Міністерство освіти та науки України

Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

СТАНДАРТИЗАЦІЯ, МЕТРОЛОГІЯ, КОНТРОЛЬ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна інженерія» всіх форм навчання

Краматорськ
ДДМА
2012

УДК 621.01

Стандартизація, метрологія, контроль. Конспект лекцій для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна інженерія» всіх форм навчання. / Укл. А. П. Мартинов. — Краматорськ : ДДМА, 2012. — 170 с.

У курсі лекцій викладені основні питання стандартизації й взаємозамінності виробів машинобудування, а також метрологічні аспекти при виробництві продукції.

Розглянуто принципи й методи забезпечення взаємозамінності різних видів з'єднань, розрахунок і вибір параметрів точності при проектуванні виробів і метрологічного забезпечення якості, їхні особливості в умовах переходу до ринкової економіки.

Описані принципи і методи стандартизації, а також нормативна база в галузі стандартизації й метрології в Україні.

Перезатверджено рішенням вченої ради ФІТО від 25.02.2019 р, протокол №7

Укладач А. П. Мартинов, доц.

Відп. за випуск С. Г. Карнаух, доц.

В силу объявленного моего предложения на каждую орудийную вещь мастерам порознь иметь меры или по заводскому обыкновению называемые лекалы 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.

(З розпорядження генерал-фельдцехмейстера П. Шувалова по тульському збройовому заводі, 1761 р.)

ЗВЕРНЕННЯ ДО АУДИТОРІЇ

Дисципліна «Взаємозамінність, метрологія, стандартизація» є однією з найважливіших дисциплін, що вивчають студенти всіх спеціальностей напрямку «Інженерна механіка».

Хоча в абревіатурі дисципліни (ВМС) буква С розташована наприкінці, насправді, як Ви потім переконаєтеся, стандартизація є серцевиною курсу.

Наше життя важко собі уявити без стандартів. З моменту, коли Ви просипаєтеся вранці, і протягом усього дня стандарти в тому чи іншому вигляді допомагають сформувати Ваш день, зробити його більш простим, комфортним і просто більш зручним. Уявіть, наприклад, що Ви не можете одержувати гроші з банкомата тільки тому, що Ваша картка надто велика, щоб потрапити в гніздо; уявіть батарейки, що чомусь не підходять до Вашого плеєру (і тоді – до побачення, улюблена музика по дорозі в ДДМА), уявіть Інтернет без стандартизованої системи правил обміну даними.

Особливо велике значення стандартів у машинобудівному виробництві. Це обумовлено значним ускладненням конструкцій машин, устаткування і механізмів, автоматизацією технологічних процесів і керування самими машинами, підвищенням вимог до їхньої надійності, довговічності, точності й економічності. Стандарти дозволяють забезпечити взаємозамінність вузлів машин при їхньому виготовленні й в експлуатації. В останньому випадку, як Ви розумієте, це означає можливість заміни будь-якої деталі вузла іншою однотипною з забезпеченням при цьому експлуатаційних характеристик машини; що ж стосується процесів проектування і виготовлення машин, то тут поняття це набагато складніше і входить до предмета нашого розгляду.

В умовах ринкової економіки, розвитку міжнародної торгівлі успіх окремих підприємств і фірм на зовнішньому й внутрішньому ринку цілком

залежить від того, наскільки їхня продукція відповідає стандартам якості. До речі, взаємозамінність і метрологічні норми, правила, вимоги і положення, що забезпечують вірогідність і єдність вимірювань, включені в перелік *обов'язкових* вимог стандартів поряд з такими як вимоги, що забезпечують безпеку продукції для життя, здоров'я й майна громадян, охорону навколишнього середовища.

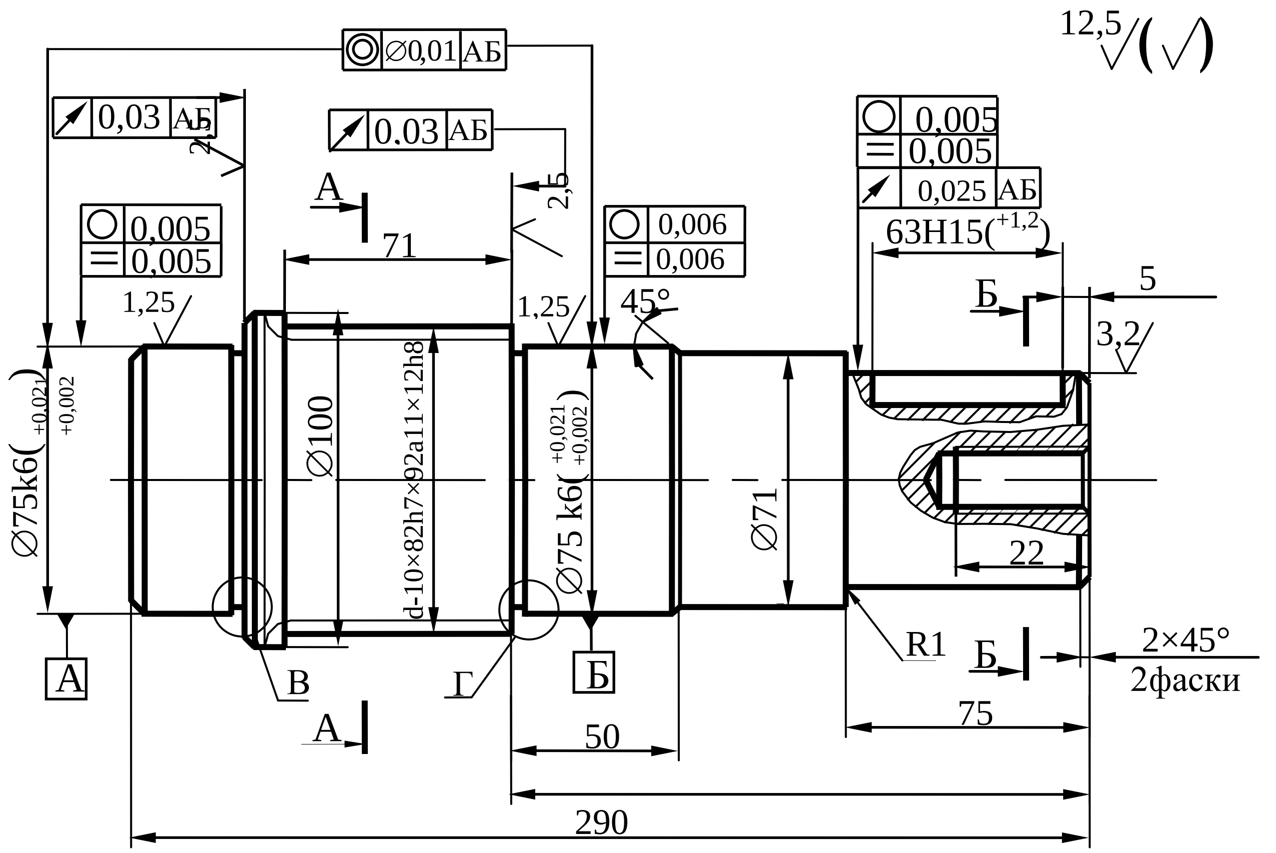
Ви, напевно, розумієте, чому виконання машиною службового призначення, а також такі її характеристики як взаємозамінність, якість, надійність залежать від Вас, конструктора чи технолога, – перші *проектують* машину, встановлюючи в кресленнях *технічні вимоги* з точності геометричних форм деталей і з'єднань, а другі розробляють *технологічні процеси виготовлення й складання* машин таким чином, щоб забезпечити при цьому згадані вимоги креслення. Однак і ті й інші повинні добре уявляти собі (а технологи навіть обов'язково вказують у картах техпроцесів), *як* і *чим* можна *проконтролювати* виконання цих вимог при виготовленні – а це вже з області метрології – науки, що займається методами й засобами вимірювань фізичних величин.

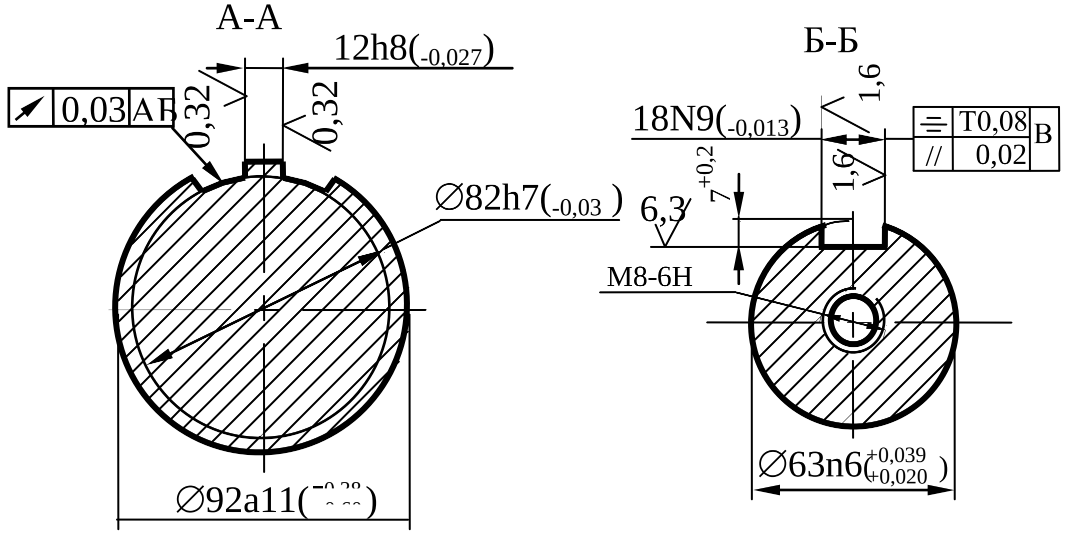
Таким чином, основна мета вивчення дисципліни – навчити Вас правильно призначати і позначати в кресленнях допуски, посадки, шорсткість і інші технічні вимоги у відповідності зі службовим призначенням деталей і вузлів, грамотно користатися відповідними стандартами, правильно уявляючи при цьому методи і засоби контролю, а в багатьох випадках і технологічні методи досягнення при виготовленні точності, що встановлюється в кресленні Вами.

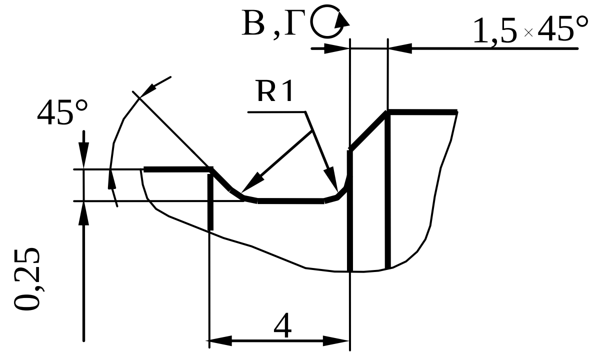
Щоб Вам простіше було, хоч якоюсь мірою, зрозуміти, чому конкретно вчить наука дисципліни, гляньте уважно на ескіз найбільш розповсюдженої деталі у вузлах машин – простого валика (часто він набагато складніше!), що має шийку ∅63k6 для посадки на неї зубчастого колеса з переданням навантаження (крутного моменту) за допомогою шпонки **(рис. 1).**

Що Вам зрозуміло з представленої на ескізі інформації чи хоча б знайомо, виходячи з того, чому Вас учили до цих пір? Мабуть, тільки те, що це тіло обертання у вигляді ступінчатого валика. Навіть деякі його розміри (∅63 і ∅71) викликають у Вас здивування – такі вони «некрасиві». Ну, чому, дійсно, не вказати відповідно ∅60 чи ∅65 і ∅70? Але така пропозиція «не проходить», як Ви переконаєтеся при вивченні курсу, і ці розміри в ескізі зазначені вірно. Утім, інженер взагалі не назвав би це *розмірами*, а тільки номіналами чи *номінальними розмірами* – розмір у будь-якій технічній документації, а тим більше в кресленні, вказують повним його позначенням – у нашому випадку ∅63k6, наприклад.

Усі інші умовні позначки в кресленні чи, якщо скористатися виразом з Панаса Мирного*, «крючки, гачки та ковбаси» для Вас поки що «terra incognita».







1. 240...280 HB
2. ISO 2768 - mK
3. Допуск непостійності діаметрів шийок ∅75к6 у повздовжньо поперечному перерізах 0,01 мм

Рисунок 1 – Ескіз вала

Для того, щоб розробити навіть це порівняно просте креслення чи прочитати його, необхідно багато чого пізнати, засвоїти й попрактикуватися на прикладах.

Добре освоївши дисципліну, Ви не тільки зможете закласти фундамент Вашого інженерного мислення в галузі проектування, виготовлення й контролю продукції, але і зустрінете багато цікавого. Ви, наприклад, з подивом довідаєтеся, що в розвинутих країнах серед виробників продукції існує приказка «Головний конструктор і головний технолог ворогують родинами» (і це враховуючи, що у них загальна справа – видавати вироби високої якості!), що СПИД (рос.) – це не тільки «чума XX століття», що різниця між мікрóметром і мікромéтром не тільки в наголосах, що в колишньому СРСР у кожному стандарті був присутній запис «Недотримання стандарту переслідується за законом», а тепер таких приписок нема, Ви зрозумієте зміст трохи загадкового епіграфа до даного курсу лекцій…

Ми не тільки підготуємо Вас уперше по-справжньому (тут разом з дисципліною «Основи конструювання механізмів і машин») до виконання курсових і дипломного проектів, а спочатку, як висловлюються на Заході, до «одержання ступеня бакалавра», – ми розширимо Ваш кругозір і розповімо, чому в нас немає тепер знаку якості, зате є знак відповідності, чому в Англії, на відміну від більшості країн світу, пиво продають не на літри, а на пінти, і, до речі, заодно навчимо Вас…купувати гарне пиво.

Ми не будемо Вас переконувати в тому, що для цього треба регулярно займатися, засвоюючи поступово розділи курсу – це завжди правильно, для будь-якої галузі знань. Скажемо лише, що, на відміну від більшості інших дисциплін, у нашому курсі надзвичайно важливо спочатку засвоїти, *зрозуміти* основні положення, терміни і визначення, а також фундаментальні передумови створення систем допусків і посадок – Ви переконалися навіть на прикладі простого ескізу вала, що дотепер буквально ні про що подібне Вам не говорили (до вивчення, скажімо, непростого курсу «Основи конструювання механізмів і машин» терміни «напруження», «момент», «плече», «тиск», «вигін», «крутіння» і багато інших, котрими оперує ця дисципліна, Вам усе-таки вже були відомі і зрозумілі).

За багато років читання курсу лекцій з дисципліни «Взаємозамінність, метрологія, стандартизація» ми переконалися, що недооцінка специфіки і відносної новітності дисципліни є основною перешкодою для успішного освоєння курсу і що тут доречно навести висловлення Ф. М. Достоєвського: «Зробити новий крок, вимовити нове слово – це те, чого люди бояться більше всього».

І ще одна особливість. Складність дисципліни – в органічному зв'язку розглянутих положень і технічних рішень з питаннями, що відносяться до виконання виробом службового призначення та технології його виготовлення і складання (найчастіше тут, висловлюючись мовою філософії, має місце «закон єдності і боротьби протилежностей»), а також до контролю

готової продукції, забезпеченню її якості й конкурентноздатності – як правило, більшість цих питань Ви «ще не проходили».

Для успішного засвоєння матеріалу рекомендуємо освоювати курс лекцій разом з посібником [40], де наведені необхідні таблиці, приклади, витяги зі стандартів і практичні рекомендації.

Доречно відзначити, що довідкові матеріали й рекомендації, розміщені в різних стандартах, нормативних матеріалах, довідниках, розрізнені і не охоплюють усіх конкретних випадків призначення точності при проектуванні виробів. Найбільш повним виданням є довідник «Допуски и посадки»: Справочник. В 2-х ч. / В. Д. Мягков и др. – Л.: Машиностроение, 1982-1983 г., що останнім часом стає чи не бібліографічною рідкістю. До того ж з часу його видання переглянуто чи скасовано деякі стандарти, втратили сенс стандарти СЕВ і з'явилися державні стандарти України.

Але найголовніше – з переходом до ринкової економіки в конструкторів і технологів повинно різко змінитися відношення до призначення меж точності як одного з найважливіших параметрів якості машинобудівної продукції, яка стає все більш визначальним фактором конкурентноздатності товарів.

Для більш поглибленого вивчення окремих аспектів, пов'язаних із забезпеченням взаємозамінності, удосконалюванням стандартизації і розвитком методів контролю й підвищенням якості машинобудівної продукції, з комп'ютеризацією методів розрахунку на точність машин і механізмів запрошуємо Вас до участі в наукових дослідженнях, що проводяться на кафедрі ОКММ академії.

Курс лекцій складений на основі погодженої з випускаючими кафедрами академії робочої програми дисципліни «Взаємозамінність, метрологія, стандартизація» з урахуванням досягнутого стану стандартизації в Україні і сучасних уявлень про якість продукції й конкурентноздатності в умовах ринкової економіки.

Тому започаткована спроба у світі викладених уявлень надати в розпорядження студентів теоретичне положення у виді конспекту лекцій і практичний посібник [40], що дозволять добре засвоїти матеріал і використати обидва посібники:

- для виконання РГР і лабораторних робіт з дисципліни «Взаємозамінність, метрологія, стандартизація»;
- для підготовки до опитувань і контрольних робіт у ході реалізації рейтингової системи навчання в ДДМА;
- для підготовки до екзаменів з дисципліни;
- для курсового й дипломного проектування;
- для підготовки до складання держіспиту на одержання кваліфікації бакалавра.

1 ВЗАЄМНОЗАМІННІСТЬ У МАШИНОБУДУВАННІ І КОРОТКА ІСТОРІЯ ЇЇ РОЗВИТКУ

В умовах ринкової економіки для забезпечення конкурентноздатності 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 складальних 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 складальних одиниць. Це означає наступне. У сучасному виробництві деталі різних видів і конструкцій виготовляють строго за кресленнями 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, шлицеву поверхню в блоках обробляють на протяжному верстаті, зуби меншої шестірні блоку обробляють на зубостругальному, а більшої – на зубофрезерному верстатах. За відповідними кресленнями і технологічними процесами виготовляють вали, а також незалежно одне від одного й інші деталі складальних одиниць виробу.

Ці операції обробки чи складання окремих вузлів 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 вузлів у даній партії буде порушена. Тому сучасним напрямком взаємозамінності є *функціональна взаємозамінність,* при якій точність і інші експлуатаційні показники деталей, складальних 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 складальних одиниць і виробів допускаються операції, зв'язані з підбором і регулюванням деяких деталей і складальних одиниць. Вона дозволяє одержувати задані технічні й експлуатаційні показники готової продукції при меншій точності деталей.

Зовнішня взаємозамінність – це взаємозамінність вузлів і комплектуючих виробів (електродвигунів, підшипників кочення й ін.) за експлуатаційними параметрами і приєднувальними розмірами. Наприклад, експлуатаційними параметрами є: для електродвигунів – потужність, частота обертання, напруга, вид струму і ін.; для підшипників 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 підшипників кочення.

Внутрішня взаємозамінність забезпечується точністю параметрів, що необхідні для складання деталей у вузли, а вузлів у механізми. Наприклад, це взаємозамінність кульок (чи роликів) і кілець підшипників кочення, вузлів ведучого і відомого валів коробки передач.

Точні підшипники виготовляють і складають на підшипникових 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 підшипників характерні неповна внутрішня взаємозамінність і повна зовнішня взаємозамінність.

Коротка історія виникнення й розвитку взаємозамінності

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 знаряддя), у польовій обстановці без будь-яких припасувань.

До кінця XVIII ст. у арміях європейських країн і США підвищився попит на ручну вогнепальну зброю. Окремі держави стали завантажувати свою молоду металообробну промисловість великими військовими замов-

леннями. 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, наведеного як епіграф до даного курсу лекцій.

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-прусської війни).

Досвід військових заводів, що перейшли на випуск 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 кресленнях 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, «Harare 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 кресленнях 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 вузлів механізмів, а 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. професор 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 р. приступити до створення загальнодержавних стандартів допусків і посадок, мета яких полягала в обслуговуванні будь-яких галузей машинобудування всієї країни.

У 1917–1922 р. особлива комісія німецьких інженерів розробила на основі існуючих окремих систем державну систему допусків і посадок, що ввійшла 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. професор 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 про-

ект 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 кресленням будь-якої країни стало можливим без переробки позначених у них допусків і посадок. Цим була досягнута значна економія на вимірюваному й спеціальному різальному інструменті, а також значно полегшилося виробництво запасних частин до машин, виготовлених в іншій країні.

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.

2 ТОЧНІСТЬ І ПОХИБКИ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ

У ринкових умовах основною задачею конструкторів і технологів є розробка й виготовлення принципово нових виробів високої якості, що забезпечили б їхню конкурентноздатність і одержання прибутку.

На жаль, планово-розподільча система в колишньому СРСР повною мірою не стимулювала працівників до досягнення високої якості, оскільки належним чином не була спрямована на запити споживачів і була відсутня конкуренція.

Тим часом, саме *розробка креслярської і технологічної документації, що пов'язана з вибором необхідної точності поверхонь і шорсткості, обґрунтуванням посадок, з урахуванням технологічних особливостей обробки, вибором контрольно-вимірювальних засобів, розрахунком розмірних ланцюгів і особливо з обґрунтованим нормуванням відхилень форми й розташування в першу чергу формує якісні показники машинобудівних виробів.*

При оцінці і нормуванні точності геометричних параметрів деталей розрізняють поверхні: номінальні (ідеальні, що не мають ніяких відхилень форми й розмірів), форма яких задана кресленням, і реальні (дійсні), що обмежують деталь, відокремлюючи її від навколишнього середовища. Реальні поверхні деталей одержують у результаті обробки на металорізальних верстатах чи іншому формотворному устаткуванні.

Ступінь наближення дійсних параметрів до ідеального називається *точністю.* Точність характеризується дійсною похибкою (дійсна точність) чи межами, що обмежують значення похибки (нормована точність). Чим більш вузькі ці межі, тим менші похибки, тим вище точність.

Точність деталей за геометричними параметрами є сукупне поняття, що характеризується наступними відхиленнями поверхонь від номінальних:

- відхилення розмірів елементів;
- відхилення форми поверхонь (макрогеометрія поверхні);
- хвилястість поверхонь;
- шорсткість поверхонь (мікрогеометрія);
- відхилення розташування елементів.

Похибки геометричних параметрів не тільки неминучі, але і допустимі в тих межах, при яких деталь ще задовольняє вимогам правильного складання, функціонування машини і забезпечує якісні показники. Не можна вимагати одержання абсолютно точного (ідеального) значення параметра, тобто нульової похибки, тому що ця вимога нездійсненна в реальних умовах виготовлення й вимірювань. Не можна також обмежитися встановленням тільки номінальних значень параметрів деталей, тому що при виготовленні можуть виникнути настільки великі похибки, що деталь не буде задовольняти своєму службовому призначенню. Конструктор повинен вирішити дві нерозривні задачі: установити номінальні значення параметрів

деталі і нормувати точність виготовлення цих параметрів шляхом призначення меж, що обмежують їхні похибки. Ці межі в процесі виготовлення й контролю деталей є критеріями їхньої придатності. Складність задачі з призначення меж для припустимих похибок полягає в тому, що її рішення жадає від конструктора всебічного обліку як умов функціонування та експлуатації виробу, так і умов його виготовлення й складання. Умови ці суперечливі: для правильного функціонування може вимагатися звуження меж допустимих похибок, а для економічного виготовлення – розширення. Критерієм оптимального вирішення даної задачі є дотримання необхідної якості виробу при вартості його виготовлення й експлуатації, що забезпечують прибуток і конкурентноздатність.

Похибки поверхонь у процесі виготовлення виникають під дією ряду причин, серед яких слід зазначити:

- похибки самого формотворного устаткування;
- похибки оброблюючого інструмента й пристосувань;
- знос інструмента;
- пружні деформації у системі верстат – пристосування – інструмент – деталь (ВПІД, а російською – СПИД: станок – приспособление – инструмент – деталь);
- температурні деформації системи ВПІД;
- похибки, що залежать від обраної технологічної схеми й режимів обробки;
- похибки вимірювань, включаючи похибки вимірювальних засобів;
- неоднорідність розмірів, матеріалу й інші похибки заготівок.

У результаті при обробці деталей виникає явище розсіювання відхилень поверхонь, причому для різних видів відхилень характерні свої закони розподілу їх.

Закон розсіювання випадкових похибок у вигляді рівняння і відповідної кривої встановлює залежність між значенням випадкової похибки і імовірністю її появи. Як закон розсіювання випадкових похибок розміру при сталих процесах виготовлення деталей практично частіше інших зустрічається *закон нормального розподілу, що* характеризується кривою, наведеною на рис. 2 і розташованою симетрично щодо центра групування.

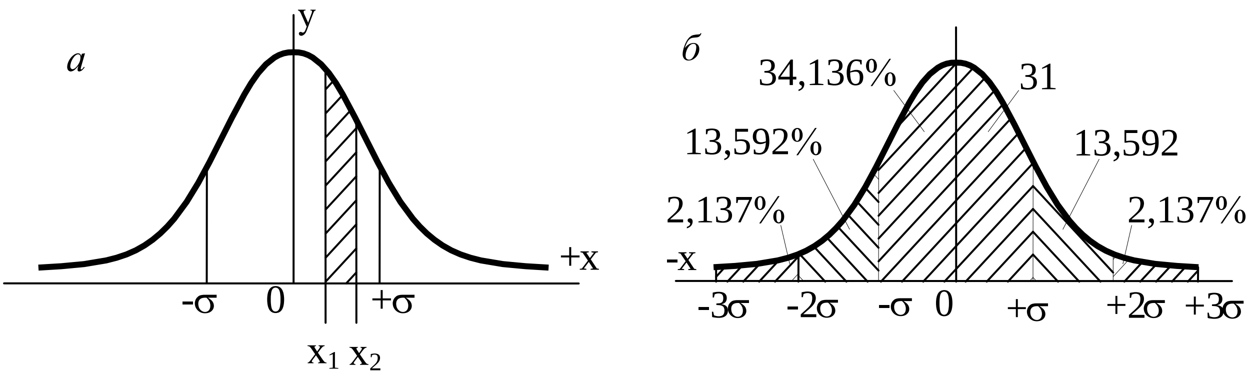


Рисунок 2 – Крива нормального розподілу відхилень розмірів при виготовленні деталей

Імовірність одержання випадкової похибки зі значеннями, що лежать у межах від x_1 до x_2, визначається площею, укладеною між кривою щільності імовірності, віссю абсцис і ординатами точок x_1 і x_2 (на рис. 2 заштрихована). Цю імовірність можна визначити за допомогою інтегральної функції імовірності $\Phi(z)$, що виражає імовірність того, що випадкове значення x_1 буде менше заданого значення x. Аргументом функції $\Phi(z)$ є безрозмірне відношення $z = x/\sigma$. Таким чином,

$$P_{x_1 \le x_i \le x_2} = P_{0 \le x_i \le x_2} - P_{0 \le x_i \le x_1} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1),$$

де $z = x_1/\sigma$, $z_2 = x_2/\sigma$, а значення $\Phi(z)$ можуть бути визначені за таблицею інтегральної функції.

Для від'ємних значень параметру z $\Phi(-z) = -\Phi(z)$. Уся площа під кривою щільності ймовірностей у діапазоні $-\infty < z < +\infty$ дорівнює 1.

На рис. 2, *б* показана ймовірність одержання випадкових похибок у різних діапазонах значень у випадку нормального розподілу. Основна маса деталей (68%) виходить з розмірами, що лежать у зоні $\pm\sigma$ щодо центра групування. Імовірність появи похибок зі значеннями, що перевищують $\pm 3\sigma$, складає всього 0,27%. Цією величиною звичайно зневажають і приймають, що практична зона розсіювання розмірів при обробці знаходиться в межах $\pm 3\sigma$ тобто дорівнює 6σ.

Ми розглянули суть неминучого явища розсіювання параметрів точності поверхонь при обробці деталей. Однак розсіювання характерне також і для інших характеристик якості виробів – це явище фахівці з якості називають *варіабельністю* показників якості.

Сучасна концепція якості істотно спирається на глибоку ідею про мінімізацію варіабельності як про ефективний засіб досягнення конкурентноздатності, якості продукції при одночасному зниженні її собівартості. Ця концепція простежується від піонерських робіт У. Шухарта, початих у середині 20-х років, через ідеї американського професора Э. Демінга, з ім'ям якого міцно асоціюється післявоєнне «японське економічне чудо», і методи японського професора Г. Тагуті, що приводять до перегляду принципів інженерних розробок, теорії допусків і економіки систем якості.

Будь-яке підприємство прагне реалізувати ефективну систему забезпечення якості і робити однорідну (однакову) продукцію, що задовольняє потреби споживачів. Ступінь же цієї однорідності (однаковості) саме і характеризується варіабельністю характеристик якості (у нашому випадку – показників точності) у межах необхідних значень чи номіналів (у нашому випадку, як буде показано нижче, – у межах *поля допуску*).

3 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ, ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ

Основні терміни й визначення в галузі взаємозамінності встановлені міждержавним стандартом ГОСТ 25346-82.

Номінальний розмір – розмір, що служить початком відліку відхилень і щодо якого визначають граничні відхилення. Для деталей, що складають з'єднання, номінальні розміри є однаковими. Номінальні розміри знаходять розрахунком деталей на міцність і твердість, а також виходячи з досконалості геометричних форм і забезпечення технологічності конструкцій виробів.

Для скорочення числа типорозмірів заготівок деталей, ріжучого й вимірювального інструмента, штампів, пристроїв, а також для полегшення типізації технологічних процесів значення розмірів, отримані розрахунком, треба округляти (як правило, у більшу сторону) у відповідності зі значеннями, зазначеними в ГОСТ 6636-69. Ряди нормальних лінійних розмірів (діаметрів, довжин, висот і т.п.), поміщені в цьому стандарті, побудовані на базі рядів пріоритетних чисел (ГОСТ 8032-80), прийнятих в усьому світі, з деяким округленням їхніх значень.

Стандарт передбачає 4 основних ряди розмірів, що являють собою геометричні прогресії зі знаменниками

$$R5 = \sqrt[5]{10} \approx 1{,}6;\; R10 = \sqrt[10]{10} \approx 1{,}25;\; R20 = \sqrt[20]{10} \approx 1{,}12;\; R40 = \sqrt[40]{10} \approx 1{,}06.$$

Застосування цього стандарту на підприємствах означає, наприклад, що розміру 60 немає в рядах R5, R10, R20 (він може бути використаний тільки, якщо на підприємстві задіяний також ряд R40), а розмірів 55, 65, 70 – у жодному з усіх чотирьох рядів (зате доводиться проставляти в кресленнях такі «некрасиві» розміри як 56, 63, 71)!

Коротше кажучи, фрагмент ряду розмірів 50-80, що рекомендуються для застосування, при використанні рядів R5, R10, R20, R40 має вигляд: …50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80…

Технологічні міжопераційні розміри, ті розміри, що залежать від інших прийнятих розмірів, а також розміри, регламентовані в стандартах на конкретні вироби (наприклад, середній діаметр різьб), можуть не відповідати ГОСТ 6636-69.

Дійсний розмір – розмір, установлений вимірюванням з допустимою похибкою. Цей термін уведений, тому що неможливо виготовити деталь з абсолютно точними необхідними розмірами і виміряти їх без внесення похибки.

Граничні розміри деталі – два гранично допустимі розміри, між якими повинен знаходитися або яким може дорівнювати дійсний розмір придатної деталі. Більший з них називають **найбільшим граничним розміром**, менший – **найменшим граничним розміром**. Позначають їх D_{max} і D_{min} для отвору, d_{max} і d_{min} – для вала (рис. 3). Порівняння дійсного розміру з граничними дає можливість дійти висновку про придатність деталі.

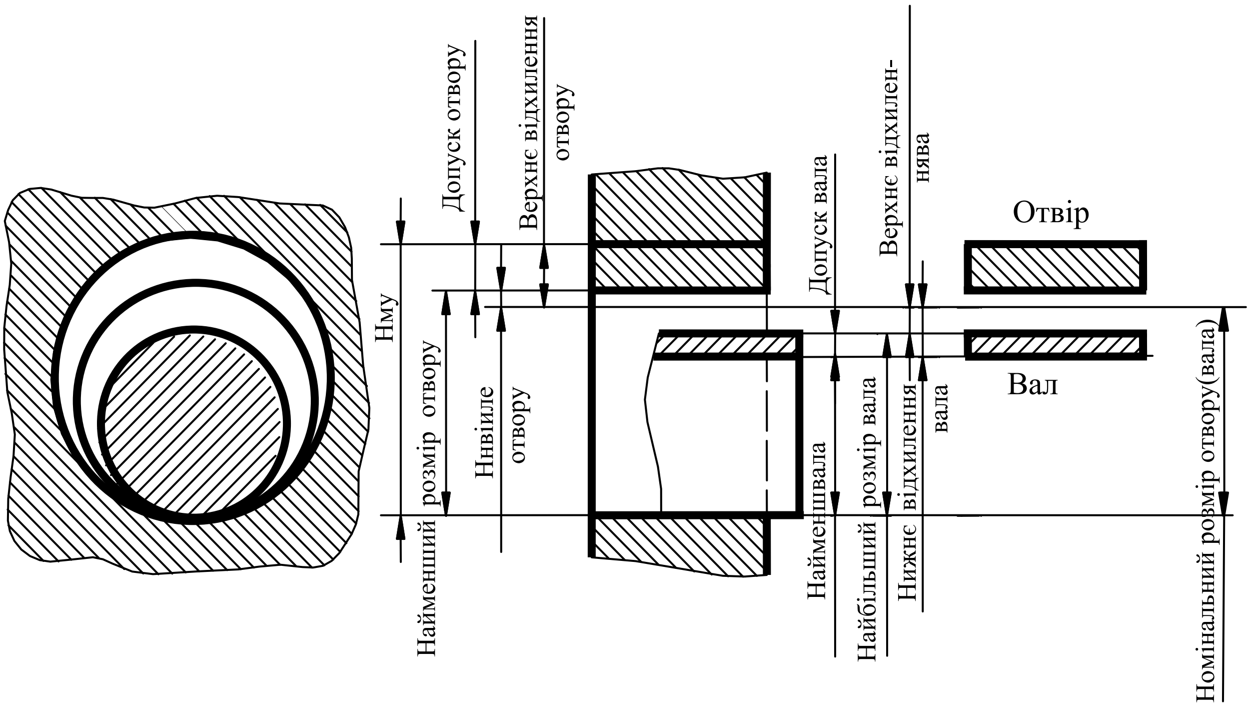


Рисунок 3 – Поля допусків отвору і вала в з'єднанні із зазором (відхилення отвору додатні, відхилення вала від'ємні)

Для спрощення креслень встановлені граничні відхилення від номінального розміру: **верхнє граничне відхилення** ES, es (від франц. Ecart superieur) – алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами; **нижнє граничне відхилення** EI, ei (від франц. Ecart interieur) – алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами. Відхилення є додатнім, якщо граничний чи дійсний розмір більше номінального, і від'ємним, якщо зазначені розміри менші номінального. Граничні відхилення в таблицях допусків указують у мікрометрах.

На машинобудівних кресленнях номінальні розміри і їхні відхилення проставляють у міліметрах без указівки одиниці вимірювання (ГОСТ 2.307-68), наприклад:

$$50^{+0,80}_{+0,15}, \quad \varnothing 45^{+0,75}_{-0,10}, \quad \varnothing 120^{-0,35}_{-0,85}.$$

При рівності абсолютних значень відхилень їх вказують один раз з позначкою ± поруч з номінальним розміром, наприклад, 60 ±0,2.

Допуском називають різницю між найбільшим і найменшим допустимими значеннями того чи іншого параметра.

Допуск T (від лат. Tolerance – допуск) розміру – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або *значення алгебраїчної різниці між верхнім і нижнім граничними відхиленнями.*

Дійсно, як видно з рис. 3, граничні розміри:

- для отвору

$$D_{max} = D + ES, \quad D_{min} = D + EI; \tag{1}$$

- для вала

$$d_{\max} = d + es\,, \quad d_{\min} = d + ei\,. \tag{2}$$

Звідси допуски отвору й вала

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI\,; \tag{3}$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei\,. \tag{4}$$

Граничні відхилення можуть бути додатними, від'ємними, одне з них може бути рівним 0, але допуск завжди величина додатня.

Допуск розміру визначає допустиме поле розсіювання дійсних розмірів придатних деталей у партії, тобто задану точність виготовлення. Зі збільшенням допуску якість виробів, як правило, погіршується, але вартість виготовлення зменшується.

Для спрощення допуски можна зображувати графічно у вигляді полів допусків (див. рис. 3, б). При цьому вісь виробу (на рис. 3 не показана) завжди розташовують під схемою.

Поле допуску – поле, обмежене верхнім і нижнім відхиленнями. Поле допуску визначається значенням допуску і його положенням щодо номінального розміру. При графічному зображенні поле допуску укладене між двома лініями, що відповідають верхньому й нижньому відхиленням щодо нульової лінії.

Нульова лінія – лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладають відхилення розмірів при графічному зображенні допусків і посадок. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, додатні відхилення відкладають нагору від неї, а від'ємні – униз.

Розглянуті параметри позначені на рис. 4.

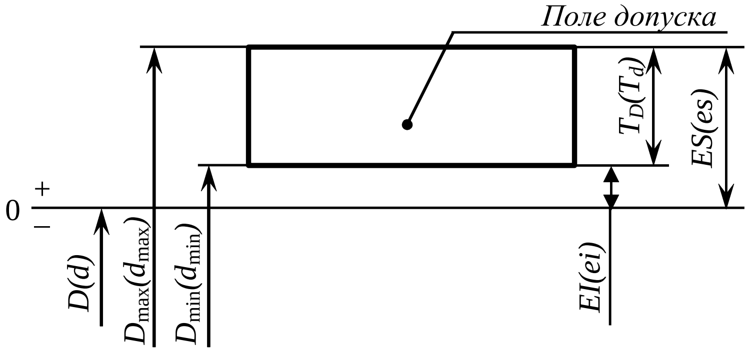


Рисунок 4 – Позначення параметрів точності поверхні отвору (вала)

Дві або декілька рухомо чи нерухомо з'єднані деталі називають *сполученням.* Поверхні, по яких відбувається з'єднання деталей, називають спряженими поверхнями. Інші поверхні називають неспряженими поверхнями *(вільними).* Відповідно до цього розрізняють розміри спряжених і неспряжених (вільних) поверхонь.

У з'єднанні деталей, що входять одна в іншу, є охоплюючі й охоплювані поверхні. **Вал** – термін, застосовуваний для позначення зовнішніх (охоплюваних) елементів (поверхонь) деталей. **Отвір** - термін, застосовуваний для позначення внутрішніх (охоплюючих) елементів (поверхонь) де-

талей. Терміни "отвір" і "вал" відносяться не тільки до циліндричних деталей круглого перетину, але і до елементів деталей іншої форми, наприклад, обмеженими двома рівнобіжними площинами (паз, шпонка).

Посадкою називають характер з'єднання деталей, обумовлений величиною зазорів чи натягів, що виходять у ньому. Посадка характеризує свободу відносного переміщення деталей, що з'єднуються, чи ступінь опору їхньому взаємному зсуву.

У залежності від взаємного розташування полів допусків отвору й вала посадка може бути: із зазором (див. рис. 3), з натягом чи перехідною (тут можливе одержання як зазору, так і натягу). Схеми полів допусків для різних посадок приведені на рис. 5. *Зазор S* – різниця розмірів отвору й вала, якщо розмір отвору більший розміру вала. Зазор забезпечує можливість відносного переміщення складених деталей. *Найбільший, найменший зазори* визначають за формулами

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}. \tag{5}$$

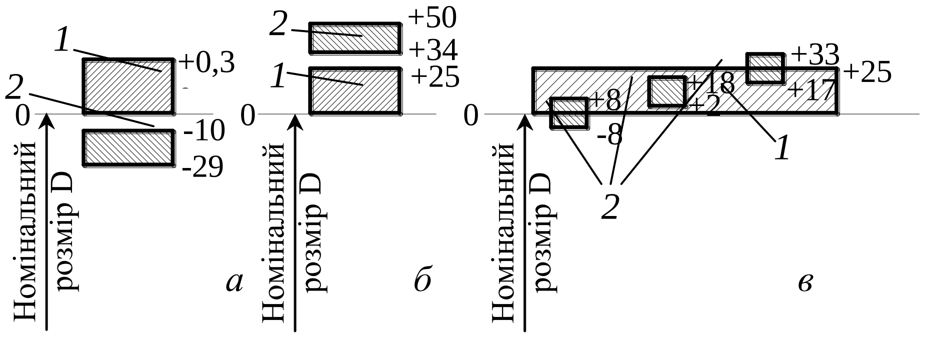


Рисунок 5 – Приклади схем розташування полів допусків з'єднань

Натяг N – різниця розмірів вала й отвору до складання, якщо розмір вала більший розміру отвору. Натяг забезпечує взаємну нерухомість деталей після їхнього складання.

Найбільший, найменший натяги визначають за формулами

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}. \tag{6}$$

Однак, як указувалося вище, у кресленнях наводять не граничні розміри, а номінальний розмір D (d) і граничні відхилення $ES\,(es)$ і EI (ei).

Підставляючи вирази (1) і (2) у формули (5) і (6) для граничних зазорів і натягів, одержуємо:

$$S_{\max} = ES - ei, \quad S_{\min} = EI - es; \tag{7}$$

$$N_{\max} = es - EI, \quad N_{\min} = ei - ES. \tag{8}$$

Посадка з зазором – посадка, при якій забезпечується зазор у з'єднанні (поле допуску отвору розташовано над полем допуску вала, рис. 5, *а*). До посадок із зазором відносяться також посадки, у яких нижня границя поля допуску отвору співпадає з верхньою границею поля допуску вала, тобто коли $S_{\min} = 0$.

Посадка з натягом – посадка, при якій забезпечується натяг у з'єднанні (поле допуску отвору розташоване під полем допуску вала, рис. 5, *б)*.

Перехідна посадка – посадка, при якій можливе одержання як зазору, так і натягу (поля допусків отвору й вала перекриваються частково чи цілком, рис. 5, *в)*.

Допуск посадки – різниця між найбільшим і найменшим граничними зазорами (допуск T_S зазору в посадках із зазором) чи найбільшим і найменшим граничними натягами (допуск *натягу* T_N у посадках з натягом):

$$T_S = S_{\max} - S_{\min}, \quad T_N = N_{\max} - N_{\min}.$$

У перехідних посадках допуск посадки – сума найбільшого зазору і найбільшого натягу:

$$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max}.$$

Для всіх типів посадок допуск посадки чисельно дорівнює сумі допусків отвору й вала:

$$T_S\left(T_N, T_{S,N}\right) = T_D + T_d.$$

Приклад. Для з'єднань, представлених на рис. 5, визначимо чисельні значення розглянутих параметрів.

Для з'єднання із зазором (рис. 5, *а*):

Номінальний діаметр D = d = 63 мм.

Граничні відхилення:

es = – 0,010 мм; ei = – 0,029 мм;   ES = +0,030 мм; EI = 0.

Допуски:

T_d = es – ei = 0,019 мм; T_D = ES – EI = 0,030 мм.

Граничні розміри:

d_{max} = d + es = 63 + (– 0,01) = 62,99 мм;

D_{max} = D + ES = 63 + 0,030 = 60,030 мм;

d_{min} = d + ei = 63 + (– 0,029) = 62,971 мм;

D_{min} = D + EI = 63 + 0 = 63,0 мм.

Граничні зазори:

S_{max} = ES – ei = 0,030 – (– 0,029) = 0,059 мм;

S_{min} = EI – es = 0 – (– 0,01) = 0,010 мм.

Допуски посадок:

$T_П = T_d + T_D$ = 0,019 + 0,030 = 0,049 мм;

$T_П = T_S = S_{mas} - S_{min}$ = 0,059 – 0,010 = 0,049 мм.

Аналогічно знаходять параметри інших видів з'єднання (з'єднання з натягом, рис. 5, *б* чи з'єднань з перехідними посадками, рис. 5, *в)*.

4 ПОБУДОВА СИСТЕМ ДОПУСКІВ І ПОСАДОК. ЄДИНА СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ

4.1 Поняття про системи допусків і посадок і їхнє призначення

Система допусків і посадок – сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі досвіду, теоретичних і експериментальних досліджень і оформлених у вигляді стандартів. У промисловості розроблені і діють системи допусків і посадок на різні, переважно типові, види сполучень: гладенькі, конічні, різьбові, шпонкові, шліцові, зубчасті передачі й ін.

При розробці систем допусків і посадок намагаються досягти наступних основних цілей.

1 Скорочення номенклатури різального й вимірювального інструмента. У різних механізмах нерідко можуть зустрітися з'єднання однакового номінального розміру.

Розміри спряжених поверхонь, як було показано вище, повинні бути задані конструктором з указівкою допустимих відхилень. При відсутності стандарту могло статися так, що однакові розміри деталей в аналогічних посадках виявилися б заданими з різними відхиленнями, тобто мали б різні граничні розміри.

Оскільки для виготовлення деталей певного розміру часто застосовується спеціальний мірний різальний інструмент і розміри деталей перевіряються граничними калібрами, то для одержання деталей з різними граничними розмірами довелося б мати велику кількість зазначених інструментів.

Для зменшення непродуктивних витрат на мірний різальний інструмент і калібри необхідно було обмежити конструкторів у виборі граничних розмірів в аналогічних посадках. Це і було зроблено шляхом створення стандарту, що встановлює для кожного виду посадки певні граничні розміри спряжених деталей.

2 Розширення можливостей спеціалізації й кооперування підприємств. Робота промисловості за єдиним стандартом допусків і посадок дає можливість організувати масове виробництво часто застосовуваних деталей і вузлів машин (болти, гайки, шайби, шпильки, штифти, кулькові й роликові підшипники, зубчасті колеса і т.д.) на спеціалізованих підприємствах. Наприклад, Дружківський метизний завод цілком спеціалізований на виготовленні різьбових деталей.

Масове виробництво деталей із застосуванням спеціальних верстатів-автоматів і автоматичних ліній значно зменшує вартість їхнього виготовлення.

Установка на місці деталей, виготовлених за єдиним для всіх галузей промисловості стандарту допусків і посадок не вимагає ніяких підгінних робіт; деталі можна використовувати в будь-якій машині, на будь-якому машинобудівному підприємстві.

3 Здешевлення виробництва різального інструмента й калібрів. Застосування єдиного для всього машинобудування стандарту допусків і посадок створило настільки велику потребу в однакових різальних інструментах і граничних калібрах, що для їхнього виготовлення створюються спеціальні заводи, котрі випускають ці інструменти в масових кількостях. Наприклад, Харківський інструментальний завод спеціалізується на виготовленні різьбообразуючого інструмента (плашки, головки), збірних різців і фрез, а основною продукцією Запорізького інструментального заводу є фрези, свердла, мітчики.

Різальні інструменти цих підприємств купуються всіма машинобудівними підприємствами незалежно від виду виробів, що випускаються ними.

4 Краще використання різального інструмента й калібрів. При частому повторенні однакових граничних розмірів у деталях мірний різальний інструмент і калібри однакового розміру будуть використовуватися частіше і вартість їхнього виготовлення буде окупатися швидше.

Система упорядковує і полегшує призначення допусків і посадок у з'єднаннях, обмежуючи промисловість мінімально необхідними, але достатніми можливостями вибору точності й характеру сполучень. Стандарти, що є складовими частинами системи застосовуватись у всьому машинобудуванні при різних видах проектування, включаючи курсові і дипломні проекти в навчальних закладах.

Значення систем допусків і посадок, що відповідають стандартам ISO, неможливо переоцінити в умовах ринкової економіки й виходу продукції України на міжнародні ринки, оскільки при цьому забезпечується її сумісність і взаємозамінність із продукцією інших країн.

Будь-яка система визначається рядом вихідних ознак. Найбільш наочно й повно їх можна розглянути на прикладі *системи допусків і посадок гладеньких з'єднань* (ГОСТ 25346-82).

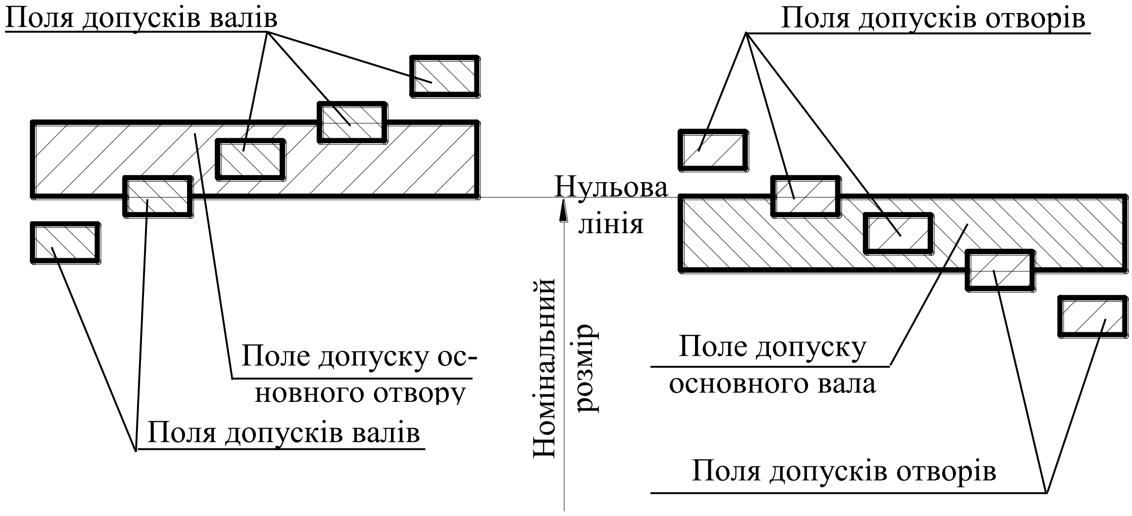
4.2 Основні положення єдиної системи допусків і посадок (ЕСДП) гладеньких з'єднань

Підстава системи. У різних механізмах можуть зустрітися отвори і вали однакового номінального діаметра, що сполучаються між собою з різними посадками.

Для одержання тієї чи іншої посадки досить змінити граничні розміри тільки однієї з деталей, що сполучаються, наприклад, валів, щодо отворів, що мають однакові граничні розміри.

Отже, для одержання різних посадок досить для всіх отворів даного діаметра задати тільки допуск їхнього розміру і зберегти найменший гра-

ничний розмір рівним номінальному, тобто $EI = 0$, а потрібні посадки одержати, змінюючи обидва граничні розміри валів (рис. 6, *а*).



а б

а - система отвору; б - система вала

Рисунок 6 – Схеми розташування полів допусків з'єднань

Подібна система побудови посадок називається системою постійного отвору чи просто **системою отвору**. Отвір у цій системі є основною деталлю системи і його називають **основним отвором**.

Але до створення потрібних посадок можна підійти й інакше, а саме – для усіх валів даного діаметра задати тільки допуск їхнього розміру і зберегти найбільший граничний розмір рівним номінальному, тобто $es = 0$, а всі необхідні посадки одержати зміною граничних розмірів отворів (рис. 6, *б)*. Система посадок, побудована за цим способом, називається системою *постійного* вала чи просто **системою вала**. У цій системі основною деталлю чи підставою системи є вал, тому його називають **основним валом**.

Очевидно, що з погляду взаємодії деталей, що сполучаються, зовсім байдуже, за якою із систем дана посадка побудована. Потрібні зазори чи натяги в сполученні можуть бути отримані за будь-якою системою.

Однак питання про прийняття тієї чи іншої системи впливає на розміри витрат на різальний і вимірювальний інструмент, а також на конструкцію виготовлених машин і механізмів.

За системою отвору необхідні посадки створюються зміною граничних розмірів вала, а за системою вала – зміною граничних розмірів отвору.

Однак валу можна додати різні граничні розміри на токарському чи шліфувальному верстаті наприклад, різцем чи шліфувальним кругом. Для одержання ж різних граничних розмірів отворам, що найчастіше формуються за допомогою мірного різального інструмента (свердло, зенкер, роз-

вертка, протяжка), для кожного поля допуску буде потрібно окремий різальний інструмент.

Отже, при роботі за системою вала для кожного номінального діаметра сполучення при обробці отворів необхідно стільки ріжучих інструментів різних розмірів, скільки мається різних посадок.

При роботі ж за системою отвору для одержання будь-якої кількості посадок даного номінального розміру буде потрібно мірний різальний інструмент тільки одного розміру.

Таким чином, система отвору є більш економічною, ніж система вала, у відношенні витрат на дорогий мірний різальний інструмент для обробки отворів.

Примітка. Слід зауважити, що економічність системи отвору має місце тільки в одиничному й серійному виробництві. У масовому виробництві при наявності великої кількості оброблюваних деталей, мірний різальний інструмент буде використовуватися до повного фізичного зносу і його номенклатура в даному випадку не буде мати значення.

Однак ряд галузей машинобудування не може за характером виготовлюваних ними машин і механізмів обмежитися застосуванням системи отвору. Наведемо кілька прикладів.

Якщо при виготовленні трансмісійного вала (рис. 7) прийняти систему отвору, то різні посадки здійснювалися б шляхом додання відповідних розмірів валу на кожній ділянці сполучення його з отворами.

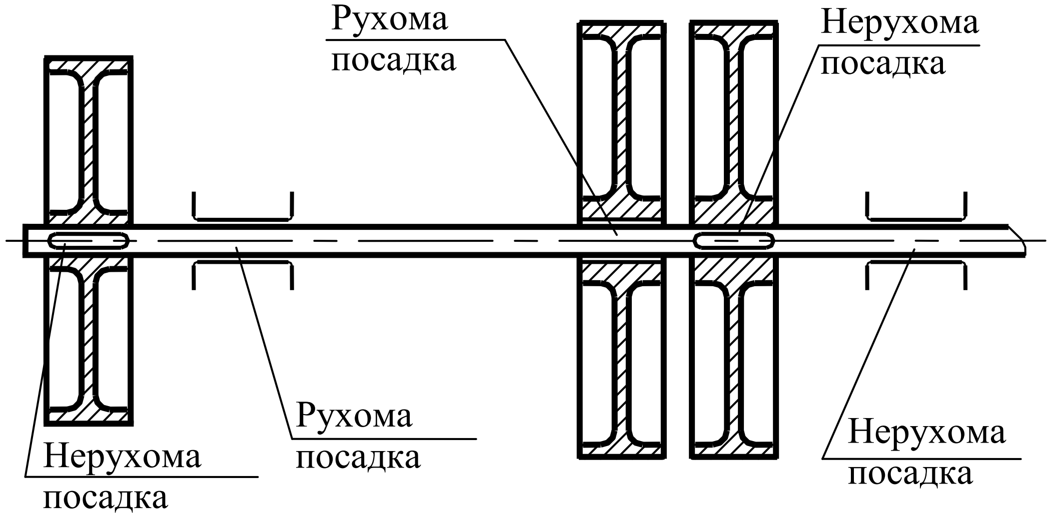


Рисунок 7 – Вузол трансмісійного вала

Якщо при певному розташуванні устаткування в цеху ми додамо валу в кожному місці сполучення якісь відхилення від номінального розміру

для одержання потрібних посадок у системі отвору, то перестановка устаткування буде неможлива без зняття всієї трансмісії і відповідного переточування шийок на валі.

