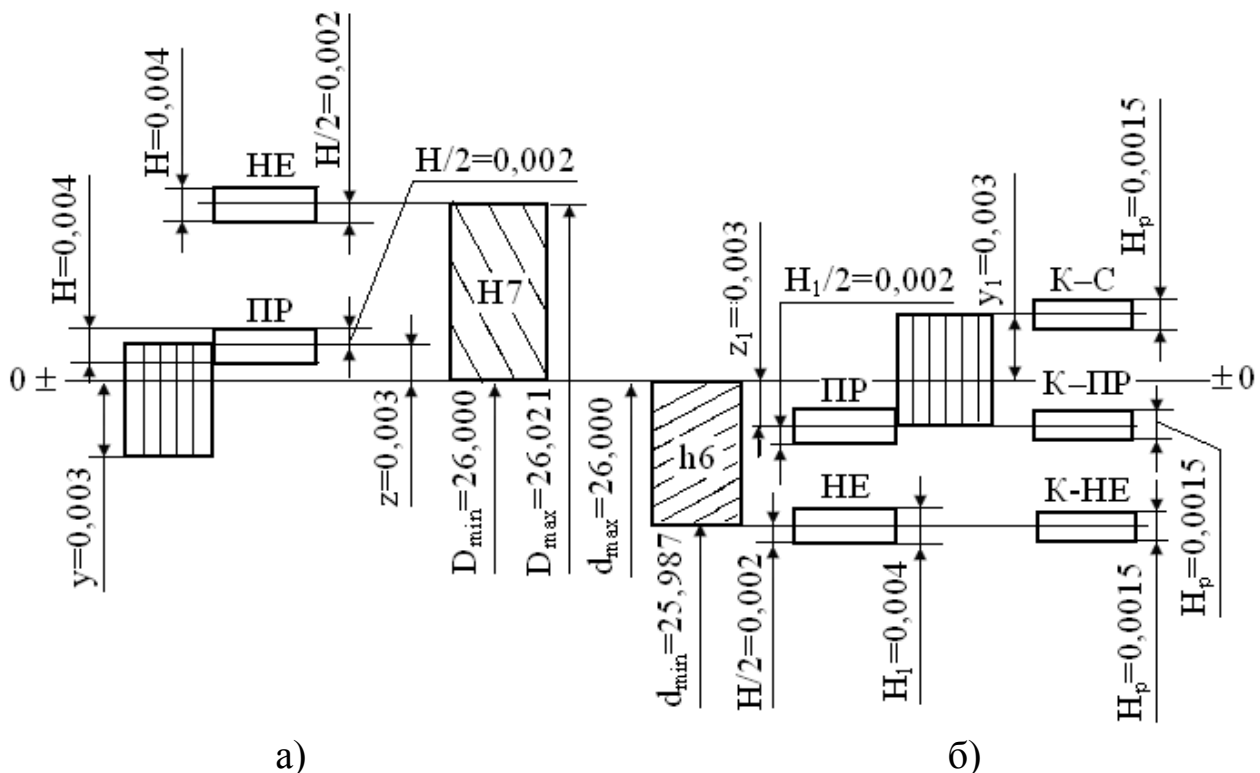


Рис. 3.3. Схеми розташування полів допусків для калібрів:
а – калібр-пробка; б – калібр-скоба

6. Ескізи калібру-пробки та калібрі-скоби зображені на рис. 3.4.

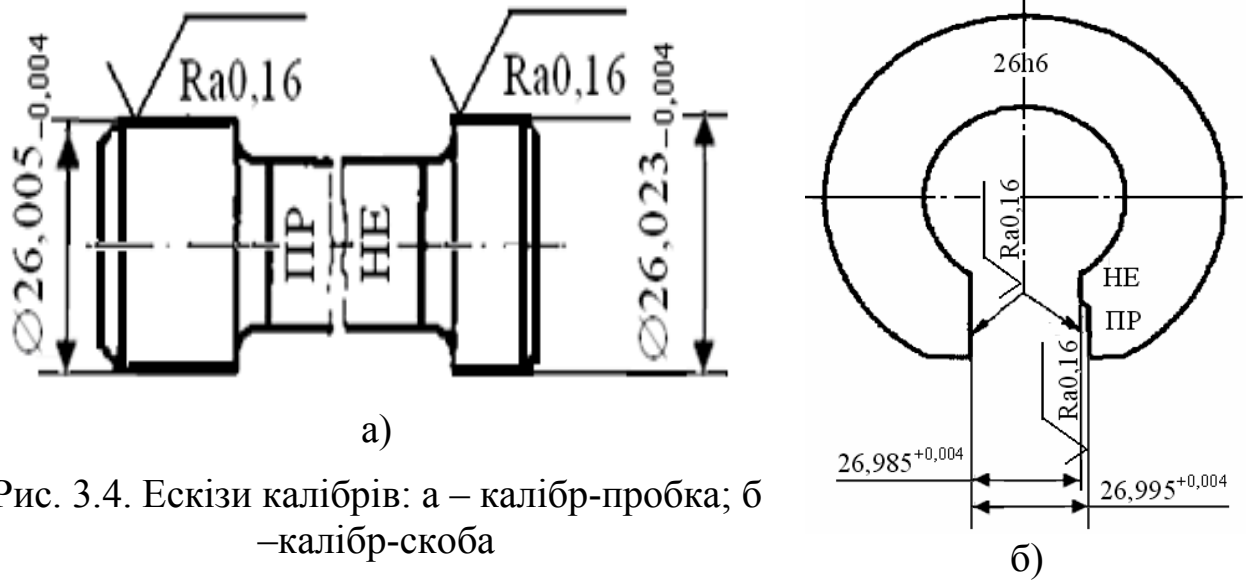
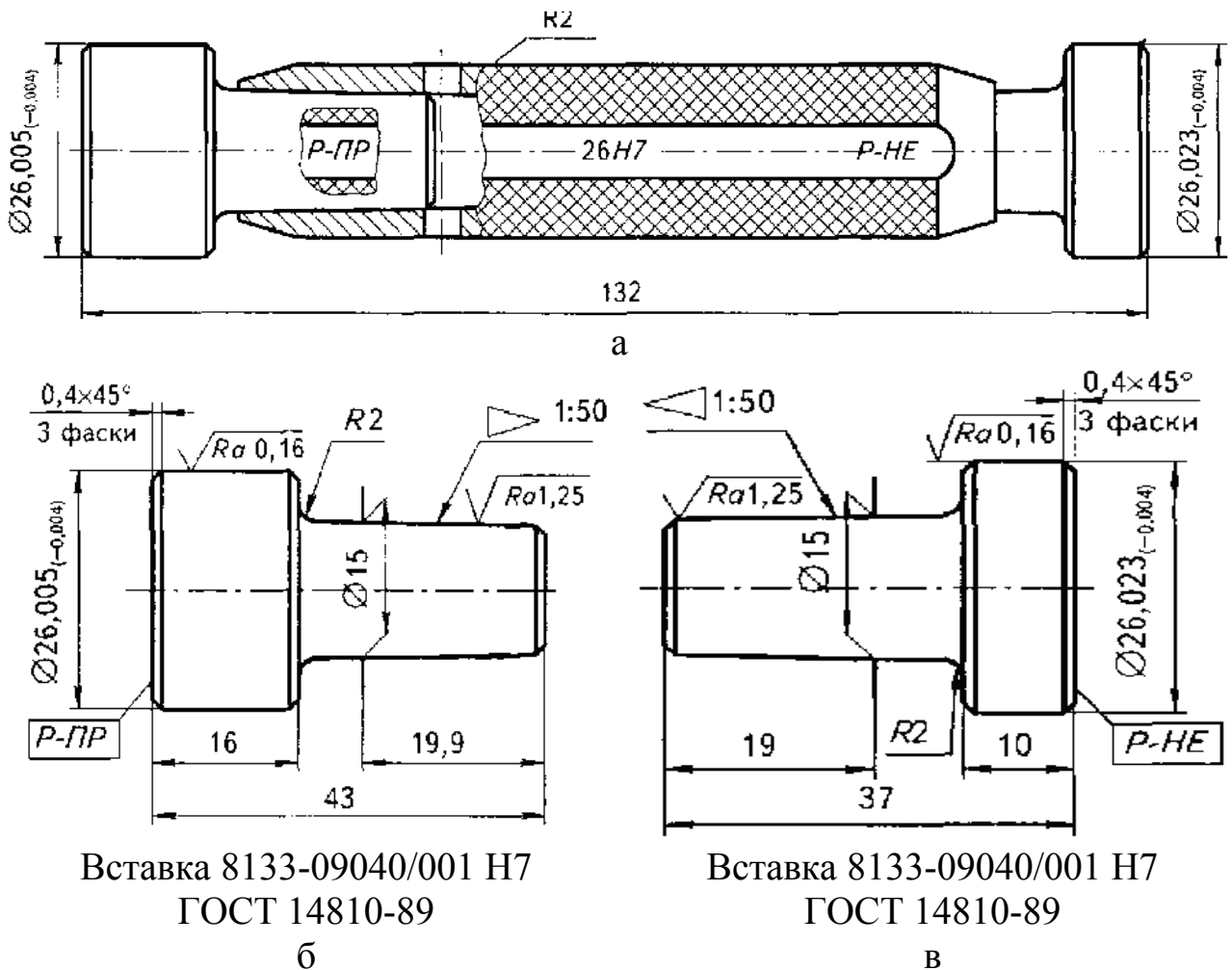


Рис. 3.4. Ескізи калібрів: а – калібр-пробка; б – калібр-скоба

7. Кресленик калібру-пробки наведено на рис. 3.5.

Примітка: Шорсткість поверхонь на креслениках вказують відповідно до позначень в ГОСТ 2.309-73. Вимірювання основних параметрів шорсткості здійснюють згідно з ДСТУ 2409-94.



Вставка 8133-09040/001 Н7
ГОСТ 14810-89

б

Вставка 8133-09040/001 Н7
ГОСТ 14810-89

в

Рис. 3.5. Кресленик калібру-пробки: а – складальний кресленик; б – вставка прохідної сторони; в – вставка непрохідної сторони

Приклад 2. Визначити виконавчі і граничні розміри калібру-скоби для контролю вала $\varnothing 45d9\left(\begin{smallmatrix} -0,080 \\ -0,142 \end{smallmatrix}\right)$ і контрольні калібри до нього. Накреслити схему полів допусків і ескіз калібру.

Розв'язання. Визначаємо граничні відхили, допуск і граничні розміри вала $\varnothing 45d9$, мм: $es = -0,080$, $ei = -0,142$; $Td = 0,062$; $d_{\min} = 44,858$, $d_{\max} = 44,920$.

Граничні відхили і допуски калібрів знаходимо за табл. 1 Додатку Е, мкм: $z_1 = 11$, $H_1 = 7$, $Y_1 = 0$, $H_p = 25$. Потім, керуючись табл. 2 Додатку Е, креслимо схему розташування полів допусків калібру-скоби (рис. 3.6).

Обчислюємо виконавчі розміри калібру-скоби, використовуючи формули табл. 6 Додатку Є:

прохідного нової сторони

$$P - PR_{\text{вик}} = (d_{\max} - z_1 - 0,5 \cdot H_1)^{+H_1} = (44,920 - 0,011 - 0,5 \cdot 0,007)^{+0,007} = 44,9055^{+0,007} \text{ мм};$$

непрохідної сторони

$$P - HE_{\text{вик}} = (d_{\min} - 0,5 \cdot H_1)^{+H_1} = (44,858 - 0,5 \cdot 0,007)^{+0,007} = 44,8545^{+0,007} \text{ мм};$$

$$\text{прохідної зношеної } P - PR_{\text{зн}} = d_{\max} + Y_1 = 44,920 + 0 = 44,920 \text{ мм};$$

прохідного нової сторони

$$K - PR_{\text{вик}} = (d_{\max} - z_1 - 0,5 \cdot H_p)_{-H_p} = (44,920 - 0,011 - 0,5 \cdot 0,0025)_{-0,0025} = 44,91025 = 44,910_{-0,0025} \text{ мм}.$$

Знаходимо виконавчі розміри контрольних калібрів для контролю: непрохідної сторони: $K - HE_{\text{вик}} = (d_{\min} - 0,5 \cdot H_p)_{-H_p} =$

$$(44,858 - 0,5 \cdot 0,0025)_{-0,0025} = 44,85925_{-0,0025} = 44,859_{-0,0025} \text{ мм};$$

зносу прохідної сторони $K - И_{\text{зн}} = (d_{\max} + Y_1 + 0,5 \cdot H_p)_{-H_p} =$

$$(44,920 + 0 + 0,5 \cdot 0,0025)_{-0,0025} = 44,92125_{-0,0025} = 44,921_{-0,0025} \text{ мм}.$$

Визначаємо граничні розміри калібрів за формулами табл. 6 Додатку Є і зводимо їх у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Граничні розміри калібрів

Розмір калібру	Робочий калібр	Контрольні калібри
Прохідний	$P - PR_{\max} = 44,9125$	$K - PR_{\max} = 44,91025$
	$P - PR_{\min} = 44,9055$	$K - PR_{\min} = 44,90775$
Непрохідний	$P - HE_{\max} = 44,8165$	$K - HE_{\max} = 44,85925$
	$P - HE_{\min} = 44,8545$	$K - HE_{\min} = 44,85675$
Прохідний зношений	$P - PR_{\text{зн}} = 44,920$	$K - И_{\max} = 44,92125$ $K - И_{\min} = 44,91875$

Ескіз калібру-скоби наведено на рис. 3.7.

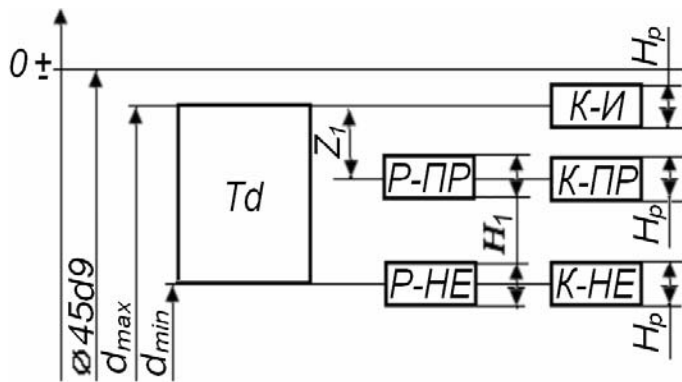


Рис. 3.6. Схема розташування полів допусків контрольованого вала

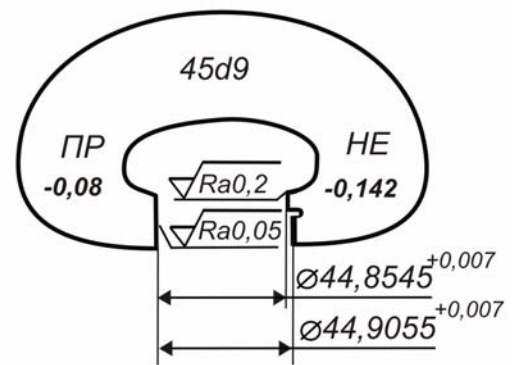


Рис. 3.7. Ескіз калібру-скоби

Приклад 3. Визначити виконавчі і граничні розміри калібру-пробки для контролю отвору $\varnothing 200F9 \begin{pmatrix} +0,165 \\ +0,050 \end{pmatrix}$. Накреслити схему полів допусків і ескіз калібру.

Розв'язання. Визначаємо граничні відхилення, допуск і граничні розміри отвору $\varnothing 200Fd9$, мм:

$$ES = +0,165, EI = +0,050; Td = 0,062; D_{\min} = 200,050, D_{\max} = 200,165.$$

Граничні відхилення і допуски калібрів знаходимо за табл. 1 Додатку Е, мкм: $z = 21, Y = 0, \alpha = 4, H = 10$. Креслимо схему полів допусків калібру-пробки (рис. 3.8).

За формулами табл. 6 Додатку Е обчислюємо виконавчі розміри калібру-пробки, мм:

прохідної нової сторони

$$P-ПР_{\text{вик}} = (D_{\min} + z + 0,5 \cdot H)_{-H} = (200,050 + 0,021 + 0,5 \cdot 0,010)_{-0,010} = 200,076_{-0,010};$$

непрохідної сторони

$$P-HE_{\text{вик}} = (D_{\max} - \alpha + 0,5 \cdot H)_{-H} = (200,165 - 0,004 + 0,5 \cdot 0,010)_{-0,010} = 200,166_{-0,010};$$

прохідної зношеної

$$P-ПР_{\text{зн}} = D_{\min} - Y_1 + \alpha = 200,050 - 0 + 0,004 = 200,054 \text{ мм.}$$

Граничні розміри калібру-пробки, мм, знаходимо за формулами табл. 6 Додатку Е: прохідного $P-ПР_{\max} = 200,076, P-ПР_{\min} = 200,066;$

непрохідного $P-HE_{\max} = 200,166, P-HE_{\min} = 200,156.$

Ескіз калібру-пробки наведено на рис. 3.9.

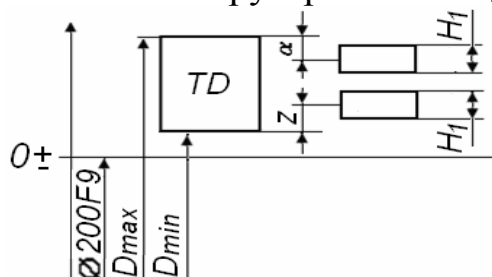


Рис. 3.8. Схема розташування полів допусків калібру-пробки.

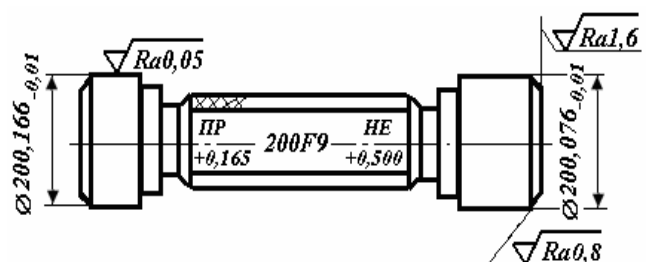


Рис. 3.9. Ескіз калібру-пробки.

Приклад 4. Для сполучення $\varnothing 10H7/f7$ розрахувати граничні та виконавчі розміри калібрів.

Розрахунок калібрів для отвору $\varnothing 10H7$, мкм: $z = 2$, $H = 2,5$ (табл. 1 Додатку Е). Визначаємо граничні відхили отвору (табл. 2 Додатку А):

$$\varnothing 10H7^{(+0,015)} : ES = +0,015 \text{ мм}, EI = 0. \text{ Тоді } D_{\min} = D + EI = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$D_{\max} = D + ES = 10 + 0,015 = 10,015 \text{ мм}.$$

$$\text{Робочий прохідний калібр, мм: } P - RP = D_{\min} + z \pm 0,5H .$$

$$P - RP_{\max} = D_{\min} + z + 0,5 \cdot H = 10 + 0,002 + 0,5 \cdot 0,00025 \approx 10,0035 ;$$

$$P - RP_{\min} = D_{\min} + z - 0,5 \cdot H = 10 + 0,002 - 0,5 \cdot 0,00025 \approx 10,001;$$

$$P - RP_{\text{зн}} = D_{\min} - Y = 10 - 0,0015 = 9,9985.$$

Допуск калібру:

$$IT = P - RP_{\max} - (P - RP_{\min}) = 10,0035 - 10,001 = 10,0025 \text{ мм}.$$

$$\text{Виконавчий розмір калібру } P - PR_{\text{вик}} = P - PR_{\max(-H)} = 10,0035_{-0,0025} \text{ мм}.$$

$$\text{Робочий непрохідний калібр, мм: } P - NE = D_{\min} \pm 0,5H .$$

$$P - NE_{\max} = D_{\max} + 0,5 \cdot H = 10,015 + 0,5 \cdot 0,00025 \approx 10,016;$$

$$P - NE_{\min} = D_{\max} - 0,5 \cdot H = 10,015 - 0,5 \cdot 0,00025 \approx 10,0135.$$

Допуск калібру:

$$IT = P - NE_{\max} - (P - NE_{\min}) = 10,016 - 10,0135 = 0,0025 \text{ мм}.$$

$$\text{Виконавчий розмір калібру } P - NE_{\text{вик}} = P - NE_{\max(-H)} = 10,016_{-0,0025} \text{ мм}.$$

Розрахунок калібрів для вала $\varnothing 10f7$, мкм: $z_1 = 2$, $H_1 = 2,5$ (табл. 1 Додатку Е). Визначаємо граничні відхили вала $\varnothing 10f7 \begin{pmatrix} -0,013 \\ -0,028 \end{pmatrix}$ (табл. 5

Додатку А):

$$d_{\min} = D + ei = 10 + (-0,028) = 9,972 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = D + es = 10 + (-0,013) = 9,987 \text{ мм}.$$

$$\text{Робочий прохідний калібр, мм: } P - RP = d_{\max} - z_1 \pm 0,5 \cdot H_1 .$$

$$P - RP_{\max} = d_{\max} - z_1 + 0,5 \cdot H_1 = 9,987 - 0,002 + 0,5 \cdot 0,00025 = 9,9860;$$

$$P - RP_{\min} = d_{\max} - z_1 - 0,5 \cdot H_1 = 9,987 - 0,002 - 0,5 \cdot 0,00025 = 9,9835;$$

$$P - RP_{\text{зн}} = d_{\min} + Y_1 = 9,972 + 0,0015 = 9,9735.$$

Допуск калібру:

$$IT = P - RP_{\max} - (P - RP_{\min}) = 9,9860 - 9,9835 = 0,0025 \text{ мм}.$$

$$\text{Виконавчий розмір калібру } P - PR_{\text{вик}} = P - PR_{\min}^{+H_1} = 9,9835_{+0,0025} \text{ мм}.$$

$$\text{Робочий непрохідний калібр, мм: } P - NE = d_{\min} \pm 0,5 \cdot H_1$$

$$P - NE_{\max} = d_{\min} - 0,5 \cdot H_1 = 9,972 - 0,5 \cdot 0,00025 = 9,9715;$$

$$P - NE_{\min} = d_{\min} + 0,5 \cdot H_1 = 9,972 + 0,00025 = 9,97225.$$

$$IT = P - NE_{\max} - (P - NE_{\min}) = 9,9715 - 9,97225 = 0,00075 \text{ мм}.$$

Виконавчий розмір калібру $P - HE_{\text{вик}} = P - HE_{\text{min}}^{+H_1} = 9,9710^{+0,0025}$.