Таким чином, через особливості конструкції заводи, що виготовляють трансмісійні й подібні їм вали, повинні, очевидно, користатися системою вала, тобто обробляти весь вал під один розмір. Потрібні посадки будуть отримані шляхом зміни граничних розмірів отворів у деталях, що сполучаються з валом.

У будь-якій галузі машинобудування можуть зустрітися окремі сполучення, що вигідніше виконувати за системою вала. Такі, наприклад, шарнірні з'єднання (рис. 8), сполучення шатуна з поршнем за допомогою поршневого пальця в тракторних, автомобільних і авіаційних двигунах (рис. 9) і т.д.

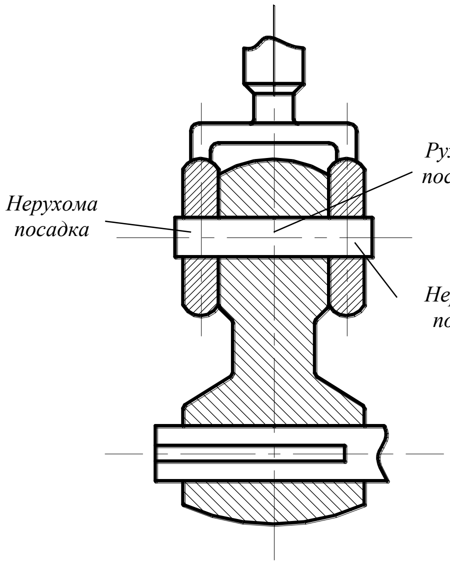


Рисунок 8 – Шарнірні з'єднання

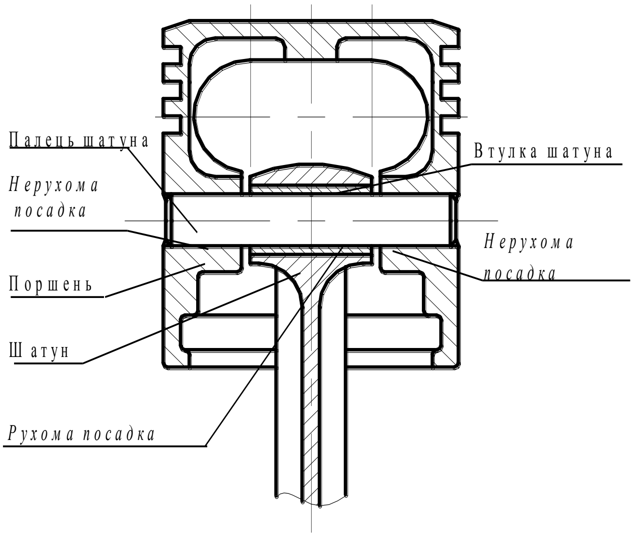


Рисунок 9 – Вузол шатуна

Як видно з рис. 8 і 9, для складання таких вузлів за системою отвору без ушкодження отворів у головці шатуна чи в шарнірній тязі буде потрібно ускладнення конструкції.

Дійсно, для нормальної роботи з'єднання пальця з поршнем повинне бути нерухомим, а з'єднання пальця із шатуном – навпаки, рухомим. Якщо тут використовувати систему отвору для утворення посадок, то ступінчатий палець було б важко обробляти, однак головне – при складанні вузла отвір шатуна зіпсувався б. Якщо ж тут використовувати систему вала, то ці незручності й недоліки відпадають.

Іншим випадком використання системи вала є, наприклад, варіант, коли конструктор у виробах закладає деталі складових частин, одержуваних зі спеціалізованих заводів (наприклад, підшипники кочення, кулькові маслянички, штифти і т.д.), що виготовляють за системою вала. За системою вала також виготовляють, наприклад, шпонкові з'єднання.

У сільськогосподарському машинобудуванні, а також у всіх галузях машинобудування, де застосовуються вали без механічної обробки (суцільнотягнені), економічно більш вигідною є система вала.

Так, наприклад, валик шарніра сільгоспмашини (рис. 10) може бути поставлений без механічної обробки. Такі вали за самим способом їхнього виготовлення (волочіння) - це вали одного діаметра по всій довжині і, отже, різні посадки можна одержати тільки зміною граничних розмірів отворів, що сполучаються з валом деталей, тобто за системою вала.

Таким чином, і система вала має ряд деяких переваг, що роблять її у багатьох випадках незамінною.

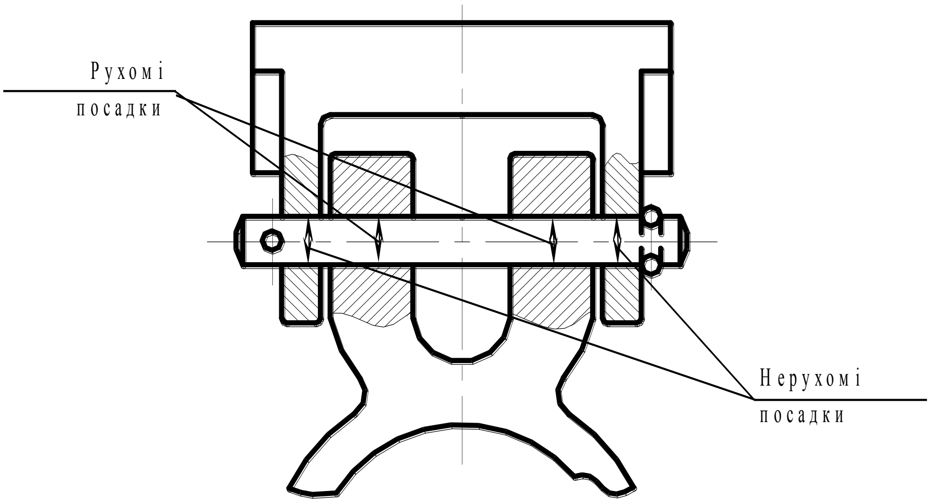


Рисунок 10 – Вузол виробу з посадками в системі вала

Тому в стандарті (ГОСТ 25347-82) передбачені посадки як у системі отвору, так і в системі вала, і обидві системи визнані *рівноправними***.**

Натомість, внаслідок більшої економічності система отвору має в машинобудуванні переважне поширення.

Система посадок є *однобічною граничною*. Це означає рівність нулю одного з граничних відхилень основної деталі з'єднання – в основного отвору нижнє відхилення EI = 0, а в основного вала верхнє відхилення es = 0 і, таким чином, при обох варіантах допуск спрямований «у тіло» деталі.

У необхідних випадках (це найчастіше диктується технологічними міркуваннями) конструктор може призначити також позасистемні посадки (тобто в цьому випадку нижнє відхилення отвору і верхнє відхилення вала не дорівнюють нулю).

Одиниця допуску. Для одержання посадки з тим чи іншим ступенем точності необхідно призначити відповідні допуски отвору й вала.

Яким же чином установлені величини цих допусків, зафіксовані для кожного номінального розміру в стандарті?

Якщо допуски розмірів двох валів різних діаметрів виражені в мікрометрах, наприклад:

$$d_1 = 30 \text{ мм}, \; T_{d_1} = 21 \text{ мкм};$$

$$d_2 = 320 \text{ мм}, \; T_{d_2} = 25 \text{ мкм},$$

то немає ще достатніх основ для порівняння їхнього ступеня точності, тобто не можна сказати, який з цих двох валів виконаний з більшим ступенем

точності, тому що вимірювання великої кількості деталей і спеціальні дослідження показали, що похибки виготовлення залежать від діаметра виробу – чим більший діаметр, тим більші похибки при його обробці й тим більшим при одному і тому же ступені точності повинен бути допуск на його виготовлення.

Практично це означає, що той самий допуск при різних діаметрах може представляти різні ступені точності і вимагати різної технології виготовлення деталі – від найбільш складного й дорогого процесу до найпростішого.

Наприклад, виготовлення валика $\varnothing 10$ *мм* із точністю 0,1 *мм* може бути виконане за допомогою грубого обдирання, а виготовлення вала $\varnothing 500$ *мм* із тією ж точністю потребує вже шліфування. *Допуски на виготовлення цих валів будуть однакові, а ступені точності будуть різними.*

Уникнути ускладнень при порівнянні ступеня точності обробки виробів різних діаметрів за абсолютним значенням допуску можна було тільки, установивши одиницю допуску.

Мірою точності, величиною, що виражає залежність похибок виготовлення й контролю від розміру деталі, саме і є **одиниця допуску** i.

На підставі численних досліджень точності обробки циліндричних деталей установлені наступні залежності одиниці допуску від діаметра:

- для розмірів до 500 мм

$$i = 0{,}45\sqrt[3]{D_m} + 0{,}001 D_m ; \qquad (9)$$

- для розмірів понад 500 до 10000 мм

$$i = 0{,}004\, D_m + 2{,}1 , \qquad (10)$$

де D_m – середнє геометричне крайніх розмірів D_{min} і D_{max} кожного інтервалу розмірів у таблиці допусків стандарту; $D_m = \sqrt{D_{min} D_{max}}$.

Значення i для розмірів до 500 мм наведені в [40, табл. 35], а також у розділі 16 цього конспекту (див. табл. 4).

Тепер величину допуску в залежності від квалітета точності й діаметра виробу можна представити формулою

$$T = ai , \qquad (11)$$

де a – число одиниць допуску (див. [40, табл. 36] чи табл. 5 у розділі 16 цього конспекту).

Квалітети точності. У практиці машинобудування завжди є необхідність в обробці деталей однакового розміру з різним ступенем точності чи з різними допусками розмірів.

Квалітети (ступені точності) – ступені градації значень допусків системи. Для гладеньких з'єднань ГОСТ 25346–82 установлює 19 квалітетів, яким привласнені номери (у порядку зниження точності) від 01 до 17. Стандартний допуск того чи іншого квалітета позначається сполученням букв *IT* (від англ. Interneisheni tolerance–міжнародний допуск) з номером квалітета, наприклад, *IT01, IT5, IT14* і т.д.

Табличні значення допусків *IT01 ... IT4* включно підраховані за індивідуальним для кожного квалітета залежностями. Що ж стосується найбільш розповсюджених квалітетів 5-17, то величина допусків розмірів у кожному квалітеті точності була отримана встановленням для них дослідним шляхом числа одиниць допуску a, після чого за основною формулою (10) визначені чисельні величини допусків.

Отримані значення допусків після округлення наведені в таблиці ГОСТ 25346-82 (див. табл. 1 у [40]).

Оскільки в межах одного і того ж квалітета значення a постійне, усі номінальні розміри в кожному квалітеті мають однаковий ступінь точності, хоча допуски їхні при цьому змінюються, тому що залежать від розміру (див. формули (9, 10)).

Таким чином, квалітет являє собою сукупність допусків, що відповідають однаковому ступеню точності для всіх номінальних розмірів.

Ось чому тільки квалітет, а не величина допуску може характеризувати відносну точність розмірів поверхонь деталей.

Приклад. Який із двох розмірів $\varnothing 400 \pm 0{,}018$ чи $10^{+0{,}036}$ є відносно більш точним? Допуск першого розміру $T = es - ei = 18 - (-18) = 36$ мкм, допуск другого – $T = 36 - 0 = 36$ мкм, тобто допуски однакові. Однак відповідно до таблиці ГОСТ 25346-82 (див. [40] табл. 3) для розміру $\varnothing 400 \pm 0{,}018$ це означає квалітет 6, а для розміру $10^{+0{,}036}$ – квалітет 9, що набагато грубіше першого розміру.

Інтервали розмірів. Формально виходячи з розглянутого порядку підрахунку допусків, варто було б у довідкових таблицях мати число рядків, рівне числу охоплених стандартом номінальних розмірів. При цьому для цілих груп розмірів допуски виявились би однаковими чи дуже близькими. Тому в ГОСТ 25346-82 діапазон розмірів до 10000 мм розділений на 26 інтервалів так, щоб табличний допуск, підрахований за середнім розміром інтервалу не більше ніж на 5..8 % відрізнявся від значення допуску для граничних розмірів. Якщо така відмінність неприйнятна (наприклад, для посадок з натягом), основні інтервали у відповідному місці стандарту додатково підрозділяють на так звані проміжні інтервали.

Температурний режим при контролі. Питання про температуру, при якій повинні виконуватись вимірювання і при якій калібри повинні мати зазначені на них розміри, має велике значення для сучасного машинобудування, особливо для його точних галузей.

Під температурним режимом при контролі виробів і настройці вимірювальних інструментів розуміють:

а) температурні умови приміщення;

б) співвідношення температур виробу і вимірювального інструмента.

Відповідно до стандарту за нормальну температуру вимірювання прийнята температура 20°C.

Однак у реальних виробничих умовах можливі досить значні коливання як температури приміщення, так і температури контрольованих деталей і вимірювальних засобів.

Різниця в температурах виробу і контрольного інструмента (калібру) у момент контролю й різниця в їхніх коефіцієнтах лінійного розширення призводить до похибки у визначенні дійсного розміру деталі.

Для вирівнювання і стабілізації температури приміщень для точних вимірювань існують термостатичні пристрої, виконані у вигляді установок для охолодження й нагрівання повітря, іноді з автоматичним регулюванням.

Усі відхилення в стандартах на допуски і посадки розраховані на умови контролю деталей при нормальній температурі (+20 °С). Для особливо точних деталей контроль проводять у спеціальних приміщеннях. В інших випадках стежать лише за тим, щоб температура деталі і вимірювального засобу в момент перевірки була однаковою.

Основні відхилення. Посадки різного характеру в системі отвору чи вала одержують зміною розташування полів допуску деталі, що сполучається. Це розташування визначається *основним відхиленням*, за яке з двох граничних відхилень ES (es) і EI (ei) приймають найближче до нульової лінії. ГОСТ 25346–82 установлює для діапазону розмірів від 1 до 500 мм 21 основне відхилення (рис. 11), що дозволяє одержувати різні рухомі й нерухомі з'єднання в кожному квалітеті.

Основні відхилення позначають буквами латинського алфавіту (прописними – для отворів, малими – для валів). Числові значення основних відхилень, за деяким винятком, не залежать від квалітета, але змінюються від інтервалу до інтервалу номінальних розмірів. Основне відхилення $J_S(j_s)$, як виняток, не найближче до нульової лінії, а середнє відхилення, що дорівнює нулю; це відхилення використовується для утворення симетричних полів допусків. Умовні позначки будь-яких окремих полів допусків складаються, таким чином, зі сполучення букви (основне відхилення) і номера квалітета (величина допуску), наприклад, *h5, H5, F7, G4* і т.і.

Особливості системи допусків і посадок деталей із пластмас. Недостатня стабільність властивостей багатьох пластмас не дозволяє механічно поширити на них систему допусків і посадок металевих деталей. Як початкову умову, крім температури 20 °С, для пластмасових деталей додатково встановлена відносна вологість повітря 65 %.

У стандарті найточнішим є 8-й квалітет, найгрубішим – додатковий 18-й квалітет. Поля допусків для утворення посадок наведені у квалітетах 8-12.

Велика частина полів допусків основного набору запозичена з ГОСТ 25347-82 і значення їхніх відхилень у розглянутому стандарті не наведені. Інші поля допусків утворені на основі ГОСТ 25346-82 і для них потрібно користатися наведеними в ньому таблицями зі значеннями граничних відхилень.

В стандарті наведені рекомендації з утворення посадок як у з'єднаннях пластмасових деталей між собою, так і в з'єднаннях пластмасових з металевими деталями. Зазначено на можливість і навіть доцільність застосовувати позасистемні посадки для досягнення особливо великих зазорів між пластмасовими деталями.

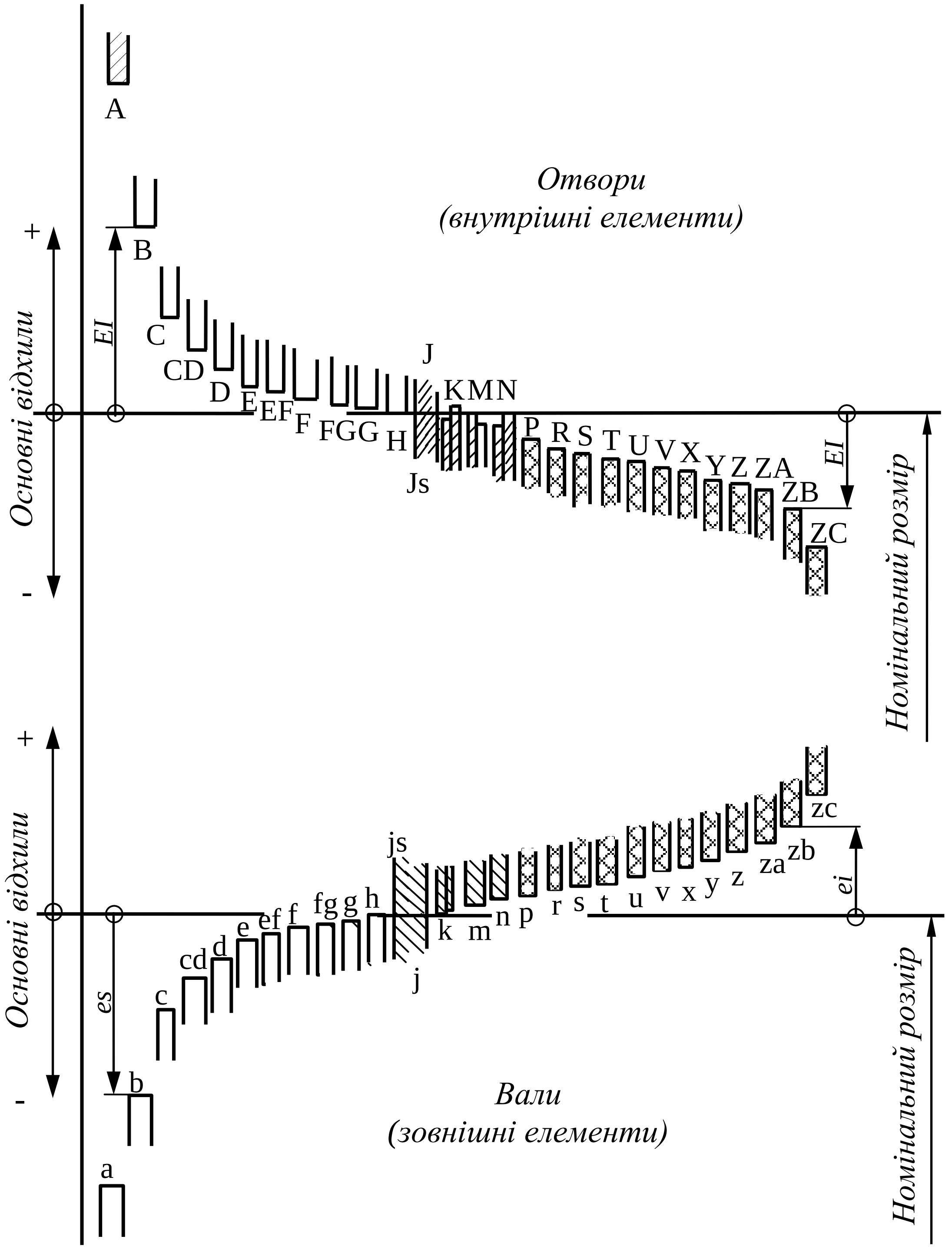


Рисунок 11 – Схеми розташування основних відхилень валів і отворів (ГОСТ 25346-82)

Розміри пластмасових деталей, виготовлених виливанням, під тиском і пресуванням, треба контролювати після витримки не менш ніж 3 г. при використанні 14-17 квалітетів і близько 12 г. при 8-10 квалітетах.

При призначенні допусків і посадок деталей із пластмас необхідно враховувати марки пластмас, призначення деталей машин і механізмів, економічні показники для досягнення квалітетів при різних методах обробки.

Позначення граничних відхилень розмірів і посадок з'єднань на кресленнях. На всі розміри, зазначені на кресленнях, включаючи розміри неспряжених («вільних») поверхонь призначають граничні відхилення, правила нанесення яких установлені в ГОСТ 2.307-68.

Граничні відхилення лінійних розмірів указують (рис. 12) безпосередньо після номінальних розмірів умовними позначками полів допусків (варіант 1), числовими значеннями (варіант 2) чи спільно – умовними позначками полів допусків і зазначеними в дужках відповідними значеннями граничних відхилень (варіант 3).

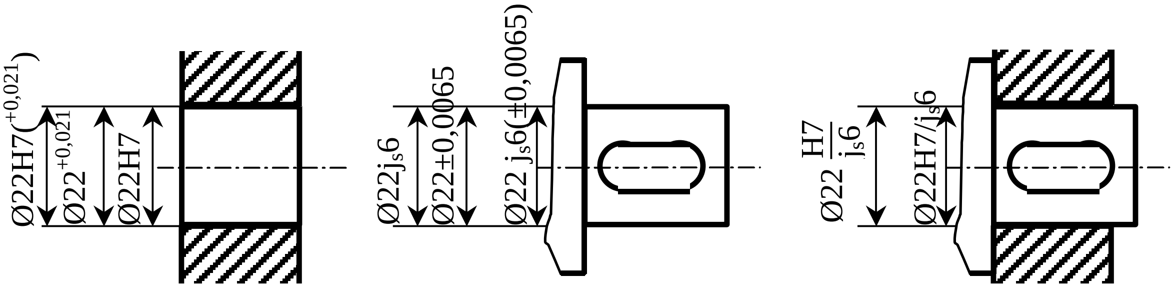
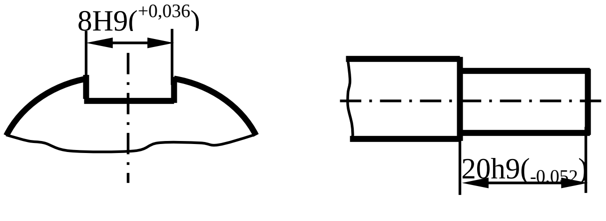


Рисунок 12 – Варіанти позначення полів допусків (граничних відхилень) у кресленнях

Поруч з умовними позначками полів допусків значення граничних відхилень відповідно до ГОСТ 2.307-68 вказують обов'язково, якщо відхилення призначені: а) на розміри, не включені в ряди нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69, наприклад: 41,5 Н7($^{+0,025}$); б) на розміри елементи з'єднань спеціальних видів – посадки підшипників кочення, шпонкових пазів (рис. 13, а) і ін.; в) на розміри уступів з несиметричним полем допуску (рис. 13, б); г) на розміри, призначені за системою вала.



а *б*

Рисунок 13 – Випадки обов'язкової вказівки в кресленнях полів допусків разом із граничними відхиленнями

Позначення розмірів за варіантом 3 див. також на рис. 1.

На складальних кресленнях граничні відхилення обох деталей, що сполучаються, указують найчастіше умовними позначками *полів допусків отвору й вала* (посадки). Наприклад, $\varnothing 150\frac{H7}{d6}$ (чи $\varnothing 150\, H7/d6$).

Це пов'язано з необхідністю визначення характеру посадки з'єднання за самим записом в складальному кресленні.

Для остаточного засвоєння матеріалу цього розділу рекомендується побудувати схеми розташування полів допусків декількох з'єднань, скориставшись прикладами, наведеними в [40].

5 ОСНОВИ ВИБОРУ ТОЧНОСТІ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ВИРОБІВ

5.1 Точність виробів і їхня конкурентноздатність

При командно-розподільчій системі, що встановилася в колишньому СРСР, питанням точності виробів, що являють собою один з найбільш важливих показників якості, приділялася зовсім недостатня увага.

За довгі роки примусового керування якістю на основі обов'язкових стандартів, недотримання яких могло спричинити юридичну відповідальність і навіть тюремне ув'язнення, у Радянському Союзі, як влучно охарактеризував проф. В. А. Лапідус (Москва), склалася практика «потрійного стандарту» при призначенні точності деталей, вузлів і з'єднань (зараз це відносять до одного з етапів керування якістю): «Думаємо одне, пишемо інше, робимо третє».

Конструктор, задаючи вимоги, думає: «Якщо я запишу ось такі вимоги, то «вони» (технологи, виробничники) зроблять у три рази гірше», – тому він записує вимоги в три рази більш жорсткі.

Виробничник не вірить цим вимогам: «Якщо конструктор записує такі вимоги, значить йому потрібно в п'ять разів менше», – і робить у п'ять разів гірше.

У підсумку, протягом декількох років освоєння продукції йде переробка (віддзеркалювана тільки в розумах окремих людей) записаних вимог у неписані, котрі в кінцевому рахунку приймають технологи, виробничники й працівники ВТК, і які неначе не існують для конструкторів.

Ця нездорова практика успадкована й українською промисловістю навіть після того, як більшість вимог стандартів стали рекомендованими, тобто необов'язковими.

Хибність такої практики очевидна – вона порушує основний принцип керування якістю, створює атмосферу неправди, неповаги до документації й один до іншого, робить процеси освоєння нових виробів нескінченно довгими, розриває спадкоємність методів керування, тому що неписані вимоги і правила існують тільки в розумах людей, і при їхніх замінах, при зміні поколінь ці вимоги і правила губляться. Ця ситуація в символічному виді зображена на рис. 14.

Рисунок 14 – «Потрійний стандарт» керування якістю

Тому задачею підприємства є послідовне усунення з практики роботи «потрійного стандарту» керування якістю й перехід до «єдиного стандарту»: «Пишемо те, що думаємо; виконуємо те, що записано».

Іншими словами: у документацію заносяться саме ті вимоги, що визначені при розробці конструкції, процесу. Ці вимоги повинен неухильно виконувати виробничий персонал, а ВТК – контролювати тільки те, що записано у вимогах до якості. Схема на рис. 15 символічно зображує цей підхід.

Рисунок 15 – Перехід від «потрійного стандарту» керування до «єдиного стандарту»

Три лінії не зведені в одну, тому що реально завжди існує деяке відхилення від вимог унаслідок варіацій процесів.

В умовах ринкової економіки питання призначення оптимальної точності набуває першорядного значення, оскільки це самим серйозним чином визначає якість виробу, його собівартість виготовлення (а значить і ціну) і в кінцевому рахунку конкурентноздатність виробу.

При конструюванні необхідно виявити функціональні параметри, від яких головним чином залежать значення й діапазон допустимих відхилень експлуатаційних показників машини. Теоретично й експериментально на макетах, моделях і дослідних зразках варто установити можливі зміни функціональних параметрів у часі (в результаті зносу, пластичної деформації, термоциклічних впливів, зміни структури й старіння матеріалу, корозії і т.д.), знайти зв'язок і ступінь впливу цих параметрів і їхніх відхилень на експлуатаційні показники нового виробу й у процесі його тривалої експлу-

атації. Знаючи ці зв'язки і допуски на експлуатаційні показники виробів, можна визначити допустимі відхилення функціональних параметрів і розрахувати посадки для відповідальних з'єднань. Застосовують і інший метод: використовуючи встановлені зв'язки, визначають відхилення експлуатаційних показників при обраних допусках функціональних параметрів. При розрахунку точності функціональних параметрів необхідно створювати гарантований запас працездатності виробів, що забезпечить збереження експлуатаційних показників до кінця терміну їхньої експлуатації у заданих межах. Необхідно також проводити оптимізацію допусків, установлюючи менші допуски для функціональних параметрів, похибки яких найбільшим чином впливають на експлуатаційні показники виробів. Установлення зв'язків експлуатаційних показників з функціональними параметрами і незалежне виготовлення деталей і складових частин за цими параметрами з точністю, визначеною з врахуванням допустимих відхилень експлуатаційних показників виробів наприкінці терміну їхньої служби, –одне з головних умов забезпечення функціональної взаємозамінності.

Однак при проведенні всіх описаних робіт не можна забувати про головне – про правильний вибір рівня якості (у нашому випадку ступіні точності), якому повинна відповідати виготовлена продукція. Цей рівень якості не повинен бути ні занадто високим, ні занадто низьким. Автомобільні покришки, що витримують 500000 км, настільки ж непрактичні й некорисні, як і ті, що виходять з ладу через 2000 км. Навіть подвоєння точності верстата не означає, що він став у два рази кориснішим, оскільки, наприклад, споживачу і не потрібно збільшення точності в такому розмірі.

У загальному випадку, як показали американські економісти Дж.Еттінгер і Дж.Ситтіг, корисність не пропорційна кількісним показникам якості, а має нелінійну залежність від них.

При підвищенні якості зростає і вартість (ціна). Однак ступінь росту вартості поступово знижується і зрештою залишається майже на одному рівні. Що ж до собівартості, то вона з деяким збільшенням якості різко зростає (це видно також із кривої собівартості в залежності від квалітета точності поверхонь деталей).

Співвідношення ціни і собівартості видно на графіку (рис. 16).

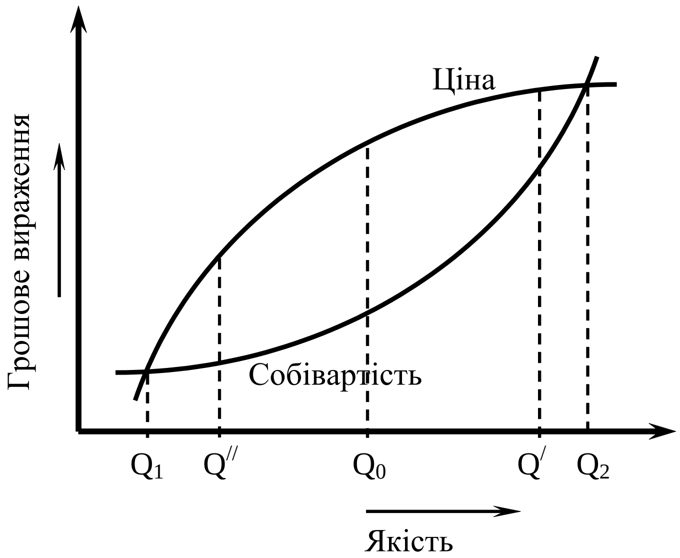


Рисунок 16 – Графіки зміни ціни і собівартості в залежності від рівня якості (точності)

Частина діаграми, укладена між кривою собівартості і кривою ціни виробу й обмежена точками перетинання Q_1 і Q_2, відбиває рентабельність і є підставою для існування підприємства.

Точку найбільшого віддалення кривих Q_0 можна назвати якістю, що забезпечує найбільший прибуток.

Однак не все так просто в умовах ринку. Тут відіграють роль і контингент споживачів, і наявність конкурентів, і ступінь новизни виробу.

Тому, якщо взяти до уваги наявність на ринку збуту безліч конкуруючих виробів, то рішення таких проблем як: чи зупинитися на якості конструкції $Q^{/}$, що націлює на виробництво виробів високої якості, пожертвувавши при цьому незначною часткою власного прибутку і організувати масове виробництво, незважаючи на низький прибуток чи зважиться прийняти якість $Q^{//}$ з низькою собівартістю – усе це залишається в колі питань стратегії й тактики підприємства.

Приймаючи рішення про якість (точність), необхідно розглянути в комплексі і врахувати маркетинг і результати вивчення ринку, очікувану реалізацію, технічний рівень свого підприємства, виробничу потужність устаткування, ефективність контролю, коефіцієнт ефективності капітальних витрат і т.д. Тут поле для спільної роботи конструкторської, технологічної служб і відділу маркетингу.

5.2 Вибір системи утворення посадок

З двох систем переважно застосовують систему отвору, оскільки вона забезпечує в кінцевому рахунку меншу собівартість виготовлення в порівнянні із системою вала. Причини цього викладені в розділі 3, де розглянуті також випадки, коли використовуються посадки в системі вала.

5.3 Вибір посадок у з'єднаннях машин

При проектуванні застосовують три методи вибору допусків і посадок.

1 Метод прецедентів (метод аналогії) полягає в тому, що конструктор відшукує в однотипних чи інших машинах, раніше сконструйованих і тих, що знаходяться в експлуатації, випадки застосування складальної одиниці, подібної проектованій, і призначає такі ж чи аналогічні допуск і посадку.

2 Метод подібності, власне кажучи, є розвитком методу прецедентів. Він виник у результаті класифікації деталей машин за конструктивними і експлуатаційними ознаками й випуску довідників із прикладами застосування посадок. Для вибору допусків і посадок за цим методом установлюють аналогію конструктивних ознак і умов експлуатації проектованої складальної одиниці з ознаками, наведеними в довідниках. Однак у зазначених матеріалах конструктивні й експлуатаційні показники класифікують часто загальними виразами, що не відбивають кількісних значень параметрів, а це ускладнює вибір посадок. Загальним недоліком методів прецедентів і подібності є складність визначення ознак однотипності й подібності, можливість застосування помилкових допусків і посадок.

При виборі виду посадки в з'єднаннях, насамперед, враховують службове призначення з'єднання.

Посадки із зазором у системі отвору (вала) утворюються за допомогою основних відхилень a (A), b (B), c (C), …, h (H) і призначені для рухомих і нерухомих з'єднань деталей.

У рухомих з'єднаннях зазор служить для забезпечення свободи переміщення, розміщення шару мастила, компенсації температурних деформацій, а також компенсації відхилень форми й розташування поверхонь, похибок складання й ін. Для найбільш відповідальних з'єднань, що повинні працювати в умовах рідинного тертя, зазори підраховуються на основі гідродинамічної теорії тертя. У випадках, коли допускається робота з'єднання в умовах напіврідинного, напівсухого і сухого тертя, вибір посадок найчастіше здійснюється за аналогією з посадками відомих і добре працюючих з'єднань.

У нерухомих з'єднаннях посадки із зазором застосовуються для забезпечення безперешкодного складання деталей (особливо змінних). Їхня відносна нерухомість забезпечується додатковим кріпленням шпонками, гвинтами, болтами, штифтами і т.п.

Посадки з натягом утворюються в системі отвору (вала) з використанням основних відхилень p (P), r (R), s (S), …, zc (ZC) і призначені для нерухомих нероз'ємних (що розбираються при ремонті чи лише в окремих випадках) з'єднань деталей, як правило, без додаткового кріплення гвинтами, штифтами, шпонками і т.п. Відносна нерухомість деталей при цих посадках досягається за рахунок напружень, що виникають у матеріалі спряжених деталей унаслідок дії деформацій їхніх контактних поверхонь. За ін-

ших рівних умов напруження пропорційні натягу. У більшості випадків посадки з натягом викликають пружні деформації контактних поверхонь, але в ряді посадок з натягом, особливо при відносно великих натягах чи у з'єднаннях деталей, виготовлених з легких сплавів і пластмас, виникають пружнопластичні деформації (пластичні деформації в одній чи обох деталях поширюються не на всю товщину матеріалу) чи пластичні деформації, що поширюються на всю товщину матеріалу.

На відміну від інших способів забезпечення нерухомості деталей у з'єднанні при передачі навантажень, посадки з натягом дозволяють спростити конструкцію й складення деталей і забезпечують високий ступінь їхнього центрування. У порівняно рідких випадках, при передачі дуже великих крутних моментів чи при наявності дуже великих зрушуючих сил у з'єднаннях з натягом додатково застосовуються кріпильні деталі.

Перехідні посадки утворюються в системі отвору (вала) з використанням основних відхилень j_s (J_S), j (J), k (K), m (M), n (N) і призначені для нерухомих, але роз’ємних з'єднань деталей і забезпечують гарне центрування деталей, що з'єднуються. При виборі перехідних посадок необхідно враховувати, що для них характерна можливість одержання як натягів, так і зазорів. Натяги, що виходять у перехідних посадках, мають відносно малу величину і, звичайно, не вимагають перевірки деталей на міцність, за винятком окремих тонкостінних деталей. Ці натяги недостатні для передачі з'єднанням значних моментів чи зусиль. До того ж одержання натягу в кожному із зібраних з'єднань без попереднього сортування деталей не гарантовано. Тому перехідні посадки застосовують з додатковим кріпленням деталей, що з'єднуються, шпонками, штифтами, гвинтами тощо.

Зазори, в окремих випадках отримані в перехідних посадках, також відносно малі, що запобігає значному зсуву (ексцентриситету) деталей, що з'єднуються.

Системою допусків і посадок передбачається кілька типів перехідних посадок, що розрізняються ймовірністю одержання натягів чи зазорів. Чим більша ймовірність одержання натягу, тим більш міцною є посадка. Більш міцні посадки призначають для більш точного центрування деталей, при ударних і вібраційних навантаженнях, при необхідності забезпечити нерухоме з'єднання деталей без додаткового кріплення, Однак складання з'єднань з більш міцними посадками ускладнюється й вимагає значних зусиль, тому, якщо очікується часте розбирання і повторне складання, якщо з'єднання важкодоступне для монтажних робіт чи необхідно уникнути ушкодження поверхонь, що сполучаються, застосовують менш міцні перехідні посадки.

Перехідні посадки, встановлені у відносно точних квалітетах: вали в 4-7-му, отвори в 5-8-му. Отвір у перехідних посадках, як правило, приймають на один квалітет грубішим вала. Основний ряд перехідних посадок утворюється валами 6-го квалітета й отворами 7-го квалітета (у цих квалітетах установлені кращі поля допусків для перехідних посадок). Для більш

точних посадок характерне підвищення точності складання: абсолютні значення найбільших натягів і зазорів зменшуються, завдяки чому зростає точність центрування і знижується складальне зусилля. Імовірності одержання зазорів і натягів залишаються тими ж, що і для однойменних посадок середньої точності, в окремих випадках імовірність одержання натягу збільшується (посадки *H5/n4 H6/n5* уже відносяться до групи посадок з гарантованим натягом). Для менш точних посадок (сполучення отворів 8-го квалітета з валами 7-го квалітета) імовірність одержання зазору зберігається такою ж чи збільшується (з'єднання виходить менш міцним). Абсолютні значення найбільших натягів і зазорів збільшуються, тобто знижується точність центрування і збільшується максимальне зусилля складання. В окремих випадках можливе застосування перехідних посадок з іншим співвідношенням допусків отвору й вала (квалітет отвору або дорівнює квалітету вала, або на два квалітети грубіший, ніж у вала).

3 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 $S_{\min}^{розр}$ і $S_{\max}^{розр}$ для посадок із зазором і граничні розрахункові значення натягів $N_{\min}^{розр}$ і $N_{\max}^{розр}$ для посадок з натягом, після чого підбирають стандартні посадки таким чином, щоб їхні граничні зазори $S_{\min}^{ст}$ і $S_{\max}^{ст}$ (чи $N_{\min}^{ст}$ і $N_{\max}^{ст}$) знаходилися б у таких співвідношеннях:

$$\left.\begin{aligned} S_{\min}^{cm} \ge S_{\min}^{розр} \\ S_{\max}^{cm} \le S_{\max}^{розр} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$$\left.\begin{aligned} N_{\min}^{cm} \ge N_{\min}^{розр} \\ N_{\max}^{cm} \le N_{\max}^{розр} \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Розглянемо вирішення цієї задачі двома способами (передбачається, що Ви добре засвоїли матеріал розділу 3 і мали гарну практику у побудові схеми розташування полів допусків з'єднань, скориставшись прикладом у [40, розділ 2]).

Приклад 1. Для з'єднання ∅120 мм призначити стандартну посадку із зазором, якщо $S_{\min}^{розр} = 60{,}5$ мкм, а $S_{\max}^{розр} = 207{,}5$ мкм.

Допуск посадки (розрахунковий)

$$T_П^{розр} = S_{\max}^{розр} - S_{\min}^{розр} .$$

$$T_П^{розр} = 207{,}5 - 60{,}5 = 147 \text{ мкм.}$$

Число одиниць допуску посадки (розрахункове)

$$a_П^{розр} = \frac{T_П^{розр}}{i} .$$

$$a_П^{розр} = \frac{147}{2{,}17} = 67{,}7 ,$$

де i визначається з [40, табл. 35].

Оскільки число одиниць допуску посадки $a_П = a_{отв} + a_{вал}$ (де $a_{отв}$ і $a_{вал}$ – числа одиниць допусків отвору і вала), то варто підібрати за таблицею такі квалітети отвору і вала, щоб сума значень a для них не перевищувала б $a_П^{розр} = 67{,}7$. Виходячи з таблиці значень a [40, табл. 36], знаходимо, що зручно призначити 9-й квалітет для отвору і 8-й – для вала. Тоді

$$a_П = a_{отв} + a_{вал} = 40 + 25 = 65 < a_П^{розр} .$$

Приймаємо посадку з'єднання з полем допуску отвору $H9$ (тобто в системі отвору як більш економічній). Оскільки $EI = 0$, значення ES знаходимо за [40, табл. 3].

З огляду на те, що проектоване з'єднання повинне мати посадку із зазором, поле допуску вала розташовується нижче поля допуску отвору (див., наприклад, рис. 5, *а*).

Виходячи з цієї схеми розташування полів допусків, знаходимо придатні значення es і ei.

З формули $S_{\min} = EI - es = 0 - es = 60{,}5$ мкм визначаємо верхнє розрахункове відхилення вала:

$$es_{розр} = -60{,}5 \text{ мкм}$$

і, отже, $S_{\min}^{розр} = 0 - (-60{,}5) = 60{,}5$ мкм.

За таблицею основних відхилень валів [40, табл. 8] знаходимо, що з урахуванням необхідного співвідношення $S_{\min}^{ст}$ і $S_{\min}^{розр}$ підходить основне відхилення e: $es = -72$ мкм: мінімальний зазор у з'єднанні складе

$$S_{\min}^{ст} = EI - es = 0 - (-72) = 72 \text{ мкм} > S_{\min}^{розр}.$$

Схема розташування полів допусків представлена на рис. 17.

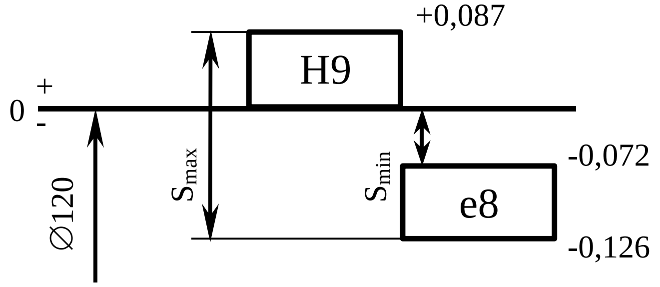


Рисунок 17 – Посадка із зазором за умовами прикладу 1

Посадка $\frac{H9}{e8}$ є в ГОСТ 25347-82 [40, табл. 11].

Для знайденого з'єднання $\varnothing 120 \frac{H9\left(^{+0,087}\right)}{e8\left(^{-0,072}_{-0,199}\right)}$ максимальний зазор

$$S_{\max}^{ст} = ES - ei = 87 - (-126) = 213 \text{ мкм} > S_{\max}^{розр}.$$

Оскільки необхідне співвідношення $S_{\max}^{ст}$ і $S_{\max}^{розр}$ (11) не виконується, можна прийняти для вала 7-й квалітет, тобто призначити посадку

$$\varnothing 120 \frac{H9\left(^{+0,087}\right)}{e7\left(^{-0,072}_{-0,107}\right)},$$

при якій максимальний зазор

$$S_{\max}^{ст} = ES - ei = 87 - (-107) = 194 \text{ мкм} < S_{\max}^{розр}.$$

Однак краще підвищити квалітет отвору і призначити посадку

$$\varnothing 120 \frac{H8\left(^{+0,054}\right)}{e8\left(^{-0,072}_{-0,126}\right)},$$

що наведена в ГОСТ 25347-82 серед пріоритетних [40, табл. 11].

І тоді

$$S_{\max}^{ст} = ES - ei = 87 - (-87) = 174 \text{ мкм} < S_{\max}^{розр}.$$

Що ж стосується значення $S_{\min}^{ст}$, то воно залишається таким, як і було.

Обидва співвідношення (11) виконуються, тому остаточно призначаємо посадку

$$\varnothing 120 \frac{H8}{e8}.$$

Приклад 2. Призначити посадку з натягом для з'єднання з номінальним діаметром $d = 100$ мм, якщо попередньо отримані розрахунковим

шляхом значення натягів склали $N_{\min}^{розр}=12{,}5$ мкм, $N_{\max}^{розр}=108{,}5$ мкм. Посадку призначити по можливості з числа пріоритетних за ГОСТ 25347-82.

Виходячи з того, що посадки з натягом у стандартах дані в 5-8 квалітеті, і з огляду на доцільність виготовлення деталей з мінімальною собівартістю, призначаємо для отвору 8-й квалітет.

Оскільки більш економічні посадки в системі отвору, одержуємо поле допуску отвору $H8$. Поле допуску вала розташується вище поля допуску отвору (див. рис. 5, *б)*.

Допуск отвору $T_D=54$ мкм [40, табл. 3], тобто $ES=+54$ мкм. З урахуванням виконання необхідного співвідношення $N_{\min}^{ст}$ і $N_{\min}^{розр}$ відповідно до умов (12) основне відхилення вала знайдемо як величину, що перевищує суму верхнього відхилення отвору ES і $N_{\min}^{розр}$ (див. рис. 5, *б)*, тобто більше, ніж $54+12{,}5=66{,}5$ мкм.

За таблицею основних відхилень валів знаходимо, що в даному випадку підходить основне відхилення s ($ei=+71$ мкм). Призначаємо і для вала 8-й квалітет, позначаємо поле допуску вала $s8$ на схемі розташування полів допусків (рис. 18) і вказуємо граничні відхилення.

Отже розмір вала буде

$$\varnothing 100 s7\begin{pmatrix}+0{,}106\\+0{,}071\end{pmatrix}.$$

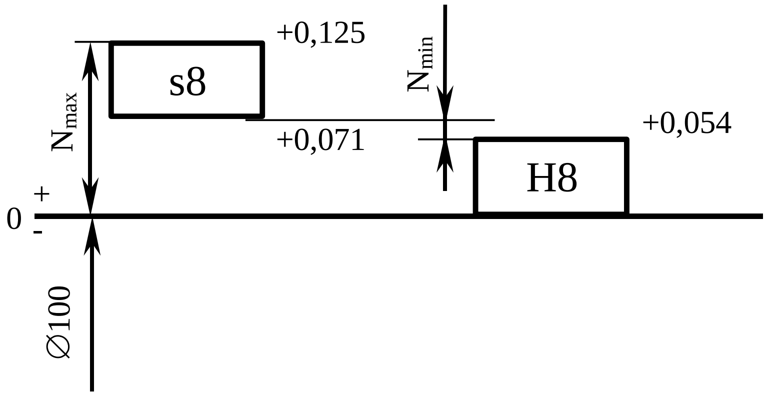


Рисунок 18 – Посадка з натягом за умовами прикладу 2

Тоді

$$N_{\max}^{ст}=es-EI=125 \text{ мкм}.$$

Оскільки при цьому $N_{\max}^{ст}>N_{\max}^{розр}$, підвищуємо квалітет вала.

Оскільки при цьому $N_{\max}^{ст}=es-EI=106$ *мкм* $<N_{\max}^{розр}$, то можна прийняти посадку

$$\varnothing 100\frac{H8\left(^{+0{,}054}\right)}{s7\left(^{+0{,}106}_{+0{,}071}\right)}.$$

Оскільки в таблиці стандартів серед рекомендованих є така посадка, то взагалі можна залишити посадку без зміни.

Однак, оскільки відповідно до умов задачі необхідно знайти пріоритетну посадку, призначаємо остаточно на основі таблиці ГОСТ 25347-82 [40, табл. 11] посадку

$$\varnothing 100\frac{H7\left(^{+0{,}035}\right)}{s6\left(^{+0{,}093}_{+0{,}071}\right)}.$$

У цьому випадку граничні натяги

$$N_{\min}^{ст} = ei - ES = 71 - 35 = 36 \text{ мкм} > N_{\min}^{розр},$$

$$N_{\max}^{ст} = es - EI = 93 - 0 = 93 \text{ мкм} > N_{\min}^{розр}.$$

Отже, обидва співвідношення (12) виконуються.

Примітки.

1 У прикладах 1 і 2 наведені два з можливих способів вирішення задачі призначення посадок із зазором і з натягом на основі розрахунків, кожен з яких може бути використаний для будь-якого із зазначених видів характеру з'єднання. Однак досвід показує, що доцільніше для вибору посадок із зазором використовувати перший спосіб, а для призначення посадок з натягом – другий.

2 У прикладах показана методика підбору посадок обох видів без зміни основного відхилення неосновної деталі з'єднання (у наведених прикладах – вала, оскільки задачі вирішувались в системі отвору). Однак досягти поставленої мети можна також, змінюючи необхідним чином основне відхилення неосновної деталі з'єднання.

5.4 Вибір і обґрунтування квалітетів 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 розвитих 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 (рі-

зних 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 (і 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 конкурентноздатність.

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’єднуваних деталей і конкурентноздатності 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. 19).

Для орієнтування конструкторів у цих питаннях у довідковій літературі наводяться дані про середню економічну точність обробки (наприклад, [40, табл. 37]). Під економічною точністю якого-небудь методу обробки на даному рівні розвитку техніки розуміється точність, забезпечувана 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 й ін.).

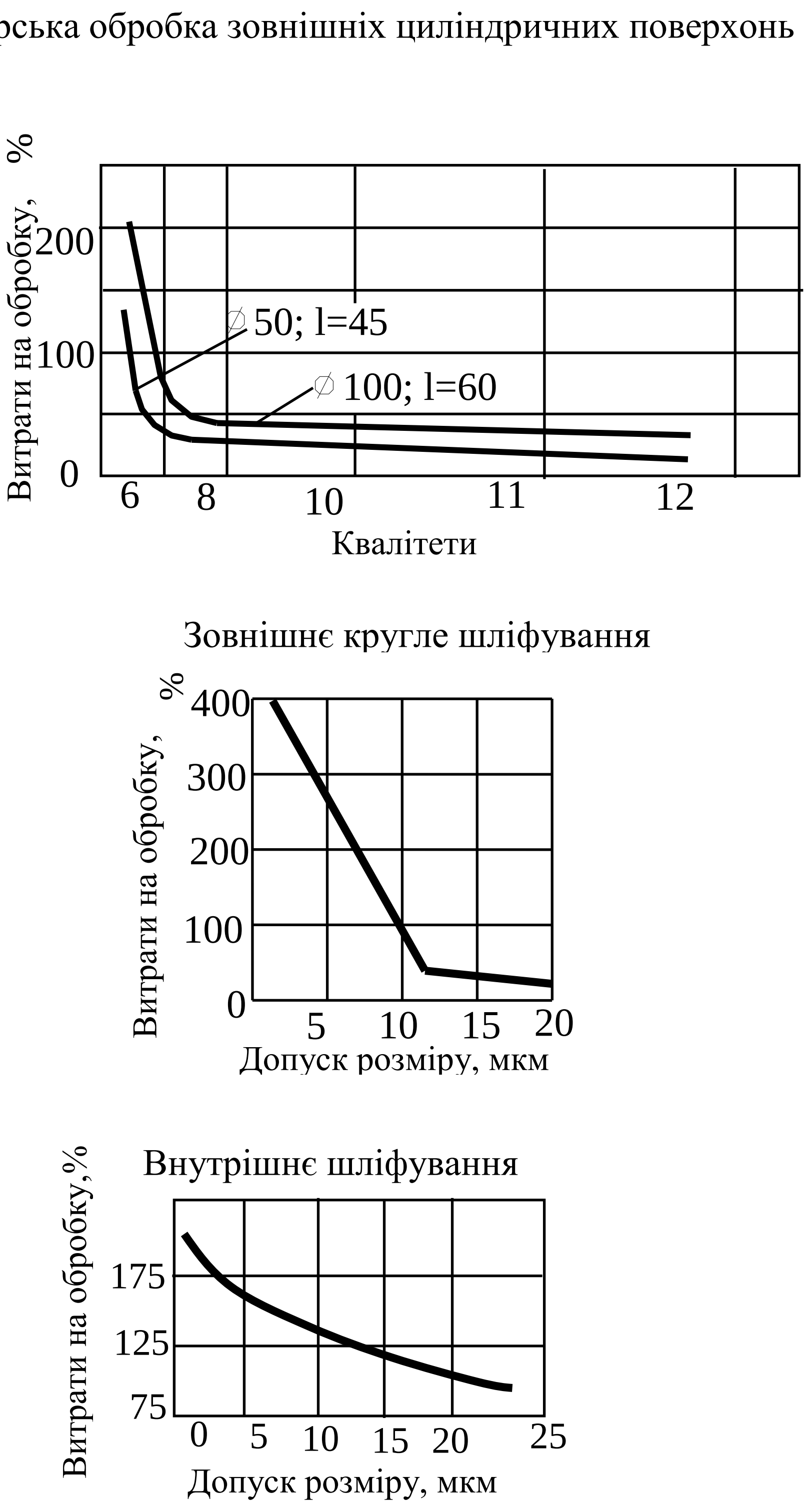


Рисунок 19 – Графіки залежності витрат на обробку деталей у залежності від необхідної точності поверхні

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 підшипників 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 зрослі вимоги 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 конкурентноздатність 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 [51] і використовується при проведенні лабораторної роботи № 9. Коефіцієнт K_m точності технологічного процесу визначають згідно з формулою

$$K_m = \frac{T}{T_Г},$$

де T – допуск розміру поверхні деталі (за кресленням), оброблюваної за аналізованим технологічним процесом;

$T_Г$ – гарантований розмах варіювання розмірів, отриманий на основі гістограми.

Якщо відоме числове значення K_m, аналіз точності процесу й оцінка раціональності призначеного допуску з урахуванням необхідності забезпечення конкурентноздатності виробу здійснюється як показано в [51].

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 директор на основі розгляду питання на технічній раді після пропрацювання зазначеними фахівцями. Для цієї ситуації допуск може призначатися жорсткіше 6σ, 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.

5.5 Вибір невказаних граничних відхилень

Граничні відхилення, не зазначені безпосередньо після номінальних розмірів, а встановленні загальним записом у технічних вимогах креслення, називаються *невказаними граничними відхиленнями.* Невказаними можуть бути тільки граничні відхилення відносно низької точності. Основні правила призначення таких граничних відхилень розмірів установлені в ГОСТ 25670-83.

Для лінійних розмірів, крім радіусів заокруглення й фасок, невказані граничні відхилення можуть бути призначені або за 12-17 квалітетами за ГОСТ 25346-82 і ГОСТ 25348-82, або на основі спеціальних класів точності невказаних граничних відхилень, 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 квалітетами при укрупнених інтервалах номінальних розмірів.

Згідно з ГОСТ 25670-83 допускаються чотири варіанти призначення невказаних граничних відхилень лінійних розмірів, що представлені нижче

на прикладі 14-го квалітета точності за ГОСТ 25346-82 і середнього класу точності t_2 за ГОСТ 25670-83.

1) H14, h14, $\pm\frac{IT14}{2}$ (чи H14, h14, $\pm\frac{t_2}{2}$);

2) $+t_2$, $-t_2$, $\pm\frac{t_2}{2}$;

3) $\pm\frac{IT14}{2}$ (чи $\pm\frac{t_2}{2}$);

4) $\varnothing$ H14, $\varnothing$h14, $\pm\frac{IT14}{2}$ (чи $\varnothing$H14, $\varnothing$h14, $\pm\frac{t_2}{2}$).

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, $\pm\frac{t_2}{2}$ інших ».

Класифікація конструктивних елементів деталей за трьома групами (вали, отвори й елементи, що не відносяться до валів і отворів) показана на рис. 20.

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).

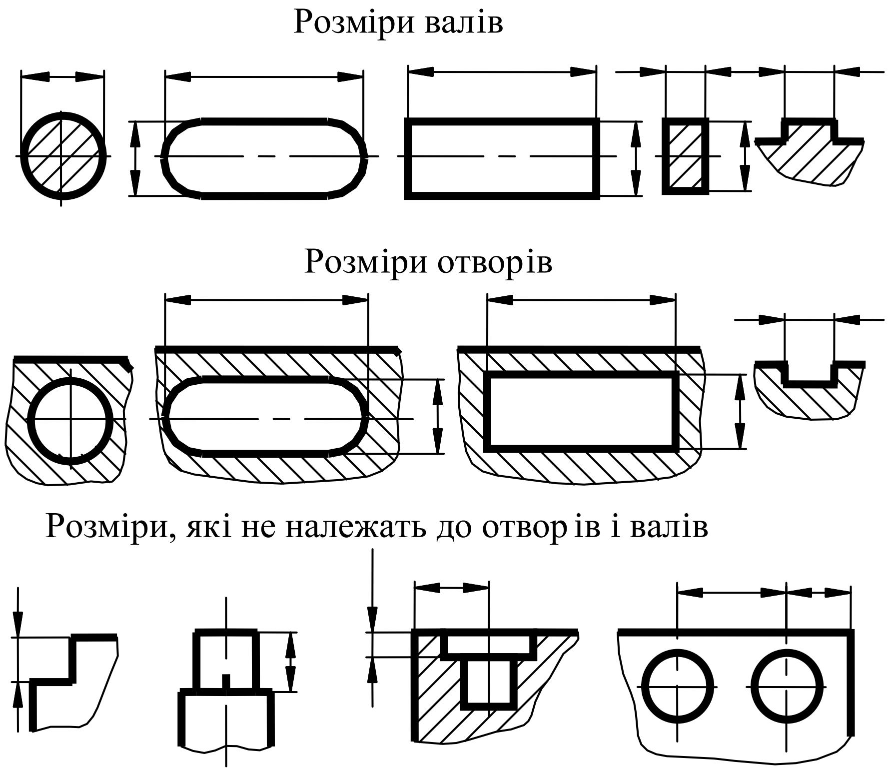


Рисунок 20 – Класифікація конструктивних елементів за трьома групами

Приклад. На рис. 21 представлений ескіз вала з деякими розмірами. Якщо в технічних вимогах до креслення зроблений запис згідно з варіантом 1, то розміри з невказаними полями допусків варто розуміти так:

$$\varnothing 25H14\ ,\ 3H14,\ \varnothing 71h14,\ 200h14,\ 100js14,\ 80js14,\ 40js14,$$
$$35js14,\ 20js14,$$

а у випадку варіанта 4:

$$\varnothing 25H14\ ,\ \varnothing 71h14,$$

всі інші розміри – з полем допуску $js14$ (порівняйте поля допусків розмірів 3 і 200 за обома варіантами).

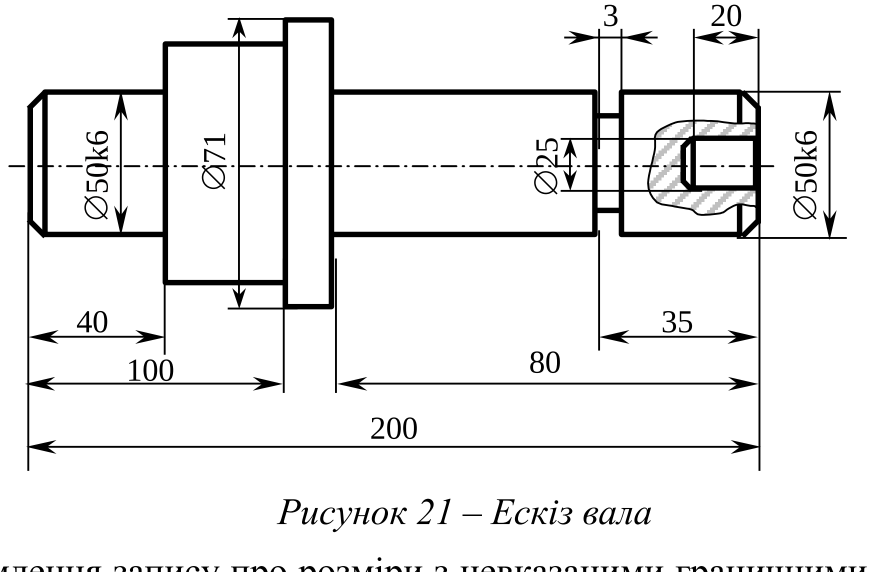


Рисунок 21 – Ескіз вала

Оформлення запису про розміри з невказаними граничними відхиленнями в робочому кресленні деталей – див. рис. 1.

6 РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ НАТЯГІВ У З'ЄДНАННЯХ

Алгоритм розрахунків і вибору посадок з натягом заснований на методиці визначення граничних значень натягів, при яких забезпечується, з одного боку, відсутність зсуву деталей, що з'єднуються, під впливом зовнішніх навантажень (при цьому одержують *мінімально необхідний* розрахунковий натяг) і, з іншого боку, відсутність руйнування більш слабкої з деталей, що сполучаються (при цьому одержують *максимально допустимий* граничний натяг).

Розглянемо загальний випадок розрахунку посадок з натягом, коли з'єднання складається з порожнистого вала й втулки (рис. 22).

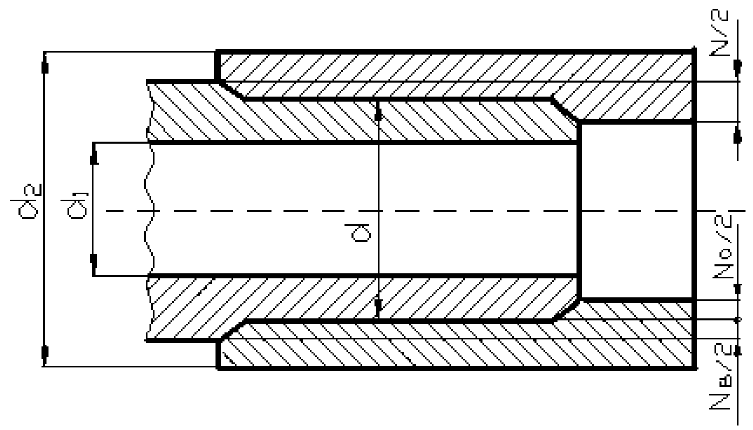


Рисунок 22 – Принципова розрахункова схема складання з'єднання з натягом

Різниця між діаметром вала і внутрішнім діаметром втулки (отвору) до складання визначає натяг *N*. При запресовуванні деталей відбудеться розтягання втулки отвору на величину N_O й одночасний стиск вала на величину N_B, причому

$$N = N_O + N_B. \tag{3}$$

На основі розв'язання задачі Ляме для товстостінних сосудів найменший необхідний натяг $N_{min\ розр}$ у з'єднанні, за умови, що поверхні, що сполучаються, ідеально гладенькі, розраховують за формулою

$$N_{\min}^{розр} = p_e d\left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_O}{E_O}\right), \tag{4}$$

де p_e – експлуатаційний тиск на контактних поверхнях з'єднання, Па;

d – номінальний діаметр з'єднання, мм;

E_B і E_O – модулі пружності матеріалів деталей, що з'єднуються, Па;

C_B і C_O – коефіцієнти Ляме, що визначається за формулами:

$$C_B = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \mu_B,$$

$$C_O = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_O. \qquad (5)$$

де d_1 і d_2 – внутрішній діаметр охоплюваної й зовнішній діаметр охоплюючої деталі, мм;

μ_B і μ_O - коефіцієнти Пуассона відповідно для охоплюваної і охоплюючої деталей.

Контактний експлуатаційний тиск: при зрушуючому зусиллі Р ,Н,

$$p_e = \frac{P \cdot n}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}; \qquad (6)$$

при крутному моменті Т ,Н·м,

$$p_e = \frac{2 \cdot T \cdot n}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f}; \qquad (7)$$

при їхній спільній дії

$$p_e = \frac{n \cdot \sqrt{P^2 + (2 \cdot T / d)^2}}{\pi d l f}, \qquad (8)$$

де l – довжина контакту поверхонь, що сполучаються, м;

f – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресування чи провернені;

n = 1,2-2 – коефіцієнт запасу.

Коефіцієнт тертя f коливається в широких межах, що пояснюється різноманіттям факторів, котрі впливають на міцність з'єднання. Його числові значення при сталому процесі розпресування чи провернення, а також при застосуванні гальванічних покрить наведені в довідковій літературі [40].

Часто, коли гальванічні покриття не використовують, з метою спрощення приймають коефіцієнти рівними 0,08 при механічному складанні і 0,14 при термічному складанні.

Перш ніж приступити до вибору посадки, варто перевірити забезпечення міцності з'єднання. Для цього на основі теорії найбільших дотичних напружень визначають максимально допустимий тиск p_{max}, при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей. У якості p_{max} береться найменше з двох значень ,Па:

$$p_{B\max} = 0{,}58\sigma_{TB}\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]\chi, \qquad (9)$$

$$p_{O\max} = 0{,}58\sigma_{TO}\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right]\chi, \qquad (10)$$

де $\sigma_{ТВ}$ і $\sigma_{ТО}$ – межі текучості матеріалів охоплюваної і охоплюючої деталей;

χ – коефіцієнт, що залежить від відношення l/d і обраний за графіком [33].

Знаючи d_1/d (чи d/d_2) і p_e/σ_T, за рис. 23 можна визначити характер деформацій деталей – пружних, пружно-пластичних чи неприпустимих пластичних (крива *а* – границя пружних деформацій, крива *в* – границя пластичних деформацій).

Для деталей з тендітних матеріалів рекомендується створювати натяги, що викликають тільки пружну деформацію деталей (зона I). Якщо має місце неприпустима пластична деформація хоча б однієї з деталей, що сполучаються (зона III), варто змінити товщину стінки чи марку матеріалу (σ_T) і цим створити допустимі умови деформації у пружній (зона I) чи пружно-пластичній (зона II) зонах. Використання пружно-пластичних деформацій (зона II) доцільно для деталей із пластичних матеріалів, що працюють в умовах статичних навантажень.

За графіком визначають також найбільший допустимий тиск p_{max}, виходячи з умов забезпечення міцності найменш твердої деталі.

Найбільший розрахунковий натяг $N_{max}^{розр}$, за яким виникає найбільший допустимий тиск, знаходять зо формулою

$$N_{max}^{розр} = p_{max} d\left(\frac{C_B}{E_В} + \frac{C_О}{E_О}\right). \qquad (11)$$

Стандартну посадку вибирають таким чином, щоб деталі не проверчувалися одна щодо іншої, тому необхідно виконати умови (12), наведені в розділі 5.2, тобто

$$N_{min}^{ст} \geq N_{min}^{розр}; \quad N_{max}^{ст} \leq N_{max}^{розр}, \qquad (12)$$

де $N_{min}^{ст}$ і $N_{max}^{ст}$ – табличні граничні значення обраної стандартної посадки з натягом.

У формули (14) і (21), за якими визначають натяг, повинні бути внесені поправки, що враховують: $N_ш$ – зминання (шорсткість) нерівностей контактних поверхонь деталей, що з'єднуються; N_t – розходження робочої температури й температури складання, а також розходження коефіцієнтів лінійного розширення матеріалу деталей; N_B – деформацію деталей від дії відцентрових сил; $N_{тиск}$ – збільшення контактного тиску в торців охоплюючої деталі та $N_в$ - вплив вібрацій і ударів (поправку $N_в$ знаходять на основі дослідних даних).

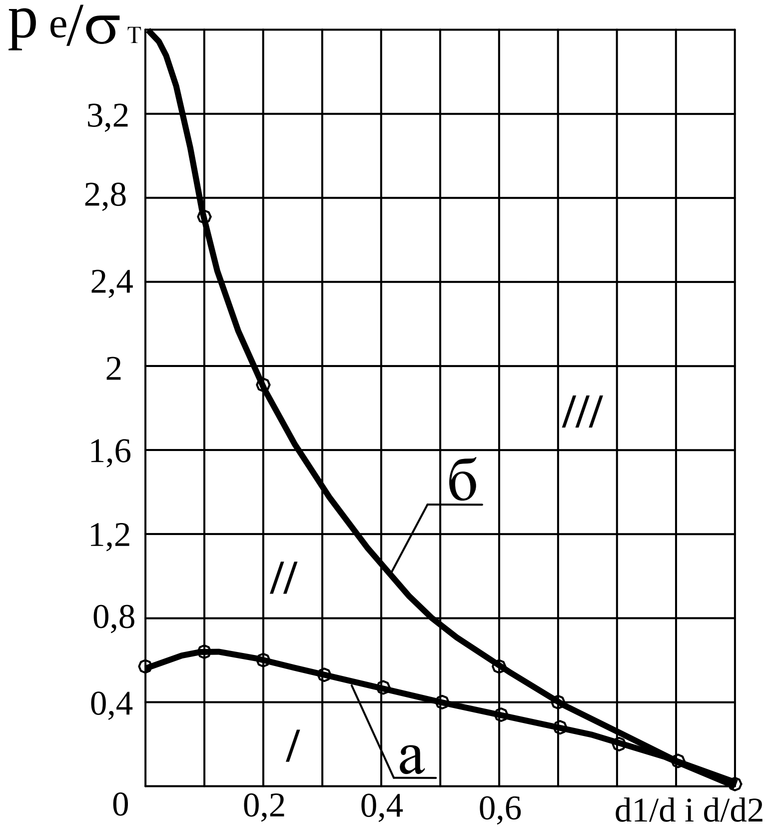


Рисунок 23 – Залежність відносного допустимого контактного тиску від відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього (I - зона пружних деформацій; II - зона пружно-пластичних деформацій; III - зона неприпустимих пластичних деформацій)

Виправлення $N_ш$. У процесі запресовування нерівності на контактних поверхнях деталей зрівнюються, й у з'єднанні створюється менший натяг, що знижує міцність з'єднання. Зминання нерівностей залежить від їхньої величини, методу й умов складання з'єднання (без мастильного матеріалу чи з ним), механічних властивостей матеріалу деталей і інших факторів. Це виправлення орієнтовно можна визначати за формулою

$$N_ш = 5(Ra_O + Ra_B), \quad (13)$$

де $Ra_О$ і $Ra_В$ – середні арифметичні відхилення профілів поверхонь, що сполучаються, за ГОСТ 2789-73

Величина *Ra* залежить не від діаметра деталей, що з'єднуються, а від методу й режиму обробки. Тому вплив нерівностей на зменшення натягу тим сильніше, чим менший діаметр і чим більша висота нерівностей. При механічному запресовуванні найбільша міцність з'єднання створюється при малій шорсткості, а при складанні з охолодженням (чи з нагріванням) деталі – при великій шорсткості.

Виправлення N_t враховує, що внаслідок відмінності робочих температур деталей від температури при складанні, а також розходження коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів натяг у з'єднанні може змінюватися.

Виправлення N_B. В деталях, що швидко обертаються, тиск на посадкових поверхнях може бути ослаблений відцентровими силами. Ці сили істотно зменшують натяг тільки при великих діаметрах деталей, що обертаються з дуже великою швидкістю (наприклад, диски парових і газових турбін). Для сталевих деталей діаметром до 500 мм, що обертаються зі швидкістю до 30 м/с, $N_B=1 \div 4$ мкм. У таких випадках це виправлення можна не враховувати.

Виправлення $N_{тиск}$. При $l/d<1$ біля торців охоплюючої деталі контактні тиски більше тиску у середині з'єднання, причому тим різниця значніша, чим менше відношення l/d і радіус зкруглення крайок охоплюваної деталі. Це виправлення повинно знижувати величину тиску p_{max}, що обчислюється за формулами (19), (20). При визначенні p_{min} це виправлення не вносять для підвищення надійності з'єднання.

За отриманим значенням розрахункових граничних натягів $N_{max}^{розр}$ і $N_{min}^{розр}$ вибирають стандартну посадку з натягом, по можливості з числа пріоритетних за ГОСТ 25347-82 (методика вибору наведена в розділі 5.2).

7 ОСНОВИ МЕТРОЛОГІЇ І ТЕХНІЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ

7.1 Основні положення

Слово «метрологія» утворилося від сполучення двох грецьких слів: «метро» і «логос» (міра й навчання), тобто дослівно метрологія – навчання про міри.

Відповідно до ГОСТ 16263-70 під метрологією розуміють науку про вимірювання фізичних величин, методи і засоби забезпечення їхньої єдності й способи досягнення необхідної точності.

У наші дні жоден фахівець не може обійтися без точних вимірювань, що кількісно і якісно характеризують науково-технічний прогрес. Чим складніша проблема, тим вище роль метрології у її розв'язанні. «Скажіть, з якою точністю ви вимірюєте, і я назву час, у якому ви живете», – так метрологи перефразували відомий вираз.

Епоха науково-технічної революції змусила метрологію неначе пережити своє друге народження. Кому раніш потрібні були найточніші вимірювання лінійних швидкостей, що виражаються кілометрами в секунду, гігантських прискорень, мізерних часток кутових градусів? А хто задумувався над проблемою зважування в умовах невагомості? Усе це стало необхідним тільки за розвитку космічної техніки й навігації.

Найвищі точності вимагають застосування імовірносних, статистичних методів. Це ще більше збільшує число вимірювань, що здійснюють щодня, і приводить до необхідності автоматизації вимірювальних приладів. Якщо в найближчі роки не автоматизувати перевірку (тобто перевірку можливості подальшої експлуатації) основної маси засобів вимірювань, то вже в XXI столітті перевіркою доведеться охопити все працездатне населення планети.

Метрологія й інші галузі науки й техніки безперервно збагачують один одну. Особливо плідний взаємний вплив метрології й фізики. У метрологію активно впроваджуються теорія ймовірностей, теорія інформації й інші розділи кібернетики. Сучасна вимірювальна техніка не може обійтися без електроніки, цифрової обчислювальної техніки, лазерів, кольорового телебачення.

Широко відомі висловлення про вплив метрології на науку й пізнання природи основоположників метрології Д.І. Менделєєва: «Наука починається ... з тих пір, як починають вимірювати» і Джозефа Томсона: «Кожна річ відома лише в тому ступені, у якому її можна виміряти».

Метрологи намагаються розумно підвищити точність вимірювань і, залучивши на допомогу теорію ймовірностей і математичну статистику, оцінюють «коридор» для значень похибок і значень результату вимірювань, а також указують ймовірність, з якою цей «коридор» накриє дійсне значення вимірюваної величини.

Втім, про дійсне значення можна забути: усе одно його не визначити. Замість нього вживається термін «дійсне значення величини». Це значення, що може бути визначено дослідним шляхом з припустимою похибкою. Абсолютна точність недосяжна ще і тому, що вона мала б нескінченну вартість.

В умовах широкого міжнародного співробітництва потрібно особливо уважно стежити за єдністю вимірювань. В одному цеху може працювати устаткування, поставлене фірмами різних країн. Уявіть, що яка-небудь з них не виконала рекомендацій ISO чи вимог Міжнародної організації законодавчої метрології (МОЗМ). Це може призвести до конфліктної ситуації у міжнародній торгівлі.

Підвищуючи якість вимірювань і контролю, роблячи сьогодні обмірюваним те, що учора виміряти було не можна, метрологи безпосередньо впливають на технічний рівень технологічних процесів і забезпечують випуск продукції високої якості. Наприклад, застосовуючи в машинобудуванні для контролю якості поверхні деталей лазери, вдається спростити технологію, обійтися без ряду операцій припасування, автоматизувати процес і підвищити точність виготовлення виробів.

Для вивчення питань, пов'язаних з технічними вимірюваннями, складені два збірника методичних вказівок до лабораторних робіт [51], у теоретичній частині до кожної з яких описані методи і засоби вимірювань з класифікацією останніх, наведені основні параметри засобів вимірювань, наведені рекомендації з вивчення побудови вимірювальних інструментів, викладені методики проведення контрольно-вимірювальних операцій різними метрологічними засобами з урахуванням похибок вимірювань.

7.2 Вплив похибок вимірювань на результати контролю

Очевидно, що якби для вимірювання застосовувалися деякі абсолютно точні вимірювальні засоби, причому в строго регламентованих умовах, що не призводять до появи навіть найменшої похибки вимірювання, то отримані результати відповідали б **дійсним розмірам** деталей.

Однак оскільки такі контрольно-вимірювальні засоби й умови вимірювання не ідеальні, в процесі вимірювання завжди виникає похибка, і дійсні розміри вимірюваних поверхонь деталі знає тільки Бог. З огляду на це дійсне значення розміру поверхні деталі замінюють **дійсним розміром**, під яким розуміють значення, яке знайдене дослідним шляхом і настільки близьке до дійсного, що приймається замість нього.

Іншим словами, при атестації контрольованого розміру похибка вимірювань призводить до того, що деталі привласнюється розмір, котрий і називається «дійсним», але вірогідність його залежить від похибки, що проявилася в момент вимірювань.

Важливість питання про ступінь наближення дійсного розміру до дійсного, тобто про точність вимірювань, очевидна, тому що при різному ро-

зумінні цього між замовником і виготовлювачем можуть виникати розбіжності з приводу дійсного розміру поверхні виготовленої деталі.

Виготовлювач продукції повинен враховувати похибку застосовуваних ним методів вимірювань і мати можливість відповідно до прийнятої форми контролю вибрати вимірювальні засоби, що можуть оцінити правильність застосовуваної технології виготовлення і контролювати стабільність продукції, одержуваної у процесі виробництва, а також робити розбраковування виготовленої продукції чи арбітражні перевірки при виникненні непорозумінь із споживачем або між виробництвом і ВТК (відділом технічного контролю).

Варто вибирати такі методи і засоби вимірювань, котрі, забезпечуючи потрібну точність контролю, не збільшують надмірно вартість продукції через складність і тривалість контролю чи невиправдане звуження допуску на виготовлення.

У залежності від стану і конструкції вимірювального засобу й умов проведення вимірювань їх, похибка проявляється у певній закономірності. Дійсні розміри оброблених деталей також підкоряються певним закономірностям, тобто мають певний закон розподілу. Отже, сполучення похибки вимірювання і дійсного розміру контрольованої деталі є подією випадковою і визначити результати неправильного розбраковування при певному сполученні можна тільки імовірнісним шляхом.

Розподіл похибки вимірювань звичайно приймається за нормальним законом (законом Гаусса). Дослідження розподілу похибок вимірювань показали, що за строгим аналізом можна знайти відсутність математичного підтвердження абсолютно точного закону нормального розподілу. Але ці відхилення настільки незначні, що для практичних цілей можна безпомилково приймати нормальний закон.

У зв'язку з тим, що для похибки вимірювань приймається закон нормального розподілу, з симетричним характером, не тільки в таблицях, але й у позначеннях його параметрів використовується властивість симетричності. Так, за граничну похибку вимірювань приймається однобічне відхилення симетричного розподілу. Граничною помилкою вимірювання можна було б прийняти величину розкиду випадкового розподілу. Але в теорії й практиці під поняттям «гранична похибка» розуміють однобічне відхилення. Однобічне відхилення характеризує граничну помилку вимірювань, що може проявитися при вимірюванні однієї деталі. У той же час, якщо визначити розкид розмірів усіх деталей, обмірюваних з цією похибкою, то розкид буде дорівнювати подвоєній величині похибки. Так, якщо похибка вимірювання складає ±2 *мкм,* то у відношенні однієї деталі розмір може бути визначений з помилкою на цю величину (тобто більше чи менше на 2 *мкм* - однобічне відхилення), а в партії можуть виявитися деталі, у яких розмір буде завищений на граничну величину + 2 *мкм* чи занижений на цю величину, тобто -2 *мкм,* і загальний розкид буде складати 4 *мкм.*

Для загальних розрахунків з визначення похибки вимірювань зручно зв'язувати її з контрольованим допуском, тобто приймати відносну величину вимірювань

$$A_{мет} = \frac{\Delta_{мет}}{T},$$

де $\Delta_{мет}$ – гранична похибка методу вимірювання;

T - допуск контрольованого параметра.

Відносну похибку вимірювання виражають звичайно або у відсотках, або у вигляді десяткового дроба.

Для визначення відносної похибки вимірювання граничну похибку відносять до всього поля контрольованого допуску Т. Наприклад, при контролі виробу з допуском ±20 *мкм* і граничною похибкою вимірювання, рівною ±4 *мкм,* відносна похибка вимірювання буде дорівнювати

$$A_{мет} = \frac{4}{40} = 0{,}1,$$

чи 10 %.

При приймальному контролі, коли деталі розподіляють на придатні й браковані, похибка вимірювання впливає на остаточні результати тільки при контролі тих деталей, дійсні відхилення яких знаходяться близько до меж поля допуску, а кількість таких деталей визначається законом розподілу (розсіювання) при їхньому виготовленні. Найчастіше при виготовленні деталей у машинобудуванні розподіл їхніх похибок підкоряється законам Гаусса (нормальний закон), Максвелла (закон істотно позитивних величин) і рівної ймовірності (закон прямокутника).

На підставі численних досліджень встановлено, що нормальний закон розподілу прийнятний при контролі лінійних розмірів, закон істотно позитивних величин характерний для розсіювання відхилень форми і розташування поверхонь, а закон рівної ймовірності може бути застосований при використанні розмірного інструмента, а також при точних вимірюваннях.

При аналізі зв'язку між законом розподілу похибок контрольованих параметрів і результатами розбраковування використовують статистичні характеристики і, насамперед, середньоквадратичне відхилення $\sigma_{тех}$, для чого його, як і похибку вимірювання, зв'язують з допуском Т на виготовлення деталі, тобто враховують величину $\frac{T}{\sigma_{тех}}$.

Оскільки, як було показано в розділі 2, при сталому технологічному процесі виготовлення частіше інших зустрічається закон Гаусса, розглянемо взаємозв'язок похибки вимірювання і цього закону розподілу розмірів виготовлених деталей і вплив цього взаємозв'язку на результати розбраковування (рис. 24). Для цього припустимо, що центр групування похибок

контрольованих деталей співпадає із серединою поля допуску, а криві розподілу похибок вимірювань розташовані по границях поля допуску на виготовлення (як було сказано вище, саме тут позначається вплив похибки вимірювань на результати розбраковування).

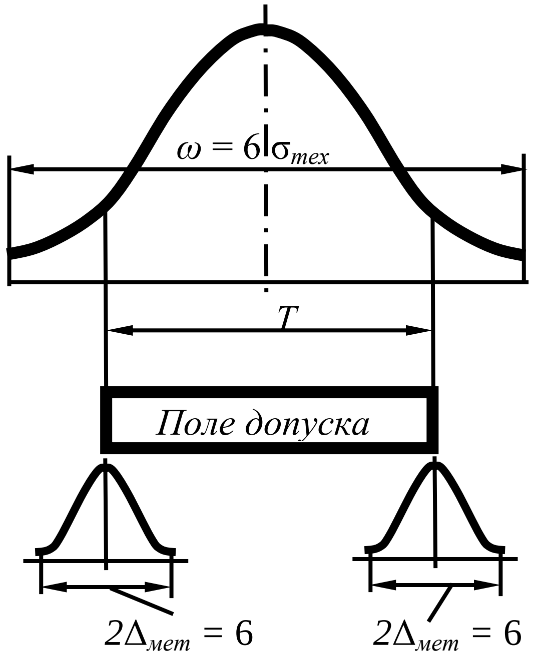


Рисунок 24 – Взаємозв'язок похибки виготовлення деталей, допуску й похибки вимірювання

Якби застосовуваний метод вимірювань мав граничну похибку, рівну нулю, тобто зовсім не мав неточності (практично малася б зневажно мала похибка), то на кривій розподілу (див. рис. 24) контрольованих деталей на границях поля допуску всі дійсно браковані деталі виявилися б забракованими, а всі деталі з розмірами, що не виходять за межі поля допуску, придатними. Розподіл обмірюваних деталей графічно зобразилося б у вигляді усіченої кривої нормального закону розподілу (на рис. 24 ця площа кривої заштрихована). У реальних виробничих умовах обов'язково виникає похибка вимірювання, що впливає на результати розбраковування деталей. Природно, що ці перекручування будуть відноситися до дільниць кривої розподілу, розташованих від меж поля допуску в обидва боки причому у відношенні деталей, відхилення яких відрізняються від гранично допустимих значень на величину, що не перевищує граничної похибки вимірювань. Похибка вимірювання проявиться і при перевірці деталей, розташованих близько центра групування, але ці результати не зможуть спотворити картину розподілу, оскільки відбудеться тільки перерозподіл деталей, і за результатами вимірювань не робиться висновків про віднесення деталі в якісно іншу групу.

На рис. 25 показаний характер скривлення графіку розподілу відхилень розмірів деталей, розсортированих з визначеною похибкою. Цю криву можна

одержати після того, як розсортировані деталі будуть перевірені новим методом, що практично не має похибки. Пунктирна лінія є кривою технологічного розподілу відхилень розмірів контрольованої деталі, і виходить вона в тих випадках, якщо деталі були обмірювані абсолютно точним методом.

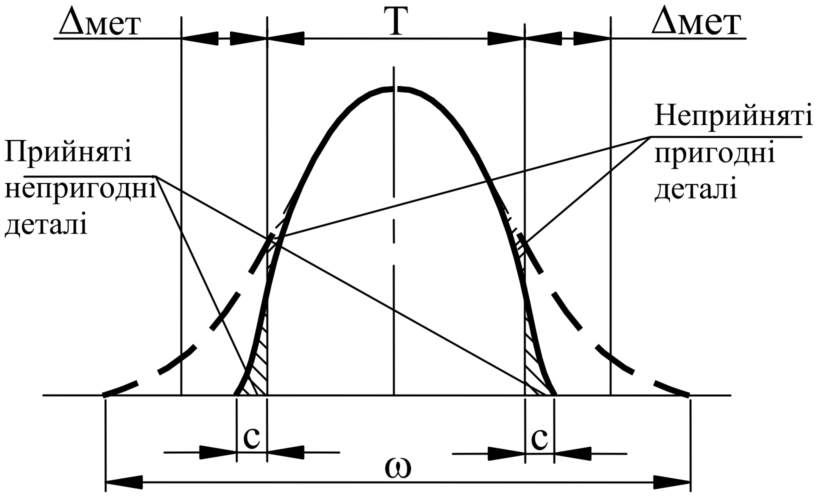


Рисунок 25 – Вплив похибки вимірювання на розподіл обмірюваних деталей

У розглянутих умовах для оцінки впливу похибки вимірювання на результати розбраковування необхідно установити зв'язок між похибкою вимірювання (коефіцієнтом точності методу вимірювання $A_{мет}$), імовірністю неправильного прийняття бракованих деталей m, імовірністю бракування придатних деталей n та імовірнісною величиною виходу розміру за межі поля допуску c в неправильно прийнятих деталях. Цей зв'язок повинен бути встановлений для визначених співвідношень між контрольованим допуском T і технологічним розсіюванням $\sigma_{тех}$.

Поставлену задачу можна розглядати як одержання композиційного закону з двох законів нормального розподілу відхилень розмірів зі зміщеними центрами групування.

Отримана композиційна крива буде характеризувати розподіл (розсіювання) обмірюваних деталей, а дисперсія $\sigma^2_{комп}$ нового закону розподілу дорівнює сумі дисперсій технологічного розсіювання $\sigma^2_{тех}$ і похибки вимірювання $\sigma^2_{мет}$:

$$\sigma^2_{комп} = \sigma^2_{тех} + \sigma^2_{мет} .$$

Визначення ж вищевказаних показників m, n і c повинно встановлюватися на основі розрахунків *імовірності* появи контрольованих деталей у визначених зонах розподілу. Наприклад, для того щоб деталь, яка має відхилення розміру, що виходять за межі поля допуску, була визнана прида-

тною, необхідно, щоб у той момент, коли контролюється деталь з відхиленнями, що виходять за межі поля допуску на величину *x* (рис. 26), похибка вимірювання проявилася зі зворотним знаком і величиною, більшою, ніж це відхилення.

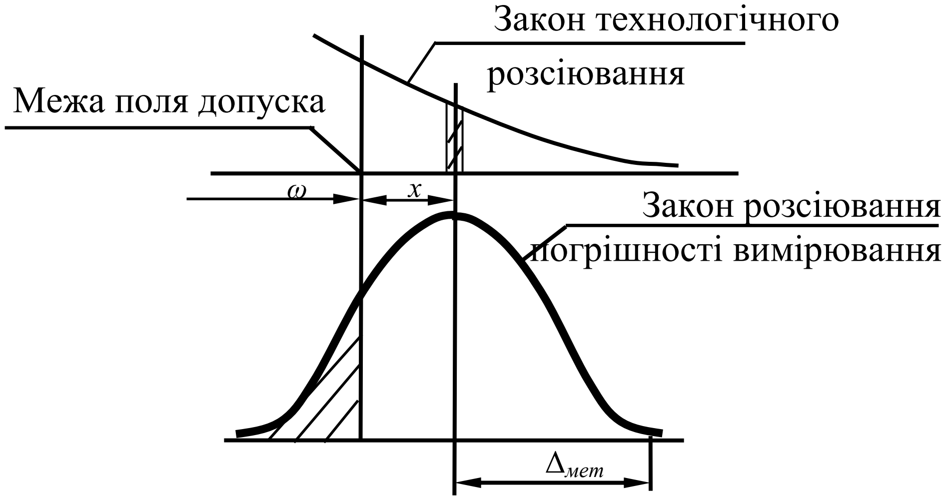


Рисунок 26 – Взаємодія похибки вимірювання і технологічного розсіювання розмірів

Спрощено це можна представити в такий спосіб. Якщо контрольована деталь має розмір, що виходить за межі поля допуску на величину + 2 *мкм,* то ця бракована деталь може бути визнана придатною тільки в тому випадку, якщо в момент вимірювання цієї деталі похибка вимірювання буде більшою, ніж 2 *мкм,* наприклад, 3 *мкм*.

На основі таких міркувань були отримані складні вирази для розрахунків імовірності значень m, n, а обчислення їхні виконані за методом чисельного інтегрування, що запропонував проф. Б.А. Тайц.

При поверхневому розгляді може здатися, що вихід за межу поля допуску повинен дорівнювати повній величині похибки вимірювання. Якщо взяти граничний випадок контрольованого допуску й похибки вимірювання, то, дійсно, можна припустити, що такий факт може бути. Але при розрахунках з використанням теорії ймовірностей він виключається. Для того щоб мав місце вихід розмірів за межі поля допуску на всю величину похибки вимірювання, необхідно, щоб відбулися дві випадкові події, тобто при контролі деталі з граничним відхиленням контрольованого розміру похибка вимірювання мала б максимальну величину. Цілком природно, що збіг таких подій – явище малоймовірне.

Різниця у величинах c і $\Delta_{мет}$ чітко видна на рис. 25.

На рис. 27, 28 представлені графіки (ГОСТ 8.051-81), розраховані за розглянутою методикою, що дозволяють визначити значення m, n і c при розподілі контрольованих розмірів за нормальним законом.

На цих графіках:

m – число деталей (у відсотках від загальної кількості виміряних), що виходять за межі поля допуску і прийняті в числі придатних (цю частину деталей звуть помилково прийнятими).
n – число деталей (у відсотках від загальної кількості виміряних), що мають розміри в межах поля допуску, але забраковані (цю частину деталей звуть помилково забракованими).
c – імовірнісна величина виходу розміру за граничні у помилково прийнятих деталей.

На графіках суцільні лінії відповідають розподілу похибки вимірювання за нормальним законом, а пунктирні – за законом рівної ймовірності.

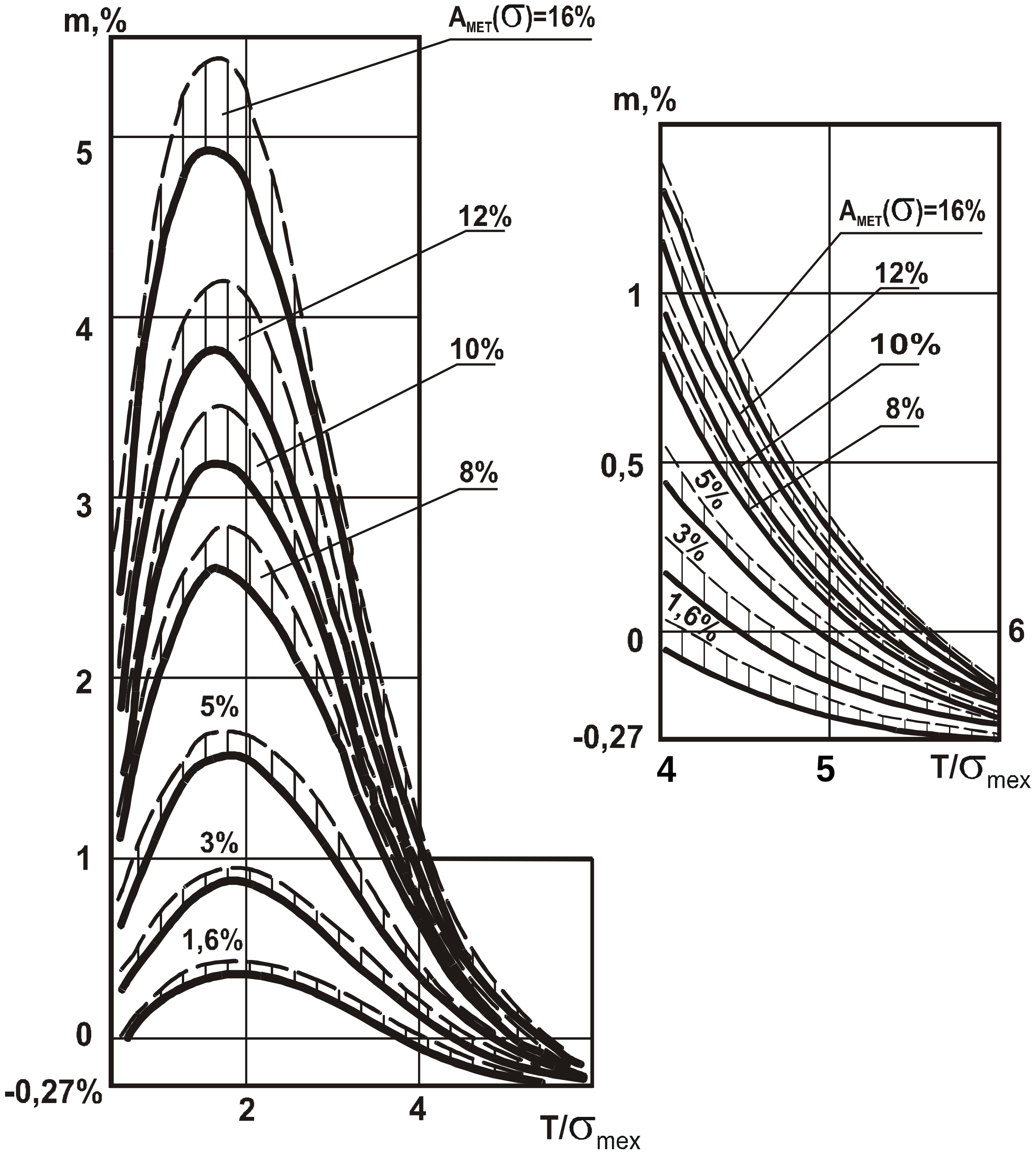
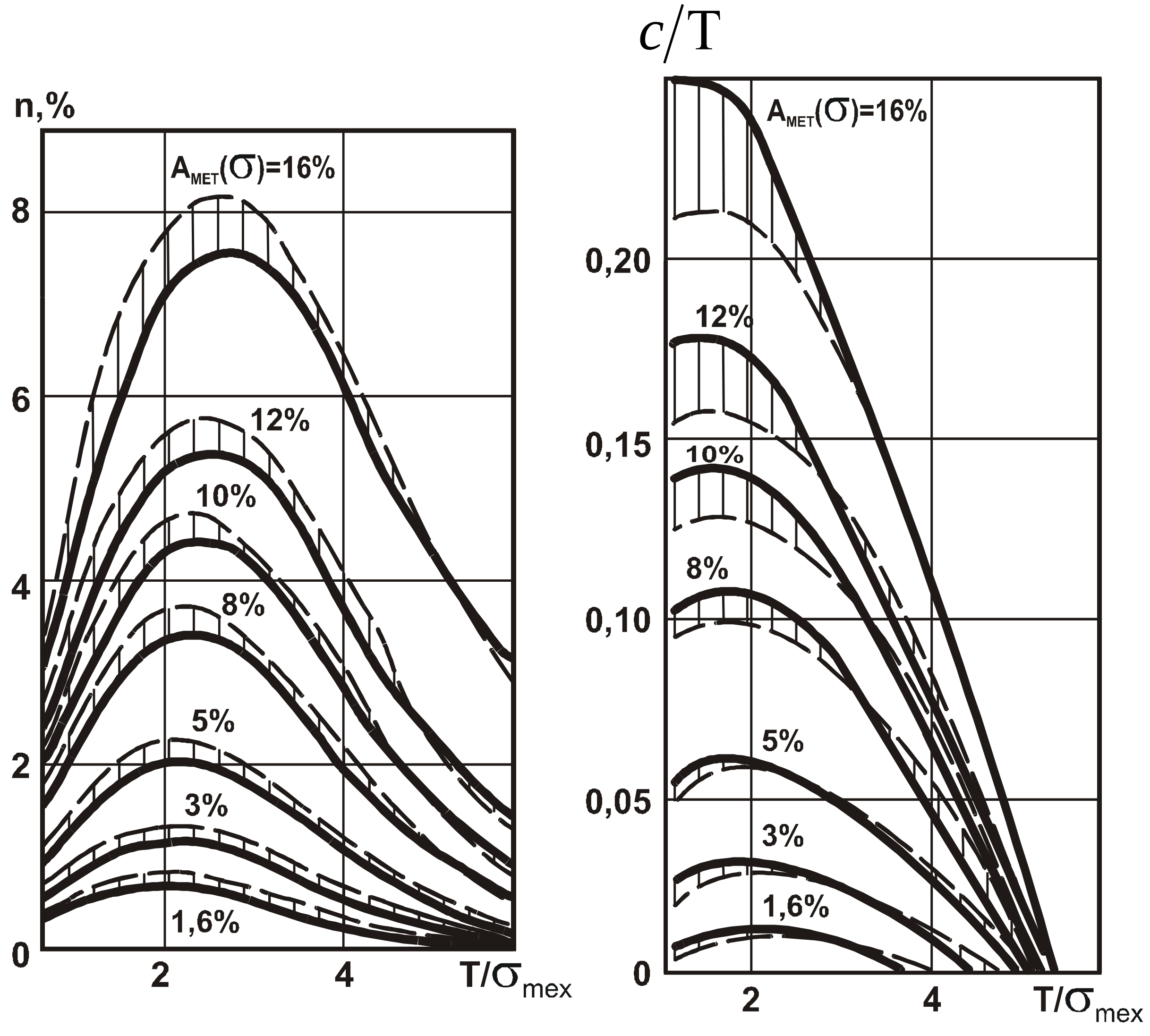


Рисунок 27 – Графіки для визначення кількості помилково прийнятих деталей у відсотках від загального числа виміряних.



а *б*

Рисунок 28 – Графіки для визначення числа помилково забракованих деталей n *у відсотках від загальної кількості виміряних (а) і імовірнісних величин* **c** *виходу розміру за граничні у помилково прийнятих деталей (б).*

Якщо закон розподілу похибки вимірювання величини параметрів m, n і c невідомий, приймають як середнє зі значень, визначених за суцільною і пунктирною лініями.

Рекомендується приймати при розрахунках m, n і c значення $A_{мет(\sigma)}$, що дорівнюють 16 % для квалітетів 2-7, 12 % - для квалітетів 8, 9 і 10 % - для квалітетів 10 і грубіших. За вимогою замовника значення $A_{мет(\sigma)}$ може прийматися значно меншим (див., наприклад, графіки на рис. 27-28).

Можливі граничні значення параметрів *m, n* і *c*, що відповідають екстремальним значенням кривих на рис. 27 і 28, наведені в [40, табл. 69].

Екстремальне значення вказує, що яким би не був поганим технологічний процес, похибка вимірювання не може призвести до неправильного

бракування більшої кількості деталей, ніж це приведено в таблиці. Можна переконатись, що ці величини не такі уже й великі. Це дозволить при роботах, зв'язаних з нормуванням похибки вимірювання, при конструюванні вимірювальних засобів чи при виборі цих засобів з числа наявних прийняти граничну кількість неправильно забракованих деталей за вихідні дані.

Значення граничної кількості неправильно прийнятих і забракованих деталей може бути використано, наприклад, для оцінки похибки вимірювання прийнятим методом контролю. Так, при використанні контрольних автоматів повторним оглядом деталей більш точним методом можна встановити, що похибка вимірювання автомата не менша певної величини.

Екстремальне значення величини виходу за межі поля допуску у неправильно прийнятих деталей дозволяє в багатьох випадках вирішувати ряд практичних задач, пов'язаних з конструюванням і вибором вимірювальних засобів. Особливо це важливо для тих категорій працівників промисловості, що не зв'язані безпосередньо з вимірювальними засобами, але зв'язані з деталями, що контролюються. Типовими представниками таких працівників є конструктори, для яких дуже важливо знати, з якою вірогідністю будуть визначені розміри проектованих деталей. У цьому випадку гранична кількість неправильно прийнятих деталей і граничний вихід розмірів деталей за межі поля допуску є для конструктора основними даними, за допомогою яких він оцінює правильність призначуваних ним допусків з урахуванням впливу похибки вимірювання на результати розбраковування.

У загальному випадку результати розбраковування в більшій мірі залежать від стану технологічного процесу, ніж від похибки вимірювання. Таким чином, для підвищення точності розмірів деталей, що виготовляються, більш доцільним є не підвищення точності вимірювання, а, насамперед, підвищення точності технологічного процесу. При цьому варто пам'ятати, що зменшиться не тільки кількість неправильно прийнятих і забракованих деталей, але і дійсний брак. Тому необхідно прагнути до того, щоб технологічний процес забезпечував виготовлення деталей у межах допуску, тоді в багатьох випадках відпаде потреба в приймальному контролі, а вимірювальні засоби будуть використовуватися тільки для аналізу стану технологічного процесу й спостереження за станом цього процесу в часі.

Таким чином, ГОСТ 8.051-81 встановлює зв'язок між допусками на виготовлення і допустимими похибками вимірювання. Доцільні співвідношення між цими величинами дозволяють досягти необхідної точності виробів з найменшими витратами праці і матеріальних засобів і забезпечити якість і конкурентноздатність виробу.

Імовірнісні величини параметрів розбраковування, наведені в додатку до ГОСТ 8.051-81, виражені у відсотках від загального числа обмірюваних деталей. Однак існують деякі задачі, коли для визначення імовірнісних результатів розбраковування більш зручно оцінювати вплив похибки вимірювання в залежності від загального числа прийнятих чи придатних деталей. Так, наприклад, для конструктора при недостатній чи невідомій точ-

ності технологічного процесу більш важливо знати відсоток неправильно прийнятих деталей від числа прийнятих m_1, а для технолога відсоток неправильно забракованих придатних деталей від загального числа придатних n_1. Імовірнісні граничні значення виходу за межу полів допуску в деталях, неправильно прийнятих, у цьому випадку доцільно оцінювати, зневажаючи появою в числі прийнятих деталей зі значеннями виходу більшими, ніж c_1, якщо вони складають не більш 0,27 % від числа придатних, а не від загального числа перевірених.

Графіки для визначення параметрів розбракування m_1, n_1 і c_1, а також таблиця граничних їхніх значень наведені в [40].

При використанні графіків, що містять результати розбраковування, можна вирішити ряд практичних проблем:

а) за відомою похибкою вимірювання і станом технологічного процесу визначити кількість деталей, що будуть неправильно прийняті і неправильно забраковані, а також величину виходу за межі поля допуску в деталях, що неправильно прийняті у зв'язку з похибкою вимірювання;

б) задаючись результатами розбраковування, тобто кількістю неправильно прийнятих чи неправильно забракованих деталей, чи величиною виходу розміру за межу поля допуску, встановлювати вимоги у відношенні похибки вимірювання (отже, і похибки приладу) і у відношенні точності технологічного процесу;

в) при встановленні граничної похибки вимірювання за допомогою графіків можна встановити, в якій мірі доцільно переходити на більш точні методи вимірювання, і визначати наслідки такого переходу у відношенні результатів розбраковування;

г) за допомогою графіків, що містять відомості про вихід за межі поля допуску, з’являється можливість оцінити, яку небезпеку представляють неправильно прийняті деталі, також звести виробничий допуск не на повну величину похибки вимірювання, а на імовірнісну величину виходу чи навіть на граничне її значення.

7.3 Основи вибору контрольно-вимірювальних засобів

Питання вибору точності засобів вимірювання чи контролю має першорядне значення для забезпечення якості продукції. Це визначається впливом точності вимірювальних засобів на рішення метрологічної задачі "придатний – не придатний".

Дійсно, як правило, будь-яку метрологічну задачу можна вирішити за допомогою різних вимірювальних засобів, що мають і різну вартість, і різну точність вимірювання, внаслідок чого, отже, одержують неоднакові результати вимірювань – тут позначається відмінність точності результатів спостереження від точності вимірювання самих вимірювальних засобів, розходження методів використання вимірювальних засобів і додаткових

пристосувань, застосовуваних у поєднанні з універсальними чи спеціалізованими засобами (стійками, штативами, важільними й безважільними передачами, елементами кріплення і базування, вимірювальними наконечниками та ін.).

Звідси, з одного боку, у них різний вплив на результат вимірювань, а з іншого боку, чим вище точність засобу вимірювання, тим воно, як правило, масивніше і дорожче, а також вище вимоги до умов його використання.

З огляду на важливість забезпечення точності і єдності вимірювань, у ГОСТ 8.051-81 наведена таблиця найбільших допустимих похибок вимірювання для різних розмірів у діапазоні 1 – 500 мм у залежності від квалітета точності на виготовлення [40, табл. 68]. Ці значення коливаються від 20 % (для грубих квалітетів) до 35 % табличного допуску розміру.

Точність застосовуваного вимірювального інструмента повинна відповідати точності вимірюваного параметра, причому з врахуванням того, що підвищення точності контролю ускладнює й здорожує контроль.

Тому литво, ковані і штамповані деталі низької точності найчастіше контролюють кронциркулем, нутроміром, лінійкою.

Деталі після грубої обробки (чорнове обточування і т.і.) контролюють штангенциркулем з відліком 0,1 мм. Тут не слід застосовувати точні інструменти, тому що вимірювальні поверхні їх швидко зношуються.

Продуктивність вимірювань повинна відповідати продуктивності технологічного процесу, для якого обраний вимірювальний засіб. Тому в одиничному й дрібносерійному виробництві найчастіше використовують універсальні вимірювальні засоби, а з підвищенням серійності зростає рентабельність застосування граничних калібрів, автоматизованих контрольно-вимірювальних засобів і автоматів.

Однак у всіх випадках похибка вимірювання за допомогою будь-якого контрольно-вимірювального засобу не повинна перевищувати величини, що дозволяє і виготовлювачу, і замовнику визнати обмірюваний розмір у якості дійсного. При контролі за допомогою універсальних вимірювальних засобів такою величиною є похибка вимірювання, що допускається за ГОСТ 8.051-81 [40, табл. 68].

З огляду на те, що першорядним у процесі вибору вимірювальних засобів є забезпечення придатних деталей, запроваджений ГОСТ 8.051-81 «Похибки, що допускаються при вимірюваннях лінійних розмірів до 500 мм», принципове положення якого полягає в тому, що при встановленні приймальних меж, тобто значень розмірів, за якими приймають вироби, необхідно враховувати вплив похибки вимірювань.

Розглянемо коротенько основні складові похибки вимірювань (крім методичної похибки), враховані в ГОСТ 8.051-81.

1 Похибки, що залежать від засобів вимірювань

Будь-який засіб вимірювання має нормовану точність. Похибка засобу вимірювання, що виникає при використанні його в нормальних умовах (тобто коли впливаючі величини знаходяться в межах нормальної області

значень) називають основною. Якщо ж значення величини, що впливає, виходить за ці межі, з'являється додаткова похибка.

Узагальненою характеристикою засобів вимірювання є клас точності вимірювального засобу, що визначається межами основної й додаткової похибок.

Наприклад, мікрометр гладенький за ГОСТ 6507-78 з межами вимірювання 0-25 мм 1-го класу точності має основну похибку ± 0,002 мм, а такий само мікрометр 2-го класу точності - ± 0,004 мм.

2 Похибки, що залежать від установчих мір

Похибки, що залежать від кінцевих мір довжини, виникають через неточності їхнього виготовлення, включаючи вимірювання чи атестацію, а також через похибки від притирання.

3 Похибки, що залежать від вимірювального зусилля

Вимірювальне зусилля забезпечує замикання елементів вимірювального ланцюга, що включає як елементи вимірювального засобу, так і об'єкт вимірювання, і викликає їхні пружні деформації.

При виборі вимірювального зусилля відлікової голівки необхідно прагнути до того, щоб вимірювальне зусилля було мінімальним, за яким забезпечується обмеження в заданих межах випадкової складової похибки вимірювання.

Однак, при цьому не треба забувати, що надмірно мале вимірювальне зусилля не забезпечує надійного силового замикання вимірювального ланцюга "прилад – деталь".

4 Похибки, що зумовлені температурними деформаціями

Через те, що при вимірюванні, як правило, мають у своєму розпорядженні дуже обмежену інформацію про фактори, що впливають на температурні деформації, і в той же час потрібно визначати тільки граничні значення очікуваної похибки вимірювання, використовується поняття «температурний режим».

Температурний режим є умовна, виражена в градусах Цельсія, різниця температур об'єкта вимірювання і вимірювального засобу, що при визначених "ідеальних" умовах викликає ту ж неточність, як і весь комплекс реально існуючих причин. Ці умови зводяться до того, що прилад і деталь мають постійну за обсягом температуру, а коефіцієнт лінійного розширення матеріалів, з яких вони виготовлені, дорівнює $11{,}6 \cdot 10^{-6}$ 1/град.

Якщо зазначені ідеальні умови дотримані, то температурний режим у n градусів означає, що допускається така ж різниця температур вимірювального засобу й об'єкта вимірювання і відповідна різниця їхніх деформацій по лінії вимірювання. Якщо зусилля не дотримані, то різниця температур повинна бути менше на таку величину, що компенсувала б додаткове джерело неточності.

Таким чином, температурний режим не повинен розумітися як відхилення температури середовища від 20 ^{o}C, що допускається, чи коливання її у процесі вимірювань.