Контркалибр робочого прохідного калібру, мм:

$$K - ПР = d_{\text{max}} - z_1 \pm 0,5 \cdot H_p ;$$

$$K - ПР_{\text{max}} = d_{\text{max}} - z_1 + 0,5 \cdot H_p = 9,987 - 0,002 + 0,5 \cdot 0,001 = 9,9855;$$

$$K - ПР_{\text{min}} = d_{\text{max}} - z_1 - 0,5 \cdot H_p = 9,987 - 0,002 - 0,5 \cdot 0,001 = 9,9845.$$

Допуск калібру $IT = K - ПР_{\text{max}} - (K - ПР_{\text{min}}) = 9,9855 - 9,9845 = 0,001$ мм.

Виконавчий розмір калібру $K - ПР_{\text{вик}} = K - ПР_{\text{max}(-H_p)} = 9,9845_{-0,001}$ мм.

$$HE = d_{\text{min}} + \alpha_1 - 0,5 H_1 = 25,9935 + 0 - 0,002 = 25,9915;$$

$$ПР = d_{\text{max}} - Z_1 - 0,5 H_1 = 26,0065 - 0,003 - 0,002 = 26,0015;$$

$$\text{границя зносу } ПРз = d_{\text{max}} + Y_1 - \alpha_1 = 26,0065 + 0,003 - 0 = 26,0095;$$

в) контркалибри, мм:

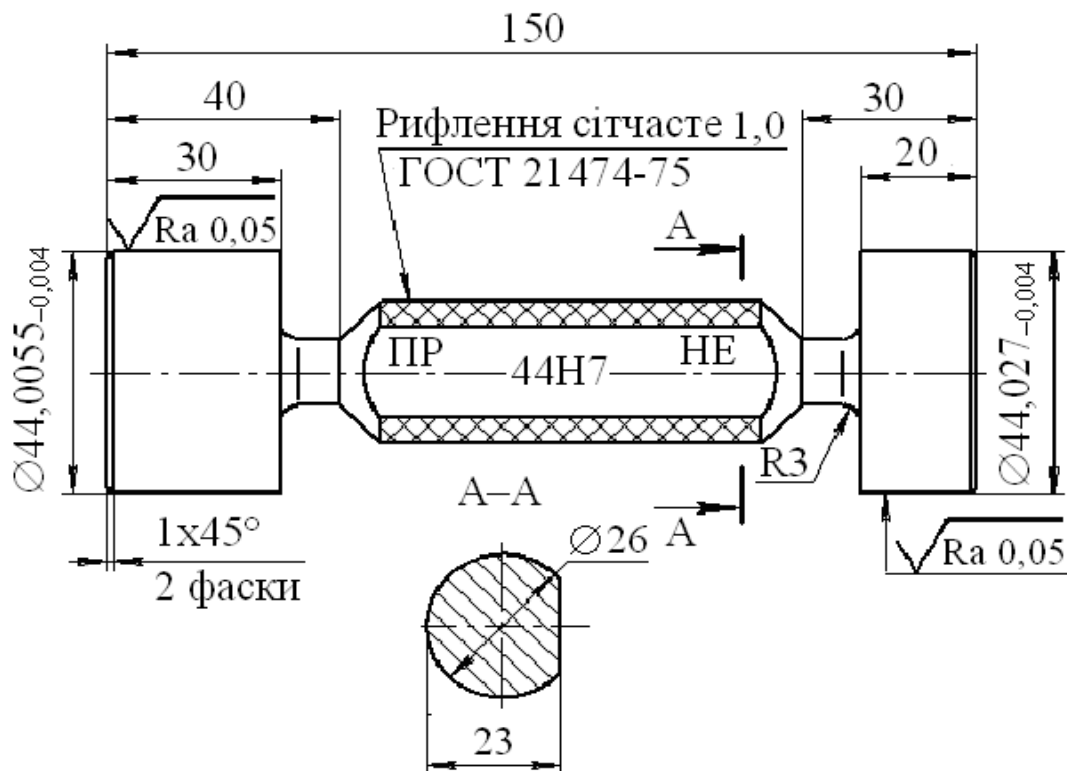
$$K - HE = d_{\text{min}} + \alpha_1 + 0,5 H_p = 25,9935 + 0 + 0,00075 = 25,99425;$$

$$K - ПР = d_{\text{max}} - Z_1 + 0,5 H_p = 26,0065 - 0,003 + 0,00075 = 26,00425;$$

$$K - Z = d_{\text{max}} + Y_1 - \alpha_1 + 0,5 H_p = 26,0065 + 0,003 - 0 + 0,00075 = 26,01025.$$

Зразки робочих креслень калібрів показані на рис. 3.10 та 3.11.

$\sqrt{Ra 12,5}$ (✓)



1. Термообробка робочих поверхонь калібра 50...60 HRCe.
2. Гострі кромки притупити фаскою 0,5x45°.
3. H14, h14, ±IT14/2.

Рис. 3.10. Робочий кресленик калібру-пробки 44H7

10. Якими способами перевіряють точність калібрів-пробок?
11. За якими причинами граничні і нормальні калібри не застосовують в квалітетах високої точності?
12. Конструктивні види, достоїнства і недоліки граничних калібрів з регульованими вимірювальними поверхнями.
13. Суть і умови застосування принципу Тейлора при конструюванні граничних калібрів для гладких виробів.
14. Маркування і умовне позначення граничних калібрів.
15. Що правильно вказувати на калібрах: умовне позначення полів допусків або числове значення граничних відхилів?
16. У якому разі застосовують і які граничні калібри-пробки краще: плоскі або круглі?
17. В яких випадках застосовують і які калібри-пробки і калібри-скоби краще: у яких прохідна сторона розташована з однієї або різних сторін?
18. Чи можна граничними калібрами перевіряти точність розмірів і форми виробів?
19. Чому у граничних калібрів вимірювальні поверхні прохідної сторони більш довгі, ніж непрохідної сторони?
20. Міри підвищення довговічності граничних калібрів. Яка є залежність зносу від числа вимірювань?
21. Як слід перевіряти отвори і вали плоскими калібрами-пробками і калібрами-скобами?
22. Який розмір калібрів-пробок називають виконавчим? Як розташовуються допуски цих розмірів?
23. Які розміри є номінальними для граничних калібрів?
24. Побудуйте схеми полів допусків і виведіть по цим схемам рівняння для обчислення виконавчих розмірів прохідної сторони нового: а) калібру-скоби при номінальних розмірах до 180 мм; б) калібру-скоби при номінальних розмірах до 500 мм; в) калібру-пробки при номінальних розмірах до 180 мм; г) калібру-пробки при номінальних розмірах до 500 мм.
25. Побудуйте схему полів допусків і виведіть рівняння для обчислення виконавчого розміру прохідної сторони зношеного калібру (див. питання 24).
26. Побудуйте схему полів допусків і виведіть рівняння для обчислення виконавчого розміру контрольного калібру: а) К–В; б) К–ПР; в) К–НЕ.
27. Як повинно бути спрямовані допуски виконавчих розмірів прохідних і непрохідних сторін калібрів-пробок і калібрів-скоб? Як вказують на кресленнях допуски на виготовлення калібрів-пробок і калібрів-скоб?

3.4. Задачі

1. Виріб має такі розміри, мм (відхили в мкм):

- | | |
|---|---|
| 1. $D_{\max} = 56,076, D_{\min} = 56,030$; | 2. $D_{\max} = 32,064, D_{\min} = 32,025$; |
| 3. $D_{\max} = 26,016, D_{\min} = 25,984$; | 4. $D_{\max} = 19,960, D_{\min} = 19,927$; |
| 5. $D_{\max} = 49,940, D_{\min} = 49,894$; | 6. $D_{\max} = 40,000, D_{\min} = 39,961$; |
| 7. $D = 20, ES = +53, EI = +20$; | 8. $D = 35, ES = +89, EI = +50$; |
| 9. $D = 20, ES = -10, EI = -23$; | 10. $D = 40, ES = +64, EI = +25$; |
| 11. $D = 52, ES = +134, EI = +60$; | 12. $D = 84, ES = +54, EI = 0$; |
| 13. $d = 20, es = +40, ei = -73$; | 13. $d = 38, es = 0, ei = -39$; |
| 14. $d = 32, es = -20, ei = -89$; | 15. $d = 140, es = 0, ei = -63$. |

Визначити номінальні розміри калібрів для контролю даного виробу.

2. Вихідні дані приведені в таблиці (розміри в мм, допуски і відхили в мкм).

Варіант	Вихідні дані	Варіант	Вихідні дані
1.	$P - PP_{\max} = 80,024; H_1 = 10$	9.	$K - PP_{\min} = 100,017; H_p = 4$
2.	$P - PP_{\max} = 45,024;$ $P - PP_{\min} = 45,012$	10.	$P - HE_{\max} = 56,518;$ $P - HE_{\min} = 56,508$
3.	$P - PP_{\max} = 48,634;$ $P - PP_{\min} = 48,630$	11.	$K - PP_{\max} = 86,324;$ $K - PP_{\min} = 86,320$
4.	$P - PP_{\min} = 76,014; H_1 = 10$	12.	$K - HE_{\min} = 99,971; H_p = 4$
5.	$P - PP_{\min} = 60,026; H_1 = 10$	13.	$K - B_{\max} = 10,035; H_p = 4$
6.	$P - HE_{\max} = 79,968; H_1 = 10$	14.	$K - HE_{\max} = 44,866;$ $K - HE_{\min} = 44,862$
7.	$P - HE_{\min} = 60,578; H_1 = 15$		
8.	$P - HE_{\max} = 56,318;$ $P - HE_{\min} = 56,308$	15.	$K - B_{\max} = 50,005;$ $K - B_{\min} = 50,002$

Визначити виконавчі розміри калібрів.

3. Задані значення параметрів.

Варіант	Номінальний розмір D , мм	Поле допуску	Варіант	Номінальний розмір D , мм	Поле допуску
1.	2	g6	8.	100	m7
2.	4	js6	9.	160	f7
3.	10	k6	10.	220	e8
4.	16	n6	11.	280	a11
5.	20	p6	12.	360	d8
6.	40	r6	13.	450	d9
7.	63	s6			

Визначити виконавчі і граничні розміри калібрів, накреслити схему полів допусків і ескіз робочого калібру-скоби для контролю вала.

4. Задані номінальний розмір D (див. задачу 3) і поле допуску:

1. M6; 2. G7; 3. H7; 4. K7; 5. N7; 6. P7; 7. R7; 8. S7; 9. D8; 10. H8; 11. M8; 12. E9; 13. G10; 14. V10; 15. D11. Визначити виконавчі і граничні розміри калібру-пробки, накреслити схему полів допусків і ескіз робочого калібру-пробки.

5. Задані номінальний розмір (див. задачу 3) і посадка:

1. H7/a6; 2. H7/r6; 3. H7/s6; 4. H8/e8; 5. H7/f8; 6. H8/e9; 7. H8/f9; 8. H9/d9; 9. H11/d11; 10. H7/n6; 11. K7/h6; 12. F8/h6; 13. N8/h7; 14. D9/h8; 15. E9/h8; 16. C11/h11. Визначити виконавчі і граничні розміри, включаючи P–PP_{зн} робочих і контрольних калібрів для вала і отвору; накреслити схеми полів допусків, ескізи робочих і контрольних калібрів.

Список рекомендованої літератури

1. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна.]. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.
2. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : підр. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 503 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Навчально-методичний комплекс : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова, В. С. Шебаніна і І. М. Бендери]. – Миколаїв, 2014. – 576 с.
4. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : підр. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [А. А. Дудніков, І. С. Сірий, Г. О. Іванов та ін.; за ред. А. А. Дуднікова і І. С. Сірого]. – К. : Аграрна освіта, 2015. – 327 с.
5. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / [Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна]. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2010. – 291 с.
6. Якість деталей машин: навч. пос. для студ. вищ. навч. закл. / [І. Г. Гончаренко, Г. О.Іванов, В. М. Кісь та ін; за ред. Л. М. Тищенко.]. – Харків : ФОП Родак Л.П., 2008. – 171 с.
7. Взаємозамінність та технічні виміри: навч. посіб. для вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт. – К. : Видавництво “Аграрна освіта”, 2006. – 335 с.
8. Основи взаємозамінності, стандартизації, сертифікації, акредитації та технічні вимірювання: підручник / [М. С. Когут, Н. М. Лебідь, О. В. Білоус та ін.]. – Львів : Світ, 2010. – 528 с.
9. Взаємозамінність, основи стандартизації та технічних вимірювань : підруч. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, П. М. Полянський; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. – [вид. перероб. і допов.]. – Миколаїв, видавництво Миколаївського національного аграрного університету, 2016. – 412 с.
10. Допуски и посадки: Справочник / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. Т. 1. – Л. : Машиностроение, 1982.
11. Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. А., Допуски и посадки: Справочник, Т. 2. – Л. : Машиностроение, 1983.

12. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». Учеб. пособие для вузов / [Н. Н. Зябрева, Е. М. Перельман, М. Я. Шегал]. – М. : «Высш. школа», 1977. – 207 с.
13. Кадомський С. В. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання: Курс лекцій для студ. спец. напрямку 0902 "Інженерна механіка" всіх форм навч. / С. В. Кадомський. – К. : НУХТ, 2012. – 354 с.
14. Мартинов А. П. Конспект лекцій з дисципліни “Взаємозамінність, метрологія, стандартизація” для студ. усіх спеціальностей напрямку «Інженерна механіка» / А. П. Мартинов. – Краматорськ : ДДМА, 2003. – 164 с.
15. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник: в 2 т. – М. : Издательство стандартов, 1989. – Т 1. – 263 с.
16. Зябрева Н.Н. Лабораторные занятия по курсу «Основы взаимозаменяемости и технические измерения» / Н. Н. Зябрева, М. Я. Шегал . – Машиностроение : 1966. – 348 с.

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

	Б	форми
Брак		плоских поверхонь, 69
виправний, 120		циліндричних поверхонь, 69
остаточний, 121		Втулка, 91
	В	Г
Вал, 17, 88		Границя максимуму матеріалу, 19
Вальниця		Границя мінімуму матеріалу, 19
ковзання, 194		Д
кочення, 203, 204, 207		Деталь, 17, 119
клас точності, 209		Дисперсія, 29, 31
серія, 208		Діапазон розсіювання, 41
типорозмір, 208		Довірчий інтервал, 39
Взаємозамінність		Допуск, 50
внутрішня, 9		діаметрів нарізі, 254
зовнішня, 9		зазору, 19
неповна, 9		натягу, 19
повна, 9		перехідної посадки, 19
Відхил		Е
верхній, 18		Ексцентриситет, 196
граничний, 18		Є
невказаний граничний, 164		Єдина система допусків і посадок,
нижній, 18		48
розмір, 17		З
Відхил і допуск		З'єднання, 17
нахилу, 79		Зазор, 19
паралельності, 74		боковий, 287
перпендикулярності, 76		гарантований боковий, 288
співвісності, симетричності,		імовірно розсіювання, 186
перетину осей і радіального		максимальний гарантований, 200
биття, 79		
товщини зуба по постійній хорді,		
293		

- мінімальний граничний, 198
 найбільш допустимий, 186
 найбільш імовірний, 186
 найбільший боковий, 288
 найменш імовірний, 186
 оптимальний, 200
 середнє значення, 186
- Закон**
 нормальний, 30
 Релея, 31
 рівнобедреного трикутника, 31
 рівної ймовірності, 30
- Заміна**
 еквівалентна, 125
 нееквівалентна, 126
- Зубчасте колесо, 279**
 види сполучень, 281
 вихідний контур, 291
 довжина загальної нормалі
 номінальна, 294
 середня, 294
 коливання вимірювальної
 міжосьової відстані за один оберт,
 282
 комплекси контролю, 284
 модуль, 289
 найбільше вільне кутове
 переміщення, 288
 номінальна величина товщини
 зуба, 292
 номінальна вимірювальна
 міжосьова відстань, 289
 ступені точності, 281
 сумарний коефіцієнт зміщування,
 290
- I**
- Інтервал номінального розміру, 49
- К**
- Калібри, 349**
 для контролю валів, 351
 для контролю отворів, 349
 контрольні, 349
 маркування, 352
 матеріали, 352
 приймальні, 349
 робочі, 349
- Квалітет, 51**
Кільце, 91
Клас точності, 409
Коефіцієнт
 взаємозамінності, 16
 застосовності, 332
 конструктивний відносної
 точності, 121
 повторності складальних частин,
 332
 технологічної точності, 122
- Контакт зубів, 279**
Корпусна деталь, 101
Кришка, 98
Кут, 229
 допуск, 229
 залежний, 229
 незалежний, 229
 нормальний, 229
- M**
- Математичне очікування, 29**
Метод

групової взаємозамінності, 307
неповної взаємозамінності, 307
повної взаємозамінності, 306
припасування, 307

Н

Нарізь, 247
висота початкового трикутника,
250
внутрішній діаметр, 248
довжина згвинчування, 250
зведений середній діаметр, 253
зведений середній діаметр болта,
252
зведений середній діаметр гайки,
253
зовнішній діаметр, 248
крок, 249
кут підйому, 250
кут профілю, 249
кути нахилу сторін профілю, 250
номінальний радіус заокруглення
западни гвинта, 251
профіль, 248
робоча висота профілю, 250
середній діаметр, 249
сумарний допуск, 253
умовне позначення, 254

Натяг, 19

максимальний, 176
мінімальний, 176

О

Одиниця допуску, 50
Основний відхил, 54

Отвір, 17, 81, 83

П

Параметричні ряди, 333
Плавність роботи, 279
Поверхня, 17
Поле допуску, 18
Посадка
перехідна, 187
Профіль
висота найбільшого виступу, 143
висота нерівностей за десятьма
точками, 143
відхил, 142
глибина найбільшої западини, 143
крок нерівності, 143
найбільша висота нерівності, 143
нахил, 143
опорна довжина, 144
рівень перерізу, 142
середній арифметичний відхил,
143
середній крок місцевий виступів,
143
середній крок нерівності, 143
середня арифметична лінія, 142
середня лінія, 142

Р

Розмір, 17
граничний, 17
найбільший, 17
найменший, 17
дійсний, 17
номінальний, 17

середній, 19
Розмірний ланцюг, 304
ланка, 304
замикальна, 304
допуск, 308
номінальний розмір, 307
рівняння граничних відхилів,
307
рівняння граничних розмірів,
307
середній відхил, 309
збільшувальна, 305
зменшувальна, 305
плоский, 304
просторовий, 304
Ряди переважаючих чисел, 333

С

Селективне складання, 224
Система середньої лінії, 142
Стакан, 96, 97
Стандартизація, 330
економічна ефективність, 343
рівень, 332

Т

Точність, 279
геометрична, 72
кінематична, 279
ступень, 279

У

Уніфікація
рівень, 332

Х

Хвилястість, 148
висота, 149
крок, 148
найбільша висота, 149
середній крок, 149

Ч

Число одиниць допуску, 51

Ш

Шорсткість поверхні, 142
Шпонка
клинова, 236
призматична, 236
сегментна, 236

Перелік стандартів, на які даються посилання в тексті підручника

1. Управление качеством и обеспечение качества. Термины и определения : ДСТУ 3230-95. – [Чинний від 1996-07-01]. – К. : Госстандарт Украины, 1996. – 29 с.
2. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры : ГОСТ 6636:2004. – [Введен с 2004-01-01]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 7 с. – (Межгосударственный стандарт России).
3. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми : ДСТУ 2500-94. – [Чинний від 1994-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1994. – 51 с. – (Національний стандарт України).
4. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений : ГОСТ 25346-89. – [Введен с 1990-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1989. – 19 с.
5. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки : ГОСТ 25347-86. – [Введен с 1987-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1982. – 16 с.
6. Единая система допусков и посадок. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм : ГОСТ 25348-88. – [Введен с 1990-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 20 с.
7. Допуски форми та розташування поверхонь Терміни та визначення : ДСТУ 2498-94. – [Чинний від 1995-07-01]. – К. : Держстандарт України, 1994. – 113 с. – (Національний стандарт України).
8. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения : ГОСТ 24643-81. – [Введен 1981-06-30]. – М. : Издательство стандартов, 1981. – 9 с.
9. Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення : ДСТУ 2413-94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1994, 37 с. – (Національний стандарт України).
10. Единая система конструкторской документации. Обозначение шероховатости поверхностей : ГОСТ 2.309-90. – [Введен с 1990-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 2004. – 10 с.
11. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики : ГОСТ 2789-73. – [Введен с 1974-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1973. – 12 с.
12. Единая система конструкторской документации. Основные надписи : ГОСТ 2.104-2006. – [Введен с 2006-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 2006. – 12 с.

13. Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками : ГОСТ 30893.1-2002. – [Введен 2002-12-01]. – М. : Издательство стандартов, 2002. – 12 с.
14. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки : ГОСТ 3325–85. – [Введен с 1985-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 103 с.
15. Підшипники кочення : ДСТУ ГОСТ 520:2015. – [Чинний від 2015-01-01]. – К. : Держстандарт України, 2015. – 72 с. – (Національний стандарт України).
16. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов : ГОСТ 8593-81. – [Введен с 1981-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1982. – 2 с.
17. Нормальные углы и допуски углов : ГОСТ 8908-81. – [Введен с 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1981. – 15 с.
18. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматичними шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки : ГОСТ 23360-93. – [Введен с 1978-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 19 с.
19. З'єднання шпонок з сегментними шпонками. Розміри шпонок і перерізів пазів. Допуски і посадки : ДСТУ ГОСТ 24071:2005. – [Чинний від 2005-06-01]. – К. : Держстандарт України, 2005. – 6 с.
20. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения : ГОСТ 11708-82. – [Введен с 1984-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1984. – 32 с.
21. Основні норми взаємозамінності. Різьба і різьбові з'єднання. Терміни та визначення : ДСТУ 2497-94. – [Чинний від 1994-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1994. – 16 с. – (Національний стандарт України).
22. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль : ГОСТ 9150–81. – [Введен с 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 4 с.
23. Передачі зубчасті. Похибки та допуски. Терміни та визначення : ДСТУ 3423-96. – [Чинний від 1998-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1997. – 69 с. – (Національний стандарт України).
24. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски : ГОСТ 1643:2003. – [Введен с 2004-01-01]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 45 с.
25. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски : ГОСТ 1758-87. – [Введен с 1988-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1981. – 43 с.
26. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски : ГОСТ 3675-86. – [Введен с 1987-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1986. – 66 с.

27. Межгосударственная система стандартизации. Основные положения : ДСТУ 1.0:2003. – [Введен с 2003-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 2003. – 8 с.
28. Экономическая эффективность стандартизации. Методы определения. Основные положения : ГОСТ 20779-81. – [Введен с 1987-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1982. – 50 с.
29. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения : ГОСТ 11708-87. – [Введен с 1984-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 33 с.
30. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги : ГОСТ 8724-81. – [Введен с 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 5 с.
31. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры : ГОСТ 24705:2004. – [Введен с 2005-07-01]. – М. : Стандартиформ, 2005. – 19 с.
32. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором : ГОСТ 16093:2004. – [Введен с 2005-07-01]. – М. : Стандартиформ, 2005. – 45 с.
33. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки : ГОСТ 24834:2003. – [Введен с 2004-01-01]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 12 с.
34. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом : ГОСТ 4608:2002. – [Введен с 2003-01-01]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 11 с.
35. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел : ГОСТ 8032-87. – [Введен с 1987-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1974. – 16 с.
36. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять : ДСТУ 3321: 2003. – [Чинний від 2004-10-01]. – К. : Держстандарт України, 2003. – 55 с.
37. Единая система конструкторской документации. Общие правила выполнения чертежей : ГОСТ 2.301:2000. – ГОСТ 2.321:2000. – М. : Издательство стандартов. 2000. – 239 с.
38. Державна система забезпечення єдності вимірювань. Метрологія. Терміни та визначення : ДСТУ 2681-94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1994. – 68 с.
39. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес : ГОСТ 2.403-75. – [Введен с 1976-01-01]. – М. : Издательство стандартов. 1976. – 31 с.

Додатки

Додаток А
Таблиця 1

Числові значення допусків за ДСТУ 2500-94, вибірка																	
Інтервали номінальних розмірів, мм, (понад – до)	Квалітет																
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	17	18	мм		
	МКМ								мм								
До 3 включно	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	1,00	1,40			
3 – 6	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	1,20	1,80			
6 – 10	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	1,50	2,50			
10 – 18	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,80	2,70			
18 – 30	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	2,10	3,30			
30 – 50	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	2,50	3,90			
50 – 80	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	3,00	4,60			
80 – 120	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	3,50	5,40			
120 – 180	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	4,00	6,30			
180 – 250	14	20	29	46	72	115	1850	290	0,46	0,72	1,15	1,85	5,20	7,20			
250 – 315	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	5,70	8,10			
315 – 400	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,230	6,30	8,90			
400 – 500	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55,	2,50	7,00	9,70			
500 – 630	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	8,00	11,0			
630 – 800	25	33	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	9,00	12,5			
800 – 1000	29	40	56	90	140	230	360	560	1,05	1,40	2,30	3,60	10,5	14,0			
1000 – 1250	34	46	66	105	165	260	420	660	1,25	1,65	2,60	4,20	12,5	16,5			
1250 – 1600	40	54	73	125	195	310	500	780	1,50	1,95	3,10	5,00	15,0	19,5			
1600 – 2000	43	65	92	150	230	370	600	920	1,75	2,30	3,70	6,00	17,5	23,0			
2000 – 2500	57	77	110	175	280	440	700	1100	2,10	2,80	4,40	7,00	21,0	28,0			

Граничні відхили отворів розмірами від 1 до 500 мм
(за ДСТУ 2500–94, вибірка)

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску										
	F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7
	Граничні відхили, мкм										
Від 1 до 3	+16 +6	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24	-
Понад 3 » 6	+22 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27	-
» 6 » 10	+28 +13	+20 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32	-
» 10 » 14	+34	+24	+18	+9	+6	0	-5	-11	-16	-21	-
» 14 » 18	+16	+6	0	-9	-12	-18	-23	-29	-34	-39	-
» 18 » 24	+41	+28	+21	+10	+6	0	-7	-14	-20	-27	-
» 24 » 30	+20	+7	0	-10	-15	-21	-28	-35	-41	-48	-33 -54
» 30 » 40	+50	+3	+25	+12	+1	0	-8	-17	-25	-34	-39 -64
» 40 » 50	+25	-9	0	-12	-18	-25	-33	-44	-50	-59	-45 -70
» 50 » 65	+60	+40	+30	+15	+9	0	-9	-21	-30	-42	-55 -85
» 65 » 80	+30	+10	0	-15	-21	-30	-39	-51	-60	-72	-64 -94
» 80 » 100	+71	+47	+35	+17	+10	0	-10	-24	-38	-58	-78 -113
» 100 » 120	+36	+12	0	-17	-25	-35	-45	-59	-73	-93	-91 -126
» 120 » 140									-48	-77	-107 -147
» 140 » 160	+83 +43	+54 +14	+40 0	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52	-28 -68	-50	-85	-119 -159
» 160 » 180									-53	-93	-131 -171
» 180 » 200									-60	-105	-149 -195
» 200 » 225	+96 +50	+61 +15	+46 0	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60	-33 -79	-63	-113	-163 -209
» 225 » 250									-67	-123	-179 -225
» 250 » 280	+108	+69	+52	+26	+16	0	-14	-36	-74	-138	-198
» 280 » 315	+56	+17	0	-26	-36	-52	-66	-88	-126	-190	-250 -220 -272
» 315 » 355	+119	+75	+57	+28	+17	0	-16	-41	-87	-169	-247
» 355 » 400	-62	+18	0	-28	-40	-57	-73	-98	-144	-226	-304 -273 -330
» 400 » 450	+131	+83	+63	+31	+18	0	-17	-45	-103	-209	-307
» 450 » 500	+68	+20	0	-31	-45	-63	-80	-108	-166	-272	-370 -337 -400

Таблиця 3

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску													
	D8	E8	F8	H8	JS8	K8	M8	N8	U8	D9	E9	F9	H9	JS9
	Граничні відхилення, мкм													
Від 1 до 3	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+4 0	+7 -7	0 -11	-	-1 -18	-18 -32	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+25 0	+12 -12
Понад 3 до 6	+48 +30	+38 +20	+28 +10	+22 0	+9 -9	+5 -13	-	-2 -20	-23 -41	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+30 0	+15 -15
6 – 10	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+22 0	+11 -11	+6 -16		-3 -25	-8 -50	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+36 0	+18 -18
10 – 14	+77 +50	459 +32	+43 +16	+27 0	+13 -13	+8 -19	+2 -25	-3 -30	-33 -60	+93 +50	+75 +32	+59 +16	+43 0	+21 -1
14 – 18														
18 – 24	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+33 0	+16 -16	+10 -23	+4 -29	-3 -36	-11 -74 -48 -81	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+52 0	+26 -26
24 – 30														
30 – 40	+119 +80	+89 +50	+61 +25	+39 0	+19 -19	+12 -27	+5 -34	-3 -42	-60 -99 -70 -109	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+62 0	+31 -31
40 – 50														
50 – 65	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0	+23 -23	+14 -32	+5 -41	-4 -50	-87 -133 -102 -148	+174 +100	+131 +60	+104 +30	+74 0	+37 -37
65 – 80														
80 – 100	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58	-124 -178 -144 -198	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+87 0	+43 -43
100 – 120														
120 – 140									-170 -233					
140 – 160	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67	-90 -253 -210 -273	+245 +145	+165 +85	+143 +43	+100 0	+50 -50
160 – 180														
180 – 200									-236 -308					
200 – 226	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+36 -36	+22 -50	+9 -3	-5 -7	-258 -330 -284 -356	+285 +170	+215 +100	+165 +50	+115 0	+57 -57
225 – 250														
250 – 280	+271 +190	+191 +110	+137 +56	+81 0	+40 -40	+25 -56	+9 -72	-5 -86	-315 -396 -350 -431	+320 +190	+240 +110	+186 +56	+130 0	+65 -65
280 – 315														
315 – 355	+299 +210	+214 +125	+151 +62	+89 0	+44 -44	+28 -61	+11 -78	-5 -94	-390 -479 -435 -521	+350 +210	+265 +125	+202 +62	+140 0	+70 -70
355 – 400														
400 – 450	+327 +230	+232 +135	+165 +68	+97 0	+48 -48	+29 -68	+11 -86	-6 -103	-490 -587 -540 -637	+385 +230	+290 +135	+223 +68	+155 0	+77 -77
450 – 500														

Граничні відхили валів розмірами від 1 до 500 мм
(за ДСТУ 2500–94, вибірка)

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску										
	f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6
	Граничні відхили, мкм										
Від 1 до 3	-6 -12	-2 -8	0 -6	+3,0 -3,0	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-
Понад 3 до 6	-10 -18	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-
6 – 10	-13 -22	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-
10 – 14	-16 -27	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-
14 – 18											
18 – 24	-20 -33	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	- +54 +41
24 – 30											
30 – 40	-25 -41	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +48 +70 +54
40 – 50											
50 – 65	-30 -49	-10 -29	0 -19	+9,5 -9,5	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41 +62 +43	+72 +53 +78 +59	+85 +66 +94 +75
65 – 80											
80 – 100	-36 -58	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	4-25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51 +76 +54	+93 +71 +101 +79	+113 +91 +126 +104
100 – 120											
120 – 140									+88 +63	+117 +92	+147 +122
140 – 160	-43 -68	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +4	+90 +65	+125 +100	+159 +134
160 – 180									+93 +68	+133 +108	+171 +146
180 – 200									+106 +77	+151 +122	+195 +166
200 – 225	-50 -79	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+109 +80 +113 +84	+159 +130 +169 +140	+209 +180 +225 +196
225 – 250											
250 – 280	-56 -88	-17 -49	0 -32	+16,0 -16,0	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94 +130 +98	+190 +158 +202 +170	+250 +218 +272 +240
280 – 315											
315 – 355	-62 -98	-18 -54	0 -36	+18,0 -18,0	+40 +4	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +106 +150 +114	+226 +190 +244 +208	+304 +268 +330 +294
355 – 400											
400 – 450	-68 -108	-20 -60	0 -40	+20,0 -20,0	+45 +5	+63 +23	+80 +40	+108 +68	+166 +126 +172 +132	+272 +232 +292 +252	+370 +330 +400 +360
450 – 500											

Таблиця 5

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску															
	e7	f7	h7	js7	k7	m7	n7	s7	u7							
	Граничні відхилення, мкм															
Від 1 до 3	-14 -24	-6 -16	0 -10	+5 -5	10 0	-	+14 +4	+24 +14	+28 +18							
Понад 3 до 6	-20 -32	-10 -22	0 -12	+6 -6	+13 +41	+16 +4	+20 +8	+31 +19	+35 +23							
6 – 10	-25 -40	-13 -28	0 -15	+7 -7	+16 +1	+21 +6	+25 +10	+38 +23	+43 +2t							
10 – 14	-32 -50	-16 -34	0 -18	+9 -9	+19 +1	+25 +7	+30 +12	+46 +28	+51 +33							
14 – 18																
18 – 24	-40 -61	-20 -41	0 -21	+10 -10	+23 +2	+29 +8	+36 +15	+56 +35	+62 +41							
24 – 30									+69 +48							
30 – 40	-50 -75	-25 -50	0 -25	+12 -12	+27 +2	+34 +9	+42 +17	+68 +43	+85 +60							
40 – 50									+96 +70							
50 – 65	-60 -90	-30 -60	0 -30	+15 -15	+32 +2	+41 +11	+50 +20	+83 +53	+117 +87							
65 – 80								+89 +59	+132 +102							
80 – 100	-72 -107	-36 -71	0 -35	+17 -17	+38 +3	+48 +13	+58 +23	+106 +71	+159 +124							
100 – 120								+114 +79	+179 +144							
120 – 140	-85 -125	-43 -83	0 -40	+20 -20	+43 +3	+55 +15	+67 +27	+132 +92	+210 +170							
140 – 160								+140 +100	+230 +190							
160 – 180								+148 +108	+250 +210							
								+168 +122	+282 +236							
180 – 200	-100 -146	-50 -96	0 -46	+23 -23	+50 +4	+63 +17	+77 +31	+176 +130	+304 +258							
200 – 225								+186 +140	+380 +284							
225 – 250								+210 +158	+367 +315							
250 – 280								-110 -162	-56 -108	0 -52	+26 -26	+56 +4	+72 +20	+86 +34	+222 +170	+402 +350
280 – 315	-125 -182	-62 -119	0 -57	+28 -28	+61 +4	+78 +21	+94 +37	+247 +190	+447 +390							
315 – 355								+265 +208	+492 +435							
355 – 400								-135 -198	-68 -131	0 -63	+31 -31	+68 +5	+86 +23	+103 +40	+296 +232	+553 +490
400 – 450															+315 +252	+603 +540
450 – 500																

Таблиця 6

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску													
	c8	d8	e8	f8	h8	js8	u8	x8	z8	d9	e9	f9	h9	js9
	Граничні відхилення, мкм													
Від 1 до 3	-60	-20	-14	-6	0	+7	+32	+34	+40	-20	-14	-6	0	+12
	-74	-34	-28	-20	-14	-7	+18	+20	+26	-45	-39	-31	-25	-12
Понад 3 до 6	-70	-30	-20	-10'	0	+9	+41	+46	+53	-30	-20	-10	0	+15
	-88	-48	-38	-28	-18	-9	+23	+28	+35	-60	-50	-40	-30	-15
6 – 10	-80	-40	-25	-13	0	+11	+50	+56	+64	-40	-25	-13	0	+18
	-102	-62	-47	-35	-22	-11	+28	+34	+42	-76	-61	-49	-36	-18
10 – 14	-95	-50	-32	-16	0	+13	+60	+67	+77	-50	-32	-16	0	+21
								+40	+50					
14 – 18	-122	-77	-59	-43	-27	-13	+33	+72	+87	-93	-75	-59	-43	-21
								+45	+60					
18 – 24	-110	-65	-40	-20	0	+16	+74	+87	+106	-65	-40	-20	0	+26
							+41	+54	+73					
24 – 30	-143	-98	-73	-53	-33	-16	+81	+97	+121	-117	-92	-72	-52	-26
							+48	+64	+88					
30 – 40	-120	-80	-50	-25	0	+19	+99	+119	+151	-80	-50	-25	0	+31
	-159						+60	+80	+112					
40 – 50	-130	-119	-89	-64	-39	-19	+109	+136	+175	-142	-112	-87	-62	-31
	-169						+70	+97	+136					
50 – 65	-140	-100	-60	-30	0	+23	+133	+168	+218	-100	-60	-30	0	+37
	-186						+87	+122	+172					
65 – 80	-150	-146	-106	-76	-46	-23	+148	+192	+256	-174	-134	-104	-74	-37
	-196						+102	+146	+210					
80 – 100	170	-120	-72	-36	0	+27	+178	+232	+312	-120	-72	-36	0	+43
	-80						+124	+178	+258					
100 – 120	-234	-174	-126	-90	-54	-27	+198	+264	+364	-207	-159	-123	-87	-43
	-200						+144	+210	+310					
120 – 140	-263						+233	+311	+428					
	-210	-145	-85	-43	0	+31	+253	+343	+478	-145	-85	-43	0	+50
	-273						+190	+280	+415					
140 – 160	-230	-208	-148	-106	-63	-31	+273	+373	+528	-245	-185	-143	-100	-50
	-293						+210	+310	+465					
160 – 180	-240						+308	+422	+592					
	-312	-170	-100	-50	0	+36	+236	+350	+520	-170	-100	-50	0	+57
	-230						+330	+457	+647					
200 – 225	-332	-242	-172	-122	-72	-36	+258	+385	+575	-285	-215	-165	-115	-57
225 – 250	-280						+356	+497	+712					
	-352						+284	+425	+640					
250 – 280	-300	-190	-110	-56	0	+40	+396	+556	+791	-190	-110	-56	0	+65
	-381						+315	+475	+710					
280 – 315	-411	-271	-191	-137	-81	-40	+431	+606	+871	-320	-240	-486	-130	-65
	-360						+350	+525	+790					
315 – 355	-449	-210	-125	-62	0	+44	+479	+679	+989	-210	-125	-62	0	+70
	-400						+390	+390	+900					
355 – 400	-489	-299	-214	-151	-89	-44	+524	+749	+1089	-350	-265	-302	-140	-70
	-440						+435	+660	+1000					
400 – 450	-537	-230	135	-68	0	+48	+587	+837	+1197	-230	-135	-68	0	+77
	-480						+490	+740	+1100					
450 – 500	-577	-327	-232	-165	-97	-48	+637	+917	+1347	-385	-290	-223	-155	-77
							+540	+820	+1250					

$$\text{Значення інтегралу } \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz$$

z	Значення $\Phi(z)$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,012	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0,0398	0,0438	0,0478	0,051	0,0557	0,0596	0,0636	0,0675	0,0714	0,0753
0,2	0,0793	0,0832	0,0871	0,091	0,0948	0,0987	0,1026	0,1064	0,1103	0,1141
0,3	0,1179	0,1217	0,125	0,129	0,1331	0,1368	0,1406	0,1443	0,1480	0,1517
0,4	0,1554	0,1591	0,1628	0,166	0,1700	0,1736	0,1772	0,1808	0,1844	0,1879
0,5	0,1915	0,1950	0,1985	0,201	0,2054	0,2088	0,2123	0,2157	0,2190	0,2224
0,6	0,2257	0,2291	0,2324	0,235	0,2389	0,2422	0,2454	0,2486	0,2517	0,2549
0,7	0,2580	0,2611	0,2642	0,267	0,2703	0,2734	0,2764	0,2794	0,2823	0,2852
0,8	0,2881	0,2910	0,2939	0,296	0,2995	0,3023	0,3051	0,3078	0,3106	0,3133
0,9	0,3159	0,3186	0,3212	0,323	0,3264	0,3289	0,3315	0,3340	0,3365	0,3389
1,0	0,3413	0,3437	0,3461	0,348	0,3508	0,3531	0,3554	0,3577	0,3599	0,3621
1,1	0,3643	0,3665	0,3686	0,370	0,3729	0,3749	0,3770	0,3790	0,3810	0,3830
1,2	0,3849	0,3869	0,3888	0,390	0,3925	0,3944	0,3962	0,3980	0,3997	0,4015
1,3	0,4032	0,4049	0,4066	0,408	0,4099	0,4115	0,4131	0,4147	0,4162	0,4177
1,4	0,4192	0,4207	0,4222	0,423	0,4251	0,4265	0,4279	0,4292	0,4306	0,4319
1,5	0,4332	0,4345	0,4357	0,437	0,4382	0,4394	0,4406	0,4418	0,4429	0,4441
1,6	0,4452	0,4463	0,4474	0,448	0,4495	0,4505	0,4515	0,4525	0,4535	0,4545
1,7	0,4554	0,4564	0,4573	0,458	0,4591	0,4599	0,4608	0,4616	0,4625	0,4633
1,8	0,4641	0,4649	0,4656	0,466	0,4671	0,4678	0,4686	0,4693	0,4699	0,4706
1,9	0,4713	0,4719	0,4726	0,473	0,4738	0,4744	0,4750	0,4756	0,4761	0,4767
2,0	0,4772	0,4778	0,4783	0,478	0,4793	0,4798	0,4803	0,4808	0,4812	0,4817
2,1	0,4821	0,4826	0,4830	0,483	0,4838	0,4842	0,4846	0,4850	0,4854	0,4857
2,2	0,4861	0,4864	0,4868	0,487	0,4874	0,4878	0,4881	0,4884	0,4887	0,4890
2,3	0,4893	0,4895	0,4898	0,490	0,4903	0,4906	0,4909	0,4911	0,4913	0,4916
2,4	0,4918	0,4920	0,4922	0,492	0,4926	0,4928	0,4930	0,4932	0,4934	0,4936
2,5	0,4938	0,4940	0,4941	0,494	0,4945	0,4946	0,4948	0,4949	0,4951	0,4952
2,6	0,4953	0,4955	0,4956	0,495	0,4958	0,4960	0,4961	0,4962	0,4963	0,4964
2,7	0,4965	0,4966	0,4967	0,496	0,4969	0,4970	0,4971	0,4972	0,4973	0,4974
2,8	0,4974	0,4975	0,4976	0,497	0,4977	0,4978	0,4979	0,4979	0,4980	0,4981
2,9	0,4981	0,4982	0,4982	0,498	0,4983	0,4984	0,4985	0,4985	0,4986	0,4986
3,0	0,4986	0,4987	0,4987	0,498	0,4988	0,4988	0,4989	0,4989	0,4990	0,4990