5 Специфічні похибки при вимірюванні внутрішніх розмірів

Особливість вимірювань цих розмірів полягає в тому, що вимірювальні засоби мають з деталлю, як правило, точковий контакт і потрібно переміщати деталь чи наконечник приладу для пошуку мінімуму розміру в осьовій площині вимірюваного циліндра й максимуму в площині, перпендикулярній осі. На точність переміщення й фіксації максимальних і мінімальних відхилень великий вплив має стан поверхні (шорсткість).

6 Похибки, що залежать від оператора (суб'єктивні похибки)

Можливі чотири види суб'єктивних похибок: присутності, відлічування, дії, професійні.

Суб'єктивна похибка присутності виявляється у виді впливу теплових промінювання оператора на температуру навколишнього середовища.

До суб'єктивних похибок дії відносяться похибки, внесені оператором при настроюванні приладу, підготовці об'єкта вимірювання чи настановчих мір і т. ін.

До суб'єктивних похибок дії відносяться похибки від притирання кінцевих мір. Ці похибки ввійшли в похибки від настановчих мір.

Суб'єктивні похибки дії виникають при переміщенні приладу щодо деталі чи деталі щодо елементів приладу при вимірюванні внутрішніх розмірів.

Вибір варіантів можливих контрольно-вимірювальних засобів здійснюють за нормативним документом РД 50-98-86 [43 чи 46], розробленим на засадах положень ГОСТ 8.051-81.

Обов'язки служб підприємства у виборі контрольно-вимірювальних засобів

У виборі вимірювальних засобів повинні брати участь конструкторська, технологічна і метрологічна служби в межах виконуваних ними службових обов'язків.

<u>Конструкторська служба</u> бере участь у виборі вимірювальних засобів тільки правильним призначенням допустимих відхилень на розмір деталі.

Це означає, що з урахуванням впливу похибок вимірювання варто вибрати такий квалітет чи вид посадки, при якому граничні можливі значення розміру задовольняли би вимогам конструктора. Такий підхід необхідний у зв'язку з тим, що тільки конструктор повною мірою може дати відповідь на питання про можливість відхилення розмірів визначеної групи деталей від розмірів, зазначених на кресленні.

Якщо перехід на більш точний квалітет чи інший вид посадки виявляється неможливим, наприклад, у зв'язку з великою жорсткістю вимог, а, отже, з невиправданим подорожчанням виробництва, конструктор повинен прийняти рішення про введення так званого *виробничого допуску* (див. далі).

<u>Технологічна служба</u> повинна забезпечити технічні вимоги до деталей із застосуванням найбільш економічного техпроцесу, а для цього повинна знати імовірність дійсного і помилкового браку і враховувати при цьому

криву розподілу, допустимі похибки і графіки, наведені в ГОСТ 8.051: у разі потреби технолог повинен змістити настроювання, тобто центр групування, змінити технологічний процес, зменшуючи поле розсіювання, підвищити вимоги до точності вимірювання й контролю.

Особливості прояву інтересів конструктора й технолога при оцінці параметрів m_1, n_1, c_1 описані вище в розділі 7.2.

Метрологічна служба бере участь у виборі конкретних вимірювальних засобів з урахуванням умов вимірювання. Ця служба зобов'язана встановити, в якій мірі умови вимірювань, зазначені в РД 50-98-86, відповідають реально існуючим, а також врахувати специфічні особливості виробництва (застосовність вимірювальних засобів, їх наявність і т.і.). Якщо метролог знайде, що рекомендовані умови вимірювання не можуть бути створені на існуючому виробництві, то він зобов'язаний оцінити ступінь впливу неминучих умов і визначити можливі граничні похибки при існуючих умовах, а також їхню допустимість з погляду виконання вимог ГОСТ 8.051-81.

При незадовільних результатах варто вибрати інший вимірювальний засіб, при використанні якого в існуючих умовах вимірювання (з урахуванням методичної похибки) будуть задовольнятися вимоги ГОСТ 8.051-81, чи спроектувати нову методику виконання вимірювання. Особливу увагу варто звернути на обмежену можливість зміни граничної похибки за рахунок зміни окремих її складових, оскільки, як правило, при розробці варіантів використання вимірювальних засобів за РД 50-98-86 забезпечувався приблизно однаковий вплив домінуючих складових похибки вимірювання.

7.4 Призначення приймальних меж при контролі готової продукції

Оскільки похибки застосовуваних методів вимірювань впливають на остаточні розміри виготовлених деталей, варто вживати спеціальні заходи, що забезпечували б випуск якісних деталей, і в той же час не створювали б додаткових труднощів виробництва. Одним з розповсюджених прийомів є встановлення приймальних меж допустимих відхилень, що використовуються при розсортовуванні виготовлених деталей.

Приймальні межі, тобто значення розмірів за якими здійснюється приймання виробів, встановлюють з врахуванням впливу допустимих похибок вимірювань. У такий спосіб при призначенні допуску на виготовлення враховують не тільки службове призначення деталі й можливості технологічного процесу обробки, але і можливі похибки вимірювання.

Якщо в якості приймальних меж при абсолютних вимірюваннях прийняти граничні розміри (граничні відхилення при відносних вимірюваннях), то, як було показано вище, невелика частина виробів, що за дійсними відхиленнями відноситься до браку, буде прийнята як придатна, а друга невелика частина, дійсні відхилення яких знаходяться в полі допуску, але близькі до його меж, буде помилково забракована (див. рис. 25 і 29, *а*).

Расположение приемочных границ по трем рассмотренным случаям показано на рисунке 42.

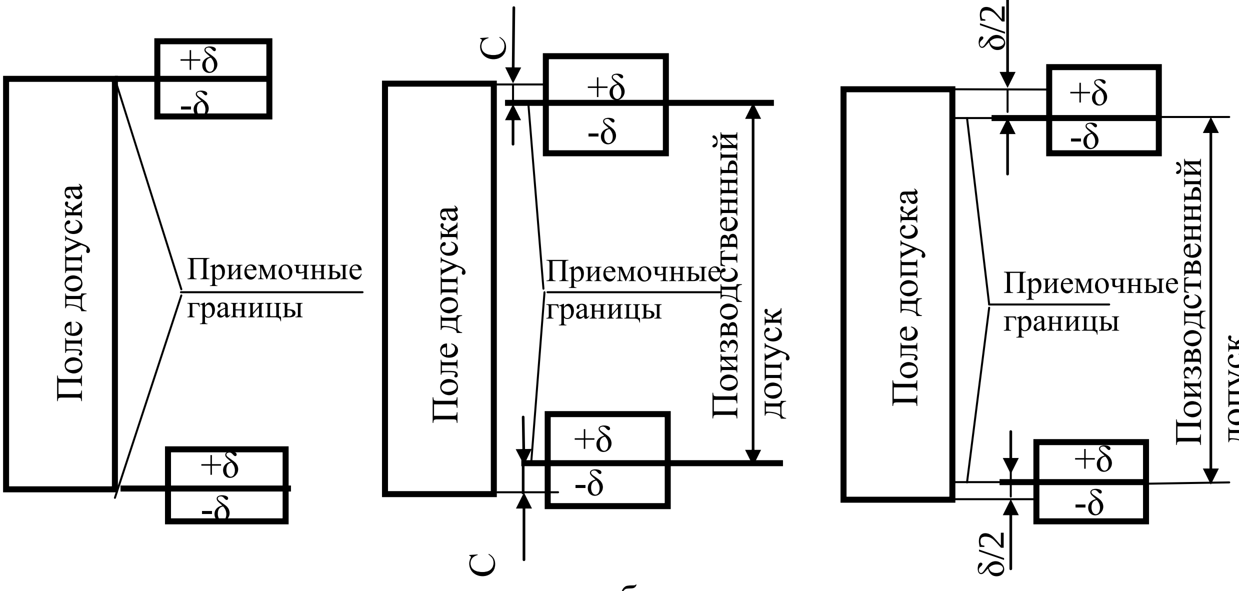


Рисунок 42 — Расположение приемочных границ (варианты) для

Рисунок 29 – Варіанти призначення приймальних меж

Щоб уникнути помилки першої групи, тобто виключення неправильно прийнятих деталей, необхідно ввести звуження табличного допуску до значення виробничого допуску $T_{вир}$ – у цьому випадку граничні розміри змінюються на величину похибки вимірювання δ (див. рис. 29, *б*).

Ризик споживача буде цілком усунутий, однак здорово постраждає виготовлювач, тому що значна частка придатної продукції буде визнана браком.

Для врегулювання впливу похибок вимірювань ГОСТ 8.051-81 встановлює два можливих варіанти призначення приймальних меж.

У *першому варіанті* приймальні межі встановлюють співпадаючими з граничними значеннями контрольованого розміру (рис. 29, *а*). Цей варіант використовують найчастіше, і він цілком відповідає міжнародній практиці.

У *другому варіанті* приймальні межі встановлюють з уведенням виробничого допуску, тобто нормовані граничні значення розміру зміщають усередину допуску з урахуванням можливого впливу похибок вимірювання.

Зсув може бути на величину можливого виходу розміру за межі поля допуску в залежності від точності технологічного процесу й похибки вимірювання, тобто на величину c (рис. 29, *в*) чи на половину нормованої у стандарті допустимої похибки вимірювань (рис. 29, *г*).

Методика призначення приймальних меж за варіантами, передбаченими ГОСТ 8.051-81, і приклади наведені в [40].

7.5 Контроль гладких валів і отворів за допомогою граничних калібрів

7.5.1 Загальні відомості про граничні калібри

Граничними калібрами називаються калібри, розміри яких відповідають граничним розмірам контрольованих об'єктів.

Принцип використання граничних калібрів полягає в тому, що їхні розміри відповідають найбільшому чи найменшому допустимому розміру деталі. Оскільки розміри деталі мають два граничних нормованих значення (найбільший і найменший), то граничні калібри використовуються звичайно в парі. Один з цих калібрів називається прохідним, а інший – непрохідним.

Прохідним калібром (ПР) називається калібр, що контролює граничний розмір, котрий відповідає максимуму матеріалу об'єкта, що перевіряється. Це значить, що прохідний калібр при контролі вала повинен контролювати найбільший (граничний) розмір, що допускається, (у цьому випадку на придатній деталі буде максимальна кількість матеріалу). При контролі отворів прохідний калібр контролює найменший (граничний) розмір, що допускається, (у цьому випадку на придатній деталі буде також максимальна кількість матеріалу). При контролі цей калібр повинен «проходити» через контрольований елемент деталі.

Непрохідним калібром (НЕ) називається калібр, що контролює граничний розмір, котрий відповідає мінімуму матеріалу. Непрохідний калібр перевіряє найменший розмір вала і найбільший розмір отвору, тобто непрохідний калібр обмежує межі непоправного браку. При контролі він не повинен «проходити».

Схеми контролю наведені на рис. 30.

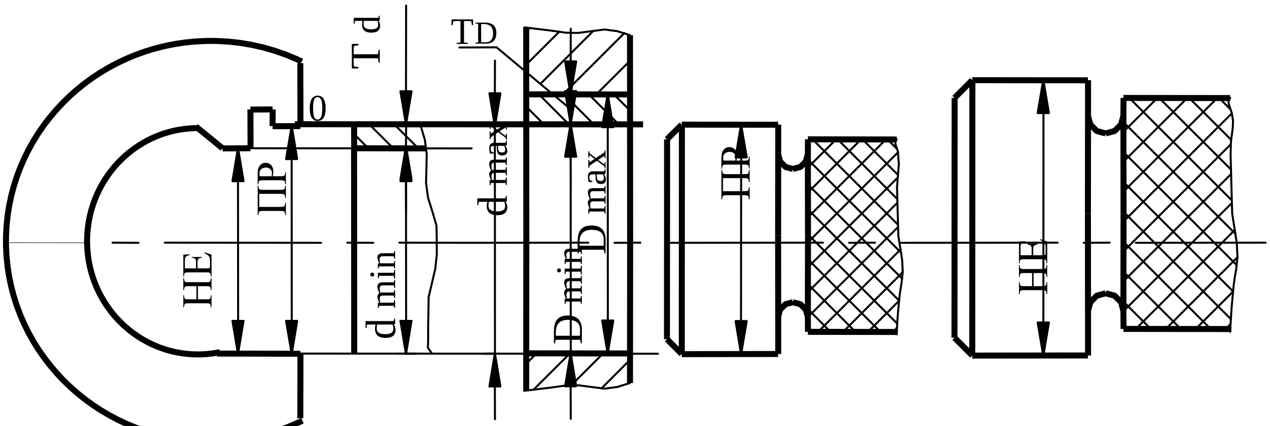


Рисунок 30 – Схеми контролю отвору й вала за допомогою граничних калібрів

Придатність деталей з допуском від IT6 до IT17, особливо при масовому й багатосерійному виробництвах, найчастіше перевіряють граничними калібрами. Цими калібрами перевіряють розміри гладеньких циліндричних, гладеньких конічних, різьбових і шліцьових деталей, глибин і висот виступів, а також розташування поверхонь і інші параметри.

За допомогою граничних калібрів визначають не числове значення контрольованих параметрів, а придатність деталі, тобто з'ясовують, чи виходить контрольований параметр за нижню або верхню межу, чи знаходиться між двома допустимими межами. Деталь вважають придатною, якщо прохідний калібр (прохідна сторона калібру) під дією власної ваги чи зусилля, приблизно рівного йому, проходить, а непрохідний калібр (непрохідна сторона) не проходить по контрольованій поверхні деталі. У цьому випадку дійсний розмір деталі знаходиться між заданими граничними розмірами. Якщо прохідний калібр не проходить, деталь є поправним браком; якщо непрохідний калібр проходить, деталь є непоправним браком, тому що розмір такого вала менше найменшого граничного розміру деталі, а розмір такого отвору – більше найбільшого граничного розміру.

Граничні калібри дають можливість контролювати одночасно всі зв'язані розміри й відхилення форми деталі і перевіряти, чи знаходяться відхилення розмірів і форми поверхонь деталей у полі допуску. Таким чином, виріб вважають придатним, коли похибки розміру, форми й розташування поверхонь знаходяться в полі допуску.

Гладенькі калібри для контролю отворів виконують у формі циліндрів (прототип контрольованого отвору), тому їх називають *пробками*. Калібр-пробка *ПР* відрізняється від калібру-пробки *НЕ* значно більшою висотою циліндра.

Гладенькі калібри для контролю валів виконують за формою *кільця* з внутрішньою циліндричною вимірювальною поверхнею й у вигляді *скоби*. Переважне поширення одержали не калібри-кільця, а калібри-скоби, що дозволяють контролювати розміри валів без зняття їх з верстата. До того ж калібри-скоби є більш продуктивними засобами контролю, ніж калібри-кільця.

Розрізняють калібри: робочі, контрольні і приймальні.

Робочі калібри *ПР* і *НЕ* призначені для контролю виробів у процесі їхнього виготовлення.

Контрольний калібр – це калібр, застосовуваний для контролю калібрів, призначених для контролю валів.

Крім робочих і контрольних калібрів, на деяких виробництвах виділяють ще приймальні калібри, а іноді калібри контролера. У стандартах ISO норми точності на ці калібри не встановлюються.

Приймальний – це калібр, застосовуваний для контролю об'єктів замовником при прийманні.

Калібром контролера називається калібр, застосовуваний для контролю об'єктів працівниками ВТК заводу - виготовлювача.

Поділ калібрів на робочі і приймальні викликаний тим, що калібри в процесі їхньої експлуатації поступово зношуються й змінюють свої розміри – у пробок зменшуються, а у скоб – збільшуються.

Оскільки робітник у процесі виготовлення деталі звичайно перевіряє її калібром кілька разів, а приймальник у процесі контролю тільки раз і часто тільки кілька деталей з партії, то калібри робітника зношуються набагато швидше, ніж калібри приймальника чи контролера ВТК.

Отже, якби в початковий період контролю робітник і приймальник мали зовсім однакові калібри, то після закінчення деякого часу калібр робітника (припустимо, пробка) буде мати розмір менший, ніж калібр приймальника.

Унаслідок цього калібри приймальника не будуть проходити в отвори, у які проходив калібр робітника, і це приведе до конфлікту між робітником і приймальником з питання про правильність виготовлення даного отвору. Щоб уникнути подібних конфліктів, необхідно відокремити калібри приймальника й калібри контролера ВТК від калібрів робітника і створити систему, за якою пробки контролера ВТК приймальника (замовника) завжди б мали розмір трохи менший, а скоби мали розмір трохи більший, ніж у робітника. Зазначене відноситься тільки до калібрів прохідних.

Непрохідні калібри в процесі виготовлення деталі й у процесі її контролю, як правило, не проходять в отвір, що перевіряється, чи через вал, що перевіряється, і, отже, зносу практично не піддаються. Тому непрохідні калібри робітника, приймальника замовника й контролера ВТК можуть бути виконані однакового розміру.

7.5.2 Допуски на виготовлення калібрів

Граничні калібри, що є для інструментального цеху виробами, повинні мати допуски розмірів.

Допуском розміру калібру називається різниця між граничними розмірами *нового* калібру. Зрозуміло, величина допуску калібру повинна бути можливо меншою, тому що вона впливає на результати розбракування.

ГОСТ 24853-81 встановлює вісім схем розташування полів допусків і відхилень: чотири схеми для номінальних розмірів до 180 мм і чотири – для номінальних розмірів понад 180 мм, дві з яких представлені на рис. 31 і рис. 32.

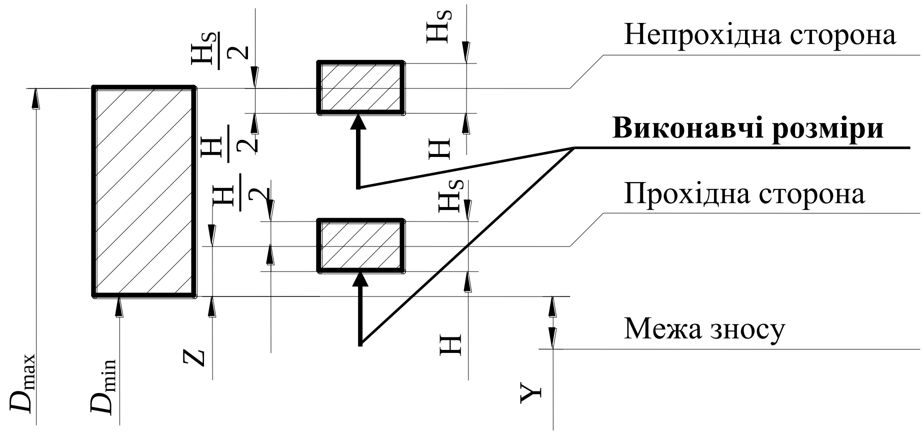


Рисунок 31 – Схема розташування полів допусків пробок для контролю отворів розміром до 180 мм 6-8 квалітетів точності

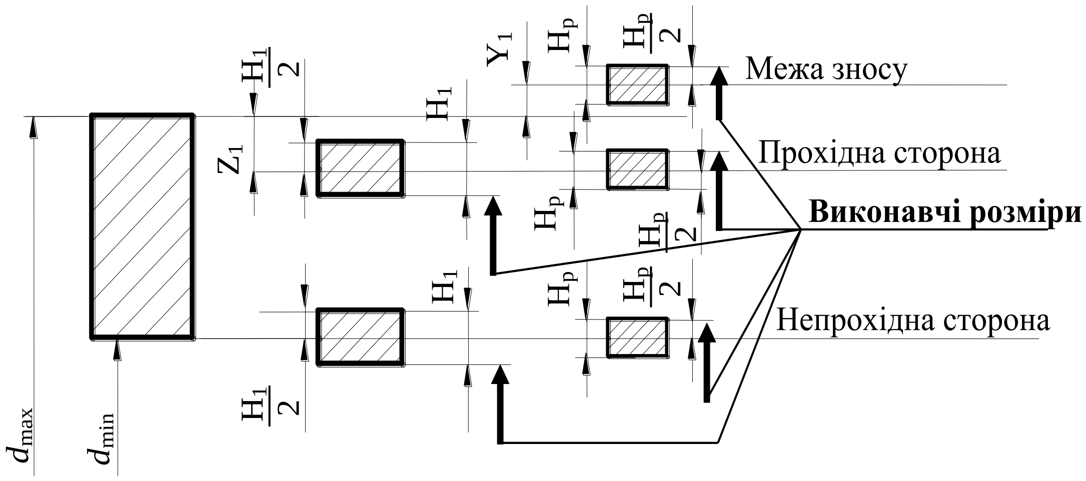


Рисунок 32 – Схема розташування полів допусків калібрів для валів розміром до 180 мм 6-8 квалітетів точності

У стандарті наведені числові значення параметрів, що визначають величини допусків на виготовлення і їхнє розташування щодо граничних розмірів контрольованої поверхні. Докладно вони представлені в [49], де також наведені приклади.

У кресленні калібру на підставі схем, прийнятих у стандарті, вказують так званий **виконавчий розмір**.

Для калібрів-скоб виконавчий розмір – найменший розмір з нижнім відхиленням, рівним нулю, і верхнім відхиленням зі знаком «плюс», чисельно рівним допуску H_1 калібру. Виконавчий розмір калібрів-пробок і контркалібрів – це їхній найбільший розмір з верхнім відхиленням, рівним нулю, і нижнім відхиленням зі знаком мінус, чисельно рівним допускам цих калібрів. Це викликано тим, що калібри-скоби являють собою отвори, а калібр-пробки і контркалібри– вали (як узагальнюючі терміни). Таким чином, *граничні відхилення для виконавчого розміру призначають у «тіло» калібру*, що гарантує з більшою ймовірністю виготовлення придатних калібрів.

Зі схем розташування полів допусків (див. рис. 31 і рис. 32) неважко побачити, що виконавчі розміри граничних калібрів *ПР* для контролю поверхонь розміром до 180 мм визначаються за формулами:

для калібрів-пробок – $D_{\min} + z + \frac{H}{2}$,

для калібрів-скоб – $d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2}$,

а граничні відхилення їх складають відповідно 0 і –Н, $+H_1$ і 0.

На рис. 31 і 32 виконавчі розміри всіх калібрів наведені у вигляді стрілок без позначок.

7.5.3 Конструкція, технічні вимоги до виготовлення й маркування калібрів

При конструюванні граничних калібрів для гладких, різьбових і інших деталей слід дотримуватися *принципу подібності* Тейлора: калібри *ПР* за формою повинні бути прототипом спряженої деталі з довжиною, рівній довжині з'єднання (тобто, калібри для валів повинні мати форму кілець), і контролювати розміри по всій довжині з'єднання з урахуванням похибок форми деталей. Калібри *НЕ* повинні мати малу вимірювальну довжину й контакт, що наближається до точкового, щоб перевіряти тільки власне розмір деталі (що досягається при контролі отворів, наприклад, мікрометричними нутромірами).

Однак у дійсності реалізувати цілком зазначений принцип не представляється можливим. Тому йдуть на навмисне порушення вищесказаного принципу – роблять прохідний калібр коротше довжини з’єднання і неповним, тобто з діаметра неначе вирізують уздовж осі смугу невеликої ширини.

Непрохідний калібр роблять найчастіше для невеликих контрольованих розмірів у вигляді неповного циліндра, а іноді і як повний циліндр.

Технічні вимоги, пропоновані до виготовлення граничних гладеньких *нерегульованих* калібрів для контролю валів і отворів діаметрами до 360 мм, регламентуються ГОСТ 2015-84.

Вставки й насадки калібрів-пробок повинні виготовлятися зі сталі марки Х за ГОСТ 5950-73 чи ШХ15 за ГОСТ 801-78.

Допускається виготовлення вставок і насадок для калібрів штампуванням зі сталі марок У10А чи У12А за ГОСТ 1435-74 або зі сталі марок 15 чи 20 за ГОСТ 1050-88.

Твердість робочих поверхонь, поверхонь західних і вихідних фасок (притуплень) повинна бути в межах: 57-65HRC_e.

Числові значення параметра шорсткості R_a робочих поверхонь калібрів повинні відповідати зазначеним у таблиці стандарту, де вони наведені в залежності від виду калібру і квалітета контрольованої поверхні.

Деталі калібрів з робочою поверхнею повинні бути піддані старінню.

На кожному калібрі повинні бути нанесені:

а) номінальний діаметр отвору (вала);

б) позначення поля допуску отвору (вала);

в) числові величини граничних відхилень отвору (вала);

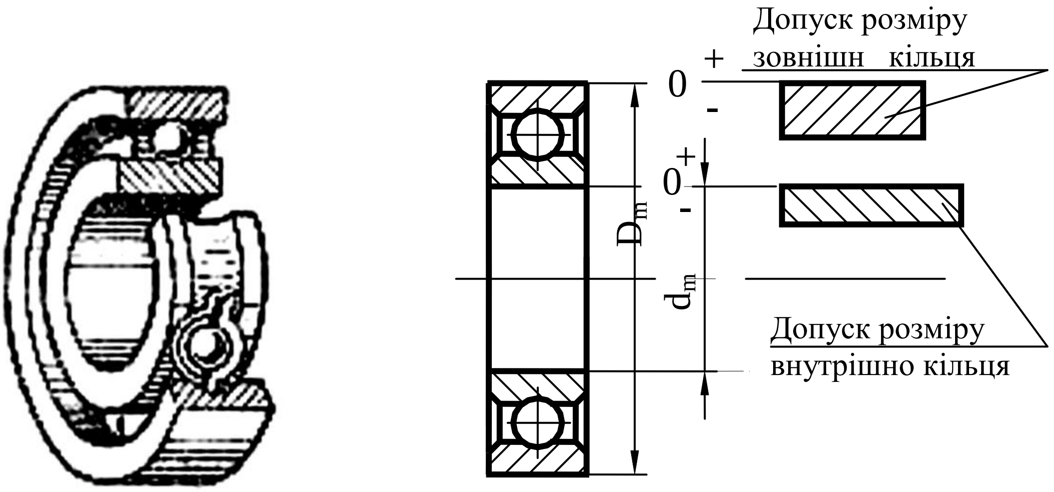
г) позначення призначення калібру (наприклад, ПР, К-З);

д) товарний знак підприємства-виготовлювача.

8 ПОСАДКИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ І ЇХ ВИБІР

8.1 Загальні відомості про підшипники кочення

Підшипники кочення (рис. 33, *а*) – це стандартні вироби спеціалізованих підшипникових заводів.



а) *б)*

Рисунок 33 – Підшипник кочення (а) і схеми розташування полів допусків на виготовлення його кілець (б)

Підшипники є відповідальними комплектуючими частинами виробів на машинобудівних заводах, оскільки являють собою опори, що визначають положення рухомих частин стосовно інших частин механізму.

Виготовлення і складання підшипників кочення здійснюються за методом групової взаємозамінності, а використання їх при складанні виробів на машинобудівних заводах – за методом повної взаємозамінності, тобто для підшипників кочення характерні неповна (групова) внутрішня (тобто між тілами кочення й кільцями для одержання необхідного зазору) взаємозамінність і повна зовнішня (тобто по приєднувальних поверхнях) взаємозамінність.

У залежності від граничних значень відхилень розмірів, форми і розташування поверхонь підшипників установлені наступні їхні класи точності (у порядку зростання точності): 0, 6Х, 6, 5, 4, 2, Т.

Установлено додаткові класи точності підшипників – 8 і 7 (нижчі класу точності 0) для застосування за замовленням споживачів у невідповідальних вузлах.

Найбільш часто в машинобудуванні використовують підшипники класів точності 0 і 6 (0 – при звичайних вимогах до точності обертання, 6 – при підвищених). Підшипники більш високих класів точності застосовують при великій частоті обертання і високих вимогах до точності обертан-

ня (наприклад, у шпинделях шліфувальних і інших прецизійних верстатів, гіромоторов і електромашин)

У залежності від наявності вимог за рівнем вібрації, допустимих значень рівня вібрацій чи рівня інших додаткових технічних вимог (хвилястість і відхилення від круглості поверхонь кочення й ін.; установлені три категорії підшипників – А, В, С (у порядку зниження кількості й рівня додаткових технічних вимог).

Маркування підшипників містить, крім основного позначення відповідно до ГОСТ 3189-75, також позначки, що визначають клас точності, групу радіального (осьового) зазору, ряд моментів тертя й категорію (ці знаки розташовують ліворуч від основного позначення, відокремлюючи знаком тире).

Наприклад, А125 – 3000205, де 3000205 – основне позначення, 5 – клас точності, 2 – група радіального зазору, 1 – ряд моменту тертя, А – категорія підшипника.

В умовному позначенні підшипників категорії С категорію не вказують, а в умовному позначенні підшипників класу 0 цієї категорії зі значенням зазору за нормальною групою не вказують також і клас точності.

8.2 Особливості системи допусків і посадок підшипників кочення

Для скорочення номенклатури підшипників кочення діаметри зовнішнього і внутрішнього кілець радіальних і радіально-упорних підшипників виготовляють з відхиленнями розмірів, що не залежать від посадки, з якою їх установлюють у вузол. Діаметр зовнішньої поверхні зовнішнього кільця прийнятий за основний вал, а діаметр поверхні отвору внутрішнього кільця – за основний отвір. Таким чином, посадки зовнішнього кільця з корпусом здійснюють за системою вала, а посадки внутрішнього кільця з валом – за системою отвору. Різні посадки в з'єднаннях кілець з деталями, що сполучаються, одержують за рахунок призначення відповідних полів допусків вала й отвору в корпусі. Однак поле допуску на діаметр внутрішнього кільця розташовано в «мінус» від номінального розміру, а не в «плюс», як у звичайного основного отвору (див. рис. 33, *б*). Завдяки такому «перевернену» розташуванню поля допуску діаметра отвору кільця підшипника для одержання з'єднань з валами з невеликим натягом непотрібно вдаватися до спеціальних посадок: їх можна одержувати, використовуючи для валів поля допусків з основними відхиленнями *n, m, k, js*, що звичайно призначають для валів.

На рис. 34 показана схема розташування полів допусків для зовнішнього діаметра й діаметра отвору підшипників (основні відхилення кілець згідно зі стандартом позначають літерами *l* та *L*).

Поля допусків обох кілець відповідно до стандарту розташовані в «-». Як видно з порівняння приведеної вище схеми розташування полів допусків підшипникових з'єднань і відповідних гладеньких з'єднань, посадка зо-

зовнішнього кільця в отвір корпуса, у порівнянні з гладеньким з'єднанням за системою вала, має той же характер посадки, а внутрішнього кільце на вал, у порівнянні з відповідним гладеньким з'єднанням за системою отвору, має наступну відмінність у характері посадки: у гладенькому – перехідна посадка, а в підшипниковому – з натягом. Це досягається завдяки «переверненому» полю допуску внутрішнього кільця

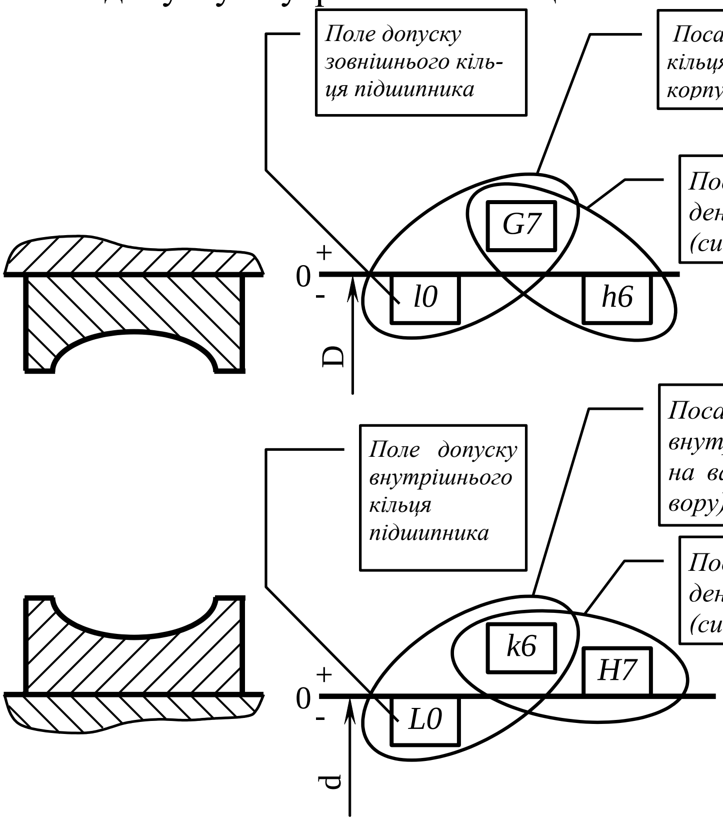


Рисунок 34 – Порівняльна схема розташування полів допусків у з'єднаннях кілець підшипників і гладеньких циліндричних з'єднань

підшипника, що дозволяє не призначати на вали спеціальні поля допусків для одержання посадки з натягом, а призначати як і звичайно, поля допусків з основними відхиленнями js, k, m, n.

8.3 Вибір посадок підшипників кочення

При виборі посадок підшипників кочення найважливішим експлуатаційним показником є вид навантаження кілець.

Розрізняють місцеве, циркуляційне і коливальне навантаження кілець підшипників.

1 *Місцеве* навантаження кільця – такий вид навантаження, за яким діюче на підшипник результуюче радіальне навантаження постійно сприймається обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця (у межах зони навантаження) і передається відповідній ділянці посадкової поверхні вала чи корпуса.

Наприклад, кільце не обертається щодо діючого на нього навантаження чи кільце й навантаження беруть участь у спільному обертанні.

2 *Циркуляційне* навантаження кільця – такий вид навантаження, за яким діюча на підшипник результуюча радіальна сила сприймається й передається тілами кочення в процесі обертання доріжкою кочення послідовно по всій її довжині, а отже, і всією посадковою поверхнею вала чи корпуса.
Таке навантаження виникає, наприклад, коли кільце обертається щодо постійної за напрямком радіального навантаження, а також коли навантаження обертається щодо нерухомого чи рухливого кільця.

3 *Коливальним* навантаженням кільця називають такий вид навантаження, за яким нерухоме кільце підшипника піддається одночасному впливу радіальних навантажень: постійної по напрямку й обертової, меншої чи рівної по величині. Їх рівнодіюча робить періодичний коливальний рух, причому вона періодично сприймається послідовно через тіла кочення зоною навантаження кільця і передається відповідним обмеженим ділянкам посадкової поверхні.

Таке навантаження виникає, наприклад, на нерухомому зовнішньому кільці, коли на нього впливає через вал постійне навантаження, а внутрішнє кільце обертається разом із прикладеним до нього навантаженням і виникаючим від дисбалансу.

Посадку обертових кілець підшипників для виключення їхнього провертання по посадковій поверхні вала чи отвору корпуса в процесі роботи під навантаженням необхідно виконувати з гарантованим натягом.

Посадку одного з необертових кілець підшипникових вузлів двохопорного вала необхідно призначати з гарантованим зазором для забезпечення регулювання осьового натягу чи зазору підшипників, а також для компенсації температурних розширень валів чи корпусів.

Вибір посадок підшипників на вал і в отвір корпуса роблять у залежності від того, обертається чи не обертається дане кільце щодо діючого на нього радіального навантаження (тобто від виду навантаження), величини, напрямку й динаміки діючих навантажень.

При виборі посадок варто враховувати також перепад температур між валом і корпусом, монтажні і контактні деформації кілець, що впливають на робочий зазор у підшипнику, матеріал і стан посадкових поверхонь вала й корпуса, умови монтажу, а також вид режиму роботи підшипника за інтенсивністю навантаження.

За інтенсивністю навантаження підшипникових вузлів, що характеризується відношенням радіального навантаження P до динамічної вантажопідйомності $c_д$, режими їхньої роботи підрозділяють на легкий ($P/c_д < 0{,}07$), нормальний ($0{,}07 \le P/c_д \le 0{,}15$), важкий ($P/c_д > 0{,}15$) і на «особливі умови».

До режиму «особливі умови» відносять умови експлуатації підшипників, що працюють при ударних і вібраційних навантаженнях (у ходових колесах мостових кранів, роликах рольгангів прокатних станів, на колінчатих валах двигунів, у вузлах дробарок, пресів, екскаваторів, маніпуляторів

прокатних станів і т.п.). Посадки підшипників для таких вузлів вибирають так само, як і для важкого режиму роботи, незалежно від відношення навантаження до динамічної вантажопідйомності.

Вибір посадок кілець підшипників з урахуванням зазначених факторів здійснюється за таблицями рекомендованих посадок, наведених у ГОСТ 3325-85.

Методика вибору посадок підшипників кочення докладно наведена в [40], [44].

8.4 Умовне позначення посадок підшипників кочення

Умовні позначення посадок підшипників указують на складальних кресленнях і в нормативно-технічній документації. При цьому позначення полів допусків підшипника складається із символу l (для зовнішнього кільця) чи символу L (для внутрішнього кільця) і класу точності підшипника. Наприклад, для підшипника класу точності 0 на вал з номінальним діаметром 50 мм, із симетричним розташуванням поля допуску вала j_s6 (ГОСТ 25347-82) позначення посадки має вид

$$\varnothing 50\ L0/j_s6\ .$$

Для того ж підшипника позначення посадки в отворі корпуса з номінальним діаметром 90 мм і з полем допуску Н7 (ГОСТ 25347-82) має вид

$$\varnothing 90\ H7/l0\ .$$

Позначення цих посадок у кресленнях наведені на рис. 35.

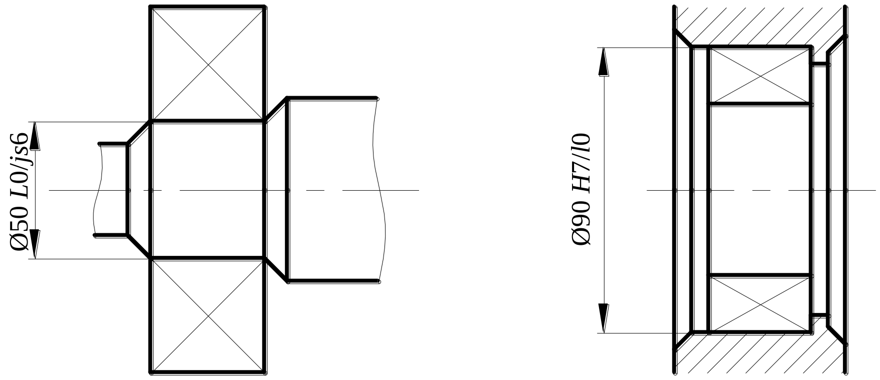
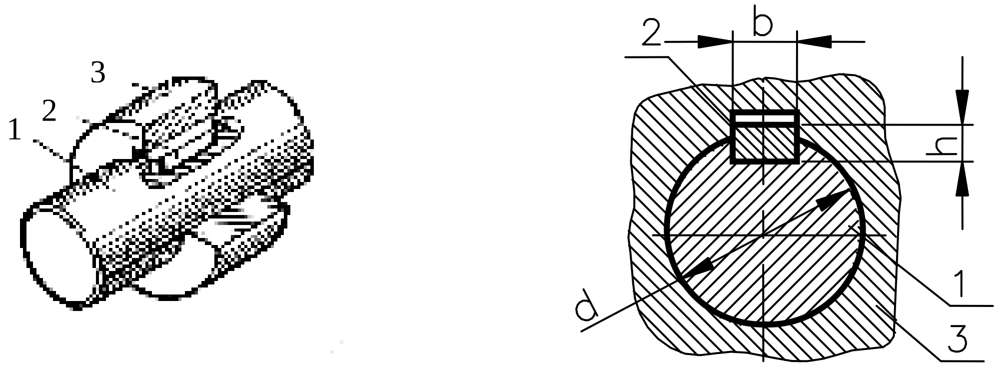


Рисунок 35 – Позначення посадок підшипників кочення в кресленнях

9 ВЗАЄМОЗАЄМНІСТЬ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Шпонкові з'єднання (рис. 36) широко застосовуються в машинобудуванні для з'єднання різних тіл обертання (зубчастих коліс, маховиків, шківів і т.і.) з валами, а також для з'єднання валів між собою за допомогою муфт.



а *б*

Рисунок 36 – Шпонкове з'єднання (а) і його основні розміри (б): 1 – вал; 2 – шпонка; 3 – втулка (зубчасте колесо, шків і тощо.)

Це роз'ємні нерухомі з'єднання, за допомогою яких передають крутний момент.

Найчастіше шпонкові з'єднання використовують у малонавантажених тихохідних передачах, у великогабаритних передачах важких машин, у конічних з'єднаннях, в одиничному виробництві продукції.

Шпонки повинні забезпечувати гарне центрування й виключення відносного провороту сполучених деталей.

Розроблено стандарти на з'єднання з призматичними, сегментними, клиновими й тангенціальними шпонками.

Найбільш поширені з'єднання з призматичними шпонками (див. рис. 36).

Для полегшення складання й створення нерухомих чи рухомих з'єднань валів і втулок шпонка бічними гранями (по ширині *b*) часто сполучається з пазами вала і комплектної до нього втулки з різними посадками. Необхідні посадки одержують, змінюючи поля допусків пазів при незмінному полі допуску шпонки, тобто по ширині шпонкових з'єднань застосовують посадки в системі вала.

На основні розміри розглянутих з'єднань установлені наступні поля допусків: на ширину пазів валів – *H9, N9* і *P9*; на ширину пазів втулок – D10, *Js9*, і *P9*, що призначають у кресленнях найчастіше в залежності від виду з'єднання:

1 – *вільне з'єднання,* що застосовується при утруднених умовах складання і дії нереверсивних рівномірних навантажень, а також для одержання рухомих з'єднань при легких режимах роботи;

2 – *нормальне з'єднання* – нерухоме з'єднання, що не вимагає частих розбирань, не сприймає ударні реверсивні навантаження, і відрізняється сприятливими умовами складання;

3 – *щільне з'єднання,* що характеризується ймовірністю одержання приблизно однакових невеликих натягів у з'єднаннях шпонок з обома пазами; складання здійснюється напресуванням; застосовується при рідких розбираннях і реверсивних навантаженнях.

Посадки шпонки в пазу вала й у пазу втулки призначають відповідно наступні:

- у вільному з'єднанні – $\frac{H9}{h9}$ і $\frac{D10}{h9}$;
- у нормальному з'єднанні – $\frac{N9}{h9}$ і $\frac{Js9}{h9}$;
- у щільному з'єднанні – $\frac{P9}{h9}$ і $\frac{P9}{h9}$.

Однак у принципі допускаються будь-які сполучення полів допусків пазів на валу і у втулці (при цьому домагаються лише, щоб посадка шпонки в пазу вала була щільнішою, ніж у пазу втулки).

Схема розташування полів допусків шпонкових з'єднань (можливі варіанти) з урахуванням типу виробництва і службового призначення представлені на рис. 37.

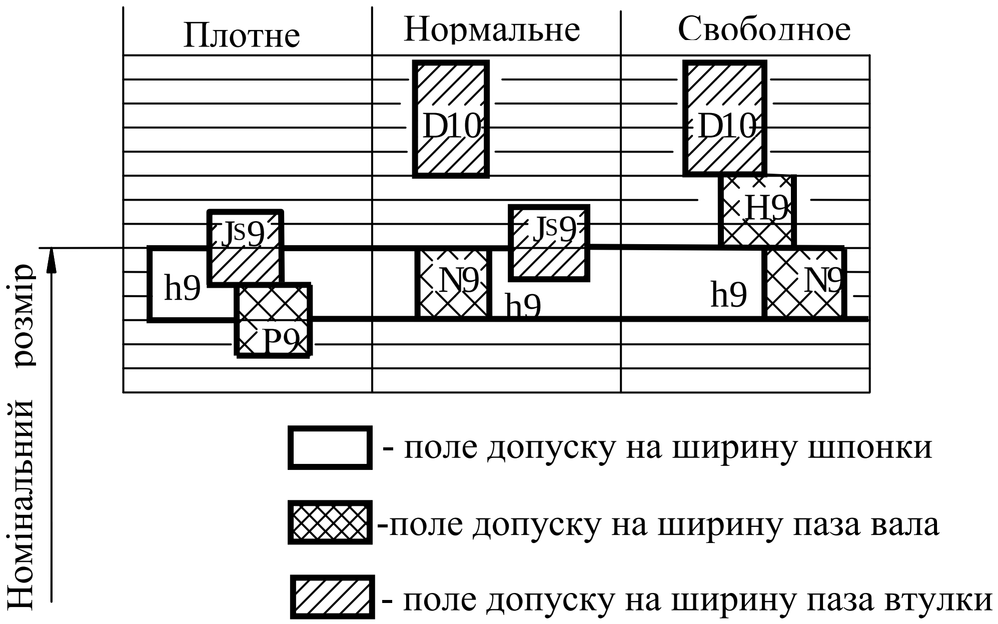


Рисунок 37 – Схема полів допусків шпонкового з'єднання

10 ВЗАЄМНОЗАЄМНІСТЬ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

Шліцьові з'єднання (рис. 38) у порівнянні зі шпонковими передають більші крутні моменти, мають велику стомленісну міцність і високу точність центрування, не містять третьої деталі (шпонки), але їхнє виготовлення дешевше тільки в серійному й масовому виробництві.

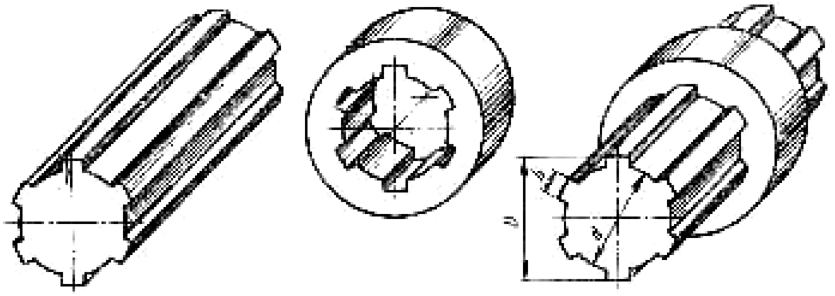


Рисунок 38 – Шліцьове з'єднання

З числа шліцьових з'єднань, що мають найбільше поширення, розрізняють з'єднання з прямобічним, евольвентним і трикутним профілями зубів. Шліцьові з'єднання виконують рухомими й нерухомими.

Найбільш поширені з'єднання шліцові прямобічні (див. рис. 38).

Застосовують три способи центрування отвору маточин (втулок) коліс чи інших деталей на шліцьовому валі: а) за зовнішнім діаметром шліців D (рис. 39, *а*), при цьому утвориться радіальний зазор по внутрішньому діаметру d шліців; б) за внутрішнім діаметром d, при цьому радіальний зазор буде по діаметру D (рис. 39, *б*); в) за бічними сторонами шліців, у цьому випадку радіальні зазори створюються по обом діаметрам D і d (рис. 39, *в*).

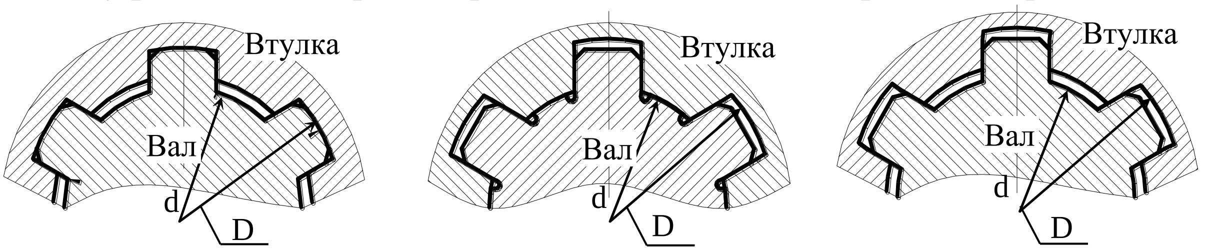


Рисунок 39 – Способи центрування шліцевових з'єднань із прямобічним профілем

Тип центрування шліцьових з'єднань вибирають з конструктивних і технологічних розумінь.

У шліцьових з'єднаннях механізмів, до яких пред'являються високі вимоги по співвісності обох деталей, застосовують центрування за *d* чи по *D*.

Центрування за d доцільно в тих випадках, коли втулка має високу твердість і її не можна обробити чистовим протяганням (тоді отвір шліфують на звичайному внутрішньошліфувальному верстаті) чи коли можуть

виникнути значні скривлення довгих валів після термообробки. Шліцьову ділянку вала при такому центруванні остаточно обробляють на шліцешліфувальному верстаті. Спосіб забезпечує точне центрування, його застосовують звичайно для рухомих з'єднань.

Центрування за D як найбільш економічне рекомендується, коли втулку термічно не обробляють чи коли твердість її матеріалу після термообробки допускає калібрування протяганням, а матеріал вала - фрезерування до одержання остаточних розмірів зубів.

У цьому випадку центруючі поверхні допускають точну і продуктивну обробку на втулці протяганням, а на валі круглим шліфуванням. Такий спосіб центрування технологічно простий і економічний. Його застосовують для нерухомих з'єднань, оскільки в них відсутній знос від осьових переміщень, а також для рухомих, що сприймають невеликі навантаження.

Центрування за бічними сторонами шліців (за *b*) застосовується в тому випадку, коли точність співпадіння осей не має істотного значення, але потрібно забезпечити достатню міцність з'єднання в експлуатації (наприклад, карданне з'єднання в автомобілях), чи коли за умовами роботи вимагаються мінімальні зазори по ширині шліців *b* (це випадки коли діють знакозмінні навантаження, великі крутні моменти, а також при реверсивному русі). Цей метод сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між шліцами, але не забезпечує високої точності центрування, і тому його застосовують рідко.

При центруванні за *d* шліцьові вали виготовляють у виконаннях А та В, а при центруванні по D і по *b* – у виконанні Б (рис. 40).

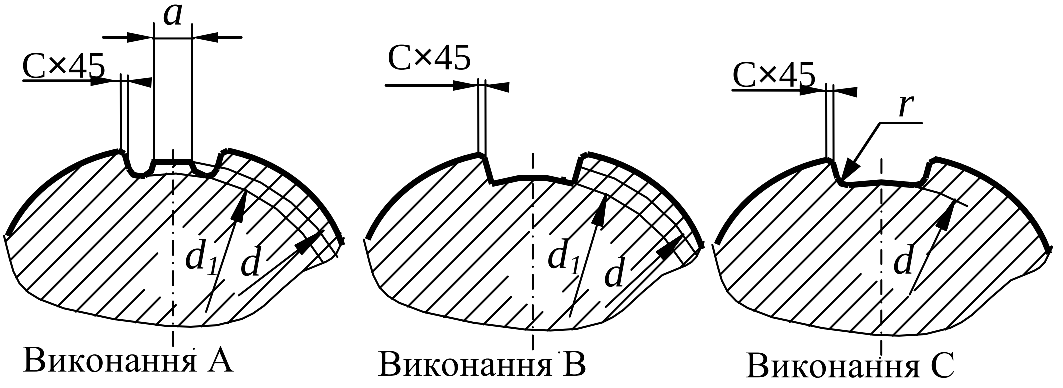


Рисунок 40 – Види виконання шліців на валі

Посадки шліцьових з'єднань із прямобічним профілем за ГОСТ 1139-80 будуються за системою отвору. Вони здійснюються в з’єднаннях циліндричних центруючих поверхонь, і одночасно в з’єднаннях бічних поверхонь западин втулки і зубів вала (тобто по d і b чи по D і b – це сприяє підвищенню точності центрування й обмеженню бічних зазорів між зубами й западинами чи тільки в з’єднаннях бічних поверхонь. Відхилення розмірів отвору й вала відраховують від номінальних розмірів d, D і b.

Особливістю побудови системи допусків і посадок, а також *контролю шліцьових з'єднань* є те, що складання шліцьових деталей і одержання не-

обхідного характеру з'єднання забезпечуються не тільки точністю кожного основного розміру (*D, d, b*), але і сумарною похибкою. *Сумарна чи комплексна похибка* виникає в результаті складання похибок форми й розташування шліців і їхніх западин, а також ексцентриситету циліндричних поверхонь з діаметрами *D i d.*

У кінцевому рахунку складаємість деталей, що утворюють шліцьове з'єднання, гарантується, якщо реальні вал і втулка порізно складаються з теоретично точними втулкою й валом.

При призначенні конкретної посадки враховують, насамперед, службове призначення з'єднання (рухоме чи нерухоме, реверсивне чи нереверсивне), навантаження, довжину з'єднання, а в багатьох випадках і зручність складання-розбирання.

Варто зауважити, що в ГОСТ 1139-80 відсутні посадки з натягами (складання їхні були б утрудненими), а нерухомі з'єднання одержують за допомогою перехідних посадок чи посадок з $S_{\min} = 0$ ($H7/h7$, $H8/h8$).

Зі збільшенням довжини нерухомих з'єднань, а також довжини й частоти переміщень рухомих з'єднань застосовують посадки зі збільшеними зазорами.

Приклади позначення розмірів шліцьового з'єднання вала й втулки:

- для шліцьового з'єднання з параметрами z =8, d=36 мм, D = 40 мм, b = 7 мм, з центруванням по d і з посадками по d – $\frac{H7}{e8}$, по D – $\frac{H12}{a11}$ і по b – $\frac{D9}{f8}$:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8};$$

- для отвору цього ж з'єднання

$$d - 8 \times 36H7 \times 40H12 \times 7D9;$$

- для вала

$$d - 8 \times 36e8 \times 40a11 \times 7f8.$$

У посібнику [40] наведені приклади оформлення креслень шліцьового з'єднання і його деталей згідно з умовним зображенням за ГОСТ (див. також приклад оформлення шліцьової ділянки вала на рис. 1 даного конспекту).

11 СИСТЕМА ДОПУСКІВ НА КУТОВІ РОЗМІРИ. ВЗАЄМОЗАЄМНІСТЬ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ

11.1 Кутові розміри й допуски

Кутові розміри визначають положення площин, осей, ліній, центрів отворів і т.д.

Розрізняють *залежні* й *незалежні* кутові розміри.

Залежні – визначаються основними параметрами, а також експлуатаційними і технологічними вимогами виробів, до яких вони відносяться і тому вони призначаються за нормами для цих виробів – наприклад, кут λ підйому гвинтової лінії черв'яка (залежить від кроку і ділильного діаметра черв'яка). Ці кути, як правило, не округляються.

Незалежні – не зв'язані з іншими параметрами: фаски, скоси, ухили поверхні, штампувальні і ливарні ухили. ГОСТ 8908-81 для них установлює 3 ряди нормальних кутів.

Одиницею плоского кута відповідно до системи СВ (ГОСТ 8.417-81) є радіан. Кутом в один радіан називається плоский кут між двома радіусами кола, що вирізує з кола дугу, довжина якої дорівнює радіусу.

Однак у практиці продовжує застосовуватися давня система, побудована на градусі (°), хвилині ('). секунді ("): 1° = 60' = 360".

Для кутів установлено сімнадцять ступенів точності, що позначаються в порядку зниження точності *AT1, AT2, AT3...AT16, AT17.* Латинськими буквами *AT* (Angle Tolerance) позначають допуск кута – різницю між найбільшим $\alpha_{\max}$ і найменшим $\alpha_{\min}$ граничними (допустимими) кутами (рис. 41). За 1-7-ю ступенями точності виготовляють кутові міри й калібри.