Значення коефіцієнтів Стьюдента

K = N-1	β				
	0,90	0,95	0,98	0,99	0,999
1	0,31	12,70	31,80	63,70	636,60
2	2,92	4,30	6,96	9,920	31,60
3	2,35	3,18	4,54	5,84	12,90
4	2,13	2,78	3,75	4,60	8,61
5	2,02	2,527	3,36	4,03	6,87
6	1,94	2,41	3,14	3,71	5,96
7	1,89	2,36	3,00	3,50	5,41
8	1,86	2,31	2,90	3,36	5,04
9	1,83	2,26	2,82	3,25	4,78
10	1,81	2,23	2,76	3,17	4,59
15	1,75	2,13	2,60	2,95	4,07
20	1,72	2,09	2,53	2,86	3,85
30	1,70	2,04	2,46	2,75	3,65
50	1,68	2,01	2,40	2,68	3,50
100	1,66	1,98	2,36	2,63	3,39
500	1,65	1,96	2,33	2,59	3,31

Таблиця 3

Коефіцієнти γ_1^2 і γ_2^2 , що визначають довірчий інтервал для дисперсії

$$\gamma_1^2 \sigma^2 \leq \sigma_T^2 \leq \gamma_2^2 \sigma^2$$

K	$\beta = 0,90$		$\beta = 0,95$		$\beta = 0,99$	
	γ_1^2	γ_2^2	γ_1^2	γ_2^2	γ_1^2	γ_2^2
1	0,260	254	2,199	1018	0,127	25464
2	0,334	19,5	0,271	39,5	0,189	199
3	0,384	8,53	0,321	13,9	0,234	41,8
4	0,422	5,64	0,359	8,26	0,269	19,3
5	1,452	4,36	0,390	6,02	0,299	12,1
6	0,476	3,67	0,415	4,85	0,324	8,88
7	0,498	3,23	0,437	4,14	0,345	7,08
8	0,516	2,93	0,456	3,67	0,364	7,08
9	0,532	2,71	0,473	3,33	0,382	5,19
10	0,546	2,54	0,488	3,08	0,397	4,64
15	0,600	2,07	0,546	2,40	0,457	3,26
20	0,637	1,84	0,585	2,08	0,500	2,69
30	0,685	1,62	0,639	1,79	0,559	2,18
40	0,717	1,51	0,674	1,64	0,599	1,93
50	0,741	1,44	0,700	1,55	0,629	1,79
60	0,754	1,39	0,720	1,48	0,653	1,69
70	0,773	1,35	0,737	1,44	0,672	1,62
80	0,785	1,32	1,750	1,40	0,688	1,56
90	0,795	1,30	0,762	1,37	0,707	1,52

Таблиця 4

Щільність імовірності нормального розподілення $f(z) = (1/\sqrt{2\pi}) \exp(-z^2/2)$

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,3989	3989	3989	3988	3986	3984	3982	3980	3977	3973
0,1	3970	3965	3961	3955	3951	3945	3939	3932	3925	3918
0,2	3910	3902	3894	3885	3876	3867	3857	3847	3835	3825
0,3	3814	3802	3790	3778	3765	3752	3739	3726	3712	3697
0,4	3683	3668	3653	36374	3621	3605	3589	3572	3555	3538
0,5	3521	3503	3485	3467	3448	3429	3410	3391	3372	3392
0,6	3332	3312	3292	3271	3251	3230	3209	3187	3166	3144
0,7	3123	3101	3079	3055	3034	3011	2989	2966	2943	2920
0,8	2897	2874	2850	2827	2803	2780	2756	2732	2709	2685
0,9	2661	2637	2613	2589	2565	2541	2516	2492	2468	2444
1,0	0,2420	2396	2371	2347	2323	2299	2275	2251	2227	2203
1,1	2179	2155	2131	2107	2083	2059	2036	2012	1989	1965
1,2	1942	1919	1895	1872	1849	1826	1804	1781	1758	1736
1,3	1714	1691	1669	1647	1625	1604	1582	1561	1539	1518
1,4	1497	1476	1456	1435	1415	1394	1374	1354	1334	1315
1,5	1295	1276	1257	1238	1219	1200	1182	1163	1145	1127
1,6	1109	1092	1074	1057	1040	1023	1006	0989	0973	0957
1,7	0940	0925	0909	0893	0878	0863	0848	0833	0818	0804
1,8	0790	0775	0761	0748	0734	0721	0707	0694	0681	0669
1,9	0656	0644	0632	0620	0608	0596	0584	0573	0562	0551
2,0	0,0540	0529	0519	0508	0498	0488	0478	0468	0459	0449
2,1	0440	0431	0422	0413	0404	0396	0387	0379	0371	0363
2,2	0355	0347	0339	0332	0325	0317	0310	0303	0297	0290
2,3	0283	0277	0270	0264	0258	0252	0246	0241	0235	0229
2,4	0224	0219	0213	0208	0203	0198	0194	0189	0184	0180
2,5	0175	0171	0167	0163	0158	0154	01512	0147	0143	0139
2,6	0136	0132	0125	0126	0122	0119	0116	0113	0110	0107
2,7	0104	0101	0099	0096	0093	0091	0088	0086	0084	0081
2,8	0079	0077	0075	0073	0071	0069	0067	0065	0063	0061
2,9	0060	0058	0056	0055	0053	0051	00502	0048	0047	0046
3,0	0,0044	0043	0042	0040	0039	0038	0037	0036	0035	0034
3,1	0033	0032	0031	0030	0029	0028	0027	0026	0025	0025
3,2	0024	0023	0022	0022	0021	0020	0020	0019	0018	0018
3,3	0017	0017	0016	0016	0015	0015	0014	0014	0013	0013
3,4	0012	0012	0012	0011	0011	0010	0010	0010	0009	0009
3,5	0009	0008	0008	0008	0008	0007	0007	0007	0007	0006
3,6	0006	0006	0006	0006	0005	0005	0005	0005	0005	0004
3,7	0004	0004	0004	0004	0004	0004	0003	0003	0003	0003
3,8	0003	0003	0003	0003	0003	0002	0002	0002	0002	0002
3,9	0002	0002	0002	0002	0002	0002	0002	0002	0001	0001

Таблиця 5

Значення t_γ для визначення довірчих меж для $M(x)$

N-1	γ^*					N-1	γ^*				
	0,9	0,95	0,98	0,99	0,999		0,9	0,95	0,98	0,99	0,999
1	6,31	12,71	31,82	63,66	636,2	18	1,73	2,10	2,55	2,88	3,92
2	2,92	4,30	6,97	9,93	31,60	19	1,73	2,09	2,54	2,86	3,88
3	2,35	3,18	4,54	5,84	12,94	20	1,72	2,09	2,53	2,85	3,85
4	2,13	2,78	3,75	4,60	8,61	21	1,72	2,08	2,52	2,83	3,82
5	2,02	2,57	3,37	4,03	6,86	22	1,72	2,07	2,51	2,82	3,79
6	1,94	2,45	3,14	3,70	5,96	23	1,71	2,07	2,50	2,81	3,77
7	1,90	2,37	3,00	3,50	5,40	24	1,71	2,06	2,49	2,80	3,75
8	1,86	2,30	2,90	3,36	5,04	25	1,71	2,06	2,49	2,79	3,72
9	1,83	2,26	2,82	3,23	4,78	26	1,71	2,06	2,48	2,78	3,71
10	1,81	2,23	2,76	3,17	4,59	27	1,70	2,05	2,47	2,77	3,69
11	1,80	2,20	2,72	3,11	4,49	28	1,70	2,05	2,47	2,76	3,67
12	1,78	2,18	2,68	3,06	4,32	29	1,70	2,05	2,46	2,76	3,66
13	1,77	2,18	2,65	3,06	4,12	30	1,70	2,04	2,46	2,75	3,65
14	1,76	2,14	2,62	2,98	4,14	40	1,68	2,02	2,42	2,70	3,55
15	1,75	2,13	2,60	2,95	4,07	60	1,67	2,00	2,39	2,66	3,36
16	1,75	2,12	2,58	2,92	4,02	120	1,66	1,98	2,36	2,62	3,37
17	1,74	2,11	2,57	2,90	3,97	∞	1,65	1,96	2,33	2,58	3,29

Таблиця 6

Значення χ^2 залежно від N і $(1 - \gamma_1), \gamma_2$

$\frac{N-1}{2}$	$(1 - \gamma_1), \gamma_2$													
	0,99	0,98	0,95	0,90	0,80	0,70	0,50	0,30	0,20	0,10	0,05	0,02	0,01	0,001
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0,000	0,001	0,004	0,016	0,64	0,148	0,455	1,074	1,642	2,71	3,84	5,41	6,64	10,83
2	0,020	0,040	0,103	0,211	0,446	0,713	1,386	2,41	3,22	4,60	5,99	7,82	9,21	13,82
3	0,115	0,185	0,352	0,584	1,005	1,424	2,37	3,66	4,64	6,25	7,82	9,84	11,34	16,27
4	0,297	0,429	0,711	1,064	1,649	2,20	3,36	4,88	5,99	7,78	9,49	11,67	13,28	18,46
5	0,554	0,752	1,145	1,610	2,34	3,00	4,35	6,06	7,29	9,024	11,07	13,39	15,09	20,50
6	0,872	1,134	1,635	2,20	3,07	3,83	5,35	7,93	8,56	10,64	12,59	15,03	16,81	22,50
7	1,239	1,564	2,17	2,83	3,82	4,67	6,35	8,38	9,80	12,02	14,07	16,62	18,48	24,30
8	1,646	2,03	2,73	3,49	4,59	5,53	7,34	9,52	11,03	13,36	15,51	18,17	20,10	26,10
9	2,09	2,53	3,32	4,17	5,38	6,39	8,34	10,66	12,24	14,68	16,92	19,68	21,70	27,09
10	2,56	3,06	3,94	4,86	6,18	7,27	9,34	11,78	13,44	15,99	18,31	21,20	23,20	29,60
11	3,05	3,61	4,58	5,58	6,99	8,15	10,34	12,90	14,63	17,28	19,68	22,60	24,70	31,30
12	3,57	4,18	5,23	6,30	7,81	9,03	11,34	14,01	15,81	18,55	21,00	24,10	26,20	32,90
13	4,11	4,76	5,89	7,04	8,63	9,93	12,34	15,12	16,98	19,81	22,40	25,50	27,70	34,60
14	4,66	5,37	6,57	7,79	9,47	10,82	13,34	16,22	18,15	21,10	23,70	26,90	29,10	36,10

Продовження табл. 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	5,23	5,98	7,26	8,55	10,31	11,72	14,34	17,32	19,31	22,30	25,00	28,30	30,60	37,70
16	5,81	6,61	7,96	9,31	11,15	12,62	15,34	18,42	20,50	23,50	26,30	29,60	32,00	29,30
17	6,41	7,26	8,67	10,08	12,00	13,53	16,34	19,51	21,60	24,80	27,60	31,00	33,40	40,80
18	7,02	7,91	9,39	10,86	12,86	14,44	17,34	20,60	22,80	26,00	28,90	32,30	34,80	42,30
19	7,63	8,57	10,11	11,65	13,72	15,35	18,34	21,70	23,90	27,20	30,10	33,70	36,20	43,80
20	8,26	9,24	10,85	12,44	14,58	16,27	19,34	22,85	25,00	28,40	31,40	35,00	37,60	45,30
21	8,90	9,92	11,59	13,24	15,44	17,18	20,30	23,90	26,20	29,60	32,70	36,30	38,90	46,80
22	9,54	10,60	12,34	14,04	16,31	18,10	21,30	24,90	27,30	30,80	33,90	37,70	40,30	48,30
23	10,20	11,29	13,09	14,85	17,19	19,02	22,30	26,00	28,40	32,00	35,20	39,00	41,60	49,70
24	10,86	11,99	13,85	15,66	18,06	19,94	23,30	27,10	29,60	33,20	36,40	40,30	43,00	51,20
25	11,52	12,70	14,61	16,47	18,94	20,90	24,30	28,20	30,70	34,40	37,70	41,70	44,30	52,60
26	12,20	13,41	15,38	17,29	19,82	21,80	25,30	29,20	31,80	35,60	38,90	42,90	45,60	54,10
27	12,88	14,12	16,15	18,11	20,70	22,70	26,30	30,30	32,90	36,70	40,10	44,10	47,00	55,50
28	13,56	14,85	16,93	18,94	21,60	23,60	27,30	31,40	34,00	37,90	41,30	45,40	48,30	55,90
29	14,26	15,57	17,71	19,77	22,50	24,60	28,30	32,50	35,10	39,10	42,60	46,70	49,60	58,30
30	14,95	16,31	18,49	20,60	23,40	25,50	29,30	33,50	36,20	40,30	43,80	48,00	50,90	59,70

Таблиця 7

Значення t для визначення толерантних границь

Число степенів вільності $k = N - 1$	Надійність $P = 0,9$			Надійність $P = 0,95$			Надійність $P = 0,99$		
	$1 - 2\beta$			$1 - 2\beta$			$1 - 2\beta$		
	0,9973	0,95	0,9	0,9973	0,95	0,9	0,9973	0,95	0,9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	6,76	4,18	3,51	8,26	5,11	4,29	12,80	7,92	6,64
5	6,07	3,74	3,14	7,17	4,44	3,72	10,31	6,38	5,35
6	5,80	3,47	2,91	6,50	4,02	3,38	8,91	5,51	4,62
7	5,60	3,27	2,75	6,05	3,74	3,14	8,01	4,95	4,15
8	5,07	3,13	2,63	5,72	3,54	2,97	7,38	4,56	3,83
9	4,89	3,02	2,54	5,48	3,39	2,84	6,91	4,27	3,59
10	4,75	2,94	2,47	5,28	3,26	2,74	6,55	4,05	3,40
12	4,54	2,81	2,36	4,99	3,08	2,59	6,03	3,73	3,13
14	4,39	2,72	2,28	4,789	2,96	2,49	5,67	3,52	2,95
16	4,28	2,65	2,22	4,62	2,86	2,40	5,41	3,35	2,81
18	4,19	2,59	2,17	4,50	2,79	2,34	5,21	3,22	2,70
20	4,11	2,54	2,14	4,39	2,72	2,39	5,05	3,12	2,62
25	3,98	2,46	2,07	4,20	2,61	2,19	4,76	2,94	2,47

Продовження табл. 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
30	3,89	2,40	2,02	4,10	2,54	2,13	4,57	2,82	2,37
40	3,78	2,33	1,95	3,94	2,44	2,05	4,31	2,67	2,24
50	3,69	2,28	1,91	3,84	2,37	1,99	4,15	2,57	2,16
60	3,63	2,25	1,89	3,76	2,33	1,96	4,05	2,50	2,10
70	3,59	2,22	1,86	3,70	2,30	1,93	3,96	2,45	2,06
80	3,55	2,20	1,85	3,66	2,27	1,91	3,90	2,41	2,02
90	3,53	2,18	1,83	3,63	2,25	1,89	3,84	2,38	2,00
100	3,51	2,17	1,82	3,60	2,23	1,87	3,80	2,35	1,98
200	3,40	2,10	1,76	3,47	2,14	1,80	3,59	2,22	1,87
300	3,35	2,07	1,74	3,41	2,11	1,77	3,50	2,17	1,82
400	3,32	2,06	1,73	3,37	2,08	1,75	3,45	2,14	1,79
500	3,30	2,05	1,72	3,35	2,07	1,74	3,41	2,12	1,78
600	3,29	2,04	1,71	3,33	2,06	1,73	3,39	2,10	1,76
800	3,27	2,03	1,70	3,30	2,05	1,72	3,36	2,08	1,75
1000	3,26	2,02	1,70	3,29	2,04	1,71	3,33	2,07	1,74

Таблиця 8

Базовий ряд числових значень допусків форми розташування поверхонь,
мкм (за ГОСТ 24643-81)

0,1	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2,0	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000

Допуски площинності і прямолінійності (за ГОСТ 24643—81)																
Номінальна довжина, мм (понад-до)	Степінь точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ							ММ								
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	0,06	0,10	0,16	0,25
10 – 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
16 до 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,10	0,16	0,25	0,4
25 – 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,20	0,3	0,5
40 – 63	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
63 – 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,20	0,30	0,5	0,8
100 – 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,40	0,6	1,0
160 – 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,30	0,50	0,8	1,2
250 – 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,40	0,60	1,0	1,6
400 – 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,50	0,80	1,2	2,0
630 – 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,60	1,0	1,6	2,5
1000 – 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,80	1,2	2,0	3
1600 – 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1,00	1,6	2,5	4
2500 – 4000	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,20	2	3	5
4000 – 6300	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,60	2,5	4	6
6300 – 10 000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
Ближча ступінь точності за ГОСТ 10356—63																
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	-	-	-	-	-	-

*Примітки: 1. За даною в таблиці ступені точності допуск визначається в залежності від довжини більшої сторони поверхні або довжини ділянки що нормується. Ширина поверхні враховується при виборі ступені точності.
2. Для шаброваних поверхонь допускається нормування площинності числом плям на заданій площині при контролі “на фарбу”.*

Допуски циліндричності, круглості, профілю поздовжнього перерізу (за ГОСТ 24643—81)																
Номінальний діаметр, мм (понад – до)	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ															
	ММ															
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4		0	6	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
10 – 18	0,5	0,8	1,2	0	3	5	8	12	20	0	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
18 – 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
30 – 50	0,7	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
50 – 120	1	1,6	2,5		6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	
120 – 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
250 – 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
400 – 630	7	3	5	я	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
630 – 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,
1000 – 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	9	3
1600 – 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
	Ближча ступінь точності за ГОСТ 10356—63															
	I	II	III	IV.	V	VI	VII	VIII	IX	X	-	-	-	-	-	-
<i>Примітка. По даній таблиці призначаються при необхідності допуски на окремі види відхилів форми по рис. 2.63, 2.69–2.71. Необхідні відмінності в числових значеннях допусків для різних характеристик точності форми циліндричних поверхонь повинні бути забезпечені при виборі ступені точності.</i>																

Допуски паралельності, нахилу, торцевого биття і повного торцевого биття (за ГОСТ 24848–81)																
Номинальний розмір, мм (понад – до)	Степінь точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	ММ															
	МКМ															
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
10 – 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
16 – 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
25 – 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
40 – 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
63 – 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
100 – 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	120	160	250	0,4	0,6	1	1,6
160 – 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	160	200	300	0,5	0,8	1,2	2
250 – 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	200	250	400	0,6	1	1,6	2,5
400 – 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	250	300	500	0,8	1,2	2	3
630 – 1 000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	300	400	600	1	1,6	2,5	4
1 000 – 1 600	5	8	12	20	30	50	80	120	200	400	500	800	1,2	2	3	5
1 600 – 2 500	6	10	16	25	40	60	100	160	250	500	600	1 000	1,6	2,5	4	6
2 500 – 4 000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	600	800	1 200	2	3	5	8
4 000 – 6 300	10	16	25	40	60	100	160	250	400	800	1 000	1 600	2,5	4	6	10
6 300 – 10 000	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1 200	2 000	3	5	8	12
	Ближча степінь точності по ГОСТ 10356—63															
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	-	-	-	-

Примітки. 1. За даною таблицею призначаються також і сумарні допуски паралельності і площинності, перпендикулярності і площинності, нахилу і площинності. 2. Вибір допуску за даною ступеню точності проводиться на довжині нормованої поверхні (якщо допуск відноситься до всієї довжини) або довжині нормованої ділянки. Допуски торцевого биття або повного торцевого биття визначаються за найбільшим діаметром торцевої поверхні або діаметру, на якій задається допуск торцевого биття.

Таблиця 4

Не вказані допуски перпендикулярності, мм (за ГОСТ 25069 – 81)

Номінальна довжина короткої сторони прямого кута (понад – до)	Квалітет або клас точності допуску розміру, що координує коротку сторону кута			
	12 і точніше, “точний”	13 і 14, “середній”	15 і 16, “грубий”	17, “дуже грубий”
	Допуск перпендикулярності			
До 10	0,06	0,10	0,06	0,25
10 – 16	0,08	0,12	0,20	0,3
16 – 25	0,10	0,16	0,25	0,4
25 – 40	0,12	0,20	0,3	0,5
40 – 63	0,16	0,25	0,4	0,6
63 – 100	0,20	0,3	0,5	0,8
100 – 160	0,25	0,4	0,6	1,0
160 – 250	0,3	0,5	0,8	1,2
250 – 400	0,4	0,6	1,0	1,6
400 – 630	0,5	0,8	1,2	2,0
630 – 1000	0,6	1,0	1,6	2,5
1000 – 1600	0,8	1,2	2,0	3
1600 – 2500	1,0	1,6	2,5	4
2500 - 4000	1,2	2,0	3	5
4000 – 6300	1,6	2,5	4	6
6300 – 10000	2,0	3,0	5	8
	Ступені точності за табл. 3			
	12	13	14	15

Примітки. 1. За базу, до якої відноситься не вказаний допуск перпендикулярності, приймається поверхня (або ось поверхні), що утворює більшу сторону прямого кута, а при однакових розмірах сторін кута – поверхня, що має меншу шорсткість.

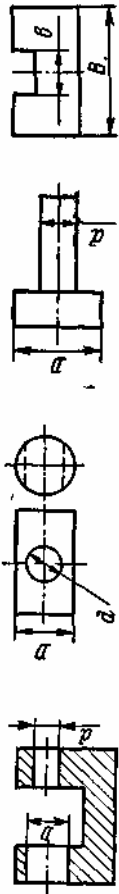
2. Коли з короткою стороною кута зв'язано декілька координуючих розмірів різної точності, то не вказаний допуск перпендикулярності вибирається по більш точному квалітету.

3. Допуски по табл. 4 повинні додержувати без посилання на них в кресленнях.

Не вказані допуски торцевого биття (по ГОСТ 25069–81), мм

Номінальний діаметр торця (понад – до)	Квалітет або клас точності розміру, що координує торець в осьовому напрямку			
	12 і точніше, точний”	13 и 14, ”середній”	15 и 16, ”грубий”	17, ”дуже грубий”
	Допуск торцевого биття			
До 10	0,025	0,04	0,10	0,16
10 – 16	0,03	0,05	0,12	0,20
16 – 25	0,04	0,06	0,16	0,25
25 – 40	0,05	0,08	0,20	0,30
40 – 63	0,06	0,10	0,25	0,40
63 – 100	0,08	0,12	0,30	0,50
100 – 160	0,10	0,16	0,40	0,60
160 – 250	0,12	0,20	0,50	0,80
250 – 400	0,16	0,25	0,60	1,0
400 – 630	0,20	0,30	0,80	1,2
630 – 1000	0,25	0,40	1,0	1,6
1000 – 1600	0,30	0,50	1,2	2,0
1600 – 2 00	0,40	0,60	1,6	2,5
2500 – 4 00	0,50	0,80	2,0	3
4000 – 6 00	0,60	1,0	2,5	4
6300 – 10000	0,80	1,2	3,0	5
	Степінь точності по табл. 4			
	10	II	13	14
<p><i>Примітки. 1. Коли з даним торцем зв'язано декілька осьових розмірів різної точності, то не вказаний допуск торцевого биття вибирається по більш точному квалітету.</i></p> <p><i>2. За базу, до якої відноситься не вказаний допуск торцевого биття, приймається вісь поверхні, що має більшу довжину, при однакових довжинах – поверхні з допуском діаметра по більш точному квалітету, при однакових квалітетах – поверхні с більшим діаметром.</i></p> <p><i>3. Допуски по таблиці дійсні при наявності на креслениках посилання на ГОСТ 25069–81.</i></p>				

Не вказані допуски співвісності, перетину осей,
радіального биття і симетричності (за ГОСТ 25069–81), мм



Номинальний розмір	Квалітет або клас точності що визначає допуск розміру 1							
	12 і точніше, “точний”	13 і 14, “середній”	15 і 16, “грубий”	17, “дуже грубий”	12 і точніше, “точний”	13 і 14, “середній”	15 і 16, “грубий”	17, “дуже грубий”
До 3	0,05	0,12	0,2	0,3	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад. 3 до 10	0,06	0,16	0,25	0,4	0,25	0,4	0,6	1,0
» 10 » 18	0,08	0,20	0,3	0,5	0,3	0,5	0,8	1,2
» 18 » 30	0,10	0,25	0,4	0,6	0,4	0,6	1,0	1,6
» 30 » 50	0,12	0,3	0,5	0,8	0,5	0,8	1,2	2,0
» 50 » 120	0,16	0,4	0,6	1,0	0,6	1,0	1,6	2,5
» 120 » 250	0,20	0,5	0,8	1,2	0,8	1,2	2,0	3
» 250 » 400	0,25	0,6	1,0	1,6	1,0	1,6	2,5	4
» 400 » 630	0,3	0,8	1,2	2,0	1,2	2,0	3	5
» 630 » 1000	0,4	1,0	1,6	2,5	1,6	2,5	4	6
» 1000 » 1600	0,5	1,2	2,0	3,0	2,0	3,0	5	8
» 1600 » 2500	0,6	1,6	3,0	4,0	2,5	4	6	10

Допуск симетричності

Степінь точності по табл. 2.40		
10	12	13
14 13	14 15	16

Примітка. 1. Допуски співвісності, перетину осей і симетричності приведені в діаметральному виразу.
2. Під номінальним розміром розуміється більший із діаметрів що розглядаються або базової поверхонь (або більший із розмірів між поверхнями, що утворюють розглядає мий або базовий симетричні елементи). 3. Під визначальним допуском розміру розуміється допуск розміру розглядає мого або базового елемента по більш грубому квалітету або класу точності. 4 За базу, до якої відноситься не вказаний допуск по таблиці, приймається ось (площина симетрії) поверхні, що має більшу довжину, при однакових квалітетах – елемента, що має допуск розміру по більш точному квалітету, при однакових квалітетах – елемента с більшим розміром. 5. Допуски по таблиці дійсні при наявності на кресленні посилянь на ГОСТ 25069–81.

Таблиця 6

Діаметри наскрізних отворів під деталі кріплення і відповідні їм
найменші (гарантовані) зазори (за ГОСТ11284-75)

Діаметр стрижня кріпильної деталі d, мм	Діаметри наскрізних отворів і найменші (гарантовані) зазори, мм					
	1-й ряд		2-й ряд		3-й ряд	
	D	S _{min}	D	S _{min}	D	S _{min}
1	2	3	4	5	6	7
1,0	1,2	0,2	1,3	0,3	-	-
1,2	1,4	0,2	1,5	0,3	-	-
1,4	1,6	0,2	1,7	0,3	-	-
1,6	1,7	0,2	1,8	0,2	2,0	0,4
2,0	2,2	0,2	2,4	0,4	2,6	0,6
2,5	2,7	0,2	2,9	0,4	3,1	0,6
3,0	3,2	0,2	3,4	0,4	3,6	0,6
4,0	4,3	0,3	4,5	0,5	4,8	0,8
5,0	5,3	0,3	5,5	0,5	5,8	0,8
6,0	6,4	0,4	6,6	0,6	7,0	1,0
7,0	7,4	0,4	7,6	0,6	8,0	1,0
8,0	8,4	0,4	9,0	1,0	10,0	2,0
10,0	10,5	0,5	11,0	1,0	12,0	2,0
12,0	13,0	1,0	14,0	2,0	15,0	3,0
14,0	15,0	1,0	16,0	2,0	17,0	3,0
16,0	17,0	1,0	18,0	2,0	19,0	3,0
18,0	19,0	1,0	20,0	2,0	21,0	3,0
20,0	21,0	1,0	22,0	2,0	24,0	4,0
22,0	23,0	1,0	24,0	2,0	26,0	4,0
24,0	25,0	1,0	26,0	2,0	28,0	4,0
27,0	28,0	1,0	30,0	3,0	32,0	5,0
30,0	31,0	1,0	33,0	3,0	35,0	5,0
33,0	34,0	1,0	36,0	3,0	38,0	5,0
36,0	37,0	1,0	39,0	3,0	42,0	6,0
39,0	40,0	1,0	42,0	3,0	45,0	6,0
42,0	43,0	1,0	45,0	3,0	48,0	6,0
45,0	46,0	1,0	48,0	3,0	52,0	7,0
48,0	20,0	2,0	52,0	4,0	56,0	8,0
52,0	54,0	2,0	56,0	4,0	62,0	10,0
56,0	58,0	2,0	62,0	6,0	66,0	10,0
60,0	62,0	2,0	66,9	6,0	70,0	10,0
64,0	66	2,	70	6	74	10

Продовження табл. 7

1	2	3	4	5	6	7
68	70	2	74	6	78	10
72	74	2	78	6	82	10
76	78	2	82	6	86	10
80	82	2	86	6	91	11
85	87	2	91	6	96	11
90	93	3	96	6	101	11
95	98	3	101	6	107	12
100	107	4	107	7	112	12
105	109	4	112	7	117	12
110	114	4	117	7	122	12
115	119	4	122	7	127	12
120	124	4	127	7	132	12
125	129	4	132	7	137	12
130	134	4	137	7	144	14
140	144	4	147	7	155	15
150	155	5	158	8	165	15
160	165	5	168	8	175	15

Примітки. 1. Для заклепочних з'єднань 3-й ряд отворів застосовувати не допускається.

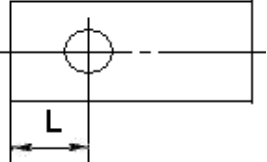
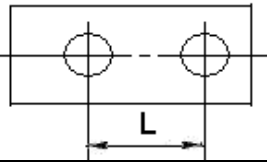
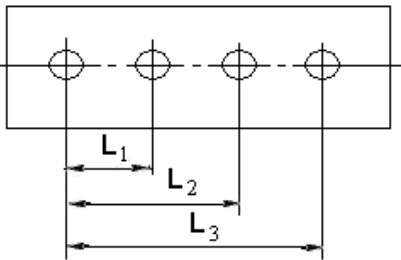
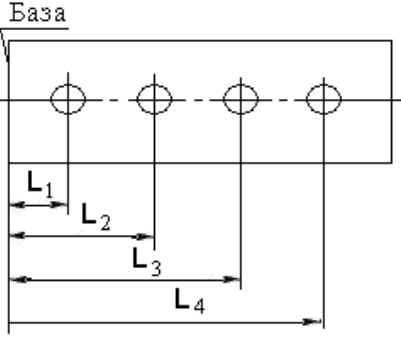
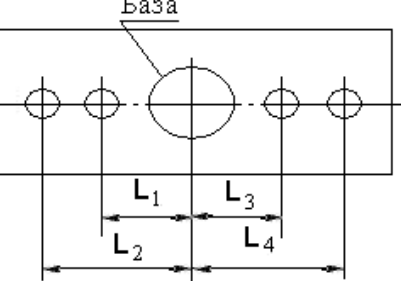
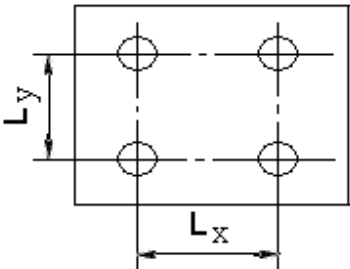
2. При сумісній обробці отворів в деталях заклепочних і не рознімних болтових отворів діаметр наскрізного отвору рекомендується приймати рівним найбільшому граничному діаметру стрижня кріпильної деталі. Такі отвори повинні бути роззенковані на розмір, що відповідає перехідному радіусу між Головною і стрижнем.

3. Граничні відхилення діаметрів наскрізних отворів: для 1-го ряду по ± 12 (СТ СЭВ 144-75); для 2-го и 3-го рядів по ± 14 (СТ СЭВ 144-75).

4. Найменші зазори S_{min} , що приведені в табл. В.13, відповідають умові, коли найбільший граничний діаметр стрижня кріпильної деталі d_{max} дорівнює номінальному діаметру.

5. Рекомендації по вибору рядів наскрізних отворів приведені в табл. 9.

Класифікація видів розташування осей отворів під кріпильні деталі

Вид розташування	Ескіз	Характеристика розташування
1	2	3
I		Один отвір, що координується відносно площини, що є складальною базою.
II		Два отвори, що координовані один відносно одного. Складальна база відсутня.
III		Три і більш отворів, розташованих в один ряд. Складальна база відсутня.
IV		Два і більш отворів, розташованих в один ряд і координовані відносно площини або отвору, що є складальною базою.
		
V		Три або чотири отворів, розташованих в два ряди. Складальна база відсутня.

1	2	3
VI		<p>Одно або декілька отворів в один або декілька рядів, координовані відносно складальних баз (наприклад, двох площин) в двох взаємно перпендикулярних напрямках.</p>
VII		<p>Декілька отворів, розташованих в два або більше рядів по три і більше в ряду. Складальна база відсутня.</p>
VIII		<p>Два отвору, що координовані відносно осі центрального елемента.</p>
IX		<p>Три і більш отворів, розташованих по коло. Складальна база відсутня.</p>
X		<p>Три і більш отворів, розташованих по коло і координовані відносно центрального елемента, що є складальною базою.</p>
XI		<p>Три і більш отворів, розташованих по коло, і центральний елемент, що утворює одну складальну групу з отворами, але не є складальною базою.</p>

Вибір видів рядів наскрізних отворів під кріпильні деталі
(за ГОСТ 11284-75)

Вид розташування отворів (за табл. 8)	Спосіб одержання отворів	Тип з'єднання (рис. 1.31)	Рекомендуючий ряд наскрізних отворів за табл. 7
Всі види	Обробка по кондукторам.	А і Б	1-й
Розташування на прямих лініях, види I, II, III, IV, V	Пробивка штампами підвищеної точності, литво під тиском і литво по моделям, що виплавляються, підвищеної точності.	А	1-й
		Б	2-й
	Обробка по розмітки, пробивання штампами звичайної точності, литво нормальної точності.	А	2-й
		Б	3-й
Розташування на прямих лініях, види VI і VII; розташування по коло	Пробивка штампами підвищеної точності, литво під тиском і литво по моделям, що виплавляються, підвищеної точності.	А і Б	2-й
		А	3-й
<p><i>Примітка. Для з'єднань, які крім збираємості повинні забезпечувати регулювання взаємного розташування скріплювальних деталей, а також при відстанях між осями найбільш віддалених отворів понад 500 мм допускається приймати більш грубі, в порівнянні з рекомендуваними в табл. 9, ряди наскрізних отворів.</i></p>			

Додаток Г
Таблиця 1

Можливі частки придатних деталей Γ_{Δ} при обробці деталей з залежними і незалежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності

$K_{T\Delta}$	Γ_{Δ}	$K_{T\Delta}$	Γ_{Δ}	$K_{T\Delta}$	Γ_{Δ}	$K_{T\Delta}$	Γ_{Δ}
1,0	99,73	2,2	70,55	3,4	40,06	4,6	24,39
1,1	99,25	2,3	67,32	3,5	38,30	4,7	23,50
1,2	98,36	2,4	64,20	3,6	36,65	4,8	22,65
1,3	96,98	2,5	61,19	3,7	35,09	4,9	21,84
1,4	95,11	2,6	58,32	3,8	33,61	5,0	21,07
1,5	92,79	2,7	55,58	3,9	32,22	5,1	20,34
1,6	90,08	2,8	52,98	4,0	30,91	5,2	19,65
1,7	87,09	2,9	50,51	4,1	29,67	5,3	18,99
1,8	83,89	3,0	48,18	4,2	28,49	5,4	18,36
1,9	80,58	3,1	45,97	4,3	27,38	5,5	17,76
2,0	77,21	3,2	43,88	4,4	26,33	5,6	17,19
2,1	73,85	3,3	41,91	4,5	25,33	5,7	16,65

Таблиця 2

Можлива частка деталей $\Gamma_{\Delta_{\text{дод}}}$ при обробці деталей з залежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перехрещення осей, прямолінійності

P	Значення $\Gamma_{\Delta_{\text{дод}}}$ при $K_{T\Delta}$							
	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9
0,7	6,25	10,29	14,09	17,16	19,35	-	-	-
0,9	6,68	11,31	15,90	19,77	22,71	24,71	-	-
1,1	6,92	11,94	17,09	21,66	25,31	27,94	29,63	-
1,3	7,05	12,32	17,89	23,02	27,28	30,51	32,73	34,08
1,5	7,12	12,54	18,41	23,97	28,74	32,51	35,25	37,06
1,7	7,16	12,68	18,76	24,64	29,82	34,06	37,27	39,52
1,9	8,16	12,77	18,98	25,09	30,61	35,23	38,87	41,54

Примітка: При $K_{T\Delta}=1 \Gamma_{\Delta_{\text{дод}}} \leq 0,27\%$.

Таблиця 3

Можлива частка остаточного браку q_0 при обробці деталей з залежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності

Р	Значення q_0 при $K_{ТД}$							
	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
0,7	0,27	0,88	2,07	2,92	6,49	9,58	13,10	16,88
0,9	0,06	0,27	0,79	1,21	3,28	5,34	7,89	10,84
1,1	0,01	0,07	0,27	0,46	1,54	2,79	4,50	6,62
1,3	0,00	0,02	0,08	0,27	0,67	1,37	2,42	3,85
1,5	0,00	0,00	0,02	0,05	0,27	0,63	1,23	2,13
1,7	0,00	0,00	0,01	0,01	0,10	0,27	0,59	1,03
1,9	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,11	0,27	0,56

Примітка: При $K_{ТД}=1$ $q_0 = 0$ при будь-якому значенні Р

Таблиця 4

Можлива частка виправного браку q_v при обробці деталей з залежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності

Р	Значення q_v , в % при $K_{ТД}$									
	1,0	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
0,5	0,00	1,48								
0,7	0,00	0,91	2,35							
0,9	0,00	0,43	1,54	3,25						
1,1	0,00	0,29	0,99	2,26	4,22					
1,3	0,00	0,16	0,59	1,51	3,05	5,13				
1,5	0,00	0,09	0,37	1,01	2,16	3,89	6,03			
1,7	0,00	0,05	0,23	0,66	1,50	2,85	4,65	5,88		
1,9	0,00	0,03	0,14	0,44	1,06	2,07	3,54	5,44	7,68	
2,1	0,00	0,02	0,09	0,30	0,74	1,50	2,68	4,25	6,31	8,43

Таблиця 5

Граничні значення коефіцієнта точності процесу обробки без введення додаткової (повторної) обробки деталей (при обробці деталей з залежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності)

Р	$K_{ТДгран}$	Р	$K_{ТДгран}$	Р	$K_{ТДгран}$
0,5	1,2347	1,1	1,4894	1,7	1,7274
0,6	1,2787	1,2	1,5300	1,8	1,7660
0,7	1,3221	1,3	1,5702	1,9	1,8043
0,8	1,3647	1,4	1,6100	2,0	1,8424
0,9	1,4068	1,5	1,6495	2,1	1,8802
1,0	1,4484	1,6	1,6889	2,2	1,9178

Таблиця 6

Можлива частка придатних деталей Γ_{Δ} (%) при обробці деталей з залежними і незалежними допусками розмірів, що координують осі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площиною)

K_{TA}	Γ_{Δ}	K_{TA}	Γ_{Δ}	K_{TA}	Γ_{Δ}	K_{TA}	Γ_{Δ}
1,0	99,73	1,8	90,44	2,6	75,13	3,4	62,63
1,1	99,36	1,9	88,56	2,7	73,34	3,5	60,86
1,2	98,76	2,0	86,64	2,8	71,60	3,6	59,52
1,3	97,90	2,1	84,68	2,9	69,90	3,7	58,24
1,4	96,79	2,2	82,73	3,0	68,27	3,8	57,00
1,5	95,45	2,3	80,78	3,1	66,68	3,9	55,81
1,6	93,92	2,4	78,87	3,2	65,15	4,0	54,67
1,7	92,24	2,5	76,99	3,3	63,67	4,1	53,55

Таблиця 7

Можлива частка деталей $\Gamma_{\Delta\text{дод}}$ (%) при обробці деталей з залежними допусками розмірів, що координують вісі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площиною)

P	Значення $\Gamma_{\Delta\text{дод}}$ при K_{TA}							
	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9
0,7	3,78	5,92	7,95	9,72	11,17	12,28	13,10	13,66
0,9	4,09	6,57	9,04	11,21	13,06	14,54	15,65	16,46
1,1	4,28	6,99	9,78	12,37	14,54	16,36	17,78	18,85
1,3	4,39	7,27	10,30	13,38	15,73	17,81	19,53	20,87
1,5	4,45	7,44	10,66	13,78	16,60	19,02	20,96	22,55
1,7	4,49	7,55	10,89	14,21	17,26	19,92	22,17	23,95
1,9	4,51	7,62	11,07	14,52	17,75	20,63	23,10	25,15

Таблиця 8

Можлива частка остаточного браку q_0 при обробці деталей з залежними допусками розмірів, що координують вісі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площиною)

P	Значення q_0 , в %, при K_{TA}							
	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
0,7	0,27	0,73	1,52	2,66	4,14	5,89	7,86	9,99
0,9	0,08	0,27	0,66	1,32	2,26	3,48	4,94	6,60
1,1	0,02	0,09	0,27	0,62	1,17	1,96	2,98	4,21
1,3	0,01	0,03	0,10	0,27	0,58	1,06	1,73	2,60
1,5	0,00	0,01	0,04	0,11	0,27	0,55	0,97	1,56
1,7	0,00	0,00	0,00	0,04	0,12	0,27	0,52	0,90
1,9	0,00	0,00	0,00	0,02	0,05	0,13	0,27	0,50

Таблиця 9

Можлива частка виправного браку q_v при обробці деталей з залежними допусками розмірів, що координують вісі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між осью поверхні і площиною)