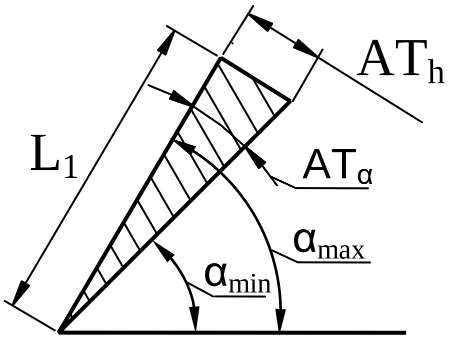


Рисунок 41 – До визначення допуску кута

Стандартом для кожного ступеня точності визначені чотири види допусків на кутові розміри (рис. 42):

AT_α – допуск кута (точне значення), що виражений в кутових одиницях, наприклад, у мкрад, градусах, хвилинах і секундах;

AT'_{α} – округлене значення допуску кута в градусній мірі;

Зв'язок між допусками в кутових і лінійних одиницях виражається формулою

$$AT_h = AT_{\alpha} L_1 \cdot 10^{-3},$$

де AT_h – мкм; AT_{α} – мкрад; L_1 – мм.

Допуск кута може розташовуватися щодо номінального розміру кута, як це показано на рис. 42, у «плюс» ($+AT$), у «мінус» ($-AT$) чи симетрично ($\pm AT/2$).

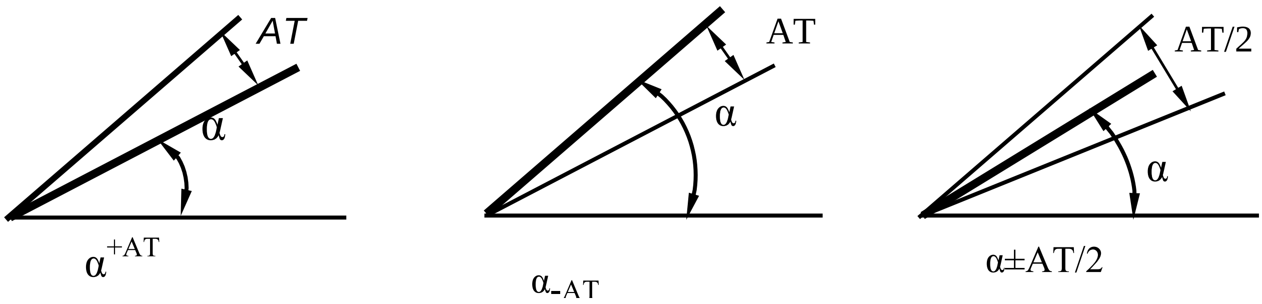


Рисунок 42 – Варіанти призначення допусків кутів

Точність виготовлення і вимірювання кутів визначається не самим кутом, а довжинами сторін, що утворюють кут. Зі зменшенням довжин сторін зростають технологічні труднощі виготовлення й вимірювання кутів з високою точністю.

Таким чином, допуски одного і того ж ступеня точності залежать тільки від довжини сторін кутів. У стандарті допуски кутових розмірів установлюються за ступенями у залежності від довжини меншої сторони кута (до 2500 мм), що розбита на 13 інтервалів.

11.2 Взаємозамінність конічних з'єднань

Конічне з'єднання – з'єднання зовнішнього й внутрішнього конусів з однаковим номінальним кутом конусності (рис. 43).

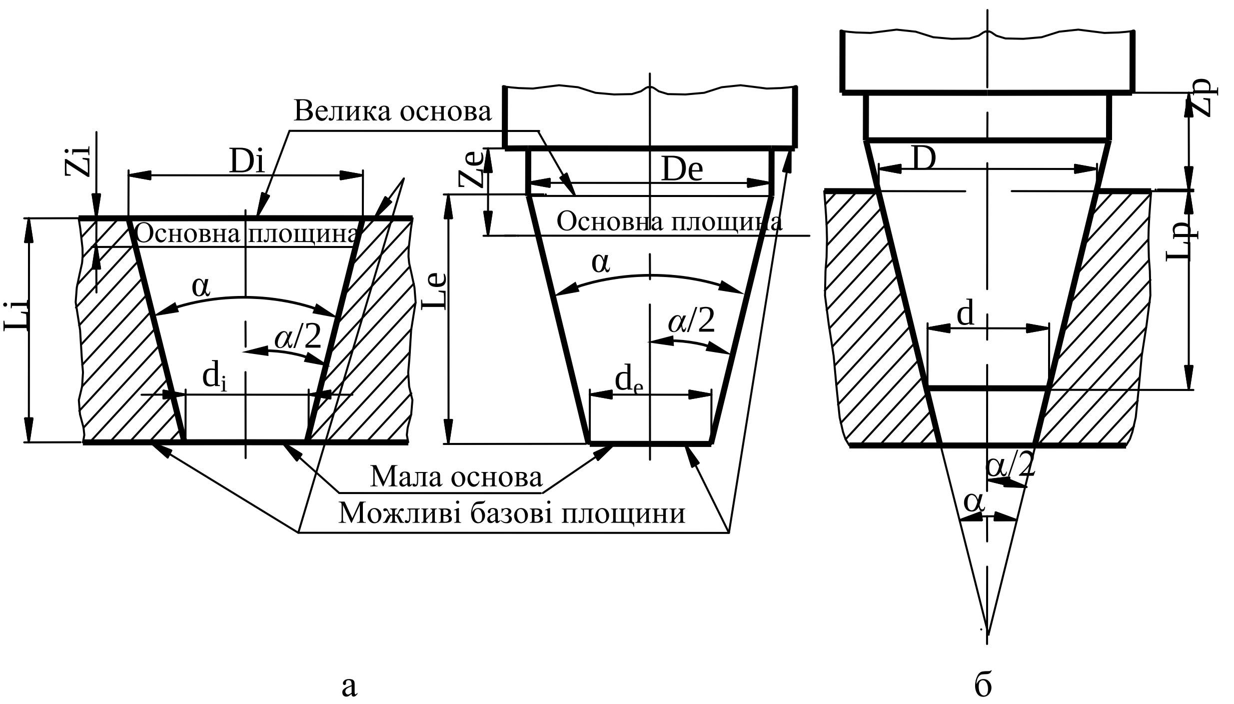


Рисунок 43 – Основні параметри зовнішнього й внутрішнього конусів і схема конічного з'єднання

Конічні з'єднання широко застосовуються в машинах, трубопроводах. Деякі конструкції вузлів з конічними з'єднаннями наведені на рис. 44.

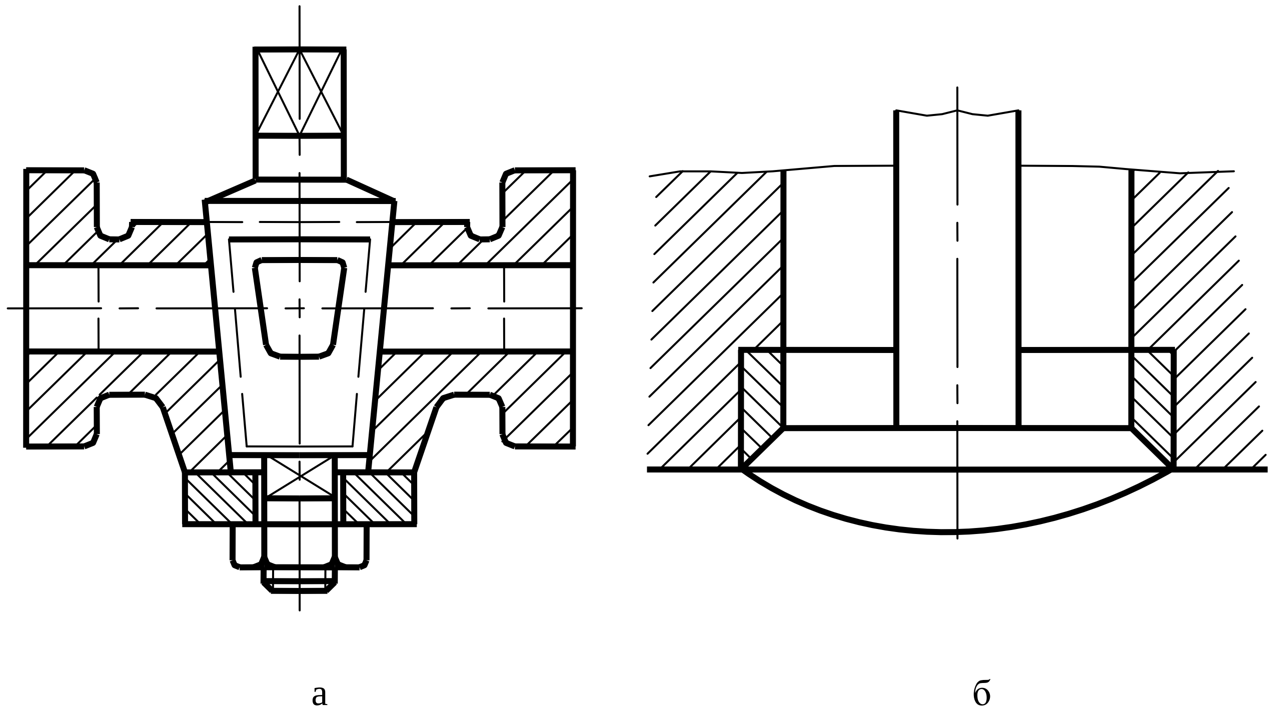


Рисунок 44 – Вузли виробів з конічними з'єднаннями:
а) пробковий конічний кран; б) клапан двигуна внутрішнього згоряння;

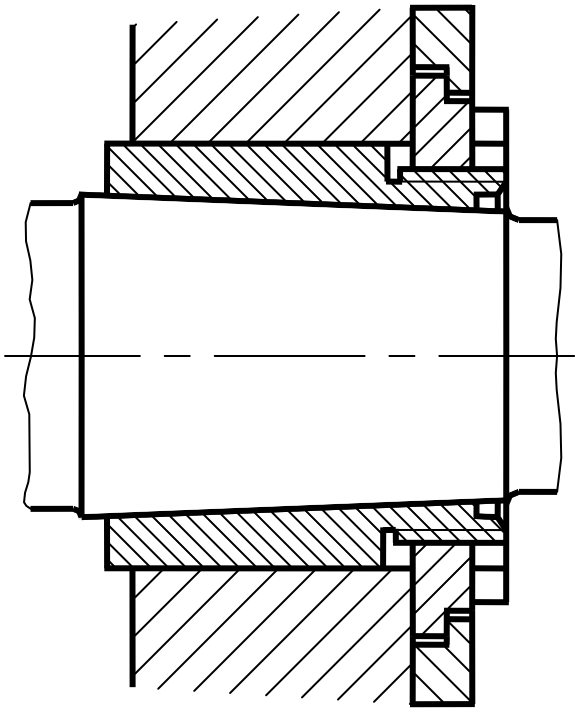


Рисунок 44 – Вузли виробів з конічними з'єднаннями:
в) підшипник ковзання з регулюванням зазору шляхом переміщення конічної втулки за допомогою гайки

На якість складання конічних з'єднань впливають похибки кутів і відхилення форми поверхонь, що сполучаються.

Позитивні властивості конічних з'єднань: герметичність, висока міцність, можливість легкого регулювання зазору і натягу за допомогою зміни осьового розташування деталей, легкість складання й розбирання без ушкодження поверхонь, самоцентрованість.

Конічні з'єднання розділяються на наступні види:

1) нерухомі (з натягом);
2) щільні (з можливістю ковзання);
3) рухливі (із зазором).

Нерухомі – для виключення взаємного переміщення деталей чи для передачі крутного моменту (за рахунок сили тертя між поверхнями, що регулюється натягом). При великих навантаженнях чи вібраціях в цих випадках передбачають одну чи дві шпонки.

Приклади: конуси валів електричних машин і верстатів, конічна фрикційна муфта, конічні штифти, ущільнювальні пробки.

Щільні – для забезпечення газо-, водо- і маслопроникливості по спряжених поверхнях, тобто для герметизації з'єднання. Цього домагаються шляхом притирання поверхонь. Однак при цьому повна взаємозамінність порушується.

Приклади: пробкові крани трубопровідної арматури, клапани в сідлах двигунів (див. рис. 44, *а*), жиклери карбюраторів, конус і чаша засипного апарату доменної печі.

Рухливі – для забезпечення відносного обертання чи зазору між елементами пари (достоїнство – точне центрування й можливість компенсації зносу робочих поверхонь за рахунок переміщення деталей уздовж осі – див. рис. 44, *в*).

Приклади: точні прилади, конічні підшипники верстатів.

Допуски й посадки. Конічні з’єднання характеризуються конусністю *c*, конічною посадкою і базовідстанню z_p (тобто відстанню між площинами – прийнятими базами конусів – див. рис. 43, *б*).

Конусність *c* – відношення різниці діаметрів *D* і *d* двох нормальних відносно осі перетинів до відстані між ними:

$$c = \frac{D-d}{L} = 2tg\frac{\alpha}{2},$$

де α – кут конуса;

$\frac{\alpha}{2}$ – кут ухилу.

Допуск кута конуса виражається допуском на різницю діаметрів у двох перетинах конуса на заданій відстані L між ними визначається по нормалі до осі конуса (рис. 45).

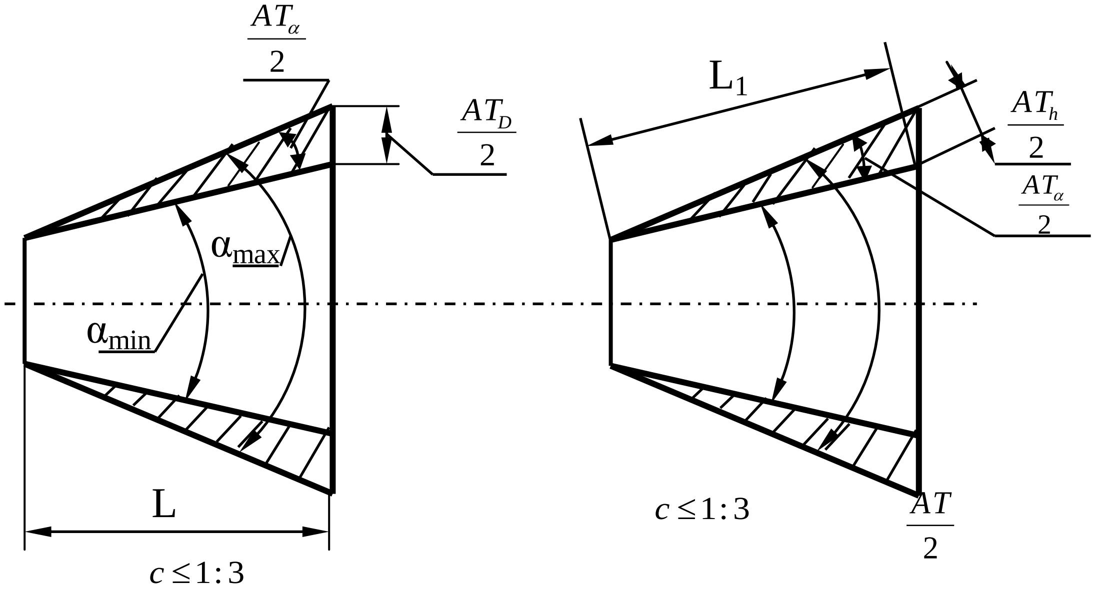


Рисунок 45 – Допуски кутів

Варіанти призначення кутових допусків наведені на рис. 46.

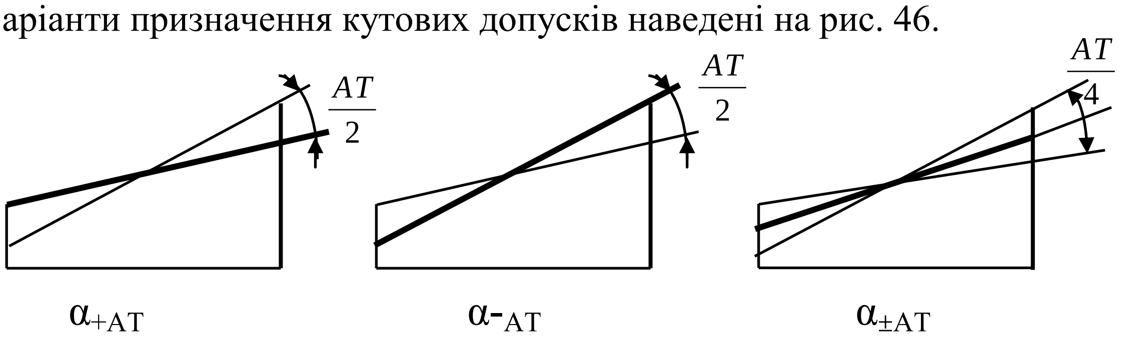


Рисунок 46 – Варіанти призначення допусків кута конусів

Для надійної експлуатації конічного з'єднання необхідно, щоб відхилення дійсних розмірів конуса знаходилися в межах установлених допусків.

Для конусів установлюють наступні допуски (рис. 47, де реальна поверхня і реальний профіль показані основними суцільними лініями):

- діаметра конуса в будь-якому перетині T_D, рівного різниці граничних діаметрів конуса в тому самому поперечному перетині (рис. 47, *а*);
- діаметра конуса в заданому перетині T_{DS} (рис. 47, *а*);
- кута конуса AT (рис. 47, *б*);
- допуск круглості T_{FR} (рис. 47, *в*);
- прямолінійності утворюючої T_{FL} (рис. 47, *а*).

Допуски T_D і T_{DS} повинні відповідати ГОСТ 25346-82 і 25347-82, тобто стандарту на лінійні розміри.

Допуски AT повинні відповідати ГОСТ 8908-81, тобто стандарту на кутові розміри, а допуски круглості T_{FR} і прямолінійності утворюючої T_{FL} – ГОСТ 24643-81, тобто стандарту на допуски форми і розташування поверхні.

Усі види допусків конуса можна виражати двома способами:

- спільним нормуванням усіх видів допусків одним допуском T_D діаметра конуса в будь-якому перетині. Допуск T_D визначає поле допуску конуса, обмежене двома граничними конусами, між якими повинні знаходитися всі точки реальної поверхні конуса, і обмежує не тільки відхилення діаметра, але і відхилення кута й форми конуса;
- роздільним нормуванням кожного виду допусків, а саме допуску діаметра конуса T_{DS} у заданому перетині, допуску кута конуса AT, допуску круглості T_{FR} і допуску прямолінійності T_{FL} утворюючої конуса.

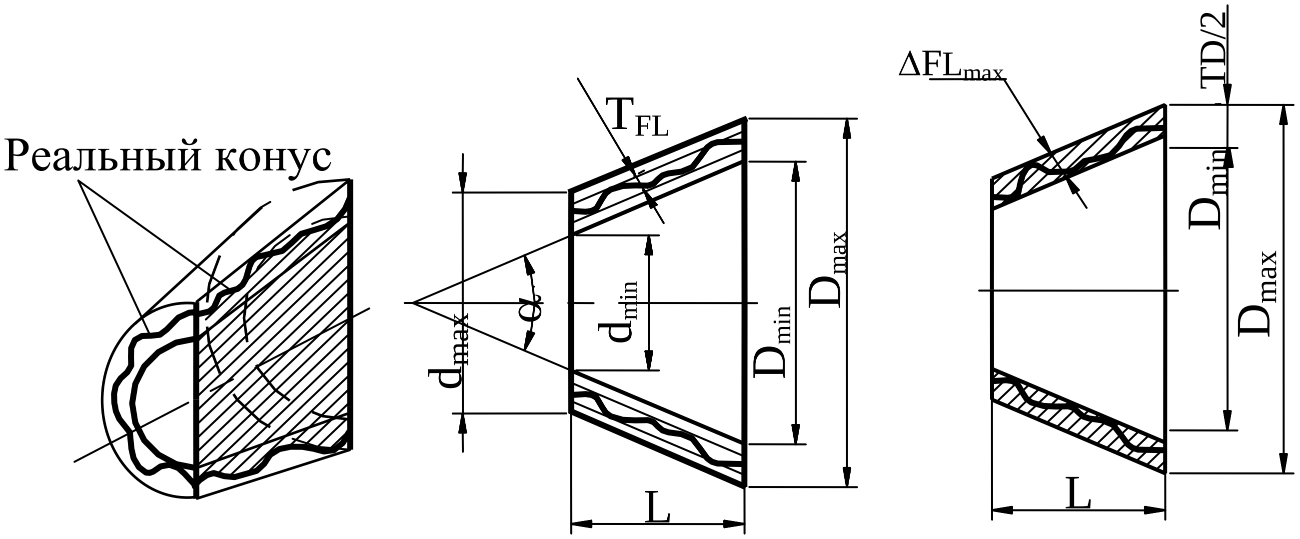
Конічна посадка визначає характер конічного з'єднання, який оцінюється різницею (до складання деталей) діаметрів внутрішнього й зовнішнього конусів у поперечних перетинах, що сполучаються після фіксації взаємного осьового положення. Як правило, у посадках рекомендується поєднувати поля допусків діаметрів одного квалітета.

У залежності від способу фіксації взаємного осьового положення спряжених конусів конічні посадки підрозділяють на чотири типи:

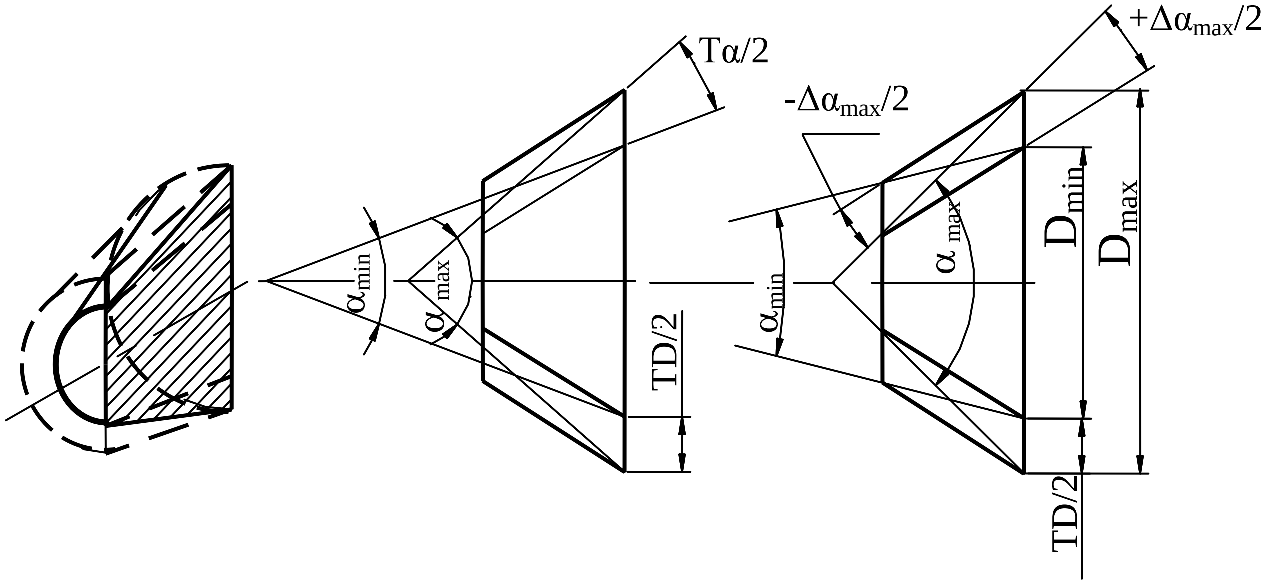
1) *посадки з фіксацією шляхом сполучення конструктивних елементів конусів.* При цьому можуть бути отримані як посадки із зазором (поле допуску внутрішнього конуса розташовано над полем допуску зовнішнього конуса), так і посадки з натягом (поле допуску внутрішнього конуса розташовано під полем допуску зовнішнього конуса). Можливе одержання також перехідних посадок;
2) *посадки з фіксацією за заданою осьовою відстанню між базовими площинами конусів, що сполучаються.* У цьому випадку можливе одержання посадок із зазором, із натягом і перехідних;

3) *посадки з фіксацією за заданим осьовим зсувом конусів, що сполучаються, від їхнього початкового положення.* Можна одержати посадки із зазором і посадки з натягом;

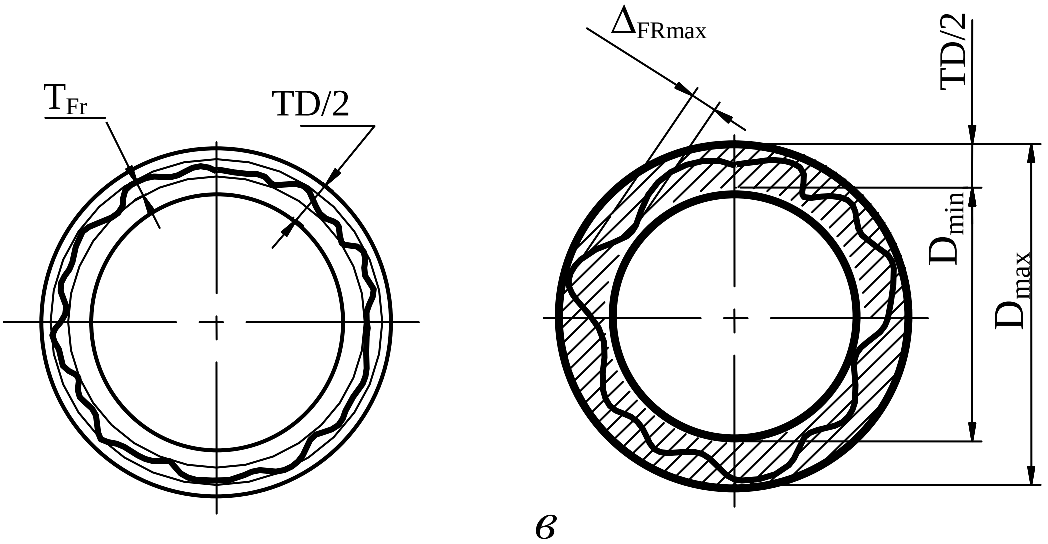
4) *посадки з фіксацією за заданим зусиллям запресовування, прикладеним в початковому положенні конуса.* Так одержують посадки з натягом. Причому, чим більше зусилля запресовування, тим більший натяг забезпечується посадкою.



а



б



в

Рисунок 47 – Допуски конусів, установлені ГОСТ 8908-81

Для посадки з фіксацією за першим і другим типами застосовують спільне нормування усіх видів допусків одним допуском T_D, а з фіксацією за третім і четвертим типами – роздільне нормування кожного виду допуску.

Правила позначення в кресленнях розмірів і їхніх граничних відхилень, допусків форми конусів і посадок конічних з'єднань відповідно до ГОСТ 2.320-82 наведені в [40].

12 ДОПУСКИ І ПОСАДКИ РІЗЬБОВИХ З’ЄДНАНЬ ІЗ ЦИЛІНДРИЧНОЮ МЕТРИЧНОЮ РІЗЬБОЮ

Різьбові з’єднання в конструкціях сучасних машин складають до 15-20% від загальної кількості з'єднання, а трудомісткість їхнього складання досягає 25-30% від загальної трудомісткості складальних операцій при виробництві машинобудівних виробів.

Сучасні методи виготовлення й контролю різьб забезпечують повну взаємозамінність різьбових деталей.

Різьби підрозділяються на зовнішні й внутрішні. До зовнішніх різьб відносять різьбу болта, шпильки, гвинта і т.д., до внутрішніх різьб – різьбу гайки, гнізда, муфти і т.і. (рис. 48).

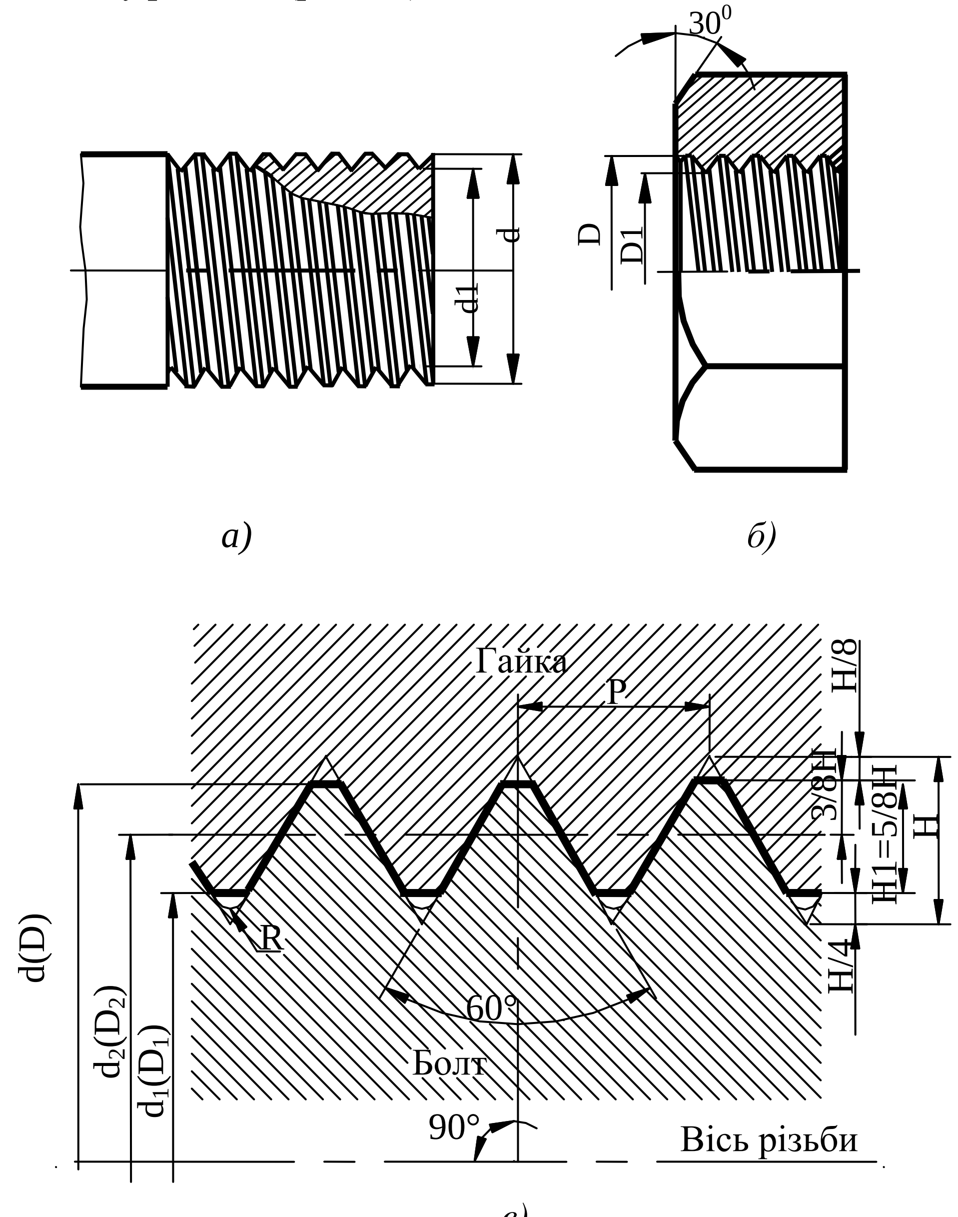


Рисунок 48 – Зовнішня (а), внутрішня (б) різьба, з'єднання болта з гайкою (в)і параметри різьби (г, д)

Параметри різьб: зовнішній діаметр d(D), внутрішній діаметр $d_1(D_1)$, середній діаметр $d_2(D_2)$, крок *P*, кут профілю α і довжина згвинчування L. Усі параметри характеризуються номінальними розмірами, кожний з яких однаковий для болта (шпильки, гвинта) і гайки (гнізда). Діаметри зовнішньої різьби позначають рядковими латинськими літерами (d, d_1, d_2), а діаметри внутрішньої різьби – великими (D, D_1, D_2).

Номінальним діаметром різьби є зовнішній діаметр d=D (рис. 48, *в*) – діаметр уявного циліндра, дотичного до вершин зовнішньої чи різьби западин внутрішньої різьби.

Середній діаметр d_2=D_2 (рис. 48, *г*) – діаметр уявного, співвісного із різьбою циліндра, твірна якого перетинає профіль витків у точках, де ширина канавки дорівнює половині номінального кроку *P* (для однозахідної різьби). Твірна циліндра перетинає номінальний профіль різьби (витків) так, що ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Внутрішній діаметр d_1=D_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного дотично до вершин внутрішньої різьби чи западин зовнішньої різьби.

Крок P – відстань між сусідніми однойменними бічними сторонами профілю, обмірювана в напрямку, паралельному осі різьби.

Кут профілю α =60° – кут між бічними сторонами профілю в осьовій площині.

Довжина згвинчування L – довжина прилягання гвинтових поверхонь зовнішньої й внутрішньої різьби в осьовому перетині.

Профіль різьби (рис. 48, *д*) характеризується параметром *H* – висотою вихідного профілю. Форма западини зовнішньої й внутрішньої різьби не регламентована і виконується плоскозрізаною або закругленою.

Стандартизовано різьбові з’єднання із зазором, з натягом і з перехідною посадкою, з яких перші найбільш поширені у машинобудівних виробах.

Закономірності побудови систем допусків і посадок для циліндричних і різьбових з’єднань однакові, однак значення допусків різні. Тому квалітети точності не можуть бути застосовані для різьбових деталей. Для різьбових деталей прийняті *ступені точності*, що позначаються цифрами в порядку зниження точності: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 (для пластмасових деталей передбачений також ступінь 10).

У якості основного прийнятий ряд допусків 6-го ступеня точності як пріоритетного. Різьби 6-го ступеня точності одержують при фрезеруванні, накочуванні роликами, нарізуванні різцем, гребінкою, плашкою, мітчиком.

Положення поля допуску різьби щодо номінального діаметра (нульової лінії) визначає основне відхилення, що обчислюється за формулами у залежності від кроку профілю.

Передбачено основні відхилення: h, g, f, e, d для зовнішньої різьби і H, G, F, E для внутрішньої різьби. Основні відхилення для внутрішньої різьби дорівнюють основним відхиленням зовнішньої різьби, позначеним однойменними буквами, але протилежні за знаком. Напри-

клад, якщо основне відхилення *G* внутрішньої різьби є нижнім відхиленням *EI* (зі знаком «плюс»), то основне відхилення g зовнішньої різьби буде верхнім відхиленням *es* із знаком «мінус». Тоді EI = - (es).

Позначення полів допусків різьби відрізняється від позначення полів допусків гладеньких циліндричних виробів тим, що ступінь точності вказується перед літерним позначенням основного відхилення: наприклад, *7H* означає поле допуску різьби 7-го ступеня точності з основним відхиленням *H,* рівним нулю; М10-6g означає поле допуску зовнішньої різьби номінального діаметра $d=10$ мм із крупним кроком 6-го ступеня точності і основним відхиленням g (для посадки із зазором).

Довжина згвинчування впливає на точність різьби. Так, із збільшенням довжини згвинчування ускладнюється одержання високої точності різьби. Тому для вибору ступеня точності в залежності від довжини згвинчування встановлено три групи довжин згвинчування: короткі *S*, нормальні *N* і довгі *L*.

При виготовленні різьбових виробів неминуче виникають похибки діаметра, кроку й кута профілю різьби. Тому похибки діаметрів, кроку, а також кута профілю повинні бути нормовані й обмежені. У таблицях ГОСТ 16093-81 допуски на крок і кут профілю відсутні, тому що граничні похибки кроку різьби і кута перераховані й приведені до середнього діаметра різьби, а виражають їх у мікрометрах.

Поняття приведеного середнього діаметра і сумарного допуску середнього діаметра з виведенням формул наведені в [51].

У посібнику [40] наведені таблиці розглянутих параметрів метричних різьб і різьбових з’єднань, а також схеми розташування полів допусків різьбових з’єднань із зазором. Там же наведені приклади позначення в кресленнях полів допусків різьбових деталей і посадок різьбових з’єднань.

13 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

13.1 Види зубчастих і черв'ячних передач за службовим призначенням і загальна характеристика системи допусків на виготовлення

З усіх видів передач – це найбільш складні у виготовленні й контролі передачі і їх широко застосовують в машинах.

Зубчасті і черв'ячні колеса, як і будь-які інші деталі, виготовляють із відхиленнями, що зумовлені похибками профілю зубооброблюючих інструментів (фрез, довбяків), їхньої установки на верстаті, відхиленнями розмірів і форми заготовки, а також неточністю установки заготовки на верстаті, неточностями в кінематичних ланцюгах верстата. Похибки виготовлення і складання зубчастих і черв'ячних передач викликають концентрацію напруження на окремих ділянках зубів, нагрівання, шум, вібрації, порушення плавності роботи, непогодженість кутів повороту ведучого і веденого коліс. Граничні значення похибок зубчастих коліс і передач по їхніх елементах нормовані стандартами.

Стандартизовано допуски на виготовлення циліндричних зубчастих передач з модулем 1-55 мм (ГОСТ 1643-81), циліндричних зубчастих коліс із модулем менше 1 мм (ГОСТ 9178-81), зубчастих рейкових передач (ГОСТ 10242-81), конічних і гіпоїдних зубчастих передач (ГОСТ 1758-81), черв'ячних циліндричних передач (ГОСТ 3675-81), черв'ячних глобоїдних передач (ГОСТ 16502-70).

Крім останнього стандарту, структура побудови всіх інших стандартів приблизно однакова.

Оскільки найбільш поширені циліндричні зубчасті передачі, систему допусків на виготовлення розглянемо на прикладі цього виду передач.

За точністю виготовлення зубчасті колеса розділяють у порядку зниження точності на дванадцять ступенів точності. *Ступінь точності* – заданий рівень допустимої невідповідності значень їхніх дійсних параметрів розрахунковим (номінальним) значенням. Поки що допуски передбачені для ступенів точності від 3-го до 12-го. Для 1-го і 2-го ступенів точності допуски поки не регламентуються й будуть вводитися в міру потреби. У машинобудуванні, наприклад, застосовують зубчасті передачі наступних ступенів точності: 3-6 – у редукторах турбін; 3-8 – у металорізальних верстатах; 4-7 – в авіадвигунах: 5-7 – у легкових автомобілях; 5-8 – у вантажних автомобілях; 8-11 – у сільськогосподарських машинах. Вимірювальні (зразкові) колеса виготовляють за 3-5-ю ступенями точності.

У залежності від призначення зубчасті передачі умовно підрозділяються на відлікові, швидкісні, силові і загального призначення.

Відлікові передачі повинні забезпечувати високу кінематичну точність, тобто погодженість обертання коліс. Звичайно це колеса, що входять у кінематичні ланцюги приладів, верстатів, слідкуючих пристроїв. Працюють ці передачі при малих навантаженнях і невисоких швидкостях.

Швидкісні передачі повинні працювати плавно й безшумно при високих швидкостях обертання. Це зубчасті колеса коробок передач автомобілів, верстатів, двигунів, турбін, редукторів. Основна експлуатаційна вимога – плавність роботи, тобто безшумність і відсутність вібрацій.

Силові передачі передають великі зусилля, тому для них повинна бути забезпечена повнота контакту зубів. Використовуються у вузлах вантажопідйомних, землерийних, будівельних і дорожніх машин, конвеєрів, устаткування прокатних станів, конвертерів, гірничошахтного устаткування і т.і.

З викладеного вище стає ясно, що висувати однакові вимоги до всіх елементів зубчастого колеса недоцільно. Більш високі вимоги варто пред'являти до тих елементів, що є найбільш важливими для даних умов експлуатації. І лише для зубчастих і черв'ячних *передач загального призначення* встановлюються приблизно однакові за рівнем точності вимоги.

Для кожного ступеня точності коліс установлені норми допустимих відхилень параметрів, які визначають три норми точності: кінематичну точність, плавність роботи й контакт зубів.

Норми кінематичної точності визначають точність передачі обертання з одного вала на іншій, тобто величину повної похибки (помилки) кута повороту зубчастого колеса в межах оберту.

Норми плавності роботи характеризують ступінь плавності зміни кінематичної похибки передачі, рівномірність обертання.

Норми контакту зубів визначають повноту прилягання поверхонь зубів спряжених коліс у передачі.

Ці три норми для передачі колеса можуть бути призначені як одного ступеню точності, так і різних ступенів. Доцільне комбінування ступенів точності, тобто призначення для кожної норми різних ступенів точності. Однак при цьому потрібно, щоб норми плавності роботи були не більше ніж на два ступеня точніші чи на один ступінь грубіші від норм кінематичної точності; норми контакту зубів можуть бути призначені за будь-якими ступенями, більш точними, ніж норми плавності роботи, і також не більше ніж на один ступінь грубішими від норми плавності. У результаті комбінування ступенів точності за нормами точності поліпшуються експлуатаційні якості колеса без значного підвищення вартості його виготовлення.

Комбінування ступенів точності раціонально ще і тому, що забезпечення того чи іншого показника точності залежить від різних технологічних факторів. Наприклад, кінематична точність забезпечується багато в чому за рахунок зниження радіального биття зубчастого колеса, обробки його на верстаті з точним кінематичним ланцюгом, а на фінішній операції використовують шліфувальні верстати. Для забезпечення високої плавності як оздоблювальну операцію застосовують зубошевінгування. Контакт

зубів передачі поліпшують завдяки притиранню на зубопритиральних верстатах і припрацювання зубчастої передачі в корпусі після її складання.

Незалежно від точності виготовлення передач і коліс (норм кінематичної точності, плавності роботи й контакту зубів) призначаються вимоги до бічного зазору між неробочими профілями зубів у зібраній передачі, об'єднані в *норму бічного зазору* (рис. 49).

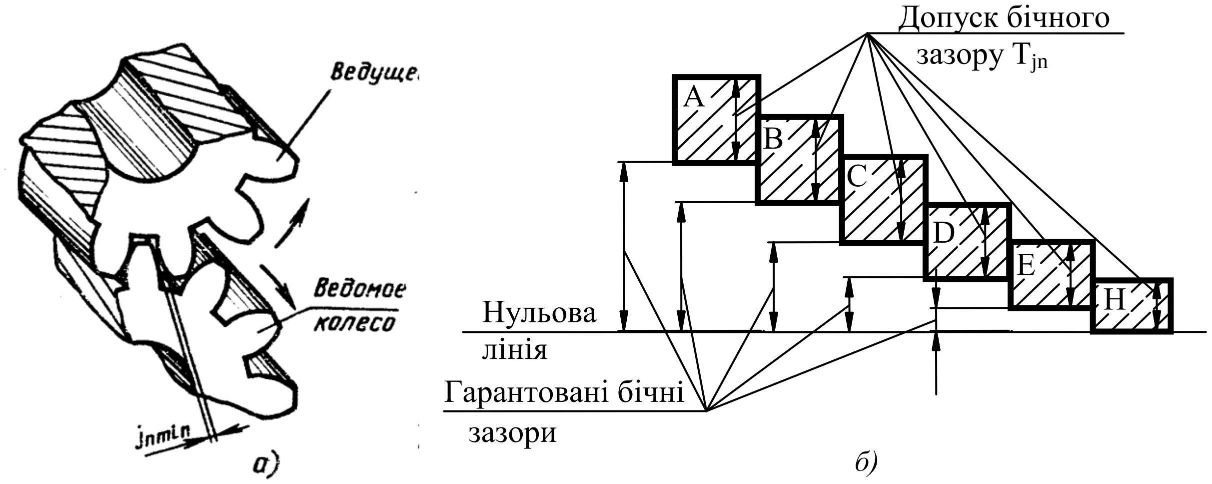


Рисунок 49 – Бічний зазор (а) і види спряжень зубчастої передачі (б)

Бічний зазор забезпечує невеликий люфт (поворот) зубчастого колеса в передачі при загальмованому чи нерухомому другому колесі. Цей зазор необхідний для запобігання заклинювання передачі при її нагріванні під час роботи, для компенсації похибок монтажу і для забезпечення змащення коліс.

Встановлено *шість видів спряжень A, B, C, D, E* і *H* (рис. 49, *б*), що визначають величину гарантованого найменшого бічного зазору. На кожен вид спряження встановлений допуск. Видам спряженнь *H* і *E* відповідає вид допуску на бічний зазор *h*, спряженням *D, C, B і A* – відповідно види допусків *d, c, b* і *a*. Крім того, встановлені збільшені допуски *x, y* і *z*, що при необхідності можуть бути використані замість передбачених вище видів допусків для кожного виду спряження (при цьому вказується значення мінімального бічного зазору в *мкм*).

Стандартом встановлені *шість класів відхилень міжосьової відстані,* що позначаються в порядку зниження точності римськими цифрами: I, II, III, IV, V і VI. Сполучення H і E забезпечуються при II класі, сполучення D, C, B і A відповідно при III, IV, V і VI. В обґрунтованих випадках ця відповідність між видом сполучення й класом відхилення міжосьової відстані може змінюватися.

Спряження зубчастих коліс у передачі аналогічні посадкам гладеньких з'єднань із зазором. Так, сполучення H з нульовим гарантованим бічним зазором можна порівнювати з посадкою типу H/h (виробничники її називають ковзною). Спряження B гарантує мінімальний бічний зазор, при

якому виключається можливість заклинювання передачі при нагріванні з різницею температур коліс і корпуса 25^0C.

Бічний зазор практично не залежить від точності зубообробки і визначається в основному величиною міжосьової відстані в передачі й товщиною зубів коліс.

Для кожної з норм точності передбачається контроль чи комплексного показника, чи комплексів із двох простих показників.

Оцінка за комплексним показником доцільніша, бо вона обмежує сумарну похибку, а не похибку окремих елементів, котрі у взаємодії можуть підсилюватися чи частково компенсуватися. Однак комплексні показники не завжди зручні в цеху через складність і низьку продуктивність відповідних вимірювальних засобів. Тому частіше застосовують комплекси контролю показників, що їх заміняють.

Показники, що їх треба контролювати, встановлює підприємство-виготовлювач у залежності від застосовуваної технології виготовлення, розмірів коліс, серійності, необхідної точності, наявності вимірювальних засобів і прийнятої у даній галузі загальної системи зубчастих передач.

Усі норми й допуски в ГОСТ 1643-81 наведені щодо робочої осі, навколо якої обертається зубчасте колесо в зібраній передачі. Якщо контроль яких-небудь параметрів виконують не від осі, то треба ввести більш жорсткі виробничі допуски з метою компенсації похибок від заміни бази. Посилювати допуски для коліс доводиться й у випадках, коли передача має багато деталей. Наприклад, готове зубчасте колесо монтують на вал, на який насаджують підшипники; підшипники поміщають у склянки, а склянки – у корпус; у підсумку нормам стандарту повинна задовольняти передача в зборі.

У стандартах на усі види зубчастих передач при утворенні символів нормованих поверхонь і допусків дотримуються наступних правил. Показники, що визначають кінематичну точність, прийнято позначати *F*, плавність роботи – *f*. Показники для зубчастих коліс конкретизують додаванням літерних індексів. Якщо ж показник відноситься до передачі в цілому, то наприкінці індексу додають ***o***. Коли під символом контрольованої похибки мають на увазі дійсне (реальне) значення, отримане виміром у конкретних деталей, в індекси додають ще ***r*** (без неї символ позначає відповідний стандартний допуск). Наявність у символі одного штриха означає, що контроль даного показника на вимірювальному приладі повинен здійснюватись в однопрофільному зачепленні, наявність двох штрихів зобов'язує проводити контроль при двопрофільному (беззазорному) зачепленні, що забезпечується безупинним підджаттям коліс пружиною. Показники зубчастих коліс перевіряють у зачепленні з вимірювальним колесом, а передачі – у зачепленні з парним робочим колесом. Показники без штрихів переважно контролюються на окремо взятих зубчастих колесах поза зачепленням (наприклад, товщина зуба, окружний крок, довжина загальної нормалі і т.і.).

13.2 Коротка характеристика норм точності зубчастих і черв'ячних передач

Кінематична точність. У зібраній передачі, схематично зображеної на рис. 50, *а*, при повороті ведучого зубчастого колеса на кут φ_1 ведене зубчасте колесо z_2 теоретично з урахуванням передатного відношення повинне повернутися на номінальний кут φ_3. Однак, унаслідок впливу різних похибок, ведене колесо в дійсності повернеться на кут φ_2, трохи більший чи менший, ніж номінальний кут. Так виявляється *кінематична похибка* передачі, рівна різниці між дійсним φ_2 і розрахунковим (номінальним) φ_3 кутами повороту веденого колеса передачі, виражена в лінійних величинах (мікрометрах) довжиною дуги ділильного кола колеса. Номінальний кут повороту веденого колеса

$$\varphi_3 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2},$$

де z_1 і z_2 - числа зубів ведучого і веденого колеса.

Кінематичну похибку передачі записують у вигляді графіка (рис. 50, *б*), на якому по осі ординат відкладають значення похибки, а по осі абсцис – кут повороту зубчастого колеса φ.

Комплексним показником кінематичної точності є найбільша кінематична похибка передачі F'_{ior} – найбільша різниця значень кінематичної похибки передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс.

Аналогічно визначають найбільшу кінематичну похибку колеса F'_{ir} (при цьому замість ведучого колеса використовують дуже точне — зразкове, так зване вимірювальне колесо). Графік контролю параметра F'_{ir} показаний на рис. 50, *в*.

Норми плавності роботи, як указувалося вище, є домінуючими для швидкісних передач. Порушення плавності роботи передачі оцінюється багаторазово змінюючими коливаннями на діаграмі кінематичної похибки, що додають їй хвилеподібний характер.

Показники плавності роботи призначають з урахуванням *коефіцієнта осьового перекриття* ε_β, під яким розуміють відношення дуги

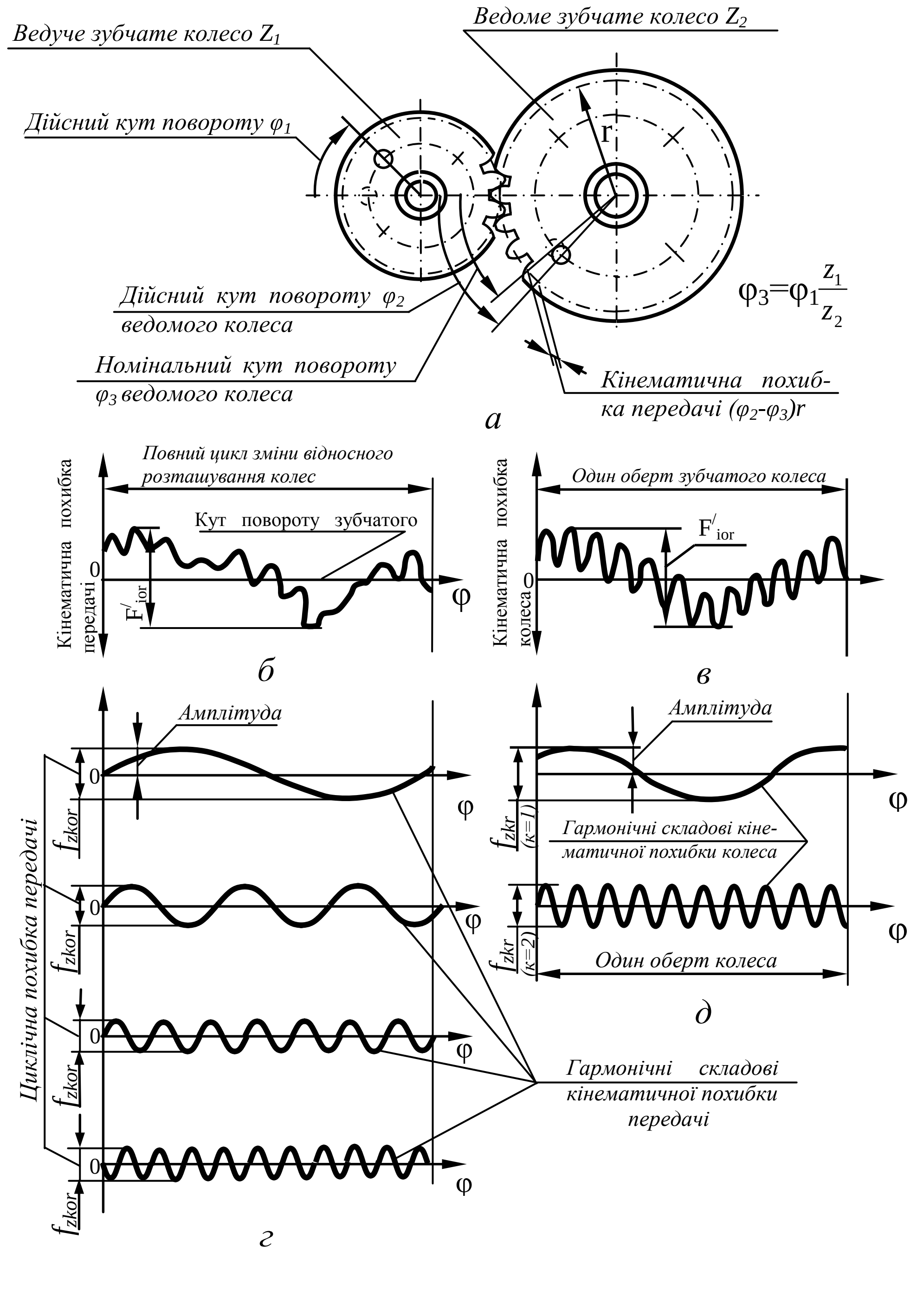


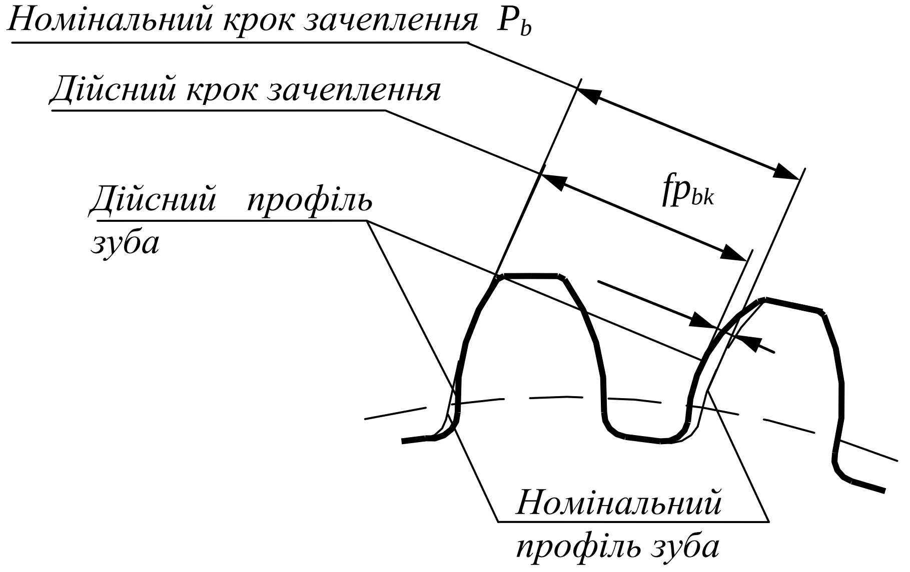
Рисунок 50 – Комплексні показники кінематичної точності й плавності

зачеплення (шляху по початковому колі, що його проходить профіль зуба під час фактичного його зачеплення) до кроку зачеплення. Для плавності роботи необхідно, щоб значення коефіцієнта ε_β було більшим від одиниці; у противному випадку торкання однієї пари зубів закінчиться раніш, ніж вступить у зачеплення наступна пара, у результаті чого рух відомого колеса буде переривчастим.