P	Значення q_v , в %, при $K_{ТД}$									
	1,0	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
0,5	0,00	1,04								
0,7	0,00	0,72	1,57							
0,9	0,00	0,45	1,11	2,13						
1,1	0,00	0,28	0,75	1,56	2,66					
1,3	0,00	0,17	0,49	1,12	2,02	3,20				
1,5	0,00	0,11	0,32	0,78	1,48	2,52	3,73			
1,7	0,00	0,07	0,21	0,54	1,07	1,91	2,98	4,22		
1,9	0,00	0,03	0,14	0,38	0,79	1,43	2,35	3,44	4,68	
2,1	0,00	0,01	0,09	0,26	0,56	1,08	1,82	2,76	3,86	5,08

Таблиця 10

Граничні значення коефіцієнта технологічної точності процесу обробки деталей з залежними допусками розмірів, що координують осі поверхонь, без введення додаткової (повторної) обробки

P	Значення $K_{ТДгран}$ при		P	Значення $K_{ТДгран}$ при	
	b = 1	b = 0		b = 1	b = 0
0,5	1,2361	1,2247	1,5	1,6644	1,5841
0,7	1,3250	1,3040	1,7	1,7465	1,6472
0,9	1,4119	1,3789	1,9	1,8280	1,7081
1,1	1,4972	1,4503	2,1	1,9088	1,7668

Таблиця 11

Можливі частки придатних і бракованих деталей (%) при обробці деталей з нульовими залежними допусками

$K_{ТД0}$	Співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності			Розмір, координуючого осі поверхонь (відстань між осями, між осью і площиною)		
	$\Gamma_{Длод}$	q_v	q_o	$\Gamma_{Длод}$	q_v	q_o
1	2	3	4	5	6	7
1,00	73,98	25,75	0,27	84,27	15,46	0,27
0,95	77,01	22,85	0,14	86,34	13,50	0,16
0,90	80,02	19,91	0,07	88,39	11,52	0,09
0,85	82,97	17,00	0,03	90,38	9,58	0,04
0,80	85,82	14,17	0,01	92,29	7,69	0,02
0,75	88,50	11,50	0,00	94,07	5,92	0,01
0,70	90,97	9,03	0,00	95,67	4,33	0,00

1	2	3	4	5	6	7
0,65	93,18	6,82	0,00	97,04	2,96	0,00
0,60	95,07	4,93	0,00	98,16	1,84	0,00
0,55	96,61	,039	0,00	98,99	1,01	0,00
0,50	97,81	2,19	0,00	99,53	0,47	0,00
0,45	98,68	1,32	0,00	99,83	0,17	0,00
0,40	99,27	0,73	0,00	99,96	0,04	0,00
0,35	99,62	0,38	0,00	100,0	0,00	0,00
0,30	99,82	0,18	0,00	100,0	0,00	0,00
0,25	99,82	0,08	0,00	100,0	0,00	0,00
0,20	99,97	0,03	0,00	100,0	0,00	0,00
0,15	99,99	0,01	0,00	100,0	0,00	0,00
0,10	99,99	0,01	0,00	100,0	0,00	0,00
0,05	100,00	0,00	0,00	100,0	0,00	0,00

Таблиця 12

Можлива частка остаточного браку q_0 при обробці деталей з незалежними допусками співвісності, симетричності, перпендикулярності, перетину осей, прямолінійності

$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0
1,0	0,27	1,8	16,11	2,6	41,68	3,4	59,94
1,1	0,75	1,9	19,42	2,7	44,42	3,5	61,70
1,2	1,64	2,0	22,79	2,8	47,02	3,6	63,35
1,3	3,02	2,1	26,15	2,9	49,49	3,7	64,91
1,4	4,89	2,2	29,45	3,0	51,82	3,8	66,39
1,5	7,21	2,3	32,68	3,1	54,03	3,9	67,78
1,6	9,92	2,5	38,381	3,3	58,09	4,1	70,33
1,7	12,91	2,5	38,81	3,3	58,09	4,1	70,33

Таблиця 13

Можлива частка остаточного браку q_0 при обробці деталей з незалежними допусками розмірів, які координують осі поверхонь (відстань між осями поверхонь, між віссю поверхні і площиною)

$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0	$K_{ТД}$	q_0
1,0	0,27	1,8	9,56	2,6	24,87	3,4	37,77
1,1	0,64	1,9	11,44	2,7	25,66	3,5	39,14
1,2	1,24	2,0	13,36	2,8	28,40	3,6	40,48
1,3	2,10	2,1	15,32	2,9	30,10	3,7	41,76
1,4	3,21	2,2	17,27	3,0	31,73	3,8	43,00
1,5	4,55	2,3	19,22	3,1	33,32	3,9	44,19
1,6	6,08	2,5	21,13	3,3	34,85	4,1	45,33
1,7	7,76	2,5	23,01	3,3	36,33	4,1	46,45

Таблиця 14

Значення найменшого зазору в сполученні деталей
(з надійною імовірністю 0,9973) при розрахунку допусків розташування
методом „максимум-мінімум”

Середній зазор посадки, $S_{\text{сєр}}$, МКМ	Середній допуск розміру поверхні, яка координується, $T_{\text{сєр}}$, МКМ									
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
	Значення найменшого зазору $S_{\text{мін}}$, МКМ									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20	2,5	2,2	2,1	2,0	2,0	2,1	-	-	-	-
40	6,1	5,5	5,0	4,7	4,5	4,3	4,2	4,1	4,1	-
60	10,1	9,2	8,5	8,0	7,6	7,2	6,9	6,7	6,5	6,3
80	14,2	13,1	12,3	11,6	11,0	10,5	10,1	9,7	9,4	8,9
100	18,3	17,2	16,2	15,4	14,6	14,0	13,5	13,0	12,6	11,9
120	-	21,3	20,2	19,3	18,4	17,7	17,1	16,5	16,0	15,1
140	-	-	24,3	23,2	22,3	21,5	20,8	20,1	19,5	18,5
160	-	-	28,4	27,3	26,3	25,4	24,6	23,8	23,2	22,0
180	-	-	-	31,3	30,3	29,3	28,5	27,7	26,9	25,6
200	-	-	-	35,5	34,3	33,3	32,4	31,5	30,7	29,3
220	-	-	-	-	38,4	37,4	36,4	35,5	34,6	33,0
240	-	-	-	-	42,5	41,4	40,4	39,4	38,5	36,9
260	-	-	-	-	-	45,5	44,4	43,4	42,5	40,7
280	-	-	-	-	-	49,6	48,5	47,5	46,5	44,6
300	-	-	-	-	-	-	52,6	51,5	50,5	48,6
320	-	-	-	-	-	-	56,7	55,6	54,5	52,6
340	-	-	-	-	-	-	-	59,7	58,6	56,6
360	-	-	-	-	-	-	-	63,8	62,7	60,6
380	-	-	-	-	-	-	-	-	66,8	64,6
400	-	-	-	-	-	-	-	-	70,9	68,7

Таблиця 15

Значення розрахункового коефіцієнту t

Середній зазор посадки, $S_{\text{сєр}}$, МКМ	Середній допуск розміру поверхні, яка координується, $T_{\text{сєр}}$, МКМ									
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
	Значення найменшого зазору $S_{\text{мін}}$, МКМ									
1	2	3	4	5	6	7	7	8	10	11
10	1,005	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	1,091	1,072	1,063	1,058	1,057	1,058	-	-	-	-
40	1,160	1,137	1,121	1,110	1,101	1,095	1,091	1,088	1,086	-
60	1,190	1,170	1,154	1,141	1,131	1,123	1,117	1,111	1,107	1,101
80	1,208	1,190	1,175	1,163	1,152	1,144	1,136	1,130	1,125	1,116
100	1,219	1,203	1,190	1,178	1,168	1,159	1,152	1,145	1,139	1,130
120	-	1,213	1,201	1,190	1,180	1,172	1,164	1,158	1,152	1,141

Продовження табл. 15

1	2	3	4	5	6	7	7	8	10	11
140	-	-	1,209	1,199	1,190	1,182	1,175	1,168	1,162	1,151
160	-	-	1,216	1,206	1,198	1,190	1,183	1,176	1,171	1,160
180	-	-	-	1,212	1,204	1,197	1,190	1,184	1,178	1,168
200	-	-	-	1,217	1,210	1,203	1,196	1,190	1,185	1,174
220	-	-	-	-	1,214	1,208	1,201	1,196	1,190	1,180
240	-	-	-	-	1,213	1,212	1,206	1,200	1,195	1,186
260	-	-	-	-	-	1,216	1,210	1,206	1,200	1,190
280	-	-	-	-	-	1,219	1,214	1,208	1,204	1,194
300	-	-	-	-	-	-	1,217	1,212	1,207	1,198
320	-	-	-	-	-	-	1,220	1,215	1,210	1,202
340	-	-	-	-	-	-	-	1,218	1,213	1,205
360	-	-	-	-	-	-	-	1,220	1,216	1,208
380	-	-	-	-	-	-	-	-	1,216	1,208
400	-	-	-	-	-	-	-	-	1,221	1,213

Додаток Д
Таблиця 1

Коефіцієнт тертя f

Матеріал деталей	Пресування	Нагрів	Охолодження	Гідропресування
Сталь-сталь	0,07	0,14	0,07	0,10
Сталь-чавун	0,07	0,07	0,07	-
Сталь або чавун, бронза або латунь	0,05	0,05	0,05	-

Таблиця 2

Значення величин E і μ для різних матеріалів

Матеріал	E, Па	μ
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,30
Чавун сірий	$1,0 \cdot 10^{11}$	0,25
Олов'яна бронза	$1,0 \cdot 10^{11}$	0,33
Безолов'яна , бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

Таблиця 3

Значення шорсткості поверхонь отвору і вала

Точність виготовлення (квалітет)	Поверхня	R_a , мкм, при номінальних розмірах, мм		
		до 50	понад 50 до 120	понад 120 до 500
5	Вал	0,1-0,2	0,4	0,4
	Отвір	0,2-0,4	0,8	0,4
6 - 7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отвір	0,8	1,6	1,6
8	Вал	0,8	0,8	1,6-3,2
	Отвір	1,6	1,6	1,6-3,2

Значення імовірних натягів

Посадка	Значення імовірних натягів (мкм) для інтервалів діаметрів, мм														
	від 24 до 30	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225	250	280
H7/p6	2	3	3	4	4	4	4		6			7		7	7
	27	32	23	39	39	45	45		53			62		70	70
H7/r6	8	11	11	13	15	18	21	26	28	31	34	37	40	45	49
	33	40	40	48	50	59	62	73	75	78	88	91	94	107	111
H7/s6	15	20	20	25	31	38	46	55	63	71	79	87	97	109	121
	40	49	49	60	66	79	87	102	110	118	133	141	151	171	183
H7/t6	21	25	31	38	47	58	71	85	94	109	123	137	153	169	191
	46	45	60	73	82	99	112	132	144	156	177	191	207	231	253
H7/x6	44	57	74	94	118	145	177	211	243	273	307	342	382	426	476
	69	86	103	129	153	186	218	258	290	320	361	396	436	488	538
H7/s7	16	20	20	26	32	39	47	56	64	72	80	88	98	111	123
	46	56	56	68	74	89	97	112	120	128	146	154	164	185	197
H7/t7	22	25	31	39	48	59	72	86	98	110	124	138	154	171	183
	52	61	67	81	90	109	122	142	154	166	190	204	220	245	257
H7/u7	29	37	47	60	75	92	112	134	163	174	194	216	242	268	303
	59	73	83	102	117	142	169	185	219	230	260	282	308	342	377
H7/v7	36	45	58	75	83	114	140	166	192	216	242	268	298	338	378
	66	81	94	117	125	164	190	217	248	272	308	334	364	412	452
H7/x7	45	57	74	95	119	146	178	202	234	264	308	334	383	428	478
	75	93	110	137	161	196	228	263	295	325	374	409	449	502	552
H7/y7	56	71	91	117	147	182	222	254	294	334	383	428	478	533	602
	86	107	127	159	189	232	272	315	355	395	449	494	544	607	677
H8/s7	4	7	7	11	16	20	28	33	41	49	54	62	72	82	94
	43	53	53	65	71	84	92	107	115	123	140	148	158	178	190
H8/u8	18	24	34	46	60	77	97	114	143	154	171	193	219	242	277
	65	80	90	110	125	153	173	202	231	242	273	295	321	366	391
H8/x8	34	44	61	81	104	131	163	192	224	254	285	320	360	402	451
	81	99	117	145	169	207	239	280	312	342	387	422	462	516	566
H8/z8	58	76	101	131	158	211	263	308	358	408	455	510	575	637	717
	105	132	156	195	233	287	339	398	448	498	557	612	677	751	831

Значення границі текучості матеріалів σ_{TD}

Марка матеріалу	Твердість		
	HB	HRCe	σ_{TD} , МПа
Сталь 45	235...262	-	540
	239...302	-	650
40X, 40XH	235...262	-	640
	269...302	-	750
	-	48...53	750
35XM, 45XC	235...262	-	670
	269...302	-	790
	-	48...53	790
20XHM, 18XGT, 12XHZА	-	56...63	800
БрОФ10-1			З 140
БрОНФ10-1	-	-	М 200
БрОНФ10-1-1	-	-	Ц 170
БрОЦС6-6-3	-	-	90
БрАЖ9-4	-	-	200

Примітка: З–відливка в землю; М–в металеву форму; Ц–відцентровий спосіб.

Таблиця 6

Шорсткість поверхні залежно від розміру, допусків розміру і форми

Допуск розміру за квалітетом	Допуск форми, в % від допуску розміру	Номинальний розмір, мм (понад – до)			
		до 18	18 – 50	50 – 120	120 – 500
		Значення Ra			
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	100	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	100	3,2	6,3	6,3	6,3
	60	1,6	3,2	3,2	6,3
	40	0,8	1,6	1,6	3,2
IT12	-	12,5	25	25	25
IT14	-	25	50	50	50

Марка мастила та його динамічна в'язкість

Найменування та марка масла		Динамічна в'язкість, 10^{-3} Н·с/м ²
Індустріальні		
1	Легке індустріальне И – 5А (велосіт)	3,6 - 4,5
2	И – 8А (вазелинове)	5,4 - 7,5
3	Сепараторне Л	5,4 - 9
4	Приладне МВП	5,8 - 7,2
5	Середнє індустріальне И – 12К	10 - 14
6	Сепараторне Т	12,6 - 15,3
7	И – 20А (И – 20)	15,3 - 20,7
8	И – 25А (ИС – 25)	21,6 - 24,2
9	И – 30А (И – 30)	25,2 - 29,7
10	И – 40А (И – 45)	31,5 - 40,5
11	И – 50А (И – 50)	42,3 - 49,5
12	И – 70А (ИС – 55)	58,5 - 67,5
Турбінні		
13	Т22 (Л)	16 - 20,7
14	Т30 (УТ)	25,2 - 28,8
15	Т46 (Т)	39,6 - 43,2
16	Т57 (турборедукторне)	49,5 - 53,1
17	АС – 6	5,4
18	АС – 8	7,2 ± 0,45
19	АС – 10	9 ± 0,45
20	ТКп	8,1
21	ТК	8,6
Компресорні		
22	К – 12	9,9 - 12,6
23	К – 19	15,3 - 18,9

Таблиця 8

Допустимі інтенсивності навантажень на посадочних поверхнях валів і корпусів

Діаметр отвору внутрішнього кільця вальниці d, мм		Навантаження PR, кН/м ² , для полів допусків			
Понад	до	js5, js6	k6	m6	n6
18	80	до 300	300...1350	1350...1600	1600...3000
80	180	до 500	500...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	до 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360	630	до 900	900...3500	3500...4500	4500...8000
Діаметр зовнішнього кільця вальниці D, мм		Навантаження PR, кН/м ² , для полів допусків			
понад	до	K7	M7	N7	P7
50	180	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360	630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630	1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Таблиця 9

Рекомендовані поля допусків для місцево навантажених кілець вальниць

Розмір посадочного діаметра, мм		Посадка		Тип вальниці	
		на вал	у корпус сталевий чи чавунний		
понад	до		не рознімний	рознімний	
Навантаження спокійне чи з помірними поштовхами і вібрацією, перевантаження до 150%					
–	80	h5, h6, g5	H6, M7	H6, H7	Крім штампованих голчастих
80	260	g6, f6, is6	G6, G7	H6, H7	
Навантаження з ударами і вібрацією, перевантаження до 300%					
–	80	h5, h6	Is6, Is7	Is6, Is7	Крім штампованих голчастих, роликкових, конічних, 2-рядних
80	260	h5, h6	Is6, Is7	Is6, Is7	

Таблиця 10

Динамічний коефіцієнт посадки k_d

Характер навантаження	k_d
Навантаження з помірними поштовхами і вібраціями, перевантажені до 150 %	1,0
Навантаження з сильними поштовхами і вібраціями, перевантажені до 300 %	1,8

Таблиця 11

Коефіцієнт, що враховує послаблення посадкового натягу, k_1

$d_{\text{отв}} / d$ або $D / D_{\text{кор}}$		Вал			Корпус
понад	до	$D \leq 1,5$	$D = 1,5 - 2,0$	$D \geq 2 - 3$	
–	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	-	2,0	2,3	3,0	1,8

Таблиця 12

Значення коефіцієнта k_2

$(F_a/F_r)\text{ctg}\beta$		k_2	Примітки
понад	до		
–	0,2	1,0	1. F_a і F_r – відповідно осьова і радіальна реакції; β – кут тиску. 2. Для радіальних і радіально-упорних вальниць з одним зовнішнім кільцем $k_2 = 1$.
0,2	0,4	1,2	
0,4	0,6	1,4	
0,6	1,0	1,6	
1,0	–	2,0	

Таблиця 13

Граничні відхилення діаметра циліндричного отвору внутрішніх кілець радіальних і радіально упорних вальниць (за ГОСТ 520:2007)

Інтервал діаметрів d , мм, понад – до	Клас точності вальниць							
	P0		P6		P5		P4	
	Граничні відхилення діаметра d , мкм							
	EI	ES	EI	ES	EI	ES	EI	ES
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Від 0,6 до 2,5	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0
2,5 – 10	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0
10 – 18	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0
18 – 30	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0
30 – 50	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0
50 – 80	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0
80 – 120	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0
120 – 180	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0
180 – 250	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0
250 – 315	-35	0	-25	0	-18	0	-	-
315 – 400	-40	0	-30	0	-23	0	-	-
400 – 500	-45	0	-35	0	-	-	-	-
500 – 630	-50	0	-40	0	-	-	-	-
630 – 800	-75	0	-	-	-	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9
800 – 1000	-100	0	-	-	-	-	-	-
1000 – 1250	-125	0	-	-	-	-	-	-
1250 – 1600	-160	0	-	-	-	-	-	-
1600 – 2000	-200	0	-	-	-	-	-	-

Таблиця 14

Граничні відхилення зовнішнього діаметра зовнішніх кілець
радіальних і радіально-упорних (крім конічних) вальниць
(за ГОСТ 520:2007)

Інтервал діаметрів D, мм, понад – до	Клас точності вальниць							
	P0		P6		P5		P4	
	Граничні відхилення діаметра D, мкм							
	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Від 2,5 до 6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-40
6 – 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-40
18 – 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5
30 – 50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6
50 – 80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7
80 – 120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8
120 – 150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9
150 – 180	0	-20	0	-18	0	-13	0	-10
180 – 250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11
250 – 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13
315 – 400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15
400 – 500	0	-45	0	-33	0	-23	-0	-
500 – 630	0	-50	0	-38	0	-28	-	-
630 – 800	0	-75	0	-45	0	-35	-	-
800 – 1000	0	-100	0	-60	-	-	-	-
1000 – 1250	0	-125	-	-	-	-	-	-
1250 – 1600	0	-160	-	-	-	-	-	-
1600 – 2000	0	-200	-	-	-	-	-	-
2000 – 2500	0	-250	-	-	-	-	-	-

Граничні відхилення посадочних місць роликів конічних вальниць (за ДСТУ ГОСТ 520:2015)																	
Внутрішні кільця						Зовнішні кільця											
Інтервал діаметрів d , мм (понад – до)	Клас точності					Інтервал діаметрів D , мм (понад – до)	Клас точності										
	P0	P6 і P5		P4			P0	P6 і P5		P4							
		EI	ES	EI	ES			EI	ES	es	ei	es	ei				
Граничні відхилення діаметра отвору d_m , мкм						Граничні відхилення зовнішнього діаметра D_m , мкм											
Від 10 до 18	-8	0	-7	0	-5	0	0	0	-5	0	0	0	-8	0	0	0	-6
18 – 30	-10	0	-8	0	-6	0	0	0	-6	0	0	0	-11	0	0	0	-7
30 – 50	-12	0	-10	0	-8	0	0	0	-8	0	0	0	-13	0	0	0	-9
50 – 80	-15	0	-12	0	-9	0	0	0	-9	0	0	0	-15	0	0	0	-10
80 – 120	-20	0	-15	0	-10	0	0	0	-10	0	0	0	-18	0	0	0	-11
120 – 180	-25	0	-18	0	-13	0	0	0	-13	0	0	0	-25	0	0	0	-13
180 – 250	-30	0	-22	0	-15	0	0	0	-15	0	0	0	-30	0	0	0	-15
250 – 315	-35	0	-25	0	-	0	0	0	-	0	0	0	-35	0	0	0	-18
315 – 400	-40	0	-30	0	-	0	0	0	-	0	0	0	-40	0	0	0	-20

Таблиця 16

Нормальні радіальні зазори G_{re}

Номинальний діаметр d , мм		Типи вальниць*									
		1		2		3		4		5	
		Радіальний початковий зазор, мкм									
понад	до	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
2,5	6	2	13	5	10	10	40	9	17	20	35
6	10			6	12						
10	14	3	18	6	13						
14	18			8	15						
18	24	5	20	10	17	10	45	25	40		
24	30			11	19						
30	40	6	20	13	23	15	50	10	20	30	45
40	50	6	23	14	25	20	55	13	23	35	55
50	65	8	28	16	30	20	65	15	27	40	65
65	80	10	30	18	35	25	75	20	35	50	80
80	100	12	36	22	42	30	80	25	45	60	100
100	120	15	41	25	50	35	90	30	50	75	120

*Типи вальниць: 1—радіальні кулькові однорядні без канавок для вставлення кульок;

2—радіальні кулькові сферичні;

3—радіальні роликові с короткими циліндричними роликами;

4—радіальні роликові сферичні однорядні;

5—радіальні роликові сферичні дворядні.