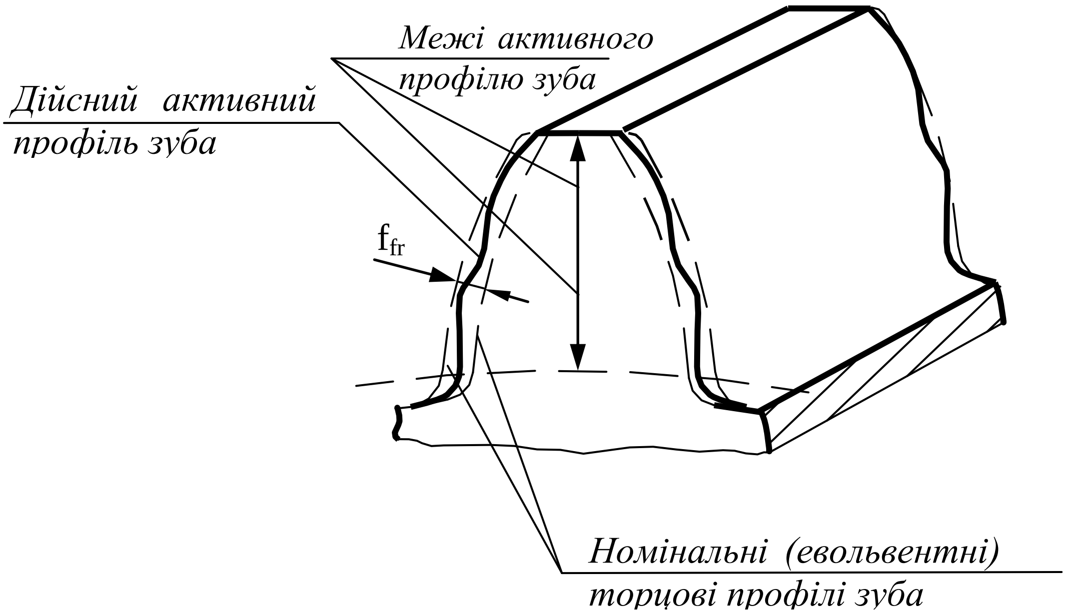
Комплексним показником для передач 3-8-го ступеня точності з коефіцієнтом ε_β, рівним відповідно 1:1,25; 2; 2,5 і 3, є *циклічна похибка передачі* f_{zkor} – подвоєна амплітуда гармонійної складової кінематичної похибки передачі (рис. 50, *г*). Серія гармонік, що зображена на рис. 50, *г,* отримана

за допомогою аналізатора з графіка кінематичної похибки. Якщо всі гармоніки скласти, то знову одержимо графік кінематичної похибки передачі (чи колеса).

Плавність роботи зубчастих коліс контролюють також за допомогою елементних показників, деякі з який (*відхилення кроку зачеплення* f_{pbr} і *похибка профілю зуба* f_{fr}) показані на рис. 51.



а



б

Рисунок 51 – Елементні показники роботи плавності роботи колеса

Контакт зубів визначається розмірами ділянки прилягання їхніх бічних поверхонь при роботі передачі (рис. 52, *а*).

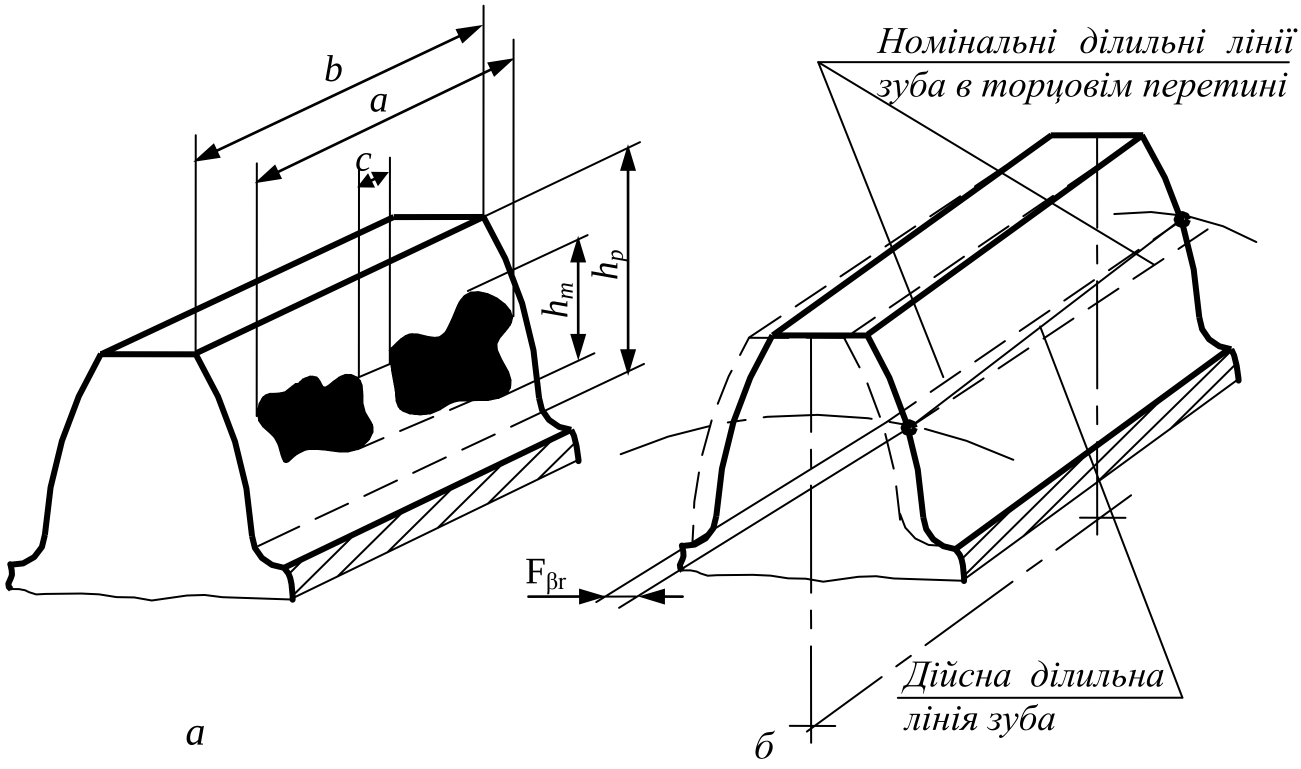


Рисунок 52 – Показники контакту зубів передачі

Недостатнє прилягання призводить до нерівномірного розподілу переданого навантаження по перетину зубів, місцевим підвищеним контактним напруженням, порушенню шару мастильного матеріалу і, як наслідок, прискореному зношуванню, іноді відшаровуванню поверхневих шарів матеріалу і навіть викрошуванню зубів.

Неповнота контакту зубів є наслідком як похибок самих коліс, особливо по напрямку зуба і профілю, так і похибок монтажу, що виникають через відхилення від паралельності й перекосу робочих осей передачі. Отже, найбільш об'єктивною перевіркою ступеня контакту є контроль зібраної передачі.

Стандарт передбачає два види контролю плями контакту.

Миттєва пляма контакту – частина активної бічної поверхні зуба колеса передачі, на якій розташовуються сліди його прилягання до зубів шестірні, покритих тонким шаром барвника, після повороту колеса зібраної передачі на повний оборот при легкому гальмуванні, що забезпечує безупинне контактування зубів обох зубчастих коліс.

Сумарна пляма контакту – частина активної бічної поверхні зуба зубчастого колеса, на якій розташовуються сліди прилягання зубів парного зубчастого колеса в зібраній передачі після обертання під навантаженням, заданим технічною документацією.

Величину плями контакту оцінюють відносними його розмірами у відсотках:

- *по довжині зуба* – відношенням відстані *a* між крайніми точками слідів прилягання за винятком розривів *c*, що перевищують величину модуля в міліметрах, до довжини зуба *b*:

$$\frac{a-c}{b}\cdot 100\%\,; \qquad (14)$$

- *по висоті зуба* – відношення середньої (по всій довжині зуба) висоти слідів прилягання h_m до висоти зуба відповідної активної бічної поверхні h_p:

$$\frac{h_m}{h_p}\cdot 100\%\,. \qquad (15)$$

Похибка $F_{\beta r}$ *напрямку зуба* (рис. 52, *б*) – відстань між двома найближчими одна до одної номінальними ділильними лініями зуба в торцевому перетині, між якими розміщається дійсна ділильна лінія зуба, що відповідає робочій ширині зубчастого вінця. Похибка напрямку зуба обмежена допуском F_β.

Вид спряження в зубчастій передачі характеризується гарантованим бічним зазором. Створюється бічний зазор, як правило, шляхом деякого зменшення товщини зубів коліс, що спряжуються. Для цього при нарізанні зубів здійснюють додатковий зсув вихідного контуру зуборізного інструмента в напрямку до осі заготовки (рис. 53).

При нарізанні зубчастих коліс інструментами рейкового типу форма профілю і його товщина залежать від установки рейкового інструмента по відношенню до колеса. Зубчасте колесо виходить із зміщенням вихідного контуру в тому випадку, коли ділильне коло котиться не по середній лінії рейки (чи по ділильній поверхні вихідного виробляючого контуру), а по паралельній їй лінії.

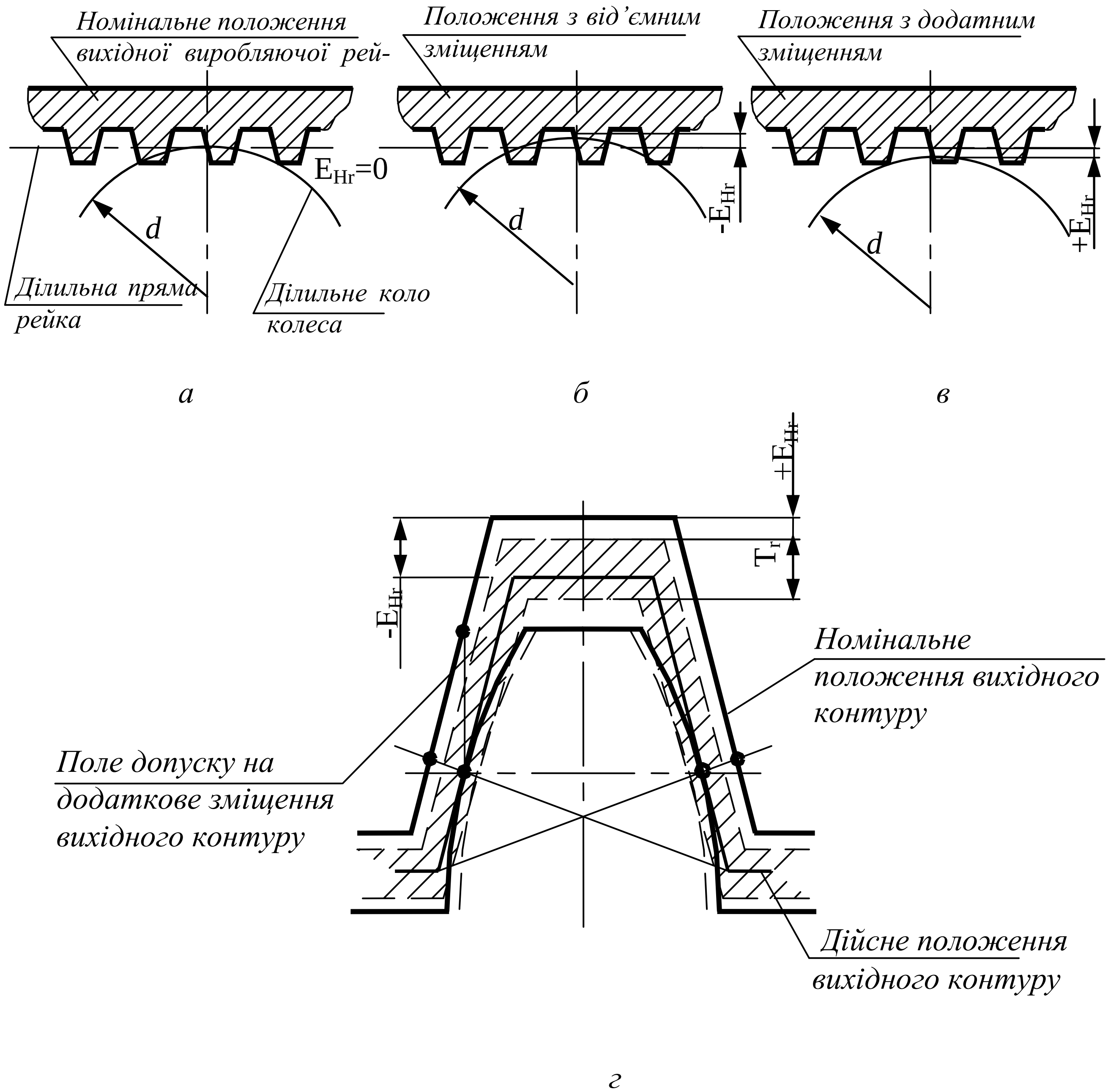


Рисунок 53 – Положення вихідного контуру при нарізанні зубів (а, б, в) і додаткове зміщення вихідного контуру для утворення бічного зазору

Відстань по нормалі між ділильним колом колеса і середньою лінією вихідної рейки називають зміщенням E_{Hr} вихідного контуру. Зміщення вихідного контуру може бути від'ємним (ділильна пряма вихідного контуру перетинає ділильне коло зубчастого колеса) і додатнім (ділильна пряма вихідного контуру не перетинає ділильного кола зубчастого колеса). Для забезпечення в передачі гарантованого бічного зазору виконується *додаткове зміщення вихідного контуру* від номінального положення «у тіло» зубчастого колеса на величину E_{Hr} (див. рис. 53, *г*).

Найменше додаткове зміщення E_{Hs} вихідного контуру для зубчастого колеса з зовнішніми зубами береться зі знаком «мінус», а для колеса з внутрішніми зубами E_{Hi} із знаком «плюс». Зі збільшенням величини зміщення вихідного контуру зуб колеса стає більш тонким, а бічний зазор передачі— більшим. На додаткове зміщення вихідного контуру, як і на будь-який лінійний розмір, назнається допуск T_H. Контроль додаткового зміщення вихідного контуру виконується за допомогою зубоміра зміщення, відомого ще за назвою тангенціальний зубомір.

Найменше додаткове зміщення вихідного контуру геометрично зв'язане з товщиною зуба колеса, тому замість параметра E_{Hs} можна використовувати інший параметр – найменше відхилення E_{cr} товщини зуба (найменше запропоноване зменшення постійної хорди, здійснюване для забезпечення в передачі гарантованого зазору). На товщину зуба дається допуск T_C, спрямований у тіло зуба. Схема вимірювання товщини зуба по постійній хорді $\bar{S}_C$ представлена на рис. 54 (вимірювання здійснюється на відстані $\bar{h}_c$ від кола виступів кромковим зубоміром чи штангензубоміром).

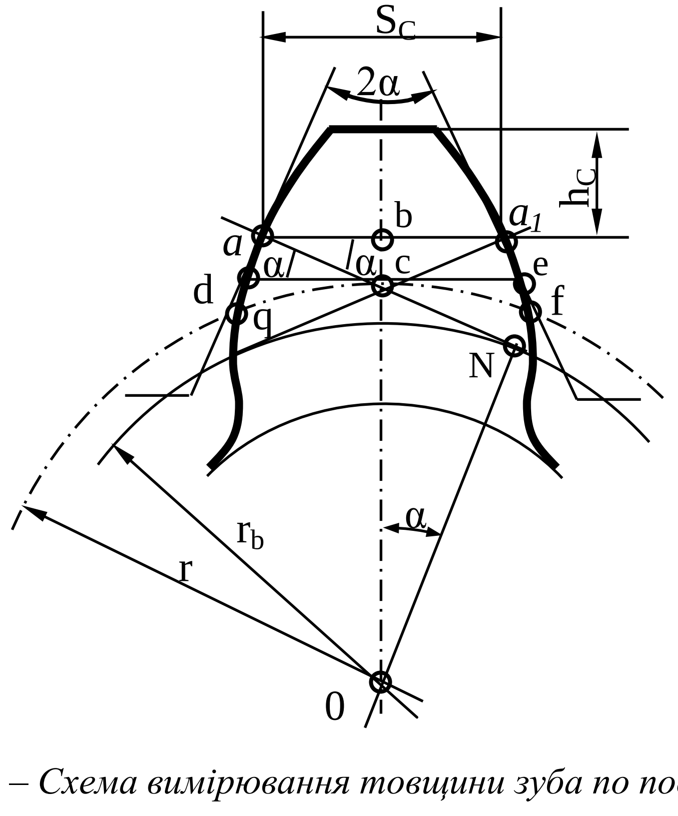


Рисунок 54 – Схема вимірювання товщини зуба по постійній хорді

При виконанні лабораторних робіт на кафедрі можна ознайомитися з вимірювальними приладами і освоїти методику вимірювання різних параметрів за всіма розглянутими нормами точності, скориставшись методичними вказівками [51].

Нижче як доповнення до цих матеріалів наведені принципові схеми контрольно-вимірювальних засобів для перевірки параметрів точності зубчастих передач (рис. 55).

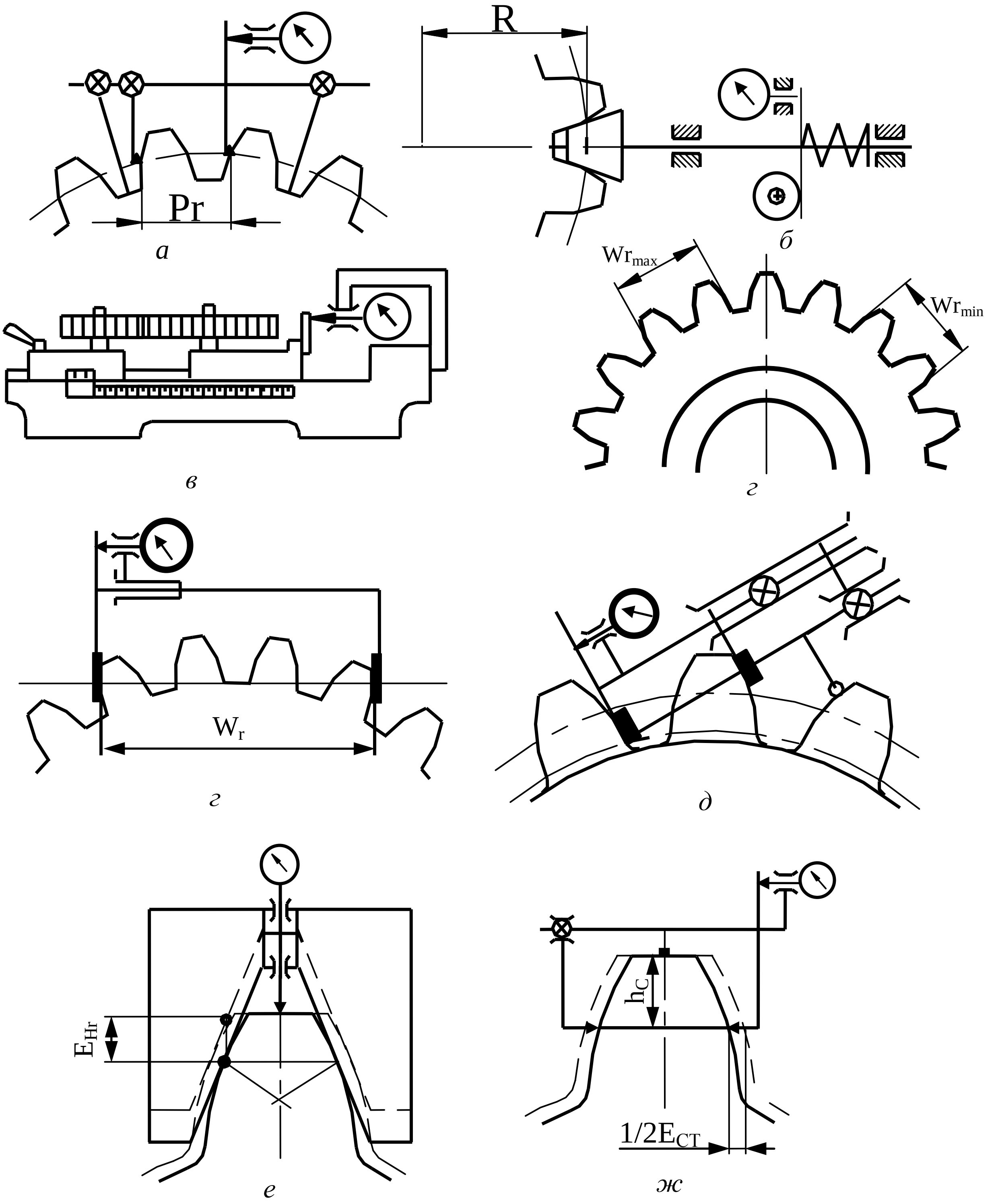


Рисунок 55 – Принципові схеми вимірювальних засобів для контролю параметрів точності зубчастих передач:

а – крокомір для контролю окружних кроків; б – биттє мір для контролю радіального биття зубчастого вінця; в – міжосемір для контролю параметрів F''_{ir}, f''_{ir}, f_{ar} *; г – нормалемір для контролю параметрів* W_r *і* Fv_{Wr} *; д – крокомір для контролю кроку зачеплення; е – зубомір зміщення для контролю додаткового зміщення вихідного профілю; ж – кромковий зубомір для контролю товщини зуба по постійній хорді* $\overline{S}_c$ *.*

13.3 Позначення точності зубчастих і черв'ячних передач у кресленнях

Точність зубчастих коліс і передач в кресленні позначають ступенем точності і видом спряження за нормами бічного зазору, наприклад, запис 7 – *C* ГОСТ 1643-81 означає точність передачі 7-го ступеня точності за всіма трьома нормами з видом спряження *C* зубчастих коліс і відповідністю між видом спряження *C* і видом допуску *c* на бічний зазор, а також між видом спряження *C* і IV класом відхилень міжосьової відстані.

При комбінуванні норм різного ступеня точності і зміні відповідності між видом спряження й класом відхилень міжосьової відстані точність зубчастих коліс і передач позначають трьома цифрами і двома буквами.

Перша цифра означає ступінь за нормами кінематичної точності, друга – ступінь за нормами плавності роботи, третя – за нормами контакту зубів: перша з букв – вид спряження, а друга – вид допуску на бічний зазор.

Наприклад, якщо в кресленні зубчастого колеса є запис 8-7-6-Ва, то це означає, що зазначено точність передачі зі ступенем *8* за нормами кінематичної точності, зі ступенем *7* за нормами плавності, зі ступенем *6* за нормами контакту зубів, з видом спряження В, видом *а* допуску на бічний зазор і відповідністю між видом спряження й класом відхилень міжосьової відстані.

У випадках, коли на одну з норм не заданий ступінь точності, замість відповідної цифри вказують букву N, наприклад, *8 – N – 7 – A*.

При необхідності вибору більш грубого класу відхилення міжосьової відстані, ніж передбачено для даного виду спряження, в умовному позначенні точності передачі указують прийнятий клас і зменшений гарантований бічний зазор, наприклад, *7 – Ca/V – 128 ГОСТ 1643-81* (клас відхилень міжосьової відстані *V* при міжосьовій відстані передачі a_w*=450 мм і* $j_{n\,min}$*=128 мкм*).

14 ВІДХИЛЕННЯ ФОРМИ Й РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ТА ЇХНЄ НОРМУВАННЯ

14.1 Вплив відхилень форми й розташування поверхонь на якість виробу

Точність геометричних параметрів деталей, як відзначалося у розділі 2, характеризується точністю не тільки розмірів її елементів, але і точністю форми і взаємного розташування поверхонь. Відхилення (похибки) форми і розташування поверхонь виникають у процесі обробки деталей через неточність і деформацію верстата, інструмента й пристроїв; деформації оброблюваного виробу; нерівномірності припуску на обробку; неоднорідності матеріалу заготовки тощо. У рухомих з'єднаннях ці відхилення приводять до зменшення зносостійкості деталей внаслідок підвищеного тиску на виступах нерівностей, до порушення плавності ходу, шумоутворення тощо. При роботі механізмів із використанням направляючих, копірів, кулачків тощо у зв'язку зі скривленням заданих геометричних профілів також знижуються їхні точності. У нерухомому і щільному рухливому з'єднаннях відхилення форми й розташування поверхонь викликають нерівномірність натягів чи зазорів, унаслідок чого знижуються міцність з'єднання, герметичність і точність центрування.

При збільшенні навантажень, швидкостей, робочих температур, характерних для сучасних машин і приладів, вплив відхилень форми й розташування поверхонь підсилюється.

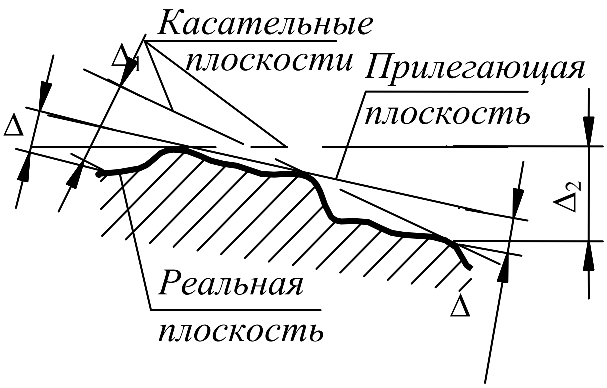
Відхилення форми й розташування поверхонь знижують не тільки експлуатаційні, але і технологічні показники виробів. Так, вони істотно впливають на точність і трудомісткість складання і підвищують обсяг приганяльних операцій, знижують точність вимірювання розмірів, впливають на точність базування деталі при виготовленні й контролі.

Дослідження в галузі важкого машинобудування [37] показали, що при виготовленні крупних виробів їхня якість у значно більшому ступені визначається відхиленнями форми й розташування, ніж відхиленнями розмірів поверхонь – у кінцевому рахунку саме підсумовування цих відхилень при складанні приводить до появи припасувальних операцій на цій кінцевій стадії виробництва.

Таким чином, для забезпечення необхідної точності параметрів виробу, його працездатності і довговічності в робочих кресленнях деталей необхідне нормування не тільки граничних відхилень розмірів, але й у потрібних випадках допусків форми й розташування поверхонь. Правильне і більш повне нормування точності форми і розташування поверхонь, що сприяють підвищенню точності геометрії деталей при їхньому виготовленні й контролі, є одним з основних факторів підвищення якості машин.

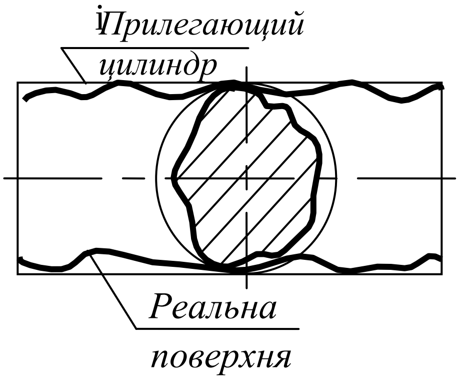
14.2 Основні положення

Під *відхиленням форми* поверхні (чи профілю) відповідно до ГОСТ 24642-81 розуміють відхилення форми реальної поверхні (реального профілю) від форми номінальної поверхні (номінального профілю).



Поняття відхилень форми і розташування, нормування в кресленнях, контроль і вимірювання їх після виготовлення поверхонь деталей засновані на положенні *про прилягаючі поверхні, профілі, лінії.*

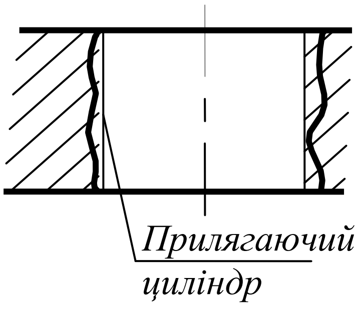
Прилягаюча поверхня – поверхня, що має форму номінальної поверхні, стикається з реальною поверхнею і розташована поза матеріалом деталі так, аби відхилення від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.



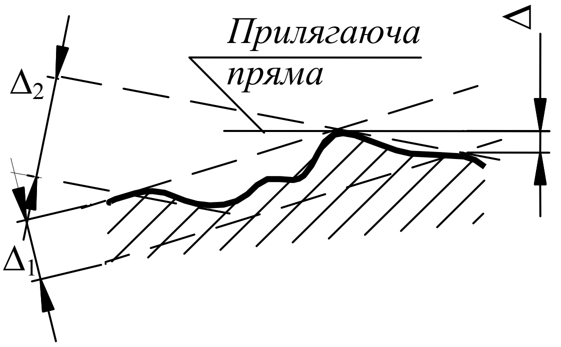
Прилягаюча площина – площина, що стикається з реальною поверхнею і розташована поза матеріалом деталі так, аби відхилення від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

$$\Delta < \Delta_1; \Delta < \Delta_2$$

Прилягаючий циліндр – циліндр мінімального діаметра, описаний навколо реальної зовнішньої поверхні, чи максимального діаметра, уписаний у реальну внутрішню поверхню

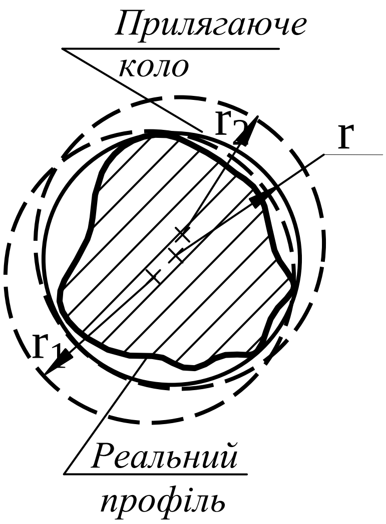


Прилягаючий профіль – профіль, що має форму номінального профілю, стикається з реальним профілем і розташований поза матеріалом деталі так, аби відхилення від нього найбільш віддаленої точки реального профілю в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.



Прилягаюча пряма – пряма, що стикається з реальним профілем і розташована поза матеріалом деталі так, аби відхилення від неї найбільш віддаленої точки реального профілю в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення

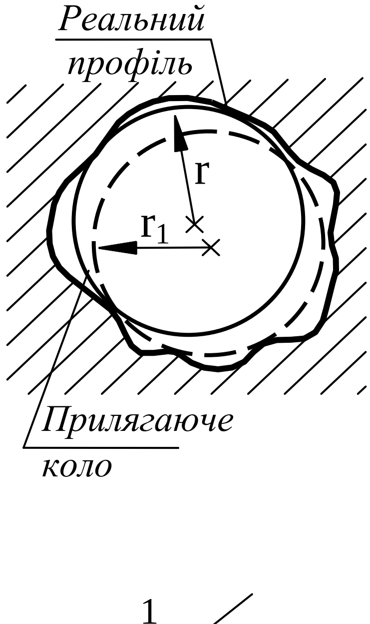
$$\Delta < \Delta_1; \Delta < \Delta_2 .$$



Прилягаюче коло – коло мінімального діаметра, що описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання, чи максимального діаметра, вписане в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання.

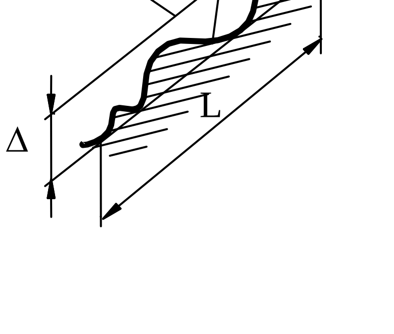
Допуском форми називається найбільше значення відхилення форми, що допускається.

Відхиленням розташування називається відхилення реального (дійсного) розташування розглянутого елемента (поверхні, осі чи площини симетрії) від номінального розташування. Під номінальним розуміється розташування, обумовлене номінальними лінійними й кутовими розмірами (координуючими розмірами) між розглянутим елементом і базами.



Базою може бути поверхня її утворююча (наприклад, площина) чи точка (наприклад, вершина конуса, центр сфери). Якщо базою є поверхня обертання (наприклад, циліндрична чи конічна) чи різьба, то як базу розглядають їхню вісь. База визначає прив'язку деталі до площини чи осі координат, щодо якої задаються допуски розташування чи визначається розташування нормованого елемента. Базою може служити і сполучення декількох елементів, наприклад, загальна вісь чи загальна площина симетрії декількох елементів.

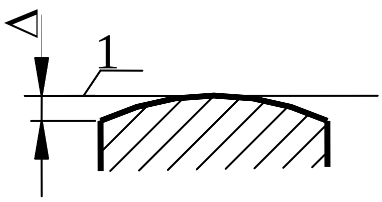
14.3 Основні види відхилень форми поверхонь



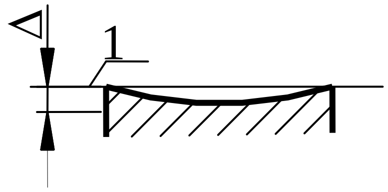
ГОСТ 24642-81 встановлює наступні відхилення форми поверхонь.

Відхилення від прямолінійності в площині — найбільша відстань Δ від точок реального профілю 1 до прилягаючої прямої 2 у межах нормованої ділянки.

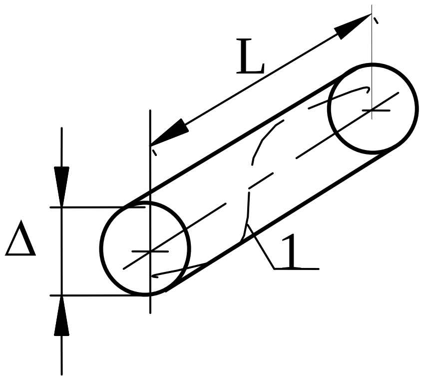
Окремими видами відхилення від прямолінійності є опуклість і увігнутість.



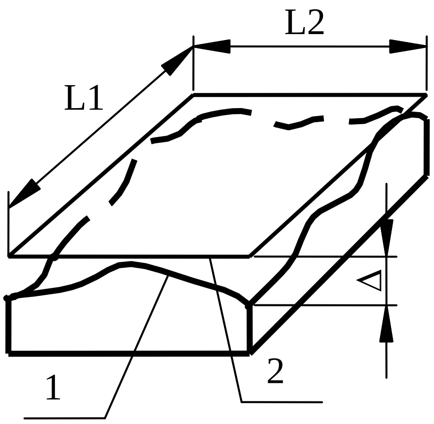
Опуклість — відхилення від прямолінійності, за яким віддалення точок реального профілю від прилягаючої прямої зменшується від країв до середини.



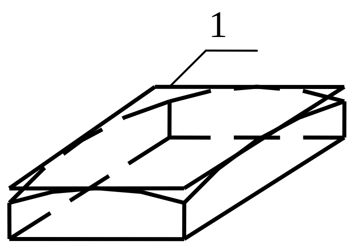
Увігнутість —відхилення від прямолінійності, за яким віддалення точок реального профілю від прилягаючої прямої 1 збільшується від країв до середини.



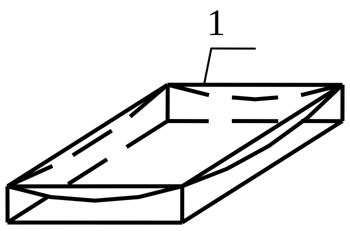
Відхилення від прямолінійності осі (чи лінії) у просторі — найменше значення діаметра Δ циліндра, усередині якого розташовується реальна вісь 1 поверхні обертання (лінія) у межах нормованої ділянки.



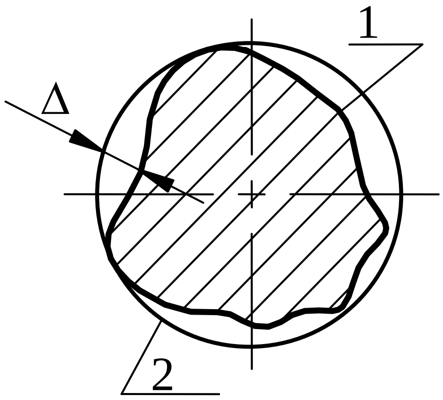
Відхилення від площинності — найбільша відстань Δ від точок реальної поверхні 1 до прилягаючої площини 2 у межах нормованої ділянки. Окремими видами відхилень від площинності є опуклість і увігнутість.



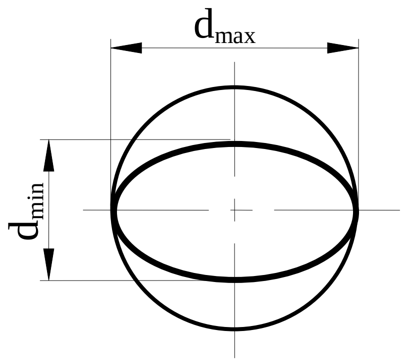
Опуклість — відхилення від площинності, за яким віддалення точок реальної поверхні від прилягаючої площини 1 зменшується від країв до середини.



Увігнутість — відхилення від площинності, за яким віддалення точок реальної поверхні від прилягаючої площини 1 збільшується від країв до середини.

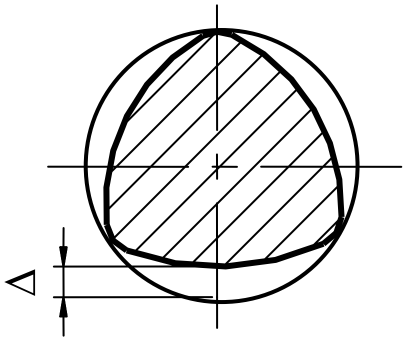


Відхилення від круглості — найбільша відстань Δ від точок реального профілю 1 до прилягаючого кола 2.
Окремими видами відхилень від круглості є овальність і огранка.

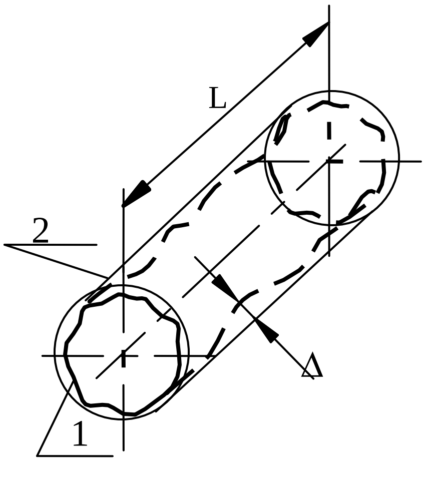


Овальність — відхилення від круглості, за яким реальний профіль являє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої знаходяться у взаємно перпендикулярних напрямках

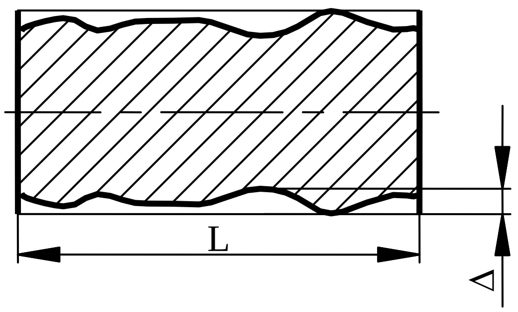
$$\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}.$$



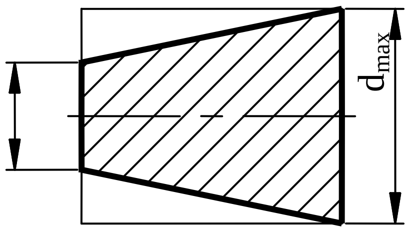
Огранка — відхилення від круглості, за яким реальний профіль являє собою багатогранну фігуру.
Кількісно овальність і огранка оцінюються так само, як відхилення від круглості.



Відхилення від циліндричності — найбільша відстань Δ від точок реальної поверхні 1 до прилягаючого циліндра 2 у межах нормованої ділянки.

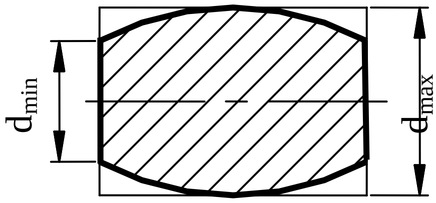


Відхилення профілю поздовжнього перетину —
найбільша відстань Δ від точок утворюючих ре альної поверхні, що лежать у площині, яка проходить через її вісь, до відповідної сторони прилягаючого профілю в межах нормованої ділянки.
Окремими видами відхилення профілю поздовжнього перетину є конусоподібність, бочкоподібність і сідлоподібність.



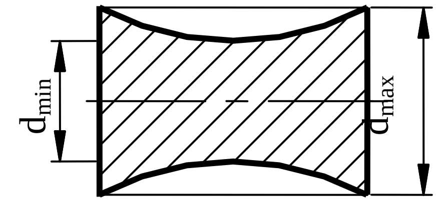
Конусоподібність — відхилення профілю поздовжнього перетину, за яким утворюючі прямолінійні, але не паралельні.

$$\Delta = \frac{d_{max} - d_{min}}{2}.$$



Бочкоподібність — відхилення профілю поздовжнього перетину, за яким утворюючі непрямолінійні і діаметри збільшуються від країв до середини перетину

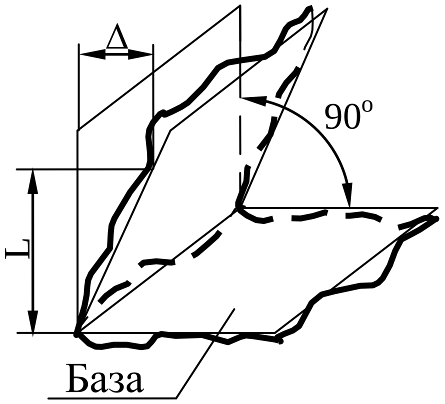
$$\Delta = \frac{d_{max} - d_{min}}{2}.$$



Сідлоподібність — відхилення профілю поздовжнього перетину, за яким утворюючі непрямолінійні і діаметри зменшуються від країв до середини перетину

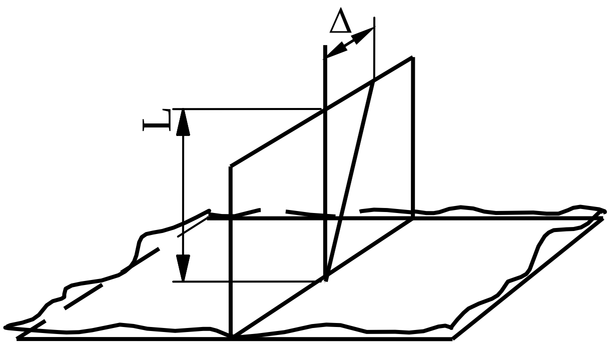
$$\Delta = \frac{d_{max} - d_{min}}{2}.$$

14.4 Основні види відхилень розташування поверхонь

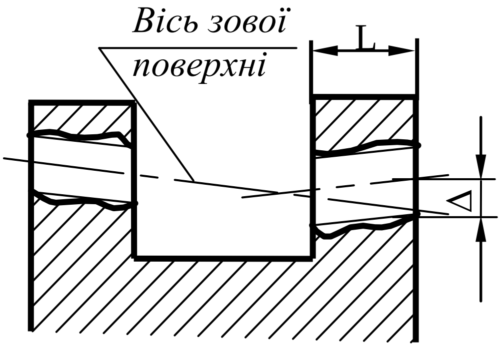


ГОСТ 24642-81 встановлює основні відхилення розташування поверхонь, деякі з яких представлені нижче.

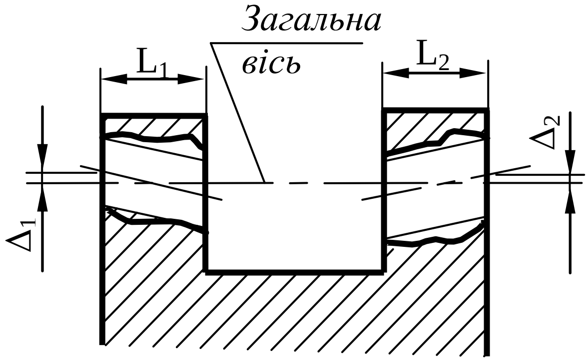
Відхилення від перпендикулярності площин — відхилення кута між площинами від прямого кута (90°), виражене в лінійних одиницях Δ на довжині нормованої ділянки.



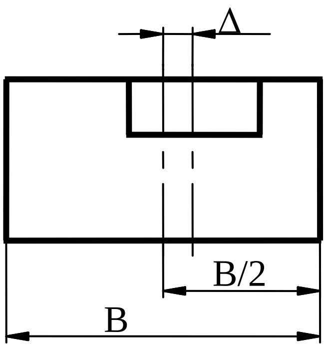
Відхилення від перпендикулярності осі (чи прямої) щодо площини — відхилення кута між віссю поверхні обертання (прямої) і базовою площиною від прямого кута (90°), виражене в лінійних одиницях Δ на довжині нормованої ділянки.



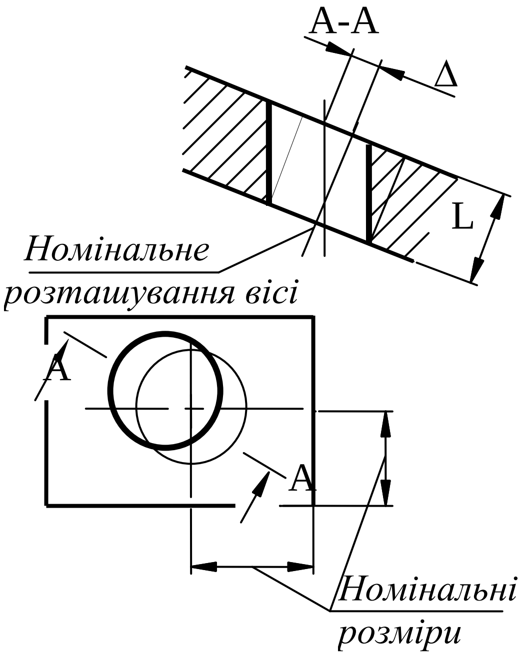
Відхилення від співвісності щодо осі базової поверхні — найбільша відстань Δ між віссю розглянутої поверхні обертання і віссю базової поверхні на довжині нормованої ділянки.



Відхилення від співвісності відносно загальної осі — найбільша відстань ($\Delta_1, \Delta_2, ...$) між віссю розглянутої поверхні обертання і загальною віссю двох чи декількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки.



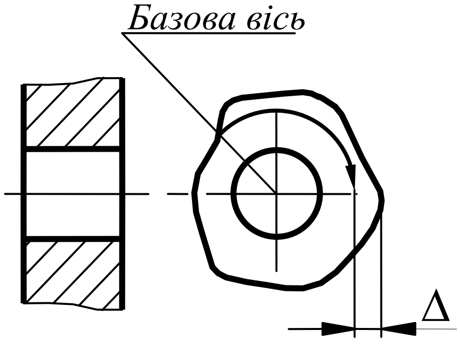
Відхилення від симетричності відносно загальної площини симетрії — найбільша відстань Δ між площиною симетрії (віссю) розглянутого елемента (елементів) і загальною площиною симетрії двох чи декількох елементів у межах нормованої ділянки.



Позиційне відхилення — найбільша відстань Δ між реальним розташуванням елемента (його центра, осі чи площини симетрії) і його номінальним розташуванням у межах нормованої ділянки.

14.5 Сумарні відхилення форми й розташування поверхонь

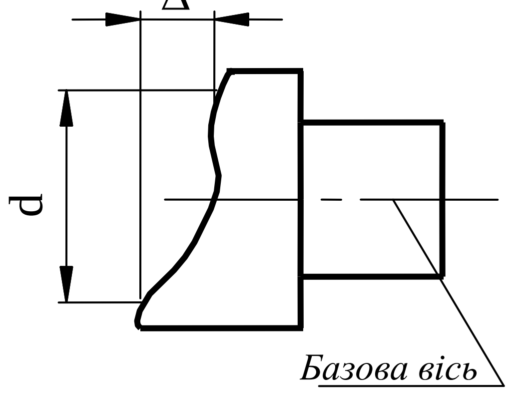
Під сумарним відхиленням форми і розташування розуміють відхилення, що є результатом спільного прояву відхилення форми й відхилення розташування розглянутої поверхні чи розглянутого профілю щодо баз.



ГОСТ 24642-81 встановлює наступні основні сумарні відхилення форми й розташування поверхонь.

Радіальне биття —різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю поверхні обертання до базової осі в перетині площиною, перпендикулярною до базової осі.

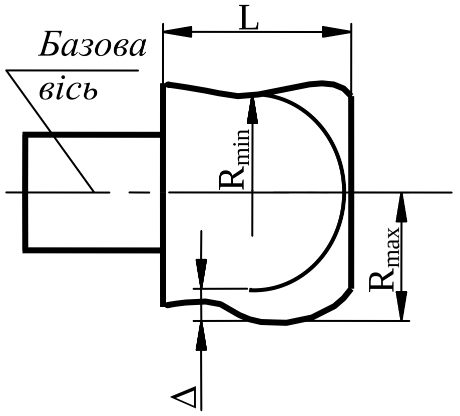
Являє собою результат спільного прояву відхилення від круглості профілю розглянутого перетину й відхилення його центра щодо базової осі.



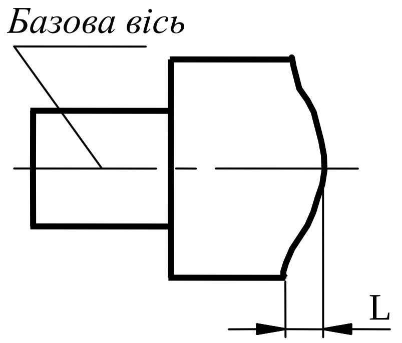
Торцеве биття —різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю торцевої поверхні до площини, перпендикулярної до базової осі.

Торцеве биття визначається в перетині торцевої поверхні циліндром заданого діаметра, співвісним із базовою віссю, а якщо діаметр

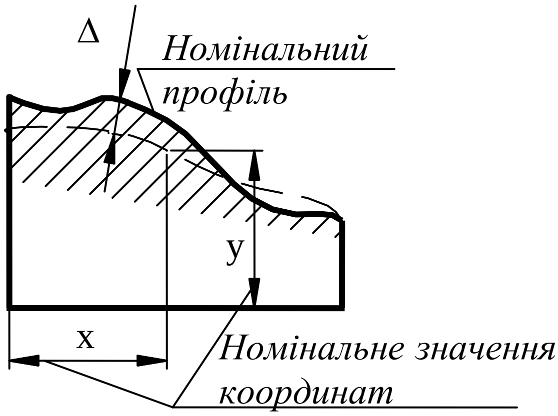
не заданий, то в перетині кожного (у тому числі і найбільшого) діаметра торцевої поверхні.



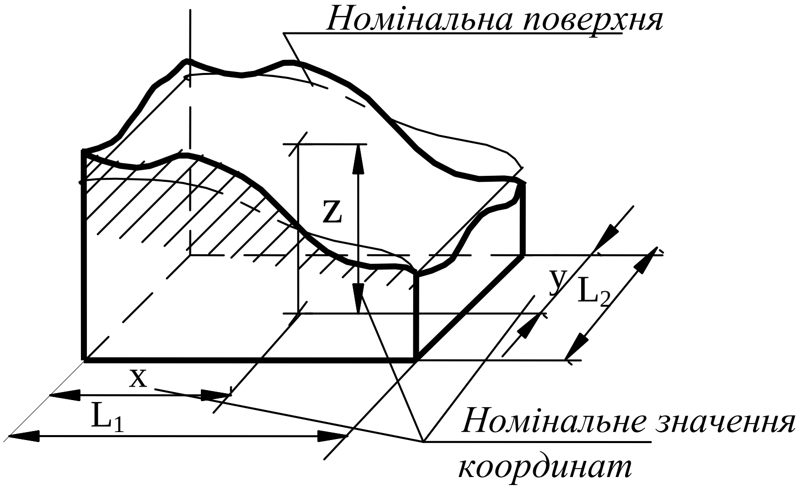
Повне радіальне биття — різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від усіх точок реальної поверхні в межах нормованої ділянки до базової осі.
Є результатом спільного прояву відхилення від циліндричності поверхні й відхилення від її співвісності відносно базової осі.



Повне торцеве биття — різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від точок усієї торцевої поверхні до площини, перпендикулярної до базової осі.
Є результатом спільного прояву відхилення від площинності розглянутої поверхні й відхилення від її перпендикулярності відносно базової осі.



Відхилення форми заданого профілю — найбільше відхилення Δ точок реального профілю від номінального профілю, що визначається по нормалі до номінального профілю в межах нормованої ділянки.



Відхилення форми заданої поверхні — найбільше відхилення Δ точок реальної поверхні від номінальної поверхні, що визначається по нормалі до номінальної поверхні в межах нормованої ділянки.

Примітка. Крім зазначених видів сумарних відхилень в обґрунтованих випадках можуть нормуватися й інші сумарні відхилення форми і розташування поверхонь (профілів), наприклад: 1) сумарне відхилення від паралельності і площинності; 2) сумарне відхилення від перпендикулярності і площинності; 3) сумарне відхилення від номінального нахилу й площинності.

14.6 Допуски розташування осей отворів кріпильних деталей

Багато деталей машин з'єднуються болтами, гвинтами, шпильками й іншими кріпильними деталями, осі яких паралельні. Такі з'єднання бувають двох типів: тип А (рис. 56, *а*) і тип В (рис. 56, *б*).

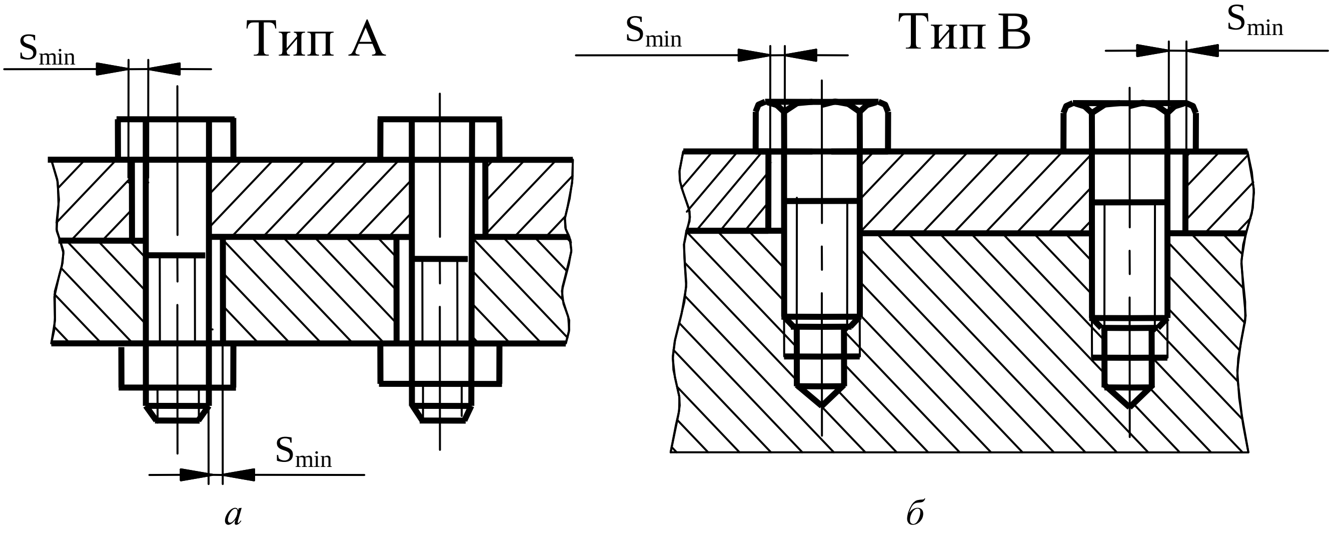


Рисунок 56 – Типи кріпильних з'єднань

У з'єднаннях типу А (болтові, заклепувальні з'єднання) забезпечуються наскрізні отвори під прохід кріпильної деталі з гарантованим діаметральним зазором S, а в з'єднаннях типу В наскрізні отвори під прохід кріпильної деталі передбачені тільки в одній з деталей, що з'єднуються, а інша деталь має або різьбовий отвір (гвинтові чи шпилькові з'єднання - див. рис. 56, *б*) чи гладенькі отвори із забезпеченням натягу).

Складання таких з'єднань в умовах одиничного й дрібносерійного виробництва здійснюється або шляхом спільної обробки отворів у парних деталях, що з'єднуються, або «по підмітці», тобто по оброблених отворах в одній з деталей. При цьому взаємозамінність, природно, не забезпечується.

Для незалежного виготовлення обох деталей, що з'єднуються, із забезпеченням взаємозамінності призначають допуски розташування осей отворів за ГОСТ 14140-81.

Допуски розташування осей отворів для кріпильних деталей повинні встановлюватися одним із способів:

— позиційними допусками осей отворів;

— граничними відхиленнями розмірів, що координують осі отворів.

Для отворів, що утворюють одну складальну групу з числом елементів у групі більш двох, краще призначати позиційні допуски їхніх осей.

Допуски розташування варто встановлювати і для інших елементів (наприклад, центрувальних отворів, виступів і т.п.), що входять в одну складальну групу з отворами для кріпильних деталей. У тих випадках, коли ці елементи є складальними базами, їх приймають як бази, до яких відносяться допуски розташування осей отворів для кріпильних деталей.

Числові значення позиційних допусків у діаметральному вираженні Т і в радіусному вираженні Т/2 повинні відповідати зазначеним у таблиці ГОСТ 14140-81.

Допуски розташування осей отворів для кріпильних деталей призначають у залежності від типу з'єднання кріпильними деталями, потрібного зазору для проходу кріпильних деталей і коефіцієнта використання цього зазору для компенсації відхилень розташування осей.

За кожним із двох можливих способів нормування допусків спочатку задаються значенням позиційного допуску в діаметральному вираженні, скориставшись таблицями стандарта, де чисельні значення допусків встановлені однаковими й визначені за формулами:

$$T = K \cdot S_{\min} \text{ – для з'єднань типу А;}$$

$$T = 0{,}5K \cdot S_{\min} \text{ – для з'єднань типу В.}$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} ,$$

де $S_{\min}$ – найменший зазор між наскрізним гладеньким отвором і кріпильною деталлю;

$D_{\min}$ – найменший граничний діаметр наскрізного отвору;

$d_{\max}$ – найбільший граничний діаметр стрижня кріпильної деталі;

K – коефіцієнт використання зазору $S_{\min}$, що залежить від умов складання.

Рекомендується приймати:

1) *K=1* чи *K=0,8* – для з'єднань, що не потребують регулювання взаємного розташування деталей.
2) *K=0,8* чи *K=0,6* – для з'єднань, у яких необхідне регулювання взаємного розташування деталей.

В обґрунтованих випадках значення *K* приймають менше 0,6.

Значення *T*, визначені за вище наведеними формулами, скруглюють до найближчого числа за ГОСТ 14140-81.

Позиційні допуски осей отворів для обох деталей, що з'єднуються, допускається призначити неоднаковими. При цьому вони повинні відповідати наступним умовам:

$$T_1 + T_2 = 2K \cdot S_{\min} \text{ – для з'єднань типу А;}$$

$$T_1 + T_2 = K \cdot S_{\min}$$ – для з'єднань типу В.

Якщо в складальну групу з отворами для кріпильних деталей входять центруючі елементи (отвори, виступи і тощо, рис. 57), то позиційний допуск центруючої поверхні T_0 визначається за формулами:

$$T_0 = 0{,}5K_0 \cdot S_{\min},$$

$$S_{0\min} = D_{0\min} - d_{0\max},$$

де $S_{0\min}$ – найменший зазор між центруючими поверхнями з’єднуваних деталей;

$D_{0\min}$ – найменший граничний діаметр центруючого отвору;

d_{0ma} – найбільший граничний діаметр центруючого виступу;

K_0 – коефіцієнт використання зазору між центруючими поверхнями для компенсації позиційного відхилення їхніх осей.

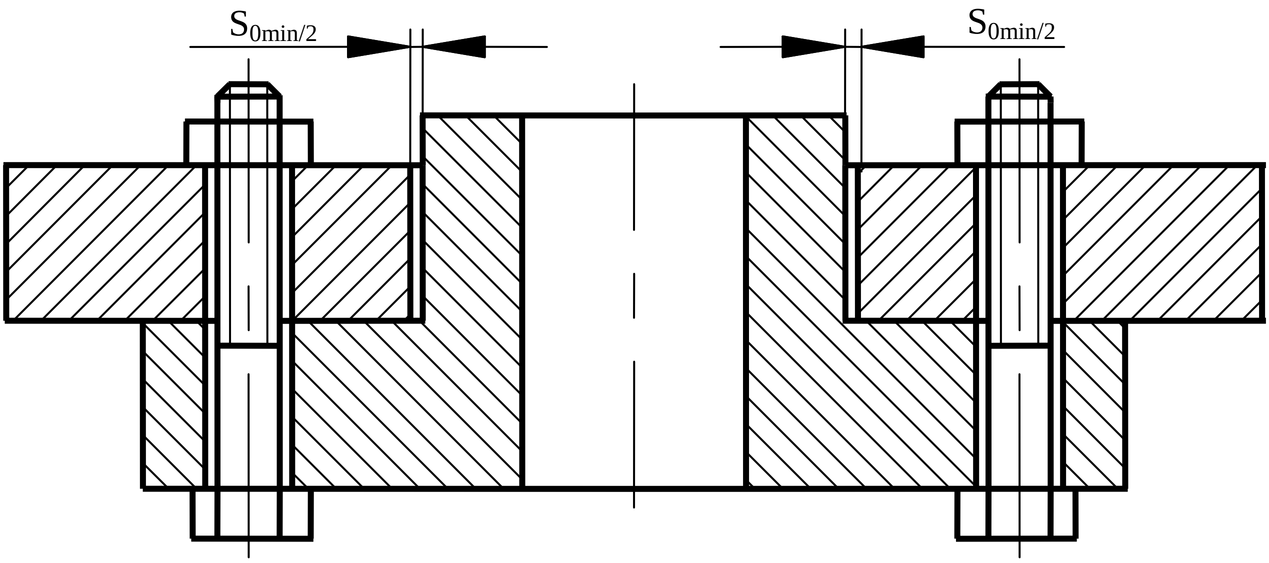


Рисунок 57 – З'єднання кріпильними деталями з центруючими (базовими) елементами

При $K_0 = 0$ чи $S_{0\min} = 0$ центруючі поверхні приймають як бази, до яких відносяться позиційні допуски осей отворів для кріпильних деталей.

На центруючі і базові елементи рекомендується поширювати умову залежного допуску, якщо не потрібно співпадіння осей цих елементів у з’єднуваних деталях (див. рис. 57).

Якщо ж приймається рішення задавати допуски розташування *за другим* способом, тобто граничними розмірами, що визначають положення осей отворів, то користуються спеціальними таблицями ГОСТ 14140-81, де вони наведені для різних видів розташування отворів у залежності від величини зазору $S_{\min}$ і коефіцієнта *К* його використання.

Приклади призначення допусків наведені в [40].

Як правило, допуски розташування осей варто задавати залежними. Отже, переважно способом контролю повинен бути комплексний контроль калібром розташування, який у випадку розбіжності з результатами заелементної перевірки є арбітражним.

14.7 Нормування і позначення в кресленнях допусків форми й розташування

Допуски форми й розташування поверхонь указують на кресленнях в основному за допомогою умовних позначок, для чого ГОСТ 2.309-79 передбачає наступні знаки їхніх видів (табл. 1).

Умовне позначення допусків форми й розташування поверхонь вказують у прямокутній рамці, розділеної на дві і більше частин.

У першій частині поміщають знак виду допуску, у другій – чисельне значення допуску в міліметрах, у третій і наступних – літерне позначення бази (баз) чи літерне позначення поверхні, із яким зв'язаний допуск розташування.

Методи нормування і позначення допусків форми й розташування з прикладами докладно наведені в [40].

Таблиця 1 – Позначення видів допусків форми й розташування (ГОСТ 2.309-79)

Група допуску	Вид допуску	Знак
Допуски форми	Допуск прямолінійності	—
	» площинності	⏥
	» круглості	○
	» циліндричності	⌭
	» профілю поздовжнього перетину	=
Допуски розташування	Допуск паралельності	//
	» перпендикулярності	⊥
	» похилу	∠
	» співвісності	◎
	» симетричності	⌯
	Позиційний допуск	⌖
	Допуск перетинання осей	×

Сумарні допуски форми і розташування	Допуск радіального биття » торцевого биття » биття в заданому напрямку	↗
	Допуск повного радіального биття Допуск повного торцевого биття	⌰
	Допуск форми заданого профілю Допуск форми заданої поверхні	⌒ ⌓

15 ШОРСТКІСТЬ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ТА ЇХНЄ НОРМУВАННЯ В КРЕСЛЕННЯХ

Після обробки деталі різанням на її поверхні залишаються сліди крайок ріжучого інструмента у вигляді нерівностей (рис. 58).

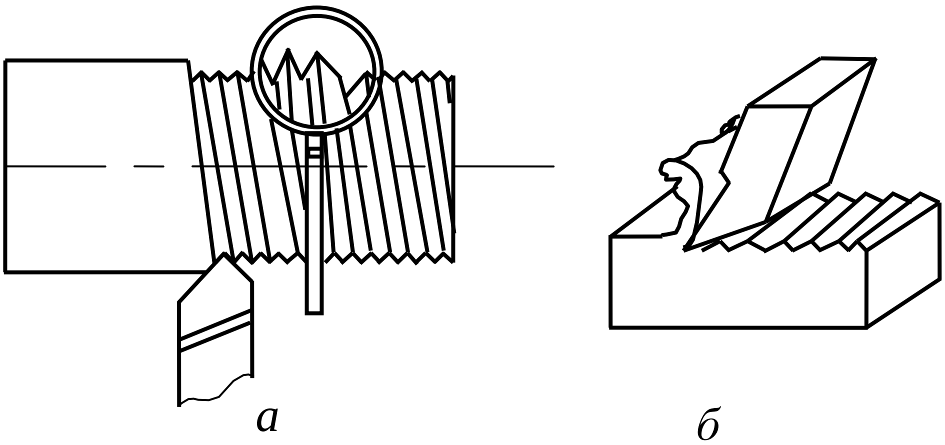


Рисунок 58 – Шорсткість поверхні при токарській обробці (а), при струганні (б)

Шорсткість є одним із параметрів, що характеризують якість поверхневого шару деталі (три інші характеристики – мікроструктура, твердість і залишкові напруження).

Під **шорсткістю поверхні** відповідно до ДСТУ 2413-94 розуміють сукупність її нерівностей з відносно малими кроками, виділену, наприклад, за допомогою базової довжини.

Шорсткість поверхні оцінюється за нерівностями профілю (рис. 59), отриманого шляхом перетину реальної поверхні площиною (найчастіше в нормальному перетині). Для відділення шорсткості поверхні від інших нерівностей з відносно великими кроками (відхилення форми й хвилястість) її розглядають у межах обмеженої ділянки, довжина якої називається **базовою довжиною**. Базою для відліку відхилень профілю є середня лінія профілю.

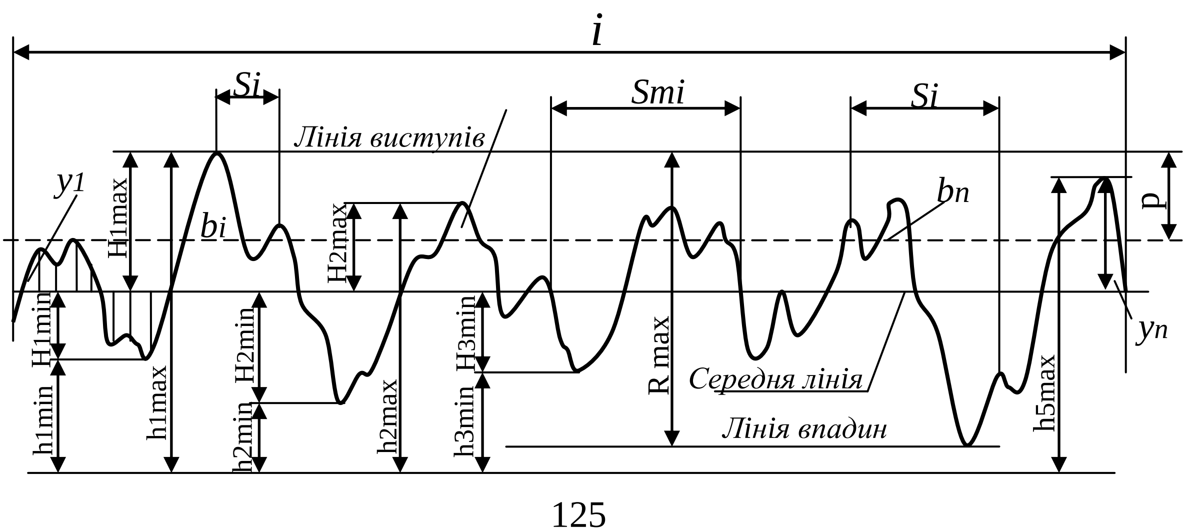


Рисунок 59 – Профілограма поверхні

Середня довжина m – базова лінія, що має форму номінального профілю і поділяє реальний профіль так, що в межах базової довжини сума квадратів відхилень профілю від цієї лінії мінімальна.

Опорна довжина профілю η_p – сума довжин відрізків, що відтинаються на заданому рівні профілю деталі лінією, еквідістантною середній лінії, у межах базової довжини

$$\eta_p = \sum_{i=1}^{n} b_i .$$

Рівень перетину профілю p – відстань між лінією виступів і лінією, що перетинає профіль еквідістантної лінії виступів профілю. Рівень перетину профілю виражають у відсотках від $R_{\max}$: $p = (5-90)R_{\max}$, %.

Стандарт установлює шість основних параметрів шорсткості, у тому числі три висотних ($R_{\max}$, R_z , R_a), два крокових (S_m і S) і один опорний (t_p), наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Терміни й визначення шорсткості поверхні

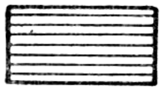
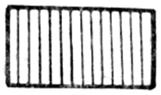
Термін	**Позна-чення**	**Визначення**
1	**2**	**3**
Найбільша висота нерівностей профілю	$R_{\max}$	Відстань між лінією виступів і лінією западин профілю в межах базової довжини
Висота нерівностей профілю за десятьма точками	R_z	Сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю й глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини $R_z = \frac{1}{5}\left(\sum_{i=1}^{5}\lvert H_{i\max}\rvert + \sum_{i=1}^{5}\lvert H_{i\min}\rvert\right)$, де $H_{i\max}$ і $H_{i\min}$ визначаються щодо середньої лінії, $R_z = \frac{1}{5}\left(\sum_{i=1}^{5} h_{i\max} - \sum_{i=1}^{5} h_{i\min}\right)$
Середнє арифметичне відхилення профілю	R_a	Середнє арифметичне абсолютних значень відхилень профілю в межах базової довжини

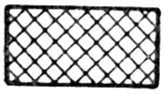
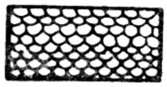
		$R_a = \frac{1}{l}\int_0^1 \lvert y(x)\rvert dx$ чи

1	2	3
		$R_a = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\lvert y_i\rvert$, де n – кількість дискретних відхилень профілю; l – базова довжина
Середній крок нерівностей профілю	S_m	Середнє значення кроку нерівностей профілю в межах базової довжини $S_m = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{mi}$, де n – кількість кроків нерівностей профілю на базовій довжині
Середній крок місцевих виступів профілю	S	Середнє значення кроку місцевих виступів профілю в межах базової довжини $S = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_i$, де S – крок місцевих виступів профілю; n – кількість місцевих виступів профілю на базовій довжині
Відносна опорна довжина профілю	t_p	Відношення опорної довжини до базової довжини $t_p = \frac{\eta_p}{l}$

Стандарт установлює також шість видів напрямків нерівностей (табл. 3), під яким розуміють умовний рисунок, утворений нормальними проекціями найвищих і найнижчих точок нерівностей на середню поверхню.

Таблиця 3 – Типи напрямку нерівностей

Напрямок нерівностей за ГОСТ 2789-73	Схематичне зображення нерівностей	Умовне зображення за ГОСТ 2.309-73
Паралельне (паралельно лінії, що зображує на кресленні нормовану поверхню)		$=$
Перпендикулярне (перпендикулярно лінії, що зображує нормовану поверхню)		$\perp$

Напрямок нерівностей за ГОСТ 2789-73	Схематичне зображення нерівностей	Умовне зображення за ГОСТ 2.309-73
Перехресне (перехрещування у двох напрямках похило до лінії, що зображує нормовану поверхню)		X
Довільне (різні напрямки стосовно лінії, що зображує нормовану поверхню)		M
Колоподібне (приблизно кругообразно стосовно центра нормованої поверхні)		З

Методи та засоби контролю шорсткості викладені в [1].

Вибір параметрів для нормування шорсткості повинен робитися з урахуванням призначення й експлуатаційних властивостей поверхні.

Основним у всіх випадках є нормування висотних параметрів. Переважно, у тому числі і для самих грубих поверхонь, нормувати параметр R_a, що більш інформативно, ніж R_z чи $R_{\max}$, характеризує відхилення профілю, оскільки на відміну від останніх, визначається за всіма точками (чи досить великим числом точок) профілю.

Параметри R_Z і $R_{\max}$ нормують у тих випадках, коли за умовами роботи поверхонь потрібно обмежити повну висоту нерівностей профілю або шорсткість розпушуваного шару, а також коли прямий контроль параметру R_a за допомогою профілометра чи зразків порівняння шорсткості не можливий (наприклад, для поверхонь, що мають невеликі розміри чи складну конфігурацію).

Крокові параметри S_m й S істотно впливають на вібростійкість, міцність при циклічних навантаженнях.

Нормування параметрів S_m і S для поверхонь, профіль яких описується процесами, близькими до випадкових (як правило, отриманих шліфуванням, поліруванням, доведенням, електроерозійною обробкою тощо), дозволяє нормувати спектральні характеристики профілю (що виражаються через кореляційну функцію профілю). Ця властивість крокових параметрів важлива не тільки для обліку впливу нерівностей на експлуатаційні властивості поверхні, але дозволяє вирішувати деякі задачі, пов'язані з метрологічним забезпеченням якості поверхні, досить простими для практичного застосування інженерними методами, зокрема, задачі, пов'язані з визначенням необхідної довжини для вимірювання параметра при заданій точності.

Параметр t_p (опорний параметр шорсткості) комплексно характеризує висоту і форму нерівностей і дозволяє судити про фактичну площу ко-

нтакту шорстких поверхонь. З параметром t_p пов'язані такі важливі експлуатаційні властивості, як зносостійкість тертьових поверхонь, контактна твердість, герметичність з'єднань.

При виборі параметрів шорсткості можна скористатися таблицею 4.

Таблиця 4 – Рекомендації з призначення параметрів шорсткості

Експлуатаційна властивість поверхні	Параметри шорсткості поверхні й характеристики, що визначають експлуатаційну властивість
Зносостійкість при усіх видах тертя	Ra (Rz), t_p, напрямок нерівностей
Вібростійкість	Ra (Rz), S_m, S, напрямок нерівностей
Контактна твердість	Ra (Rz), t_p
Міцність з'єднання	Ra (Rz)
Міцність конструкцій при циклічних навантаженнях	R_{max}, S_m, S, напрямок нерівностей
	Ra (Rz), R_{max}, t_p
Герметичність з'єднань	Ra, S_m, S

Вимоги до шорсткості поверхні повинні встановлюватися шляхом указівки: 1) параметра шорсткості (одного чи декількох); 2) числових значень обраних параметрів; 3) базових довжин, на яких відбувається визначення зазначених параметрів.

На практиці застосовуються три варіанти вказівки числових значень параметра (параметрів) шорсткості: 1) найбільшим значенням; 2) діапазоном значень; 3) номінальним значенням.

Найбільш розповсюдженим стосовно до деталей машин є варіант, коли зазначене числове значення параметра, що відповідає найбільш грубій допустимій шорсткості, тобто найбільшому граничному значенню для параметрів Ra, Rz, R_{max}, S_m, S і найменшому граничному значенню параметра t_p.

В окремих випадках, коли для правильного функціонування неприпустима і занадто гладенька поверхня, застосовується другий варіант, при якому позначають діапазон параметра: найбільший і найменший граничні значення.

Третій варіант застосовується рідше, в основному для зразків порівняння шорсткості поверхні чи для зразкових деталей, що служать для цих же цілей. При цьому варіанті вказується номінальне значення параметра з

допустимими граничними відхиленнями від нього (%). Установлення вимог до шорсткості поверхні вказівкою номінальних значень параметра забезпечує найбільш строгий метрологічний контроль.

При виборі числових значень параметрів шорсткості необхідно враховувати не тільки умови роботи виробу і функціональних вимог до нормованої поверхні, але також і можливість забезпечення заданих вимог до шорсткості раціональними методами обробки. У довідковій літературі наводяться дані про граничні значення шорсткості при різних методах одержання поверхні (див., наприклад, [33, с. 514-522]).

Необхідно підкреслити наступне – однозначного зв'язку між параметрами шорсткості і допуском розміру й форми нормованої поверхні немає. Однак шорсткість поверхні в процесі складання й експлуатації виробу може привести до додаткових відхилень розміру і форми (у результаті зминання й згладжування мікронерівностей при запресовуванні). Тому для кожного допуску розміру й форми можна установити мінімальні вимоги до шорсткості поверхні у вигляді найбільш грубої межі допустимих значень висотних параметрів шорсткості. Такі дані наведені в довідковій літературі (див., наприклад, [33, с. 523]).

У нерухомих посадках відхилення форми, хвилястість і шорсткість поверхонь приводять до зменшення міцності з'єднання деталей унаслідок неоднакового натягу й зминання гребенів нерівностей на спряжених поверхнях при запресовуванні.

Досвід машинобудування свідчить, що працездатність таких з'єднань залежить не тільки від висоти нерівностей, але і від їхньої форми, що характеризується радіусами скруглення вершин і западин, кутами нахилу бічних сторін виступів і кроком між нерівностями.

При складанні з попереднім охолодженням і нагріванням найбільша міцність виходить у з'єднаннях деталей, що мають грубу поверхню (Rz = 10±20 мкм), а при механічному запресовуванні під дією зусилля преса найбільша міцність виходить при шорсткості поверхонь Rz = 0,16-0,32 мкм [38].

У рухомих з'єднаннях, де між тертьовими поверхнями мається шар змащення, шорсткість заразом з відхиленням форми й розташування приводять до нерівномірності зазору, що порушує ламінарну течію мастильного матеріалу, підвищує температуру і знижує несучу здатність масляного шару. При пуску, гальмуванні, зменшенні швидкостей, перевантаженнях машин, коли немає умов для рідинного тертя (масляний шар не цілком розділяє тертьові поверхні) через відхилення форми, розташування й шорсткості поверхні контакт поверхонь з’єднуваних деталей машин відбувається по найбільших вершинах нерівностей поверхонь. У цих випадках тиск на вершинах нерівностей часто перевищує допустимі напруження, викликаючи спочатку пружну, а потім пластичну деформацію нерівностей. Через це в початковий період роботи рухомих з'єднань відбувається інтенсивний знос поверхонь, що призводить до збільшення зазору між контактуючими

поверхнями, а у випадку надмірно гладеньких (у початковому стані) поверхонь можливо (наприклад, у підшипниках ковзання) явище «схоплювання» їх. Тому, як правило, оптимальна вихідна шорсткість подібних поверхонь повинна бути близькою до тієї, що виходить у процесі припрацювання.

Що ж стосується процесу припрацювання, то він залежить від розмірів початкових нерівностей тертьових поверхонь, властивостей матеріалу деталей, режиму й умов роботи механізму. Чим більше початкова шорсткість відрізняється від оптимальної, тим більше знос деталей, тому параметри шорсткості необхідно знати заздалегідь і одержувати їх при механічній обробці чи припрацюванні деталей на стендах.

Варто враховувати, що зменшення шорсткості поверхні істотно поліпшує антикорозійну стійкість деталі. Це особливо важливо в тому випадку, коли для поверхонь не можуть бути використані захисні покриття.

У багатьох випадках нормують також напрямок нерівностей, наприклад, з урахуванням напрямку відносного переміщення тертьових сполучених поверхонь чи руху струменя або рідини чи газу відносно поверхні а також для забезпечення необхідної вібростійкість і міцності при циклічних навантаженнях.

Іноді дуже мала шорсткість і напрямок нерівностей нормуються конструктором на невідповідальні і неточні поверхні з розумінь зручності обслуговування, естетики й підвищення конкурентноздатності виробу.

Методи контролю, позначення параметрів шорсткості в кресленнях відповідно до ДСТУ 2409-94 і рекомендації з їхнього призначення для різних видів поверхонь деталей наведені в [50; 51].

16 НОРМУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ НА ОСНОВІ РОЗРАХУНКІВ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

16.1 Загальні положення, терміни, визначення

Розмірні ланцюги відбивають об'єктивні розмірні зв'язки в конструкції машини, у технологічних процесах виготовлення її деталей і складання, при вимірюваннях.

Властивості і закономірності розмірних ланцюгів відбиваються системою понять і аналітичних залежностей, що дозволяють робити розрахунок номінальних розмірів, допусків, граничних відхилень і забезпечувати найбільш економічним шляхом точність виробу при конструюванні, виготовленні й складанні, ремонті і під час експлуатації.

При цьому під *економічною точністю* обробки поверхні деталі розуміють середні значення похибок (відхилень від номінального розміру), одержувані при найменших витратах засобів у нормальних виробничих умовах: справне устаткування з відповідними стандарту і технічним умовам нормам точності, різальний інструмент і оснащення належної якості, відповідна кваліфікація робітника, наукова організація праці верстатника, тощо.

Задачі точності, що виникають у процесі виготовлення, складання, ремонту й вимірювання виробів, можуть бути вирішені тільки на основі побудови схем і розрахунків розмірних ланцюгів.

Розмірний ланцюг - сукупність розмірів, що безпосередньо беруть участь у рішенні поставленої задачі точності й утворюють замкнутий контур.

Розмір (параметр точності), для забезпечення якого вирішують за допомогою розмірного ланцюга задачу точності, називають ***вихідною*** чи ***замикаючою ланкою*** розмірного ланцюга. Ця ланка є вихідною при постановці задачі і виходить останньою (замикаючою) у результаті технологічного процесу виготовлення, складання чи ремонту вимірювання.

Складові ланки - це ті розміри (параметри точності), що беруть участь у вирішенні задачі точності, тобто функціонально пов'язані із замикаючою ланкою.

Позначають ланки великими українськими чи малими грецькими літерами (крім букв α, δ, ξ, λ, ω) з індексом, що відповідає порядковому номеру складової ланки й індексом Δ– для замикаючої ланки.

Схема розмірного ланцюга - графічне зображення розмірного ланцюга.

Кожен розмірний ланцюг складається з одного замикаючого і двох чи більше складових ланок. Найпростіший розмірний ланцюг – триланковий

(одна замикаюча і дві складових ланки), приклади якого наведені на рис. 60.

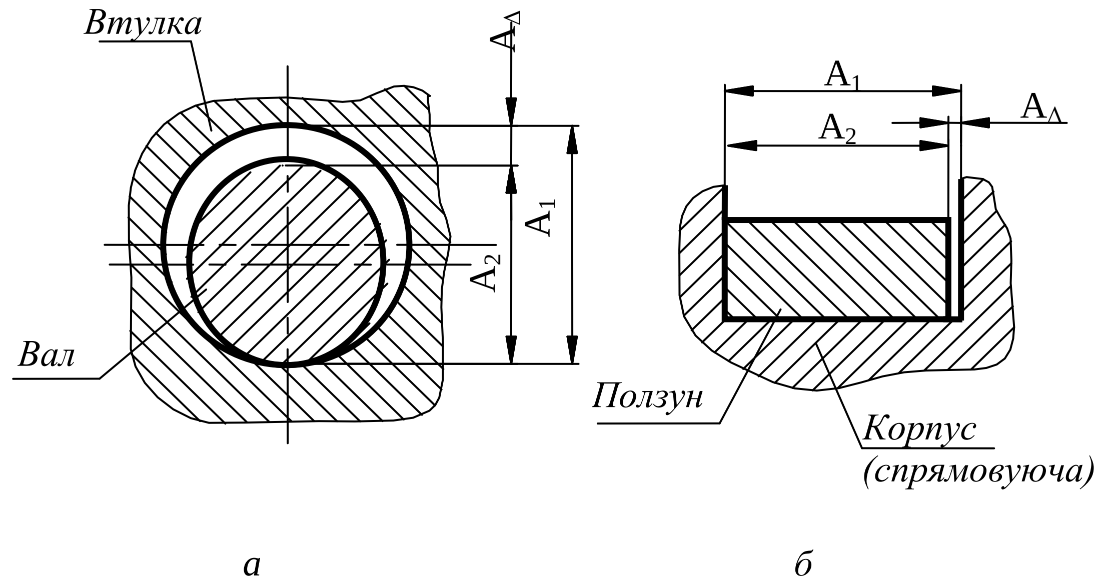


Рисунок 60 – З'єднання із зазором (а), вузол повзуна (б) і схеми розмірних ланцюгів, що визначають зазор у з'єднаннях

Складові ланки можуть бути збільшуючими і зменшуючими.

Збільшуюча ланка - складова ланка розмірного ланцюга, із збільшенням якої замикаюча ланка збільшується.

Зменшуюча ланка - складова ланка розмірного ланцюга, із збільшенням якої замикаюча ланка зменшується.

У розмірних ланцюгах на рис. 60 складова ланка A_1- збільшуюча, A_2- зменшуюча.

За допомогою розмірних ланцюгів вирішують задачі точності на всіх етапах виробництва й експлуатації: при проектуванні деталей і вузлів виробу, обробці деталей і складанні виробу, вимірюванні, а також при ремонті.

Розглянемо приклади деяких розмірних ланцюгів, що характеризують взаємозв'язок параметрів точності для забезпечення кінцевої точності при обробці деталей і складанні виробу.

На рис. 61 показана деталь, у якої необхідно забезпечити розмір A_Δ (вихідний розмір). Для цього з урахуванням технологічного процесу її виготовлення необхідно визначити необхідну для цього точність розміру A_1, A_2, A_3, A_4. Ці розміри є складовими ланками розмірного ланцюга, у якого замикаючим ланкою стає розмір A_Δ.

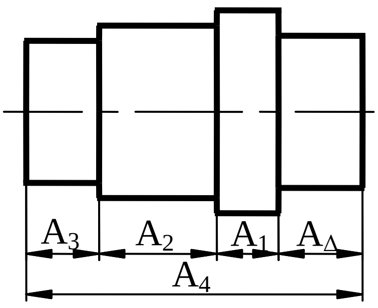


Рисунок 61 – Схема розмірного ланцюга, що визначає точність деталі

Якщо при складанні токарського верстата необхідно забезпечити співпадіння $A_Δ$ осей заднього й переднього центрів (у вертикальній площині), то для цього варто вирішити показаний на рис. 62 розмірний ланцюг.

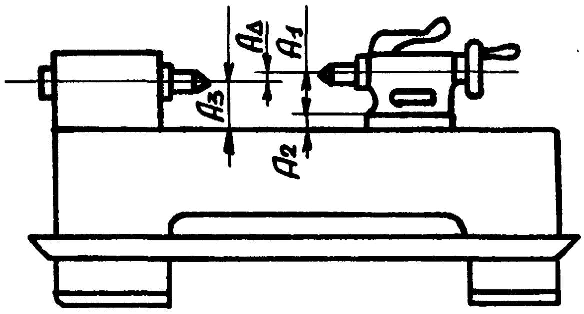


Рисунок 62 – Розмірний ланцюг, що визначає відхилення $A_Δ$ від співвісності переднього й заднього центрів токарського верстата

Вихідну (замикаючу) ланку розмірного ланцюга знаходять, виходячи з задачі, що виникає при конструюванні виробу, його виготовленні чи вимірах.

Тому спочатку повинна бути поставлена і чітко сформульована задача, вирішення якої необхідне для забезпечення відповідності конструкції виробу його службовому призначенню, забезпечення необхідної точності виробу при виготовленні чи оцінці його точності вимірювання.

При проектуванні виробу перехід від формулювання задачі до знаходження замикаючої ланки полягає у виявленні такого лінійного чи кутового розміру, від значення якого цілком залежить величина відповідного параметра точності (зазор, пляма контакту, кутове розташування виконавчих поверхонь), що утвориться при складанні виробу чи складальної одиниці.

При проектуванні деталі замикаючою ланкою розмірного ланцюга є розмір, точність якого повинна бути забезпечена технологічним процесом виготовлення.

При вимірюванні замикаючою ланкою є розмір, що її вимірює.

Таким чином, у замикаючій ланці укладений зміст розв'язуваної задачі, із чого випливає, що кожен розмірний ланцюг дає рішення тільки однієї задачі і може мати одну замикаючу ланку.

Допуск замикаючого ланки встановлюється:

- у складальних розмірних ланцюгах – виходячи зі службового призначення виробу чи складальної одиниці;
- у технологічних розмірних ланцюгах – відповідно до допуску на відстань чи відносне розташування поверхонь деталі (їхніх осей) чи деталей виробу, який необхідно одержати в результаті здійснення технологічного процесу виготовлення деталі;
- у вимірювальних розмірних ланцюгах – виходячи з необхідної точності вимірювання.

При розмірних розрахунках дуже важливо правильно побудувати розмірний ланцюг, тобто чітко визначити замикаючу та складові ланки.

Розглянемо методику визначення замикаючої ланки за допомогою деяких прикладів.

<u>Приклад 1.</u> У з'єднанні золотника ***1*** з отвором корпуса ***2*** гідроживильника (рис. 63) необхідно забезпечити плавне (без заїдань) пересування золотника. При цьому витік мастила повинен бути мінімальним.

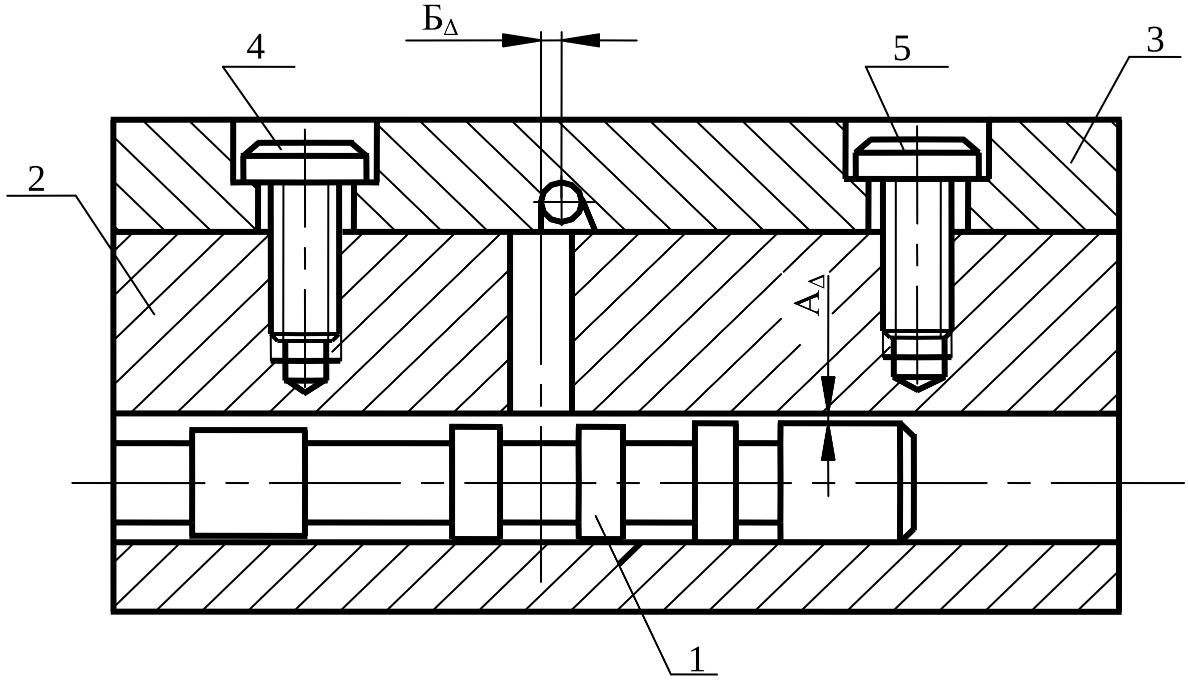


Рисунок 63 – Вузол гідроживильника і замикаючі ланки розмірних ланцюгів, що визначають точність їхнього виготовлення й складання

Легкість ходу золотника залежить від величини зазору між золотником і отвором у корпусі. Тому замикаючою ланкою розмірного ланцюга, за допомогою якого вирішується ця задача, є зазор $\boldsymbol{A_\Delta}$ у з'єднанні золотника з отвором корпуса.

Найменше граничне значення A_{min} повинне бути встановлене, виходячи з умов переміщення золотника в корпусі без заїдань і забезпечення мінімального шару змащення, а найбільше граничне значення зазору A_{max} - виходячи з норми допустимого витоку мастила у золотниковому пристрої, установлюваного відповідно до його службового призначення.

Приклад 2. У розглянутому золотниковому пристрої (рис. 63) необхідно забезпечити при складанні співвісність каналів у кришці ***3***.

Співвісність каналів у корпусі золотника й кришці означає збіг їхніх осей. Тому замикаючою ланкою розмірного ланцюга, за допомогою якого може бути вирішена ця задача, буде відносне зміщення ***Б*** осей каналів. Допуск замикаючої ланки ***Б*** повинен бути встановлений, виходячи з допустимого скорочення витрати олії, що проходить через канал в одиницю часу в зв'язку зі збільшенням опору в гідравлічному ланцюзі через зменшення площі перетину каналу в стику корпуса й кришки.

Після визначення замикаючої ланки і її граничних значень знаходять складові ланки розмірного ланцюга, якими можуть бути:

- відстані (параметри, що характеризують відносне положення) між поверхнями (їхніми осями) деталей, що утворюють вихідну (замикаючу) ланку, і основними базами цих деталей, тобто тими поверхнями, що визначають положення останніх щодо інших деталей у виробі;
- відстані (відносне положення) між поверхнями допоміжних і основних баз деталей, що безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленої задачі.

При виявленні складових ланок і побудові розмірних ланцюгів необхідно дотримуватися трьох принципів: послідовності, найкоротшого шляху й замкнутості.

Це означає, що для побудови розмірного ланцюга варто послідовно йти від поверхонь (їхніх осей) деталей, що утворюють вихідну ланку, до основних баз (осей базуючих поверхонь) цих деталей, від них - до основних баз (осей базуючих поверхонь) деталей, що базують перші деталі і т.і. до утворення замкнутого контуру. У такий спосіб можна виявити, послідовно зв'язуючи сполучені розміри деталей (поверхонь), усі складові ланки ланцюга, що безпосередньо впливають на замикаючу ланку. Кожен розмірний ланцюг повинен складатися з можливо меншого числа складових ланок, тобто, наприклад, у складальному лінійному розмірному ланцюзі від кожної деталі в розмірний ланцюг повинен входити тільки один розмір.

Після виявлення складових ланок роблять побудову схеми розмірного ланцюга безпосередньо на ескізі виробу чи вузла деталі. У нескладних випадках розмірний ланцюг можна зобразити окремо. В обох випадках бажано вказати базові поверхні (осі).

Приклад 3. На рис. 64 дане схематичне зображення виробу, у якого потрібно забезпечити необхідне відносне розташування поверхонь ***А*** і ***Б*** деталей (тобто відстань між ними $Д_{\Delta}$ і паралельність β_{Δ}).

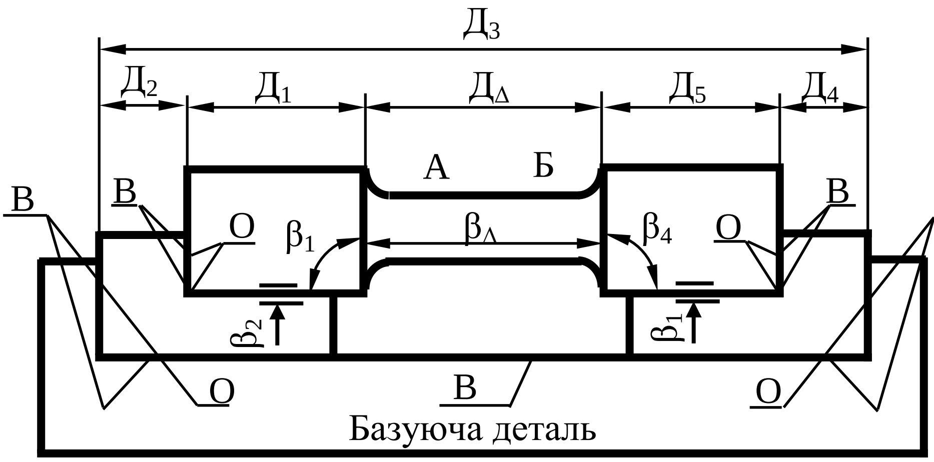


Рисунок 64 – Схема виробу і розмірних ланцюгів, що визначають точність розташування виконавчих поверхонь **А** *і* **Б**

Для виявлення складових ланок буквами ***О*** і ***В*** позначені відповідно основні й допоміжні бази деталей. Побудовані розмірні ланцюги ***Д*** і ***β***, що визначають точність параметрів $Д_Δ$ і $\beta_Δ$, представлені на схемі виробу (складові ланки, що легко виявляються за викладеною вище методикою, являють собою відповідні лінійні і кутові розміри деталей виробу).

На основі розрахунків розмірних ланцюгів можуть вирішуватись дві задачі: пряма (конструкторська, проектна) і зворотна (технологічна, перевірочна).

Пряма задача – задача, за якою задані параметри замикаючої ланки (номінальне значення, граничні відхилення і т.д.) і потрібно визначити параметри складових ланок.

Зворотна задача – задача, коли відомі параметри складових ланок (допуски, поля розсіювання, координати їхніх середин і т.д.) і потрібно визначити параметри замикаючої ланки.

Як пряма, так і зворотна задачі можуть вирішуватись двома методами: методом максимуму-мінімуму та імовірнісним методом.

Розрахунок за методом максимуму-мінімуму - метод розрахунку, що враховує тільки граничні відхилення ланок розмірного ланцюга і найнесприятливіші їхні сполучення.

Імовірнісний метод - метод розрахунку, що враховує розсіювання розмірів і ймовірність різних сполучень відхилень складових ланок розмірного ланцюга.

16.2 Методика рішення прямої задачі методом максимуму-мінімуму

Після уточнення номінального розміру і граничних відхилень замикаючої ланки, виявлення складових ланок і побудови схеми розмірного ланцюга призначають номінальні розміри складових ланок із числа стандартних у рядах нормальних розмірів за ГОСТ 6636-69, побудованих на основі рядів пріоритетних чисел. При цьому отримане розрахунком чи іншим шляхом (наприклад, зі складального креслення чи ескізу з урахуванням масштабу) значення розміру варто округлити (звичайно, до найближчого більшого значення з рядів нормальних лінійних розмірів згаданого стандарту). При призначенні окремих розмірів чи рядів (градацій) розмірів однотипних елементів варто віддавати перевагу рядам із більшим знаменником прогресії, тобто ряд Ra5 повинен віддати перевагу ряду Ra10, ряд Ra10- ряду Ra20, ряд Ra20 - ряду Ra40.

Остаточно номінальні розміри складових ланок призначають після перевірки рівності

$$A_{\Delta} = \sum_{1}^{m} \xi_j A_j \,, \tag{16}$$

де A_{Δ} і A_j – номінальні розміри замикаючої і j -ї складових ланок;

m – число складових ланок розмірного ланцюга;

ξ_j – передатне відношення j - ї складової ланки.

У лінійних розмірних ланцюгах передатні відношення складають:

для збільшуючих складових ланок $-\xi_j = +1$, для зменьшуючих складових ланок $-\xi_j = -1$.

При вирішенні розмірного ланцюга коректують номінальний розмір однієї з складових ланок (її в цьому випадку називають залежною) до задоволення рівності (19). У якості залежної зручніше за все призначити складову ланку з найбільшим номінальним розміром.

Для призначення допусків складових ланок використовують основну формулу розрахунку за методом максимуму-мінімуму –

$$TA_{\Delta} = \sum_{1}^{m} |\xi_j| TA_j \,, \tag{17}$$

де TA_{Δ} *і* TA_j – допуски замикаючої і *j-ї* складової ланок.

Однак, оскільки задача визначення допусків із прямим використанням цієї формули є математично невизначеною (кількість невідомих завжди буде більше 1), шляхом накладення деяких додаткових умов задачу вирішують, в основному, трьома способами:

- рівних допусків;
- однакового ступеня точності (одного квалітету);
- економічних допусків.

За першим способом приймають допуски всіх складових ланок рівними і тоді з рівняння (27) величина цього допуску

$$TA_j = \frac{TA_\Delta}{\sum_1^m \xi_j}, \tag{18}$$

а для лінійних розмірних ланцюгів –

$$TA_j = \frac{TA_\Delta}{m}. \tag{19}$$

Спосіб однакових допусків найпростіший, однак прийнятний, в основному, для розмірних ланцюгів, у яких номінальні розміри складових ланок мало відрізняються один від одного і можуть бути забезпечені однаковими технологічними процесами. Найчастіше цей спосіб застосовують для попередньої оцінки допусків складових ланок і можливості досягнення необхідної точності замикаючої ланки.

При використанні *способу однакового ступеня точності* на всі (чи майже на всі) ланки призначають допуск одного квалітета. Це доцільно в тих випадках, коли всі розміри можуть бути забезпечені однаковими чи рівноцінними з погляду точності технологічними процесами.

В основу способу покладена функціональна залежність (11) значень допусків T номінального розміру.

Значення одиниці допуску і числа одиниць допуску в допуску даного квалітета a наведені нижче в табл. 5 і табл. 6.

Таблиця 5 – Значення одиниці допусків ***i*** *для розмірів до 500 мм (ГОСТ 25346-82)*

Інтервали номінальних розмірів, мм	Понад ... до (включно)												
	3	від 3 до 8	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500
Одиниця допуску і, мкм	0.55	0.73	0.90	1.08	1.31	1.56	1.86	2.17	2.52	2.90	3.23	3.54	3.89

Таблиця 6 – Число одиниць допуску a в допуску даного квалітета (ГОСТ25346-82)

Квалітет	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
a	5	7	10	16	25	40	64	100	I60	250	400	640

Отже, із формул (20) і (11) одержуємо, що при розрахунку за способом однакового ступеня точності число одиниць допуску складових ланок для визначення квалітета складових ланок

$$a_j = \frac{TA_\Delta}{\sum_1^m |\xi_j| i_j}. \tag{20}$$

Для лінійних розмірних ланцюгів формула (23) здобуває вигляд

$$a_j = \frac{TA_\Delta}{\sum_1^m i_j}. \tag{21}$$

З табл. 6 знаходять необхідний квалітет (за найближчим значенням a) і, призначивши допуски TA_j на складові ланки за цим квалітетом (див., наприклад, [40, табл. 3]), знаходять розрахункове значення допуску замикаючої ланки $\mathrm{TA}_{\Delta\,розр}$ за формулою (20).

У разі потреби призначають допуски на одне чи декілька складових ланок за більш високим чи більш низьким квалітетом, домагаючись справедливості нерівності

$$TA_{\Delta\,розр} \le [TA_\Delta], \tag{22}$$

де $[TA_\Delta]$ – задане значення замикаючої ланки.

При цьому для зниження собівартості виготовлення деталей необхідно домагатися мінімальної різниці між $[TA_\Delta]$ і $TA_{\Delta\,розр}$.

При вирішенні розмірних ланцюгів *способом економічних допусків* на складові ланки призначають допуски економічно доцільні для технологічних процесів обробки поверхонь деталей ([40], табл. 23 або табл. 43). Потім визначають розрахункове значення замикаючої ланки $TA_{\Delta\,розр}$ за формулою (20) і, при необхідності змінюючи допуски деяких складових ланок, домагаються справедливості нерівності (25) (по можливості, з мінімальною різницею між $[TA_\Delta]$ і $TA_{\Delta\,розр}$).

Після визначення допусків складових ланок за одним з трьох розглянутих способів призначають граничні відхилення для них, скориставшись формулою

$$ECA_\Delta = \sum_1^m \xi_j ECA_{j,} \tag{23}$$

де ECA_Δ *і* ECA_j - середні відхилення замикаючої і j-ї складової ланок:

$$ECA_\Delta = \frac{ESA_\Delta + EJA_\Delta}{2}, \tag{24}$$

$$ECA_j = \frac{ESA_j + EJA_j}{2}. \qquad (25)$$

Однак, оскільки, як і у випадку з використанням формули (20) для допусків, одержання за формулою (26) середніх відхилень складових ланок також являє собою математично невизначену задачу, попередньо накладають додаткові умови – задаються розташуванням полів допусків, найбільш доцільним із погляду обробки деталей.

Це означає, що для охоплюючих поверхонь відхилення задають як для основного отвору, тобто, «у плюс», а для охоплюваних поверхонь - як для основного вала, тобто, «у мінус» (отже, і для тих і для інших – «у тіло» деталі). Для інших розмірів поверхонь, що не відносяться до отворів і валів (відстані між осями отворів, відстані між поверхнею і віссю, розміри «ступіней» деталей) призначають симетричні поля допусків.

Приклади розглянутих видів розмірів наведені в [40, рис. 4].

Після призначення розташування полів допусків складових ланок перевіряють справедливість рівності (26) і, у разі потреби, з метою його задоволення для одної зі складових ланок («залежної») визначають необхідне середнє відхилення $ECA_{зал}$ цієї ланки за формулою, отриманою з виразу (26):

$$ECA_{зал} = \frac{ECA_{\Delta} - \sum_{1}^{m-1} \xi_j ECA_j}{\xi_{зал}}, \qquad (26)$$

де $\xi_{зал}$ – передатне відношення обраної залежної ланки.

Можливий і інший варіант – вносять корективи в середні відхилення декількох складових ланок до задоволення рівності (26). В обох випадках для скорегованих полів допусків складових ланок визначають граничні відхилення за формулами (37) і (38) – див. також рис. 65.

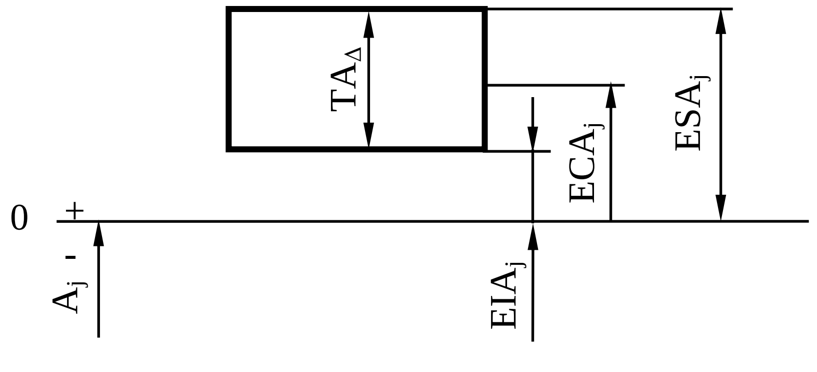


Рисунок 65 – До визначення залежностей між граничними й середніми відхиленнями

$$ESA_{зал} = ECA_{зал} + \frac{TA_{зал}}{2}, \quad (27)$$

$$EJA_{зал} = ECA_{зал} - \frac{TA_{зал}}{2}. \quad (28)$$

Приклад. Для представленої на рис. 66 деталі визначити граничні відхилення складових ланок розмірного ланцюга, що забезпечують точність розміру $A_{\Delta} = 25h11\left(_{-0.13}\right)$. Номінальні розміри складових ланок (попередньо): A_1= 135 мм, A_2 = 240 мм, A_3 = 50 мм, A_4 = 25 мм. Оскільки всі розміри забезпечують на однаковому технологічному устаткуванні (наприклад, на токарському верстаті), задачу вирішуємо способом однакового ступеня точності.

Як випливає з умов задачі, $ESA_{\Delta} = 0$, $EIA_{\Delta} = -130$ *мкм*, $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta} = 0 - (-130) = 130$ *мкм*.

Спочатку уточнюємо номінальні розміри складових ланок, скориставшись ГОСТ 6636-69. Відповідно до рядів нормальних лінійних розмірів призначаємо номінальні розміри складових ланок: A_1=130 мм, A_2=240 мм, A_3=50 мм, A_4=25 мм.

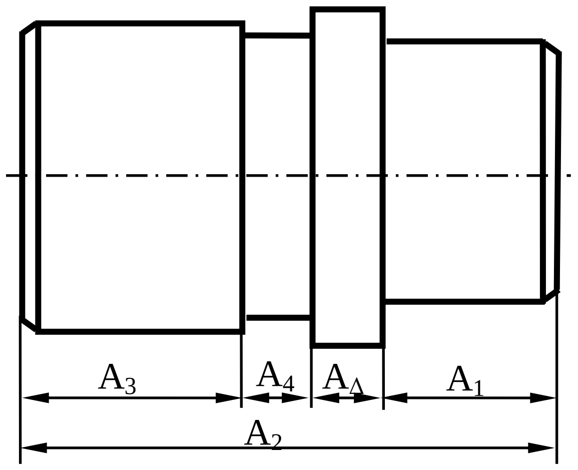


Рисунок 66 – Ескіз деталі й схема розмірного ланцюга, що визначає точність забезпечення замикаючої ланки A_{Δ}

Оскільки даний розмірний ланцюг – лінійний, у якому A_1, A_3, A_4 – зменшуючі, A_2 – збільшуюча складові ланки, передатні відношення: $\xi_1 = \xi_3 = \xi_4 = -1$; $\xi_2 = +1$.

Відповідно до формули (19) одержуємо:

$$25 \neq (-1)\cdot 130 + 1\cdot 240 + (-1)\cdot 50 + (-1)\cdot 25.$$

Для задоволення рівності корегуємо номінальний розмір одної зі складових ланок : A_2 = 230 мм.

Для визначення необхідного квалітета складових ланок знаходимо середнє число одиниць допуску за формулою (24):

$$a_j = \frac{130}{2{,}52 + 2{,}89 + 1{,}56 + 1{,}31} = 15{,}2.$$

Це значення найбільш близьке до величини a=16, що відповідає 7-му квалітету розмірів стандарту (див. табл. 6).