Таблиця 17

Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів під вальниці
(за ГОСТ 3325–85)

Посадочні поверхні	Класи точності вальниць за ГОСТ 520:2003	Параметр шорсткості R_a , мкм, не більше, для номінальних діаметрів вальниць, мм	
		до 80	понад 80 до 500
Валів	0	1,25	2,5
	6 і 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отворів корпусів	0	1,25	2,5
	6, 5 і 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорних торців заплечиків валів і корпусів	0	2,5	2,5
	6, 5 і 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

Основні розміри з'єднань з призматичними шпонками, мм
(за ГОСТ 23360-93)

Діаметр вала d (понад-до)	Номінальні розміри шпонки					Номінальні розміри паза			
	$b \times h$	фаска s		інтервали довжин		глибина		радіус округлення або фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		Мах	min	від	до	на валу t_1	у втулці t_2	max	min
6 – 8	2 x 2			6	20	1,2	1,0		
8 – 10	3 x 3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
10 – 12	4 x 4			8	45	2,5	1,8		
12 – 17	5 x 5			10	56	3,0	2,3		
17 – 22	6 x 6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
22 – 30	8 x 7			18	90	4,0	3,3		
30 – 38	10 x 8			22	110	5,0	3,3		
38 – 44	12 x 8			28	140	5,0	3,3		
44 – 50	14 x 9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,40	0,25
50 – 58	16 x 10			45	180	6,0	4,3		
58 – 65	18 x 11			50	200	7,0	4,4		
65 – 75	20 x 12			56	220	7,5	4,9		
75 – 85	22 x 14			63	250	9,0	5,4		
85 – 95	25 x 14	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,60	0,40
95 – 110	28 x 16			80	320	10,0	6,4		
110 – 130	32 x 18			90	360	11,0	7,4		
130 – 150	36 x 20			100	400	12,0	8,4		
150 – 170	40 x 22	1,2	1,0	100	400	13,0	9,4	1,0	0,70
170 – 200	45 x 25			110	450	15,0	10,4		
200 – 230	50 x 28			125	500	17,0	11,4		
230 – 260	56 x 32			140		20,0	12,4		
260 – 290	63 x 32	2,0	1,6	160	500	20,0	12,4	1,6	1,2
290 – 330	70 x 36			180		22,0	14,4		
330 – 380	80 x 40			200		25,0	15,4		
390 – 440	90 x 45	3,0	2,5	220	500	28,0	17,4	2,5	2,0
440 – 500	100 x 50			250		31,0	19,5		

Примітки: 1. ГОСТ 23360-78 не розповсюджується на шпонкові з'єднання, які використовуються для кріплення ріжучого інструменту.

2. Довжини шпонок вибирають із ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 400; 450; 500 мм.

3. На робочому кресленні пропонується один розмір для вала t_1 (переважаючий варіант) або $d - t_1$ і для втулки $d + t_2$.

Таблиця 19

Граничні відхили t_1 і t_2 для призматичних шпонок

Глибина на валу t_1 (чи $d-t_1$)* і на втулці t_2 (чи $D+t_2$)	При h , мм		
	від 2 до 6	понад 6 до 18	понад 18 до 50
Граничний відхил розміру	+0,1	+0,2	+0,3
*Для вказаного розміру ті ж граничні відхили призначаються із знаком мінус.			

Таблиця 20

Рекомендовані поля допусків і посадок для розмірів D і b
при центруванні по D (за ГОСТ 1139:2003)

Поля допусків		Посадка
втулці	вала	
Для розміру D		
H7	f7; g6; h7; js6; n6	[H7/f7]; H7/g6; H7/h7; [H7/js6]; H7/n6
H8	e8	H8/e8
Для розміру b		
F8	d9; e8; f7; f8; h8; h9; js7	(F8/d9); F8/e8; [F8/f7]; [F8/f8]; F8/h8; F8/h9; [F8/js7].
D9	d9; e8; f7; f8; h8; h9; js7	(D9/d9); D9/e8; D9/f7; D9/h8; D9/h9; D9/js7.
<p><i>Примітки: 1. Крім вказаних посадок допускаються інші.</i></p> <p><i>2. Сполучення посадок по розмірах D і b стандартом не регламентовано (встановлюється конструктором).</i></p> <p><i>3. Посадки, які заключні в квадратні дужки, є переважними; посадки вказані в круглих дужках, по можливості не використовувати.</i></p> <p><i>4. При підвищених вимогах до точності допускається використання сусіднього, більш точного, квалітету.</i></p>		

Таблиця 21

Рекомендовані поля допусків і посадок для розмірів d і b
при центруванні по d (за ГОСТ 1139:2003)

Поля допусків		Посадка
втулці	вала	
Для розміру d		
H7	f7; g6; h7; js6; n6; js7	[H7/f7]; [H7/g6]; H7/h7; H7/js6 ; H7/js7; H7/n6
H8	e8	H8/e8
Для розміру b		
F8	f7; f8; h7; js7; k7	F8/f7; F8/f8; F8/h7; F8/js7; F8/k7
H8	h7; h8; js7	H8/h7; H8/h8; H8/js7;
D9	e8; f8; e9; h9; k7	D9/e8; D9/f8; D9/e9; [D9/h9]; [D9/k7].
F10	e8; f8; h7; e9; h9; js7; k7	F10/e8; F10/f8; F10/h7; F10/e9; F10/h10; [F10/js7]; F10/k7.
<p><i>Примітки: 1. Див. примітки до табл. В. 4 (крім п.2).</i></p> <p><i>2. Сполучення посадок по розмірах d і b стандартом не регламентовано (встановлюється конструктором).</i></p> <p><i>3. Поле F10 рекомендується тільки для загартованих не шліфованих втулок.</i></p>		

Таблиця 22

Рекомендовані поля допусків і посадок для розміру b
при центруванні по b (за ГОСТ 1139:2003)

Поля допусків		Посадка
втулці	вала	
F8	d9; e8; f8; e9; h9; js7	(F8/d9); F8/e8; F8/f8; F8/e9; F8/h9; [F8/js7]
D9	d9; e8; f8; e9; h9; js7; k7	(D9/d9); [D9/e8]; [D9/f8]; D9/e9; D9/h9; D9/js7; D9/k7
F10	d9; e8; f8; e9; h9; k7	[F10/d9]; F10/e8; [F10/f8]; F10/h7; F10/e9; F10/h9; F10/k7

*Примітки: 1. Див. примітки до табл. Б 294 (крім п. 2 і 5).
2. Поле e8 рекомендується тільки для загартованих не шліфованих втулок.*

Таблиця 23

Поля допусків не центруючих діаметрів (за ГОСТ 1139:2003)

Не центруючий діаметр	Вид центрування	Поле допуску	
		вала	втулки
D	По D або b	Див. d ₁ у табл. 4.71 [20]	H11
D	По D або b	a11	H12

Таблиця 24

Номінальні діаметри, модулі і числа зубів з'єднань
шліцьових евольвентних (вибірка із ГОСТ 6033-80)

Номінальний діаметр D, мм		Модуль, мм			
		1,25	2	3	5
1-й ряд	2-й ряд	Число зубів, z			
1	2	3	4	5	6
17		12	7	-	-
	18	13	7	-	-
20		14	8	-	-
	22	16	9	6	-
25		18	11	7	-
	28	21	12	8	-
30		22	13	8	-
	32	24	14	9	-
35		26	16	10	-
	38	29	18	11	-
40		30	18	12	6
	42	32	20	12	7
45		34	21	13	7
	48	37	22	14	8
50		38	24	15	8
	52	40	24	16	9
55		42	26	17	9

Продовження табл. 24

Номинальний діаметр D, мм		Модуль, мм							
		1,25		2		3		5	
1-й ряд	2-й ряд	Число зубів, z							
	58	45		28		18		10	
60		46		28		18		10	
	62	40		30		19		11	
65		50		31		20		11	
	68	53		32		21		12	
70		54		34		22		12	
	72	56		34		22		13	
75		58		36		24		13	
	78	60		38		24		14	
80		62		38		25		14	
	82			40		26		15	
85				41		27		15	
	88			42		28		16	
90				44		28		16	
	92			44		29		17	
95				46		30		18	
	98			48		31		18	
100				48		32		18	
	105			51		34		20	
110				54		35		20	
120				58		38		22	
	130			64		42		24	
140				68		45		26	
	150			74		48		28	
160						52		30	

*Примітки: 1. При виборі номінальних діаметрів і модулів 1-й ряд слід видавати перевагу 2-му ряду.
2. Числа зубів, які заключні в рамки, являються переважними.*

Допуски ширини западини втулки e і товщини зуба s , мкм
(за ГОСТ 6033-80, скорочено)

Модуль m , мм	Позначення допуску	Ступінь точності	Діаметр діляльного кола d , мм (понад – до)				
			до 12	12 – 25	25 – 50	50 – 100	100 – 200
1	2	3	4	5	6	7	8
0,5–1,5	T	6	18	20	22	25	28
	T _e		11	12	14	16	18
2–4	T		-	22	25	28	32
	T _e		-	14	16	18	20
5–10	T		-	-	23	32	36
	T _e		-	-	18	20	22
0,5–1,5	T	7	25	28	32	36	40
	T _e		16	18	20	22	25
2–4	T		-	32	36	40	45
	T _e		-	32	36	40	45
5–10	T		-	-	40	45	50
	T _e		-	-	25	28	32
0,5–1,5	T	8	36	40	45	50	56
	T _e		22	25	28	32	36
2–4	T		-	45	50	56	63
	T _e		-	28	32	36	40
5–10	T		-	-	56	63	71
	T _e		-	-	36	40	45
0,5–1,5	T	9	50	56	63	71	80
1	2	3	4	5	6	7	8
	T _e		32	36	40	45	50
1	2	3	4	5	6	7	8
2–4	T		-	63	71	80	90
	T _e		-	40	45	50	56
5–10	T		-	-	80	90	100
	T _e		-	-	50	56	63

Основні (сумарні) відхили es товщини шліца вала, мкм
(за ГОСТ 6033-80, скорочено)

Модуль, мм	Позначення основного відхилення	Діаметр ділильного кола, мм (понад – до)				
		До 12	12 – 25	25 – 50	50 – 100	100 – 200
0,5–1,5	r	+67	+72	+80	+88	+100
	p	+48	+54	+60	+66	+75
	n	+32	+36	+40	+44	+50
	k	+16	+18	+20	+22	+25
	h	0	0	0	0	0
	g	-8	-9	-10	-11	-12
	f	-16	-18	-20	-22	-25
	d	-32	-36	-40	-44	-50
	a	-48	-54	-60	-66	-75
2–4	r	-	+80	+88	+100	+112
	p	-	+60	+66	+75	+84
	n	-	+40	+44	+50	+56
	k	-	+20	+22	+25	+28
	h	0	0	0	0	0
2–4	g	-	-10	-11	-12	-14
	f	-	-20	-22	-25	-28
	d	-	-40	-44	-50	-56
	c	-	-60	-66	-75	-84
	a	-	-100	-110	-125	-140
5–10	r	-	-	+100	+112	+128
	p	-	-	+75	+84	+96
	n	-	-	+50	+56	+64
	k	-	-	+25	+28	+32
	h	-	-	0	0	0
	g	-	-	-12	-14	-16
	f	-	-	-25	-28	-32
	d	-	-	-50	-56	-64
	a	-	-	-75	-84	-96
a	-	-	-125	-140	-160	

Стандарти на розповсюджені нарізі

Назва і основні характеристики нарізі		Стандарт	Посадка	Стандарт	Інтервали d і P , мм		
Метрична ($\alpha=60^\circ$, $d = 0,25-600$ мм, $P = 0,075-6$ мм)	Профіль нарізі	ГОСТ 9150-81	3 зазором	ГОСТ 9000-81	$d < 1$, $P=0,075-0,225$		
	Діаметри і кроки	ГОСТ 8124-81		ГОСТ 16093:2004	$d = 1 - 600$, $P = 0,2 - 0,6$		
	Основні розміри	ГОСТ 4705-81	Перехідна	ГОСТ 24834:2003	$d = 5 - 45$, $P = 0,8 - 4,5$		
			3 натягом	ГОСТ 4608:2002	$d = 5 - 45$, $P = 0,8 - 3$		
Метрична для приладобудування ($d = 3,5-400$ мм, $P = 0,25 - 2$ мм)	Діаметри і кроки	ГОСТ 6967-81	3 зазором	ГОСТ 16093:2004	$d = 3,5 - 400$, $P = 0,25 - 2$		
	Основні розміри	ГОСТ 4706-81					
Для деталей із пластмас	Профілі і основні розміри	ГОСТ 1709-81				ГОСТ 11709-81	$d = 1 - 180$, $P = 0,2 - 6$
Трапецеїдальна однозахідна ($\alpha=60^\circ$, $d= 8-640$ мм, $P= 1,5-48$ мм)	Профіль нарізі	ГОСТ 9484-81		ГОСТ 9562-81	$d = 8 - 640$, $P = 1,5 - 48$		
	Діаметри і кроки	ГОСТ 4738-81					
	Основні розміри	ГОСТ 4737-81					
Трапецеїдальна багатозахідна ($\alpha=60^\circ$, $d= 10-320$, $P= 1,3-48$)	Профіль нарізі	ГОСТ 9484-81	3 зазором	ГОСТ 24739-81	$d = 10 - 320$, $P = 2 - 48$		
	Основні розміри	ГОСТ 24739-81					
Упорна одноходова ($d= 10-640$, $P= 2-48$)	Профіль і основні розміри	ГОСТ 10177-82				ГОСТ 25096-82	$d = 10 - 640$, $P = 2 - 48$
Метрична конічна ($\alpha=60^\circ$, $d= 6-60$ мм, $P= 1; 1,5$ і 2 мм)	Профіль нарізі	ГОСТ 9150-81				ГОСТ 25229-82	$d = 6 - 60$, $P = 1 - 5$
	Основні розміри	ГОСТ 25229-82					
Трубна конічна	Профіль і основні розміри	ГОСТ 6211-69	Щільне герметичне з'єднання	ГОСТ 6211-69	$d = 7,723 - 163,830$, $P = 0,907 - 2,309$		
Трубна циліндрична		ГОСТ 6357-73				ГОСТ 6351-73	
Кругла ($\alpha=60^\circ$, $d= 8-200$ мм)	Профіль і основні розміри	ГОСТ 13536-68	$S_{min}=0$	ГОСТ 13536-68	$P = 2,540 - 6,350$		

Примітки 1. ГОСТ 16967-81 і ГОСТ 24706-81 розповсюджуються на метричні різі з профілем за ГОСТ 9150-81 і застосовуються у тих випадках, коли діаметри і кроки нарізей, що встановлені у ГОСТ 8124-81, не можуть задовольнити споживання приладобудування.

2. Для деталей з пластмас застосовують метричну нарізь з профілем за ГОСТ 9150-81 з заокругленими кромками на виступах зовнішньої і внутрішньої різей.

Таблиця 2

Нарізь метрична з великим (основним) кроком.
Діаметри і кроки, мм (за ГОСТ 8724-81)

Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P, мм	Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P, мм	Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P, мм
1	2		1	2		1	2	
0,25	-	0,075	1,6	1,8	0,35	12	-	1,75
0,30	-	0,08	2,0	-	0,40	16	14	2,0
-	0,35	0,09	2,5	2,2	0,45	20	22	2,5
0,40	0,45	0,10	3	-	0,50	24	27	3,0
0,50	0,55	0,125	-	3,5	(0,60)	30	33	3,5
0,60	-	0,15	4	-	0,70	36	39	4,0
-	0,70	0,175	-	4,35	(0,75)	42	45	4,5
0,80	-	0,20	5	-	0,80	48	52	4,5
-	0,90	0,225	6	-	1,0	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	-	1,25	64	68	6
-	1,4	0,3	10	-	1,5	-	-	-

Таблиця 3

Розміри середнього і внутрішнього діаметрів метричних нарізей, мм
(за ГОСТ 24705:2004, скорочено)

Крок нарізі P, мм	Діаметри нарізі (болт і гайка)		Крок нарізі P, мм	Діаметри нарізі (болт і гайка)	
	середній діаметр d ₂ , D ₂	внутрішній діаметр d ₁ , D ₁		середній діаметр d ₂ , D ₂	внутрішній діаметр d ₁ , D ₁
0,5	d - 1 + 0,675	d + 1 + 0,459	1,5	d - 1 + 0,026	d - 2 + 0,376
0,6	d - 1 + 0,610	d - 1 + 0,350	1,75	d - 2 + 0,863	d - 2 + 0,106
0,7	d - 1 + 0,545	d - 1 + 0,242	2,0	d - 2 + 0,701	d - 3 + 0,835
0,75	d - 1 + 0,513	d - 1 + 0,188	2,5	d - 2 + 0,376	d - 3 + 0,294
0,8	d - 1 + 0,480	d - 1 + 0,134	3,0	d - 2 + 0,051	d - 4 + 0,752
1,0	d - 1 + 0,350	d - 2 + 0,917	3,5	d - 3 + 0,727	d - 4 + 0,211
1,25	d - 1 + 0,188	d - 2 + 0,647	4,0	d - 3 + 0,402	d - 5 + 0,670

Таблиця 4

Відхили метричних нарізей із зазорами (за ГОСТ 16093:2004)

Номінальний діаметр нарізі, мм		Крок нарізі, Р, мм	Внутрішня нарізь		Зовнішня нарізь		
			поле допуску 6H		поле допуску 6g		
			Відхили нарізі, мкм				
			ES		es	ei	
			для діаметрів нарізі				
понад	до		D ₂	D ₁	d, d ₂ , d ₁	d ₂	d
1	2	3	4	5	6	7	8
5,6	11,2	0,25	+85	+71	-18	-81	-85
		0,35	+95	+100	-19	-90	-104
		0,50	+112	+140	-20	-105	-126
5,6	11,2	0,75	+132	+190	-22	-122	-162
		1,0	+150	+236	-26	-138	-206
		1,25	+160	+265	-28	-146	-240
		1,5	+180	+300	-32	-164	-268
11,2	22,4	0,35	+100	+100	-19	-94	-104
		0,50	+118	+140	-20	-110	-126
		0,75	+140	+190	-22	-128	-162
		1,0	+160	+236	-26	-144	-206
		1,25	+180	+265	-28	-160	-240
		1,5	+190	+300	-32	-172	-268
		2,0	+212	+375	-38	-198	-318
2,5	+224	+450	-42	-212	-377		

Таблиця 5

Діаметри і кроки для посадок перехідних і з натягом, мм

Номінальний діаметр нарізі		Кроки Р		Номінальний діаметр нарізі		Кроки Р	
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
5	-	0,8	-	-	22	2,5	2; 1,5
6	-	1,0	-	24	-	3,0	2,0
8	-	1,25	1,0	-	27	3,0	2,0
10	-	1,5	1,25	30	-	2,5*	2; 1,5
12	-	1,75	1,5; 1,25	-	33	2,5*	2; 1,5
-	14	2,0	1,5	36	-	4,0*	3,0
16	-	2,0	1,5	-	39	4,0*	3,0
-	18	2,5	2; 1,5	42	-	4,5*	3,0
20	-	2,5	2; 1,5	-	45	4,5*	3,0

*Тільки для нарізей з перехідними посадками.