Призначаємо допуски складових ланок за 7-м квалітетом (див., наприклад, [40, табл. 1]) і знаходимо розрахункову величину замикаючої ланки за формулою (20):

$$TA_{\Delta розр} = 40 + 46 + 25 + 21 = 132\,мкм\ .$$

Оскільки це значення більше величини $[TA_\Delta]$, призначаємо допуск на складову ланку A_4 за 6-м квалітетом.

Тоді $TA_{\Delta розр} = 40 + 46 + 25 + 13 = 124 \prec [TA_\Delta]$.

Для визначення граничних відхилень відповідних ланок задаємося розташуванням їхніх полів допусків: для ланки A_1 - симетричне, для ланки A_4 – як для основного отвору, для ланок A_2 і A_3 – як для основного вала (див. рекомендації вище і [40], рис.13).

Тоді ECA_1=0, ECA_2=-23 мкм, ECA_3 =-12,5 мкм, ECA_4 =+6,5 мкм.

Відповідно до формули (15)

$$-65 \neq (-1)\cdot 0 + 1\cdot(-23) + (-1)\cdot(-12{,}5) + (-I)\cdot 6{,}5.$$

Для задоволення рівності змінюємо середнє відхилення одного із складових ланок: ECA_2 =-71 мкм. Тоді відповідно до формул (37) і (38):

$$ESA_2 = -71 + \frac{46}{2} = -48\,мкм.$$

$$EIA_2 = -71 - \frac{46}{2} = -94\,мкм.$$

Отже, $A_2 = 230^{-0,048}_{-0,094}$.

Перевіряємо правильність обчислень:

$$TA_2 = ESA_2 - EIA_2 = -48 - (-94) = 46\,мкм\ .$$

Таким чином, для забезпечення розміру $A_\Delta = 25h11$ в кресленні деталі повинні бути проставлені розміри:

$$A_1 = 130js7(\pm 0{,}02),\quad A_2 = 230^{-0,048}_{-0,094},\quad A_3 = 50h7(_{-0,025}),$$

$$A_4 = 25H6(^{+0,013}).$$

Приклади вирішення розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму з використанням двох інших способів призначення допусків наведені в [48].

16.3 Математичні основи імовірносного методу розрахунку

За імовірносним методом розрахунків розмірних ланцюгів враховують закони розсіювання розмірів деталей при виготовленні і випадковий характер їхнього сполучення в розмірному ланцюзі. Закон розсіювання встановлює зв'язок між числовими значеннями випадкової величини (чи розмір інших параметрів точності поверхонь деталей) і ймовірністю їхньої появи при обробці деталей.

На відміну від методу максимуму-мінімуму, основним положенням якого є рівність суми допусків складових ланок допуску замикаючої ланки (див. формулу (20)), в основу одержання розрахункових залежностей за імовірнісним методом покладені теореми про математичні очікування й дисперсії.

Відповідно до першої теореми

$$M(A_\Delta) = \sum_{1}^{m} M(A_j) \,, \tag{29}$$

де $M(A_\Delta)$ і $M(A_J)$ – математичні очікування замикаючої і j – ї складової ланок.

У загальному випадку (рис. 67) математичне очікування (середній арифметичний розмір у партії) не співпадає із серединою поля допуску.

Ця розбіжність враховується коефіцієнтом відносної асиметрії:

$$\alpha = \frac{M(A_j) - A_{Cj}}{TA_j / 2} = \frac{EMA_j - ECA_j}{TA_j / 2}, \tag{30}$$

де A_{Cj} – розмір, що відповідає середині поля допуску;

EMA_j - координата математичного очікування.

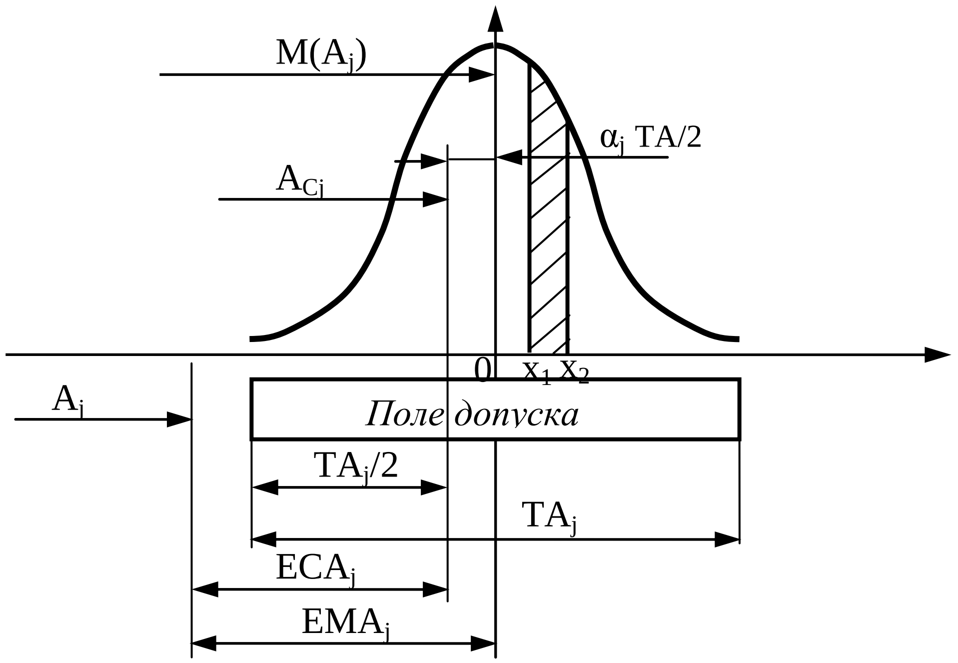


Рисунок 67 – Схема розташування розрахункових параметрів розмірів деталей, що враховується за імовірносним методом розрахунку розмірних ланцюгів

Представивши перетворене відносно EMA_j вираз (40) у (39), одержимо залежність між середніми відхиленнями замикаючої ланки ECA_Δ і складових ланок ECA_j :

$$ECA_\Delta + \alpha_\Delta \frac{TA_\Delta}{2} = \sum\left(ECA_{зб} + \alpha_{зб}\frac{TA_{j\,зб}}{2}\right) - \sum\left(ECA_{j\,зм} + \alpha_{j\,зм}\frac{TA_{j\,зм}}{2}\right), \quad (31)$$

де індексами «*зб*» і «*зм*» зазначені параметри збільшуючи і зменшуючи складових ланок. Якщо ввести в цю залежність передатні відношення складових ланок, то одержимо:

$$ECA_\Delta + \alpha_\Delta \frac{TA_\Delta}{2} = \sum_{1}^{m}\left(ECA_j + \alpha_j \frac{TA_j}{2}\right)\xi_j. \quad (32)$$

Для симетричних законів (Гаусса, Сімпсона, рівної ймовірності), найбільш характерних для розсіювання розмірів поверхонь деталей при обробці, де α=0, одержуємо:

$$ECA_\Delta = \sum_{1}^{m}\xi_j ECA_j . \quad (33)$$

Відповідно до теореми про дисперсії

$$\sigma_\Delta^2 = \sum_{1}^{m}\sigma_j^2 , \quad (34)$$

де $\sigma_\Delta^2 = D(A_\Delta)$ $i\,\sigma_j^2 = D(A_j)$ – дисперсії замикаючої і *j*-тої складової ланок (дисперсія – це друга після математичного очікування числова характеристика випадкових відхилень, що визначає міру розсіювання відхилень, тобто розкид різних їхніх значень біля центра розсіювання) ;

σ_Δ i σ_j – середні квадратичні відхилення випадкових значень замикаючої і j-ї складової ланок від центра групування.

У розрахунку розмірних ланцюгів використовують відносне середнє квадратичне відхилення:

$$\lambda_j = \frac{\sigma_j}{TA_j/2} = \frac{2\sigma_j}{TA_j}, \quad (35)$$

$$\lambda_\Delta = \frac{\sigma_\Delta}{TA_\Delta/2} = \frac{2\sigma_\Delta}{TA_\Delta}. \quad (36)$$

Як відомо з теорії ймовірностей, імовірність одержання випадкової похибки зі значеннями, що лежать у межах від x_1 до x_2 $\left(P_{X_1 \le X_j \le X_2}\right)$ визначається площею, укладеної між кривою щільності імовірності, віссю абсцис і ординатами точок x_1 і x_2 (на рис. 67 ця площа заштрихована). На рис.

67 показана ймовірність одержання випадкових похибок (тобто в нашому випадку відхилень розмірів) у різних діапазонах значень за законом нормального розподілу (закон Гауса). Імовірність появи відхилень (розмірів), що перевищують $\pm 3\sigma$, складає всього 0,27 %. Отже, якщо зневажити цією величиною і прийняти при розрахунках практичне поле розсіювання рівним $\pm 3\sigma$,то

$$\omega = TA_j = 6\sigma_j . \tag{37}$$

Якщо підставити (40) у (38) , то одержимо, що за цієї умови для нормального закону розсіювання $\lambda_j = \frac{1}{3}$.

За цією ж умовою ($\omega = TA_j$):

для закону рівної ймовірності –

$$\sigma_j = \frac{TA_j}{2\sqrt{3}}, \tag{38}$$

для закону трикутника (Сімпсона) –

$$\sigma_j = \frac{TA_j}{2\sqrt{6}} . \tag{39}$$

Після підстановки у формулу (38) цих виразів одержуємо:

для закону рівної ймовірності – $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$,

для закону трикутника (Сімпсона) - $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{6}}$.

Якщо підставити перетворені відносно σ_Δ і σ_j вирази (38) і (39) у залежність (37) , то з урахуванням передатних відношень складових ланок

$$TA_\Delta = \frac{1}{\lambda_\Delta}\sqrt{\sum_1^m \lambda_j^2 \, TA_j^2 \, \xi_j^2} . \tag{40}$$

Розсіювання розмірів замикаючої ланки часто можна вважати підпорядкованими нормальному закону (закону Гаусса), для якого $\lambda_\Delta = \frac{1}{3}$. У цьому випадку коефіцієнт $\frac{1}{\lambda_\Delta}$ перед коренем дорівнює 3, а відсоток ризику виходу значень замикаючої ланки за встановлені межі, як було показано вище, складе 0,27%. Якщо для конкретних умов виробництва допустимо інший відсоток ризику, то його враховують коефіцієнтом t_Δ у формулі (43):

$$TA_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_1^m \lambda_j^2 \, TA_j^2 \, \xi_j^2} , \tag{41}$$

За нормальним законом розподілу відхилень і при рівномірному їхньому виході за межі поля допуску (див. рис. 67) величина Р зв'язана зі значенням Ф(t) формулою

$$P = 100[1 - 2\Phi(t)]. \tag{42}$$

Ряд значень коефіцієнта t_Δ наведений у табл. 7.

Таблиця 7 – Значення коефіцієнтів ризику

Ризик Р, %	32	16	10	4,6	2,1	0,94	0,50	0,27	0,1	0,05	0,01
Коефіцієнт t_Δ	1	1,4	1,65	2	2,3	2,6	2,81	3	3,3	3,48	3,89

Неважко побачити, що у випадку, якщо розсіювання складових ланок підкоряється нормальному закону (λj=1/3), то при прийнятому ризику 0,27% для лінійного розмірного ланцюга ($\xi_j = \pm 1$) формула (44) здобуває вигляд

$$TA_\Delta = \sqrt{\sum_1^m TA_j^{\;2}}\;. \tag{43}$$

16.4 Методика рішення прямої задачі розмірних ланцюгів імовірнісним методом

Послідовність рішення в основному та ж, що і за методом максимуму-мінімуму.

Після побудови розмірного ланцюга встановлюють передатні відношення й закони розсіювання складових ланок і задаються допустимим відсотком ризику виходу значень замикаючої ланки за встановлені межі (і, отже, величиною коефіцієнта t_Δ). Номінальні розміри визначають, користуючись формулою (19), аналогічно розрахунку за методом максимуму-мінімуму.

Вибирають один із трьох способів призначення допусків складових ланок: однакових допусків, одного ступеня точності (одного квалітета) чи економічних допусків.

За першим способом допуски складових ланок

$$TA_j = \frac{TA_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\sum_1^m \xi_j^{\;2} \lambda_j^{\;2}}}, \tag{44}$$

У випадку лінійних розмірних ланцюгів $(\xi_j = \pm 1)$, складові ланки яких характеризуються нормальним розсіюванням $(\lambda_j = 1/3)$, ризику в 0.27% $(t_\Delta = 3)$ формула здобуває вигляд:

$$TA_j = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{m}}. \tag{45}$$

За способом однакового ступеня точності знаходять середнє число одиниць допуску складових ланок за формулою

$$a = \frac{TA_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\sum_1^m \xi_j^{\,2} \lambda_j^{\,2} i_j^{\,2}}}, \tag{46}$$

а в окремому випадку, згаданому вище (розмірний ланцюг лінійний, закон Гауса для розсіювання складових ланок, прийнятий ризик 0,27%), число одиниць допуску

$$a = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_1^m i_j^{\,2}}}. \tag{47}$$

Скориставшись табл. 6, визначають придатний квалітет (за найближчим значенням a), призначають допуски на складові ланки за цим квалітетом і знаходять розрахункове значення допуску $TA_{\Delta\,розр}$ замикаючої ланки за формулою (44) чи за формулою (46).

При необхідності коректують допуски однієї чи декількох складових ланок, призначаючи їх згідно з іншим квалітетом, домагаючись справедливості нерівності $TA_{\Delta\,розр} \le [TA_\Delta]$ з мінімальною різницею між цими значеннями.

При цьому можлива оцінка прийнятності використаного варіанта на основі визначення одержуваного ризику виходу значень замикаючої ланки за встановлені межі. Для цього обчислюють коефіцієнт ризику за формулою

$$t_{\Delta\,розр} = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_1^m TA_{j\,пр}^{\,2} \lambda_j^{\,2} \xi_j^{\,2}}}, \tag{48}$$

де $TA_{jпр}$ – прийняте значення допуску j- ї складової ланки.

Ризик для значень замикаючої ланки знаходять за табл. 6 у залежності від отриманого значення t_Δ.

При використанні *способу економічних допусків* їхні значення вибирають за довідковою літературою в залежності від прийнятих технологічних процесів обробки поверхонь деталей для одержання розмірів складових ланок, знаходять розрахункове значення замикаючої ланки $TA_{\Delta\,розр}$ за формулою (20) і за рахунок коректування допусків для однієї чи декількох складових ланок домагаються справедливості нерівності $TA_{\Delta\,розр} \le [TA_\Delta]$ з мінімальною різницею між $TA_{\Delta\,розр}$ *і* $[TA_\Delta]$.

Тут також можлива оцінка прийнятності варіанта за допомогою формули (51) і табл. 7.

Після призначення допусків складових ланок за одним з трьох розглянутих способів знаходять їхні граничні відхилення на основі формули (26) для середніх відхилень у тій же послідовності, що і при розрахунку за методом максимуму-мінімуму.

Приклад. Визначити граничні відхилення складових ланок розмірного ланцюга **А**, що забезпечує точність розміру $A = 25h11(-0{,}13)$ при виготовленні деталі, представленої на рис. 66 (вихідні дані ті ж, що і при рішенні задачі за методом максимуму-мінімуму). При рішенні прийняти, що розсіювання похибок складових ланок підкоряється закону Гауса, а прийнятний ризик виходу значень замикаючого ланки за встановлені межі може бути прийнятий рівним 0,27%.

Оскільки всі поверхні одержують обробкою на одному верстаті, задачу вирішуємо способом однакового ступеня точності.

Номінальні розміри за обома методами розрахунків розмірних ланцюгів визначають за формулами (19). Тому, як і у випадку рішення за методом максимуму-мінімуму:

A_1=130 мм, A_2=240 мм, A_3=50 мм, A_4=25 мм.

Для визначення потрібного квалітета складових ланок знаходимо середнє число одиниць допуску за формулою (50):

$$a = \frac{130}{\sqrt{2{,}52^2 + 2{,}89^2 + 1{,}56^2 + 1{,}31^2}} \approx 30.$$

Скориставшись табл. 6, визначаємо придатний квалітет складових ланок - 8. Розрахункове значення замикаючої ланки при допусках за 8-м квалітетом за формулою (53):

$$TA_{\Delta\,розр} = \sqrt{\sum_{1}^{m} TA_j^{\,2}} = \sqrt{63^2 + 72^2 + 39^2 + 33^2} = 108 мкм.$$

Оскільки нерівність $TA_{\Delta\,розр} =\leq [TA_\Delta]$ дотримується, а виготовлення деталей за 8-м квалітетом не призводить до ускладнень, можна призначити для складових ланок допуски за цим квалітетом.

Неважко побачити, що ризик виходу значень замикаючої ланки за встановлені межі в цьому випадку буде навіть меншим, ніж 0,27 %. Дійсно, відповідно до формули (51) коефіцієнт ризику

$$t_\Delta = \frac{130}{1/3\sqrt{63^2 + 72^2 + 39^2 + 33^2}} = 3{,}5,$$

що, як видно з табл. 7, відповідає ризику менш 0,05 %. Для визначення граничних відхилень складових ланок, як і при вирішенні за методом максимуму-мінімуму, задаємося розташуванням полів допусків: A_1 - симетричне, A_2 і A_3 - як для основного вала, A_4 - як для основного отвору. Перевіряємо можливість виконання умови (26):

$$-65 \neq (-1)\cdot 0 + 1\cdot(-36) + (-1)\cdot(-19.5) + (-1)\cdot 16.5.$$

Для задоволення рівності для ланки A_2 змінюємо середнє відхилення: ECA_2 =-68 мкм. Тоді відповідно до формул (27) і (28):

$$ESA_2 = -68 + \frac{72}{2} = -32 мкм,$$

$$EJA_2 = -68 - \frac{72}{2} = -104 мкм.$$

Обчислення зроблені правильно, оскільки

$$TA_2 = ESA_2 - EJA_2 = -32 - (-104) = 72 мкм$$

Таким чином, розміри складових ланок:

$$A_1 = 130_{js}8(\pm 0{,}0315), A_2 = 240^{-0.032}_{-0.104}, A_3 = 50h8_{(-0{,}039)}, A_4 = 25H8^{(+0{,}037)}.$$

Приклади рішення прямої задачі імовірносним методом іншими способами призначення допусків наведені в [48].

16.5 Рішення зворотної задачі розмірних ланцюгів методами максимуму-мінімуму і імовірносним

Зворотна задача, тобто коли відомі всі параметри складових ланок і потрібно визначити номінальний розмір і граничні відхилення замикаючої ланки, вирішується в такий спосіб.

Після розмірного аналізу вузла (виробу, деталі) виявляють замикаючу і складову ланки і зображують схему розмірного ланцюга [47].

Номінальний розмір замикаючої ланки A_Δ визначають за формулою (19), попередньо призначивши передатні відношення складових ланок за одним з варіантів, наведених у [47].

При вирішенні імовірносним методом вибирають передбачувані закони розсіювання кожної зі складових ланок, виходячи з особливостей технологічного процесу виготовлення деталі і відповідні їм значення λ_j, і приймають допустимий для даного виробництва ризик виходу значень замикаючої ланки за встановлені межі.

Допуск замикаючої ланки визначають за формулою (20) при рішенні методом максімуму-мінімуму, за формулами (44) чи (46) при рішенні імовірнісним методом.

Після цього обчислюють середнє відхилення замикаючої ланки за формулою (26), для чого спочатку встановлюють середні відхилення складових ланок ECA_j як напівсуми верхніх і нижніх граничних відхилень.

Шукані граничні відхилення замикаючої ланки обчислюють за формулами:

$$ESA_\Delta = ECA_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2}, \tag{49}$$

$$EJA_{\Delta} = ECA_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta}}{2}. \qquad (50)$$

Порівнюючи отримані значення із заданими, роблять висновки.

У посібнику [48] наведені приклади рішення зворотної задачі розмірних ланцюгів, а також різних задач, що виникають при проектуванні виробів і розробці технологічних процесів (ці задачі пропонуються в якості екзаменаційних з дисципліни “Взаємозамінність, метрологія, стандартизація”, а також можуть бути використані при курсовому й дипломному проектуванні студентами всіх спеціальностей).

17 ОСНОВИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ Й СЕРТИФІКАЦІЇ ПРОДУКЦІЇ В УКРАЇНІ

17.1 Основні поняття й визначення

У численних високих документах декларується, що серед основних задач економічної політики Української держави однією з найважливіших є насичення внутрішнього ринку доброякісною, у першу чергу, власною продукцією, вихід на світовий ринок із конкурентноздатними вітчизняними виробами.

Значною мірою цієї мети досягають завдяки ефективному функціонуванню науки і національній системі технічного регулювання, головними складовими якої є: стандартизація – установлення на науковій основі вимог до продукції і послуг і їх закріплення в офіційних документах, а також сертифікація – достовірне підтвердження відповідності продукції й послуг установленим нормам.

Стандартизація – діяльність з метою досягнення оптимального ступеня упорядкування у визначеній галузі за допомогою встановлення положень для загального й багаторазового застосування у відношенні реально існуючих чи потенційних задач.

Державна система стандартизації – система, що визначає основні цілі і принципи керування, форми і загальні організаційно-технічні правила виконання усіх видів робіт із стандартизації.

Галузь стандартизації – сукупність взаємозалежних об'єктів стандартизації.

Галуззю стандартизації можна вважати, наприклад, управління, машинобудування, енергетику, сільське господарство, системи величин і одиниць.

Об'єкт стандартизації – предмет (продукція, процес, послуга), що підлягає стандартизації.

Під об'єктом стандартизації розуміють продукцію, процес, послугу, що у різному ступені відносяться до будь-якого матеріалу, компоненту, устаткуванню, системи їхньої сумісності, а також до правил, процедур, функцій чи методу діяльності.

Нормативний документ – документ, що встановлює правила, загальні принципи чи характеристики, що стосуються різних видів діяльності чи їхніх результатів.

Стандарт – нормативний документ, розроблений, як правило, на основі відсутності протиріч в істотних питаннях більшості зацікавлених сторін і затверджений визнаним органом, у якому встановлені для загального й багаторазового використання правила, вимоги, загальні принципи чи характеристики, що стосуються різних видів діяльності чи їхніх результатів для досягнення оптимального ступеня упорядкування у визначеній галузі.

Стандарти ґрунтуються на узагальнених досягненнях науки, техніки і практичного досвіду і спрямовані на досягнення оптимальної користі для суспільства.

Міжнародний стандарт – стандарт, прийнятий міжнародною організацією по стандартизації.

Регіональний стандарт – стандарт, прийнятий регіональною організацією по стандартизації.

Міждержавний стандарт (ГОСТ) – стандарт, прийнятий державами, що приєдналися до Угоди про проведення погодженої політики в галузі стандартизації, метрології й сертифікації, і застосовуваний ними безпосередньо.

Національний стандарт – стандарт, прийнятий національним органом по стандартизації однієї країни.

Державний стандарт України – для іншої країни (будь-якої держави світу) є національним стандартом, затвердженим Державним Комітетом України по стандартизації, метрології й сертифікації (Держстандарт України) чи в галузі будівництва (Мінбудархітектури України).

17.2 Основна мета й об'єкти стандартизації в Україні

Основою метою стандартизації є

- реалізація єдиної технічної політики в сфері стандартизації й сертифікації;
- захист інтересів споживачів і держави в питаннях безпеки продукції (процесів, робіт, послуг) для життя, здоров'я й майна громадян, охорони навколишньої природного середовища;
- забезпечення якості продукції відповідно до досягнень науки й техніки, потреб населення і народного господарства;
- забезпечення уніфікації, сумісності й взаємозамінності продукції, її надійності;
- раціональне використання усіх видів ресурсів, поліпшення техніко-економічних показників виробництва;
- безпека народногосподарських об'єктів і попередження аварій і техногенних катастроф з урахуванням ризику виникнення природних катастроф і ін.;
- створення нормативної бази функціонування систем стандартизації і сертифікації продукції, проведення державної політики в галузі ресурсозбереження (у тому числі застосування мало- і безвідхідних технологій), розробка й виконання державних і міжнародних соціально-економічних і науково-технічних програм;
- усунення технічних і термінологічних перешкод для створення конкурентноздатної продукції і її виходу на світовий ринок;
- впровадження й застосування сучасних виробничих і інформаційних технологій;

— сприяння забезпеченню обороноздатності і мобілізаційної здатності країни;
— облік рівня розвитку науки і техніки, економічних вимог, економічної доцільності й ефективності технологічних процесів для виготовлювача, користі й безпеки для споживачів і держави в цілому;
— гармонізація нормативних документів по стандартизації з міжнародними, регіональними і, при необхідності, із національними стандартами інших країн;
— забезпечення відповідності вимог нормативних документів актами законодавства;
— участь у розробці нормативних документів усіх зацікавлених сторін (розроблювач, виготовлювач, споживач, орган державної виконавчої влади й ін.);
— взаємозв'язок і погодженість нормативних документів усіх рівнів;
— придатність нормативних документів для сертифікації продукції;
— відкритість інформації про діючі стандарти і програми робіт із стандартизації з урахуванням вимог діючого законодавства;
— відповідність комплексів (систем) стандартів складу і взаємозв'язкам об'єктів стандартизації для визначеної її галузі, раціональність, однозначність, несуперечність і обґрунтованість вимог стандартів, можливість їхньої перевірки;
— застосування інформаційних систем і технологій в галузі стандартизації.

Об'єктами державної стандартизації в Україні є:

а) об'єкти організаційно-методичного і суспільного характеру й призначення, у тому числі:
— організація проведення робіт із стандартизації;
— термінологічні системи в різних галузях знань і діяльності;
— класифікація і кодування техніко-економічної й соціальної інформації;
— системи і методи забезпечення якості й контролю якості (вимірювань, аналізу), методи іспитів;
— метрологічне забезпечення (метрологічні норми, правила, вимоги, організація робіт);
— вимоги техніки безпеки, гігієни праці, економіки, технічної естетики;
— системи технічної й іншої документації загального застосування, єдина технічна мова;
— системи величин і одиниць;

— типорозмірні ряди і типові конструкції виробів загальномашинобудівного застосування (підшипники, кріплення, інструменти, деталі й ін.);
— інформаційні технології, включаючи програмні й технічні засоби інформації систем загального застосування;
— достовірні довідкові дані про властивості речовин і матеріалів;

б) продукція міжгалузевого призначення і широкого вжитку;

в) складові елементи народногосподарських об'єктів державного призначення, у тому числі банківсько-фінансова система, транспорт, зв'язок, енергосистема, охорона навколишнього природного середовища, вимоги до використовуваних природних ресурсів, оборона і т.п.

17.3 Категорії й види стандартів, що діють в Україні. Відповідальність за невиконання стандартів. Стандарти в галузях якості

У відповідності до специфіки об'єкта стандартизації, складу і змісту установлюваних до нього вимог для різних категорій нормативних документів по стандартизації розробляють стандарти наступних видів:
— основні;
— на продукцію, послуги;
— на процеси;
— на методи контролю (іспитів, вимірювань, аналізу).

Основні стандарти встановлюють організаційно-методичні і загальнотехнічні положення для визначеної галузі стандартизації, а також терміни і визначення, загальнотехнічні вимоги, норми і правила, що забезпечують упорядкованість, сумісність, взаємозв'язок і взаємоузгодження різних видів технічної і виробничої діяльності при розробці, виробництві, транспортуванні й утилізації продукції, безпеку продукції, охорону навколишньої природного середовища.

Стандарти на продукцію, послуги установлюють вимоги до груп однорідної продукції чи до конкретної продукції, послуги, що забезпечують її відповідність своєму призначенню.

Стандарти на процеси встановлюють основні вимоги до послідовності і методів (способів, режимів, норм) виконання різних робіт (операцій) у процесах, що використовуються у різних видах діяльності й забезпечують відповідність процесу його призначенню.

Стандарти на методи контролю (іспитів, вимірювань, аналізу) установлюють послідовність робіт (операцій), способи (правила, режими, норми) і технічні засоби їхнього виконання для різних видів і об'єктів контролю продукції, процесів, послуг.

Як було показано в розділі 1, стандартизація є базою для здійснення взаємозамінності.

Найбільшою мірою це відноситься до *стандартів, що регламентують загальні норми взаємозамінності* (це, насамперед, стандарти на різні

типові види з'єднань – шпонкові, шліцьові, різьбові, конічні, зубчасті і черв'ячні передачі і т.д.).

Стандарти цієї групи мають фундаментальне значення і створюють передумови для найбільш ефективного застосування принципів взаємозамінності. Вони дозволяють:

- — установити єдині терміни і визначення, необхідні для однозначного розуміння вимог взаємозамінності на всіх стадіях проектування, виготовлення і контролю виробів;
- — звести можливе різноманіття числових характеристик параметрів взаємозамінності (розмірів, граничних відхилень і т.п.) до обмеженого ряду значень з економічно і технічно обґрунтованою градацією (стандартні ряди номінальних розмірів, діаметрів і кроків, модулів, ступенів і класів точності, полів допусків і ін.); на цій основі досягається скорочення номенклатури виробів, їхня уніфікація, підвищення серійності, спеціалізація і кооперування виробництва;
- — обмежити розмірну і точностну номенклатуру устаткування для виготовлення інструментів, технологічного оснащення, вимірювальних приладів, калібрів і створити передумови для їхнього спеціалізованого виробництва, багаторазового використання, упорядкування інструментального господарства, скорочення термінів підготовки основного виробництва;
- — забезпечити однаковість методів і засобів контролю виробів;
- — підвищити рівень якості продукції на основі прогресивних стандартних показників;
- — систематизувати й узагальнити досвід проектування, скоротити його терміни і підвищити якість.

Відповідно до перерахованих функцій стандартами загального призначення регламентуються: термінологія, ряди номінальних розмірів і номінальні профілі, ряди допусків і граничних відхилень, посадки, допуски калібрів і норми точності вимірювальних засобів. До комплексу стандартів, що забезпечують взаємозамінність, примикають також стандарти на устаткування, інструмент, систему конструкторської і технологічної документації, загальні конструктивні елементи (наприклад, циліндричні і конічні кінці валів, радіуси заокруглень, виходи різьби, проточки, фаски й ін.).

В Україні створена і функціонує національна система стандартизації, спрямована на сприяння розвитку правових і економічних реформ у країні. Основною її метою є здійснення державного технічного регулювання, прискорення інтеграції України у світове економічне співтовариство, здійснення єдиної технічної політики у сфері стандартизації.

Вітчизняні стандарти – це нормативна база для українських товаровиробників.

Спадщина стандартів, що залишилися від колишнього СРСР (близько 20000 документів), вимагає їхнього перегляду, відновлення, гармонізації з міжнародними стандартами.

Гармонізація українських стандартів із міжнародними – необхідна умова випуску конкурентноздатних на зовнішньому ринку товарів. Образно говорячи, національна база стандартів і вітчизняний науково-технічний потенціал – це мозок вітчизняної промисловості.

В Україні діють наступні нормативні документи (НД):

1 Міждержавні стандарти, настановчі документи, рекомендації. Це ті нормативні документи (насамперед, державні стандарти колишнього СРСР), які діють на території країн СНД, що підписали Конвенцію про взаємне визнання цих стандартів.

2 Державні стандарти України.

3 Республіканські стандарти колишнього СРСР, затверджені до 01.08.1991 р.; вони прирівнюються (до їхнього скасування) до державних стандартів України.

4 Державні класифікатори.

5 Настановчі документи Держстандарту України.

6 Галузеві стандарти (ОСТ) і технічні умови (ТУ) колишнього СРСР, затверджені до 01.01.1992 р., якщо вони не суперечать чинному законодавству України.

7 Галузеві стандарти України.

8 Технічні умови, зареєстровані територіальними органами Держстандарту України – центрами стандартизації, метрології і сертифікації.

9 Нормативні документи Міністерств і відомств України.

Позначення НД складається з індексу номера і розділених тире двох останніх цифр року затвердження; починаючи з 2000 року рік затвердження НД проставляється цілком.

Позначення НД мають такі індекси:

- ДСТУ – державні стандарти, затверджені держстандартом України;
- ДСТУ Б – державні стандарти в галузі будівництва («будівництва») і будівельних матеріалів, затверджені Держстроєм України;
- ДСТУ ISO – державні стандарти, через які введені стандарти Міжнародної організації по стандартизації (ISO). Номер стандарту відповідає номеру міжнародного стандарту. За таким ж принципом позначені державні стандарти з прямим уведенням стандартів Міжнародної електротехнічної комісії (IEC) чи стандартів, прийнятих спільно цими організаціями (з індексом ISO/IEC).

Якщо позначення державного стандарту містить індекс ГОСТ чи ГОСТ... ISO..., то такий державний стандарт України прийнятий Міждержавною Радою в якості міжнародного і використовується державами – учасниками Угоди, що прийняли цей стандарт як національний стандарт.

— РСТ УРСР – республіканські стандарти колишньої УРСР;
— ДК – державні класифікатори;
— ГСТУ – галузеві стандарти України;
— ТУУ – технічні умови України;
— КНД – керівні нормативні документи;
— Р – рекомендації.

Позначення державних стандартів України дають з індексом ДСТУ, а позначення республіканських стандартів – без індексу.

Буквою І позначають стандарти на продукцію для внутрішнього і зовнішнього ринку, а буквою Е – для експорту.

Приклади позначень нормативних документів – ГОСТ 25346-82. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

ДСТУ 3230-95. Керування якістю і забезпечення якості. Терміни і визначення.

ДСТУ ISO 9001-95. Системи якості. Модель забезпечення якості в процесі проектування, розробки виробництва, монтажу й обслуговування.

1107-88. Бігуді металеві. Технічні умови.

473-83 Е. Посуд кухонний з жаростійкого скла. Технічні умови.

ДК 003-95. Класифікатор професій.

Р 50-025-94. Система сертифікації Укрсепро. Організація робіт із проведення перевірки й іспитових лабораторій (центрів) із метою їхньої акредитації.

КНД 50-029-94. Атестація технологічних процесів виготовлення виробів. Основні положення.

ГСТУ 3-04-90-95. Конвеєри підвісні. Умовні зображення устаткування.

ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93). Передачі черв'ячні циліндричні. Основні параметри.

РСТ 1976-86. Волокно базальтове супертонке.

До речі, за останнім стандартом випускає продукцію Костянтинівський завод скловиробів.

У державних стандартах колишнього СРСР незмінно був присутній запис: «Недотримання стандарту переслідується за законом».

Зараз у державних стандартах України, що переходить від планово-розподільчої системи до ринкової, таких приписок немає.

Однак ці стандарти містять рекомендовані положення й обов'язкові рекомендації, а останні підлягають безумовному виконанню органами державної виконавчої влади, усіма підприємствами, установами і громадянами – суб'єктами підприємницької діяльності.

До обов'язкових вимог відносяться:

— вимоги, що забезпечують безпеку продукції для життя, здоров'я і майна громадян, її сумісність і взаємозамінність, охорону навко-

лишнього природного середовища і вимоги до методів іспиту цих показників;

— вимоги техніки безпеки і гігієни праці;

— метрологічні норми, правила, вимоги і положення, що забезпечують вірогідність і єдність вимірювань (підкреслено нами).

Розроблено систему нагляду, відповідальності і покарань за невиконання обов'язкових вимог і правил стандартів.

Нагляд здійснює Держстандарт України і його територіальні органи – центри стандартизації, метрології і сертифікації.

Наведемо як приклади деякі покарання за невиконання регламентованих стандартами норм.

— за випуск, реалізацію продукції, що унаслідок порушення вимог стандартів, норм і правил є небезпечною для життя, здоров'я і майна людей і навколишнього середовища, підприємець виплачує штраф у розмірі 100 % вартості випущеної чи реалізованої продукції;

— за реалізацію на території України імпортної продукції, що не відповідає вимогам чинних в країні стандартів, норм і правил, що відносяться до безпеки для життя, здоров'я, майна людей і навколишнього середовища, підприємець виплачує штраф у розмірі 50 % вартості реалізованої продукції;

— за передачу заявнику чи у виробництво і використання конструкторської, технологічної і проектної документації, що не відповідає вимогам стандартів, нормам і правилам якості продукції і технологічних процесів, розроблювач цієї документації виплачує штраф у розмірі 25 % вартості розробки.

Виплата штрафу не звільняє підприємця від обов'язків погашення збитків споживачам продукції, що виникли внаслідок порушення стандартів, норм і правил.

За невиконання вимог стандартів, норм і правил у техногенних небезпечних галузях виробництва, крім галузей, зв'язаних із виготовленням і використанням вантажопідйомного устаткування, існує сувора кримінальна відповідальність.

Так, стаття 219 Кримінального Кодексу України передбачає кримінальну відповідальність за порушення правил проведення будівельних робіт, а також за порушення правил експлуатації будівельних механізмів:

— якщо воно заподіяло шкоду здоров'ю людей чи свідомо могла привести до людських жертв чи інших важких наслідків, - позбавлення волі чи виправні роботи до 1 року;

— якщо воно привело до людських жертв - позбавлення волі до 5 років чи виправні роботи до 2 років.

З метою сприяння розвитку стандартизації у світовому масштабі для забезпечення міжнародного товарообміну і взаємодопомоги, а також для розширення співробітництва в галузі інтелектуальної, наукової, технічної й

економічної діяльності створена Міжнародна організація по стандартизації – *ISO*.

Незважаючи на очевидну користь стандартизації, упровадження тих чи інших стандартів далеко не завжди проходить гладко, а іноді навіть зустрічається сильний опір зацікавлених кіл.

Так, наприклад, на певному етапі розвитку техніки і ведення господарства виникла потреба в створенні єдиної для всіх країн мови вимірювань, у якій фізичній величині відповідала б тільки одна визначена величина. Такою мовою стала Міжнародна система одиниць – *SI*, прийнята і рекомендована всім державам у 1960 році Генеральною конференцією по мірах і вагам.

Однак і дотепер в багатьох країнах панують різні одиниці вимірювання, не передбачені цією системою: дюйми, милі, галони...

Так, наприклад, тільки для вимірювання тиску використовуються різні одиниці: міліметри ртутного стовпа, міліметри водяного стовпа, технічна атмосфера, бари й інші одиниці – тут легко розгубитися. У Міжнародній системі тиск виміряється в паскалях, названих так на честь Б. Паскаля, знаменитого французького фізика. Паскаль дорівнює тиску сили в один ньютон на поверхню площею в один квадратний метр. Ця універсальна одиниця придатна для вимірювання будь-якого тиску, будь той тиск крові в артеріях, мастила у двигуні чи повітря в шинах.

Багато років тому в СРСР була почата спроба ввести цю одиницю замість міліметрів ртутного стовпа й впродовж декількох місяців по радіо передавали атмосферний тиск у гектопаскалях, але зрештою, повернулися до старого.

А як Вам подобається така фізична величина як «кінська сила»?

Ще в далекому XVIII столітті ввів її у побут шотландський механік Джеймс Уатт. Кінь у ті часи був у пошані, кінські сили в ціні, і Уатт задався метою усього лише з'ясувати для фінансових розрахунків із не завжди технічно грамотним підприємцем, скільки дорогих коней визволить його парова машина при трудомісткій відкачці води з кам'яновугільної шахти. Але одиниця ця виявилася разюче живучою. Навіть потужність космічних кораблів виміряється в кінських силах. Але як би не була нам дорога ця одиниця, скасувати її все-таки необхідно. Кінська сила настільки ж архаїчна, як горезвісні аршини, фути, фунти і т.д., хибно з наукового погляду вже сама назва її: вимірюємо потужність, а говоримо чомусь – сила. Більш того, називаючись кінською, потужності коня вона саме не відповідає. «Кінська сила» приблизно вдвічі могутніша «середнього» коня. Але справа навіть не в цій плутанині. Гірше інше: на одному валі з двигуном у кінських силах знаходиться генератор, потужність якого виміряється у ватах... Як отут зіставити! Вимірювати потужність у кіловатах, що і наказує *SI*. Однак «кінська сила» поки діє і нині.

А знаєте, чому пиво в Англії продають не на літри, а на пінти? Цьому перешкоджають шляхом лобі … пивні королі. Справа в тому, що *1 пінта ≈*

$\approx 0{,}58$ *л* і отже, у випадку введення в якості одиниці об'єму літра замість пінти виробники втратили би частину прибутку, тому що в пінтовому кухлю міститься більше рідини, ніж у півлітровому.

Еволюційні перетворення у виробничій сфері об'єктивно визначили еволюцію в галузі стандартизації. Послідовна і безупинна інтернаціоналізація виробництв, вихід більшої кількості компаній, корпорацій і фірм на закордонні ринки збуту сприяли розробці відповідних міжнародних нормативних документів і стандартів, що регулюють взаємини між різними країнами в питаннях не тільки необхідних технічних характеристик продукції і методів їхньої оцінки, але й у питаннях забезпечення якості, що охоплюють широке коло діяльності виробника. Уся ця діяльність вимагає також стандартизації, коли виникає питання про міжнародну кооперацію у випуску продукції. В даний час існують два типи міжнародних стандартів в галузі якості:

- стандарти на продукцію, що охоплюють в основному питання, зв'язані зі специфікацією процесу виробництва, а також з показниками (характеристиками) якості продукції, наприклад, такими, як безпека (у тому числі й екологічна), збереженість, надійність, електромагнітна сумісність і т.п.;
- стандарти по забезпеченню якості, що охоплюють питання забезпечення якості постачальником, які розподіляються на всі сфери його діяльності.

Першим міжнародним стандартом, розробленим у Празі в 1929 р., був стандарт ISA (International Assosiation of Standartization). Потім, у 1946 р., утворилася Міжнародна Організація по Стандартизації (The International Organization for Standartization – ISO), що спочатку займалася тільки уніфікацією продукції, аналізуючи й уніфікуючи національні стандарти на продукцію.

У 1987 р. розроблена серія стандартів ISO 9000, в основу яких був покладений стандарт Британської організації по стандартизації, що, у свою чергу, бере початок від американських стандартів якості на готову продукцію (MIL – Q9858), прийнятих наприкінці 50-х років міністерством оборони США. Ці стандарти були схвалені Британським інститутом стандартів (BSI). Вони одержали позначення BSI 5750 і були прийняті в 1979 р. для Великобританії.

ISO адаптувало Британський стандарт BSI 5750, що відомий тепер як стандарт ISO серії 9000 версії 1987 р.

При впровадженні цієї серії стандартів виявилося недостатнє відображення в них (версія 1987 р.) вимог до виробництва цілого ряду специфічних видів продукції, і, в першу чергу, програмного забезпечення і послуг. Ряд національних організацій направили в ISO пропозиції щодо удосконалювання складу, структури і змісту стандартів.

У 1994 р. технічний комітет ISO (ISO/TC 176) на основі аналізу пропозицій національних організацій, досвіду застосування стандартів ISO се-

рії 9000 версії 1987 р. у різних країнах світу і сферах діяльності переглянув ці стандарти.

Остання редакція стандартів ISO серії 9000 на системи якості продукції вийшла в 2000 р.

На початку XX в. з'явилися стандарти якості на готову продукцію, а перед Другою світовою війною – стандарти забезпечення якості. Характерною рисою всіх стандартів якості є те, що вони *установлюють вимоги до якості*, тобто вказують, *що* повинно бути, але ніколи не відповідають на запитання, *як* цього можна досягти. Така особливість, зокрема, стандарту ISO серії 9000 дозволяє застосовувати його як до різних продуктів, так і до усіх їх характеристик якості, даючи *рекомендації з організаційних дій забезпечення якості.*

17.4 Сертифікація виробів відповідно до норм і правил нормативних документів

Сертифікація – процедура, за допомогою якої третя сторона (перші дві сторони – замовник і виготовлювач) дає письмову гарантію, що продукція чи процес, послуга відповідають заданим вимогам.

У залежності від об'єкта розрізняють сертифікацію:

— виробів (типу);
— виробництв (у нас її часто називають атестацією виробництв);
— системи якості.

Це три рівні сертифікації (останній – найвищий).

В Україні діє система сертифікації, організаційно-методичне керівництво якою здійснює Держстандарт України – система сертифікації Укрсепро.

Міжнародні стандарти, що регламентують систему сертифікації, – це стандарти ISO серії 10000.

Порядок проведення сертифікації, вимоги до органів сертифікації, іспитових лабораторій, до аудиторів, порядок реєстрації об'єктів добровільної сертифікації, процедура визнання результатів імпортованої продукції – ці й інші аспекти системи сертифікації Укрсепро регламентуються відповідними нормативними документами (ДСТУ, КНД, Р).

Порядок робіт із сертифікації будується так, аби забезпечити достатню об'єктивність сертифікації, вірогідність і відтворюваність результатів іспитів, бути економічно прийнятною як для виготовлювача, так і для споживача.

При позитивному результаті сертифікації, іспитів виріб повинен мати доказ у виді клейма, спеціального знака, етикетки, супровідного документа, сертифіката відповідності.

Знаки відповідності національної системи сертифікації України наведені нижче.

Цей знак застосовується у випадку, якщо кована продукція відповідає обов'язковим чи всім обов'язковим і деяким іншим вимогам нормативних документів.

Цей знак застосовується у випадку, якщо сертифікована продукція відповідає всім обов'язковим і всім іншим вимогам НД.

З М І С Т

Звернення до аудиторії 3
1 Взаємнозамінність у машинобудуванні і коротка історія її розвитку..... 8
2 Точність і похибкивиготовлення деталей... 13
3 Основні поняття, терміни, визначення 16
4 Побудова систем допусків і посадок. Єдина система допусків і посадок гладких з’єднань 21
4.1 Поняття про системи допусків і посадок і їхнє призначення.............. 21
4.2 Основні положення єдиної системи допусків і посадок (ЕСДП) гладеньких з'єднань.. 22
5 Основни вибору точності при проектуванні виробів 33
5.1 Точність виробів і їхня конкурентноздатність.. 33
5.2 Вибір системи утворення посадок 36
5.3 Вибір посадок у з'єднаннях машин 37
5.4 Вибір і обґрунтування квалітетів точності розмірів 43
5.5 Вибір невказаних граничних відхилень 47
6 Розрахунок граничних натягів у з’єднаннях 50
7 Основи метрології і технічних вимірювань 55
7.1 Основні положення 55
7.2 Вплив похибок вимірювань на результати контролю.......................... 56
7.3 Основи вибору контрольно-вимірювальних засобів............................ 65
7.4 Призначення приймальних меж при контролі готової продукції........ 69
7.5 Контроль гладеньких валів і отворів за допомогою граничних калібрів 71
7.5.1 Загальні відомості про граничні калібри 71
7.5.2 Допуски на виготовлення калібрів.. 73
7.5.3 Конструкція, технічні вимоги до виготовлення й маркірування калібрів 75
8 Посадки підшипників кочення і їх вибір 77
8.1 Загальні відомості про підшипники кочення 77
8.2 Особливості системи допусків і посадок підшипників кочення.......... 78
8.3 Вибір посадок підшипників кочення 79
8.4 Умовне позначення посадок підшипників кочення 81
9 Взаємозаємність шпонкових з’єднань 82
10 Взаємнозаємність шліцьових зубчастих) з’єднань............................... 84
11 Система допусків на кутові розміри. Взаємозаємність конічних з'єднань 87
11.1 Кутові розміри й допуски 87
11.2 Взаємозамінність конічних з'єднань 88
12 Допуски і посадки різьбових з’єднань із циліндричною метричною різьбою 95
13 Взаємозамінність зубчастих і черв’ячних передач.............................. 98

13.1 Види зубчастих і черв'ячних передач за службовим призначенням і загальна характеристика системи допусків на виготовлення ... 98
13.2 Коротка характеристика норм точності зубцюватих і черв'ячних передач ... 102
13.3 Позначення точності зубчастих і черв'ячних передач у кресленнях ... 110
14 Відхилення форми й розташування поверхонь та їхнє нормування ... 111
14.1 Вплив відхилень форми й розташування поверхонь на якість виробу 111
14.2 Основні положення ... 112
14.3 Основні види відхилень форми поверхонь ... 113
14.4 Основні види відхилень розташування поверхонь ... 116
14.5 Сумарні відхилення форми й розташування поверхонь ... 118
14.6 Допуски розташування осей отворів кріпильних деталей ... 120
14.7 Нормування і позначення в кресленнях допусків форми й розташування ... 123
15 Шорсткість поверхонь деталей та їхнє нормування в кресленнях ... 124
16 Нормування параметрів точності поверхонь деталей на основі розрахунків розмірних ланцюгів ... 132
16.1 Загальні положення, терміни, визначення ... 132
16.2 Методика рішення прямої задачі методом максимуму-мінімуму 138
16.3 Математичні основи імовірносного методу розрахунку ... 144
16.4 Методика рішення прямої задачі розмірних ланцюгів імовірнісним методом ... 147
16.5 Рішення зворотної задачі розмірних ланцюгів методами максимуму-мінімуму і імовірносним ... 150
17 Основи стандартизації й сертифікації продукції в Україні ... 152
17.1 Основні поняття й визначення ... 152
17.2 Основна мета й об'єкти стандартизації в Україні ... 153
17.3 Категорії й види стандартів, що діють в Україні. Відповідальність за невиконання стандартів. Стандарти в галузях якості. 155
17.4 Сертифікація виробів відповідно до норм і правил нормативних документів ... 162
Перелік посилань ... 166

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1 Белкин И.М. Справочник по допускам и посадкам – М.: Машиностроение, 1985. – 320с.
2 Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.
3 Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. Справочник. – Л.: Машиностроение, Ленинград, отделение, 1984. – 464с.
4 ГОСТ 25346-82 ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
5 ГОСТ 25347-82 ЕСДП. Поля допусков и рекомендованные посадки.
6 ГОСТ 25348-82 ЕСДП. Ряды допусков, основные отклонения и поля допусков для размеров свыше 3150мм.
7 ГОСТ 25670-83 Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками.
8 ГОСТ 24642-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
9 ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
10 ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
11 ГОСТ 25069-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
12 ГОСТ 520-89 Подшипники качения. Технические требования.
13 ГОСТ 3325-55 Подшипники качения. Поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов.
14 ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Шпонка призматическая. Размеры допуски и посадки.
15 ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения зубчатые (шлицевые) прямозубые. Размеры и допуски.
16 ГОСТ 16093-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
17 ГОСТ 8593-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов.
18 ГОСТ 8908-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.
19 ГОСТ 25307-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений.
20 ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические.
21 ГОСТ 8.051-81 Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500мм.

22 ДСТУ 1.0-93 Державна система стандартизації України. Основні положення.
23 ДСТУ 1.2-93 Державна система стандартизації України. Порядок розроблення державних стандартів.
24 ДСТУ 2234-93 Калібри. Терміни та визначення
25 ДСТУ 2409-94 Вимірювання параметрів шорсткості. Терміни та визначення.
26 ДСТУ 2413-94 Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення.
27 ДСТУ 2497-94 Основні норми взаємозамінності. Різьба і різьбові з'єднання. Терміни та визначення.
28 ДСТУ 2498-94 Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення.
29 ДСТУ 2499-94 Основні норми взаємозамінності. конуси та конічні з'єднання. Терміни та визначення.
30 ДСТУ 2500-94 Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
31 ДСТУ 2681-94 Метрологія. Терміни та визначення.
32 ДСТУ 3021-95 Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення.
33 Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. / В.Д. Мягков и др. – Л. : Машиностроение, 1982 – 4.1. 543с.
34 Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. / В.Д. Мягков и др. – Л. : Машиностроение, 1983 – 4.2. 448с.
35 Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1984. – 112с.
36 Жабин А.И., Мартынов А.П. Сборка изделий в единичном и мелкосерийном производстве М. Машиностроение 1988,- 184с.
37 Жабин А.И., Мартынов А.П. Сборка типовых частей машин и механизмов.- В справочнике. «Сборка и монтаж изделий машиностроения». В 2-х т. – т. 1. Сборка изделий машиностроения (под ред. В.С. Корсакова, В.К. Замятина, 1983 – с. 238-269.)
38 Зенкин А.С. Технологические основы сборки соединений с натягом – М.: Машиностроение, 1982. – 48с.
39 Козловский Н.С., Виноградов А.М. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения – М.: Машиностроение, 1982. – 284с.
40 Методическое пособие. Выбор, обоснование и обозначение в чертежах допускаемых отклонений геометрических параметров поверхностей детелей при проектировании изделий / Сост. Мартынов А.П. — Краматорск: ДГМА, 2001. — 132 с.
41 Справочное руководство по черчению. / В. Н. Богданов и др. –М.: Машиностроение, 1989. — 864с.

42 Обработка металлов резанием. Справочник технолога. / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др. М.: Машиностроение, 1988. – 736с.
43 Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500мм (по применению ГОСТ 8.051-81), РД 50-98-86-М.: Издательство стандартов, 1987. — 84с.
44 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Раздел: «Выбор и обозначение посадок подшипников качения и технических требований к сопрягаемым поверхностям» / Сост. Мартынов А.П. – Краматорск: КИИ, 1990. – 32с.
45 Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей, РД 50-635-87-М.: Издательство стандартов, 1987. – 46с.
46 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию и лабораторным работам. Допускаемые погрешности измерения и выбор универсальных измерительных средств / Сост. Мартынов А.П.: ДГМА, 1996 – 59с.
47 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию (для студентов всех специальностей направления “Инженерная механика”). Порядок построения размерных цепей / Сост. Мартынов А.П. – Краматорск: ДГМА, 2000. – 24с.
48 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию (для студентов всех специальностей направления “Инженерная механика”). Расчеты размерных цепей для обеспечения точности изготовления и сборки по методам полной и неполной взаимозаменяемости / Сост. Мартынов А.П. – Краматорск: ДГМА, 2000. – 46с.
49 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Предельные калибры для контроля поверхностей деталей. Расчеты, проектирование и эксплуатация / Сост. Мартынов А.П., Абрамова Л.Н. – Краматорск: ДГМА, 2000 – 36с.
50 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Шероховатость поверхностей деталей. Выбор параметров и обозначение в чертежах /Сост. Абрамова Л.Н. – Краматорск: ДГМА, 2001 – 28с.
51 Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Взаимозаменяемость, стандартизация, метрология и управление качеством». ч.1 /Сост. Мартынов А.П., Кислов В.М., Субботина Л.П..- Краматорск: КИИ, 1992.- 48с.
52 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Автоматизированный выбор посадок с натягом на основе расчетов с использованием ПЭВМ /Сост. Роганов Л. Л, Мартынов А.П. – Краматорск: ДГМА, 2000 – 19с.
53 Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Автоматизированный расчет размерных цепей с использованием ПЭВМ /Сост. Мартынов А.П. – Краматорск: ДГМА, 2000 – 16с.

Навчальне видання

СТАНДАРТИЗАЦІЯ, МЕТРОЛОГІЯ, КОНТРОЛЬ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна інженерія» всіх форм навчання

Укладач МАРТИНОВ Анатолій Павлович

Редагування Т. О. Кулік

Комп'ютерне верстання: Т. О. Кулік

23/2015.Формат 60 × 84/16.Ум. друк. арк. 2,09.
Обл.-вид. арк. 1,41.Тиражприм.Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003