Таблиця 6

Границі сортувальних груп для посадок 2Н5D(2)/3р(2)
і 2Н5С(2)/3р(2) (за ГОСТ 4608:2002, скорочено)

Номинальний діаметр нарізі, мм (понад – до)	Крок нарізі, Р, мм	Зовнішня нарізь		Внутрішня нарізь	
		діаметри			
		d ₂	D ₂	D	ES
		границі сортувальних груп I і II		ES	
2,8 – 5,6	0,8	+72	+25	0	0
5,6 – 11,2	1	+81	+30	0	0
	1,25	+86	+31	0	0
11,2 – 22,4	1,25	+89	+35	0	0
	1,5	+98	+37	0	0
	1,75	+104	+40	0	0
	2	+115	+42	0	0
	2,5	+127	+45	0	0
22,4 – 45	2	+117	+45	0	0
	3	+145	+53	0	0

Таблиця 7

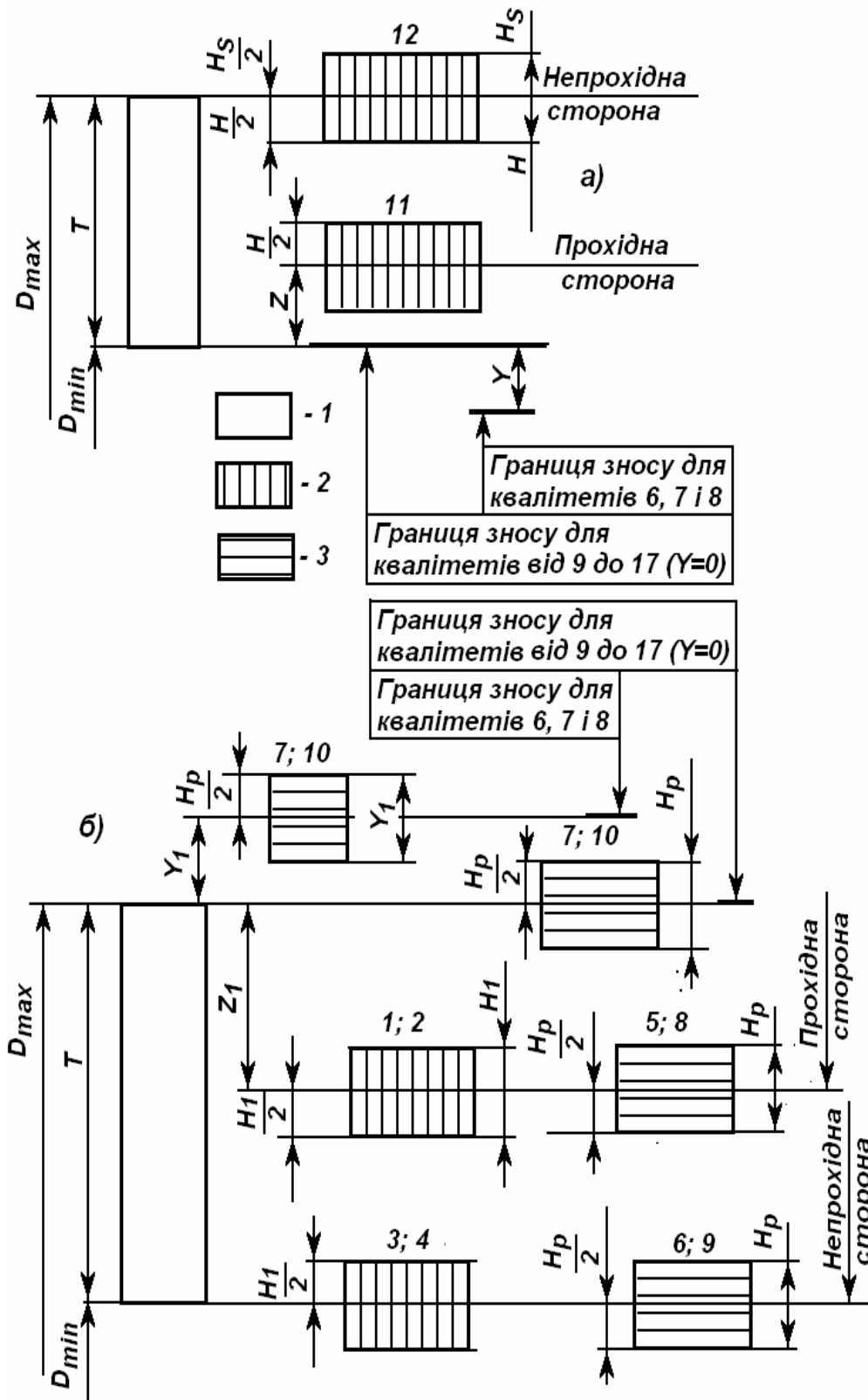
Значення $\theta = \operatorname{inv}\alpha$ від 15 до 25°

α°	Порядок	θ											
		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
15	0,00	61498	62548	63611	64686	66873	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	08107	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09722	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11547	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13598	13598	13779	13963	14148	14344	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15890	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18440	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21266	21266	21514	21765	22018	22272	22529	20788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24386	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26550	26639	26931	27225	27820	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30955	31587	31587	31917	32249	32583	32920	32260	33602

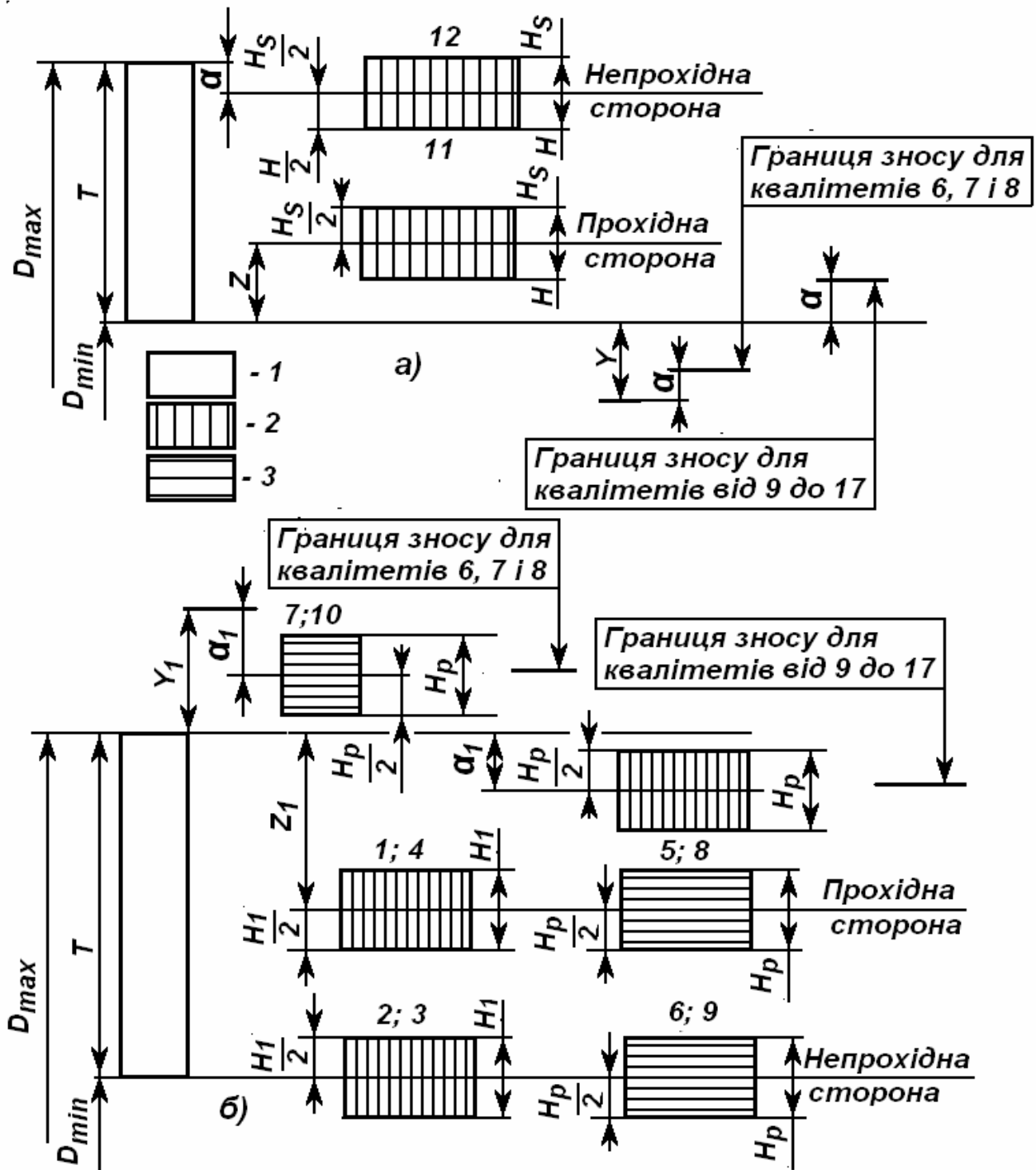
Допуски і відхилення гладких калібрів (за ГОСТ 24853-81)

Квалітет	Позначення	Значення допусків і відхилів, мкм, при номінальних розмірах, мм, для пробок і скоб (понад – до)							
		св. 3 до 6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180
6	Z	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4
	Y	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3
	Z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H _S	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	H ₁	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H _P	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5
7	Z, Z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y, Y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H _S	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	H _P	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5
8	Z, Z ₁	3	3	4	5	6	7	8	9
	Y, Y ₁	3	3	4	4	5	5	6	6
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12
	H _S , H _P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
9, 10	Z, Z ₁	6	7	8	9	11	13	15	18
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12
	H _S , H _P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
11, 12	Z, Z ₁	12	14	16	19	22	25	28	32
	H, H ₁	5	6	8	9	11	13	15	18
	H _S	-	4	5	6	7	8	10	12
	H _P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
13, 14	Z, Z ₁	24	28	32	36	42	48	54	60
	H, H ₁	12	15	18	21	25	30	35	40
	H _S	-	9	11	13	16	19	22	25
	H _P	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
15, 16 і 17	Z, Z ₁	48	54	56	72	80	90	100	110
	H, H ₁	12	15	18	21	25	30	35	40
	H _S	-	9	11	13	16	19	22	25
	H _P	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8

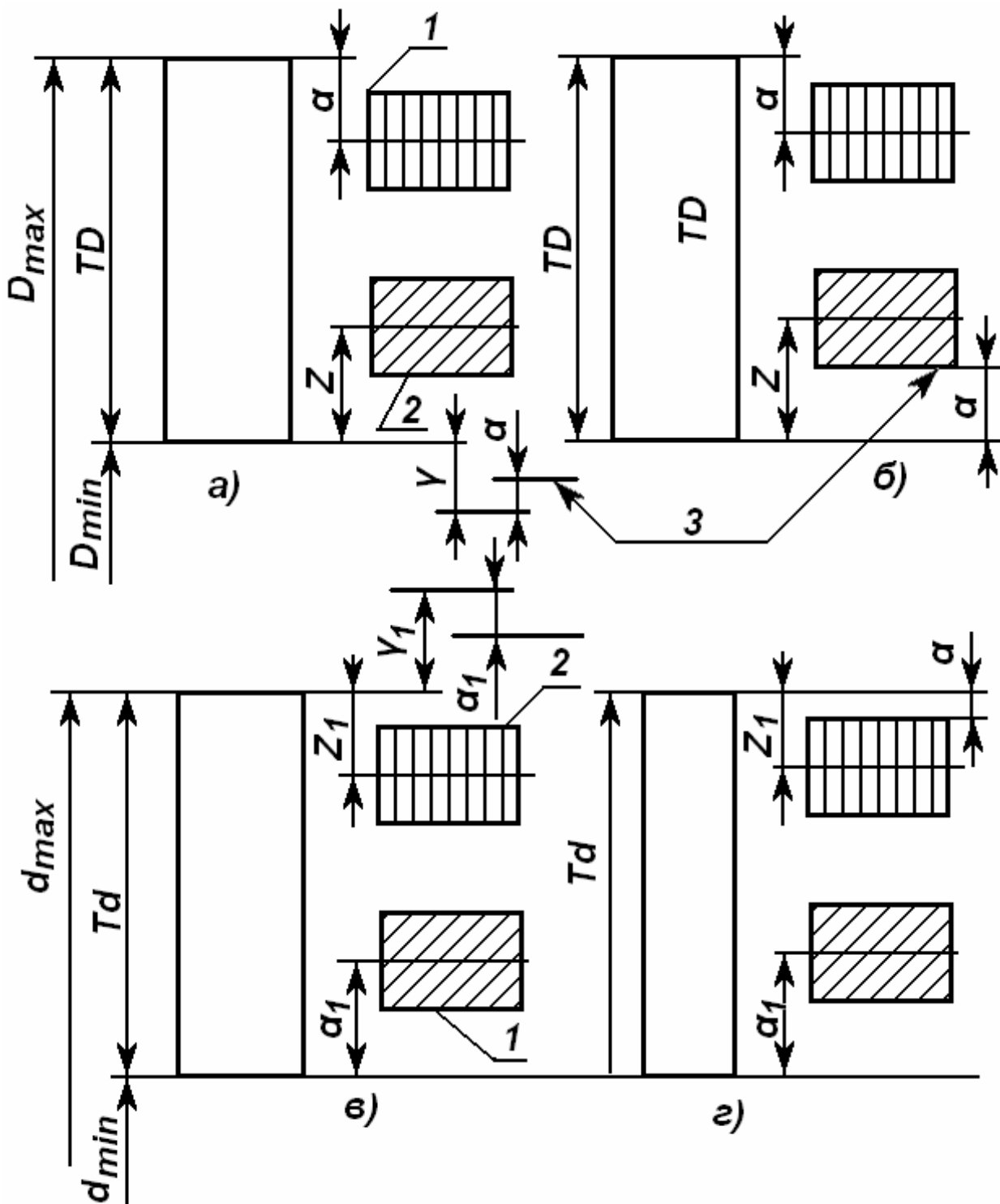
Позначення: Z–відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для отвору від D_{max}; Z₁–відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала від d_{max}; H–допуск на виготовлення пробки; H₁–допуск на виготовлення скоби; H_S–допуск цих же калібрів, але зі сферичними вимірювальними поверхнями; H_P–допуск для контрольних калібрів для скоб; Y–допустимий вихід за межу поля допуску виробів для пробки; Y₁–допустимий вихід за межу поля допуску виробів для скоби.



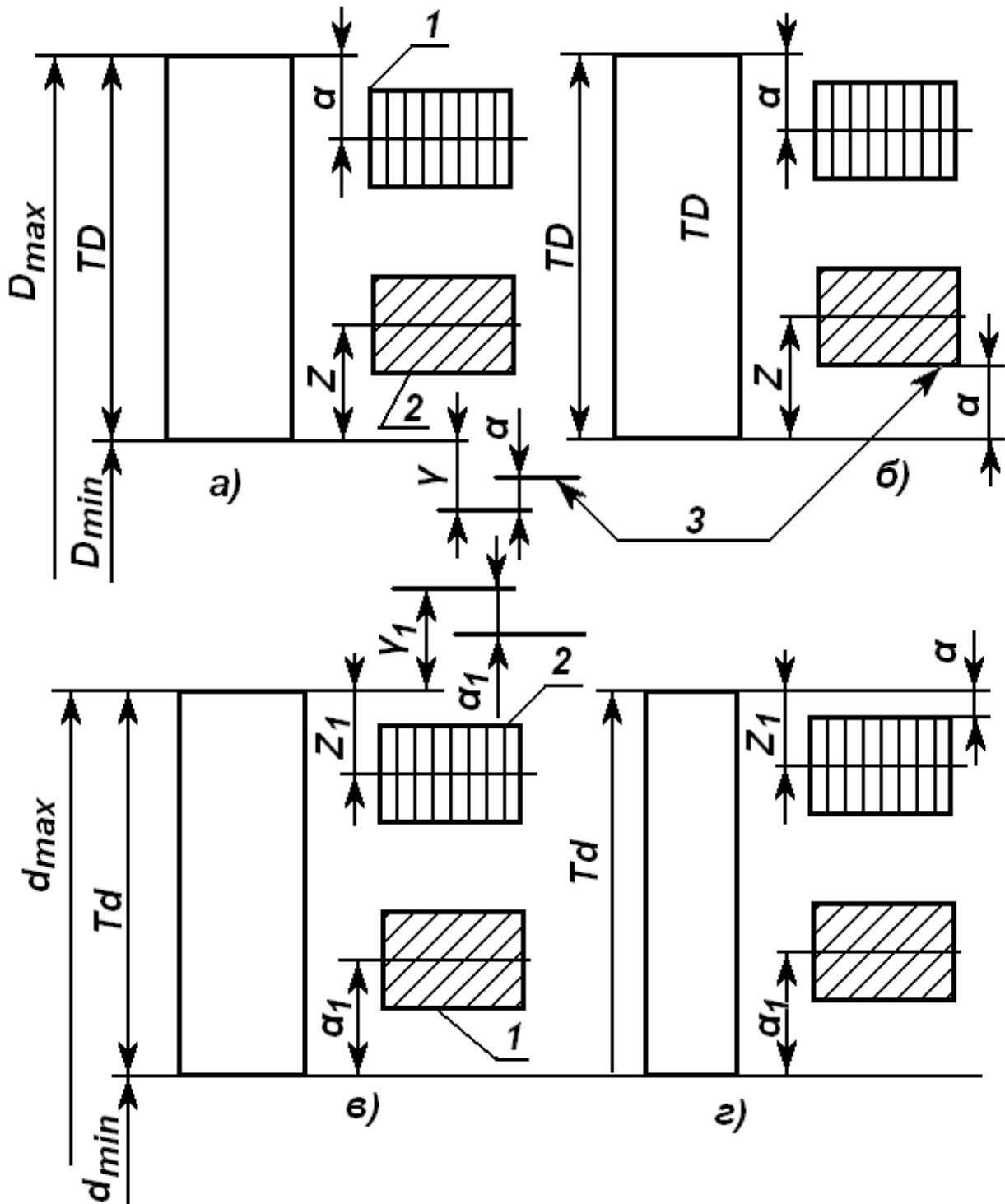
Схеми розташування полів допусків граничних калібрів для отворів (а) і валів (б) для розмірів до 180 мм: 1-поле допуску виробу; 2-поле допуску робочого калібру; 3-поле допуску контрольного калібру



Схеми розташування полів допусків граничних калібрів для отворів (а) і валів (б) для розмірів понад 180 мм: 1 – поле допуску виробу; 2 – поле допуску робочого калібру; 3 – поле допуску контрольного калібру



Схеми розташування полів допусків калібру: а) – для отворів квалітетів 6, 7, 8; б) – для отворів квалітетів від 9 до 17; в) – для валів квалітетів 6, 7, 8; г) – для валів квалітетів від 9 до 17; 1–непрохідна сторона; 2–прохідна сторона; 3 – схема спрацювання



Схеми розташування полів допусків калібру: а) – для отворів квалітетів 6, 7, 8; б) – для отворів квалітетів від 9 до 17; в) – для валів квалітетів 6, 7, 8; г) – для валів квалітетів від 9 до 17; 1–непрохідна сторона; 2–прохідна сторона; 3 – схема спрацювання

Формули для обчислювання виконавчих і граничних розмірів граничних калібрів		Номінальні розміри виробу, мм	
Вид калібру і умовне позначення		до 180	понад 180 до 500
Калібр-пробка	Прохідний новий Р-ПР _{вик}	$(D_{\min} + z + 0,5H)_{-H}$	$(D_{\min} + z + 0,5H)_{-H}$
	Прохідний зношений Р-ПР _{зн}	$D_{\min} - y$	$D_{\min} - y + \alpha$
	Непрохідний Р-НЕ _{вик}	$(D_{\max} + 0,5H)_{-H}$	$(D_{\max} - \alpha + 0,5H)_{-H}$
Калібр-скоба	Прохідний новий Р-ПР _{вик}	$(d_{\max} - z_1 - 0,5H_1)_{+H_1}$	$(d_{\max} - z_1 - 0,5H_1)_{+H_1}$
	Прохідний зношений Р-ПР _{зн}	$d_{\max} + y_1$	$d_{\max} - y_1 - \alpha_1$
	Непрохідний Р-НЕ _{вик}	$(d_{\min} - 0,5H_1)_{+H_1}$	
Контрольний калібр	Прохідний новий К-ПР _{вик}	$(d_{\max} - z_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	$(d_{\max} - z_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$
	Прохідний зношений К-ПР _{зн}	$(d_{\max} + y_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	$(d_{\max} - y_1 - \alpha_1)$
	Непрохідний К-Е _{вик}	$(d_{\min} + 0,5H_1)_{-H_p}$	$(d_{\min} + \alpha_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$
	До 180	Понад 180 до 500	Понад 500
Номінальні розміри калібру			
Калібр-пробка	робочого	робочого	робочого
Калібр-пробка	робочого	робочого	робочого
Прохідний новий	$D_{\min} + z$	$D_{\min} + z_1$	$\pm N(H_s)$
Прохідний знош.	$D_{\min} - y$	$D_{\min} - y + \alpha$	-
Непрохідний	D_{\min}	$D_{\min} - \alpha$	$\pm N(H_s)$
Калібр-скоба	$D_{\max} - z_1$	$D_{\max} - z_1$	$\pm 0,5H_1$
Прохідний новий	$D_{\max} - z_1$	$D_{\max} - z_1$	
Прохідний зношений	$D_{\max} + y_1$	$D_{\max} + y_1 - \alpha_1$	-
Непрохідний	D_{\min}	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm 0,5H_p$
Калібр-пробка	робочого	робочого	робочого
Калібр-пробка	робочого	робочого	робочого
Прохідний новий	$D_{\min} + z$	$D_{\min} + z_1$	$\pm N(H_s)$
Прохідний знош.	$D_{\min} - y$	$D_{\min} - y + \alpha$	-
Непрохідний	D_{\min}	$D_{\min} - \alpha$	$\pm N(H_s)$
Калібр-скоба	$D_{\max} - z_1$	$D_{\max} - z_1$	$\pm 0,5H_1$
Прохідний новий	$D_{\max} - z_1$	$D_{\max} - z_1$	
Прохідний зношений	$D_{\max} + y_1$	$D_{\max} + y_1 - \alpha_1$	-
Непрохідний	D_{\min}	$D_{\min} + \alpha_1$	$\pm 0,5H_p$

Навчальне видання

ІВАНОВ Геннадій Олександрович,
ШЕБАНІН В'ячеслав Сергійович,
БАБЕНКО Дмитро Володимирович,
ПОЛЯНСЬКИЙ Павло Миколайович

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ.
ПРАКТИКУМ.**

Підручник

Технічний редактор П.М. Полянський
Дизайн обкладинки П.М. Полянський
Комп'ютерний набір і верстка Г.О. Іванов

Формат 60x84/1/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 36. Наклад 100 прим. Зам. №75.

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету.
54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9.
Тел./факс: (0512)341082.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.