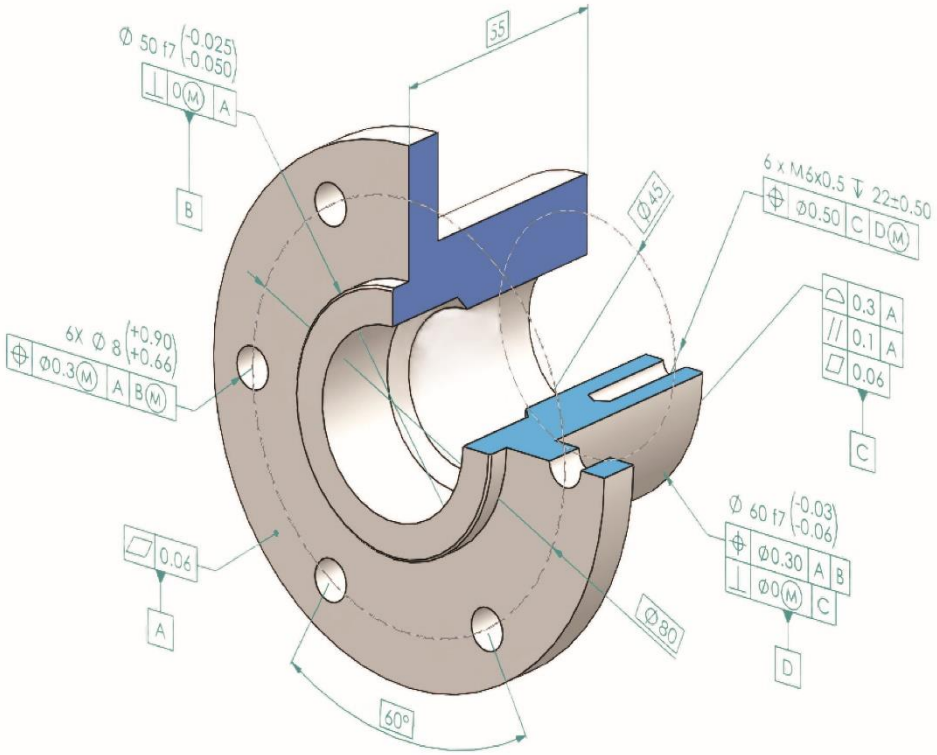
ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

поглавја од предметот конструирање

1 ИЗДАНИЕ

Татјана Кандикјан
Иле Мирчески



МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ СКОПЈЕ

СКОПЈЕ, 2025

Универзитет „Св. Кирил и Методиј“

Татјана Кандикјан

Иле Мирчески

ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

ПОГЛАВЈА ОД ПРЕДМЕТОТ КОНСТРУИРАЊЕ

Скопје, 2025

Издавач:
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје,
Бул. „Гоце Делчев“ бр. 9, 1000 Скопје,
www.ukim.edu.mk
Уредник за издавачка дејност на УКИМ:
проф. д-р Биљана Ангелова, ректор
Уредници на публикацијата:
проф. д-р Татјана Кандикјан, Машински факултет - Скопје
проф. д-р Иле Мирчески, Машински факултет - Скопје
Рецензенти
проф. д-р Владимир Дуковски, Машински факултет - Скопје
проф. д-р Мите Томов, Машински факултет - Скопје
Техничка обработка: проф. д-р Татјана Кандикјан и проф. д-р Иле Мирчески
Лектура на македонски јазик: Виолета Јовановска-Никовска
Корица: Јован Лелов
Електронско издание
Забрането копирање и умножување согласно Закон за авторско право

CIP - Каталогизација во публикација
Национална и универзитетска библиотека "Св. Климент Охридски", Скопје

514.181.8:621.8-11(075.8)

КАНДИКЈАН, Татјана
Геометриски толеранции [Електронски извор] : поглавја од предметот конструирање / Татјана Кандикјан, Иле Мирчески. - Текст во PDF формат, содржи 167 стр., илустр. - Скопје : Универзитет "Св. Кирил и Методиј",
2025

Начин на пристапување (URL):
https://www.ukim.edu.mk/e-izdanija/MAF/Geometriski-tolerancii_poglavja-od-predmetot-konstruiranje.pdf.
- Наслов преземен од екранот. - Опис на изворот на ден 21.01.2025. - Библиографија: стр. 166-167

ISBN 978-9989-43-516-4

1. Мирчески, Иле [автор]
а) Геометриски толеранции -- Конструкции -- Машинство -- Високошколски учебници

COBISS.MK-ID 65124357

Предговор

Книгата ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ, поглавја од предметот конструирање е наменета првенствено за студентите од академските студии на Машинскиот факултет во Скопје, како и останатите технички факултети, но може да ја користат и средношколци од средните стручни училишта. Исто така, оваа книга може да им користи на инженерите и техничарите од индустријата при конструирање и проектирање машински делови и склопови, испитувања, производство и експлоатација на техничките системи.

Книгата „Геометриски толеранции, поглавја од предметот Конструирање“ има за цел да придонесе за стекнување со основни и напредни знаења од областа на геометриските толеранции. Книгата претставува современ материјал за учење кој треба да придонесе кон совладување на предметната материја од теоретски аспект, практично преку примери, како и преку примена на современи компјутерски алатки.

Книгата има единаесет одвоени тематски целини и тоа: Вовед во геометриски спецификации; Толеранции на мери, налегнувања и мерни вериги; Толеранции на облик; Референтни елементи и системи; Толеранции на правец; Толеранции на положба; Толеранции на профил; Толеранции на издаденост; Задавање и анализа на геометриските толеранции; Прилог – Примери на линиски мерни вериги и Прилог – Примери на дефиниција базирана на модел.

Конструирањето на машинските делови во денешно време не е можно без примена на соодветен софтвер кој овозможува детално обликување на делот, изработка на склоп, анализа на деловите и нивните функции во рамките на склопот, подготовка на техничка документација, задавање на геометриски толеранции во 3Д-моделите на деловите, нивна анализа, итн. Дополнително, софтверскиот пакет во кој се подготвува 3Д-моделот и техничката документација ги има во себе вградено ISO и ASME стандардите, означувањето и модификаторите на толерантни полиња за геометриски толеранции, контрола на валидноста на зададена геометриска толеранција, како и пренос на овие 3Д-информации помеѓу различни системи преку универзални формати.

Авторите имаат повеќегодишно искуство во практична работа со студентите при изработка на проектни задачи од областа на конструирањето и проектирањето на машински делови и склопови, при што се реализирани низа значајни студентски проекти и проекти со индустријата.

Со посебно задоволство изразуваме благодарност на рецензентите проф. д-р Владимир Дуковски и проф. д-р Мите Томов, редовни професори на Машинскиот факултет во Скопје, кои го прочитаа ракописот со посебно внимание и кои придонесоа со корисни совети за квалитетот на оваа книга.

Забелешки и сугестии, кои може да придонесат за повисок квалитет на следните изданија, се добредојдени.

Скопје, декември 2024 година
Татјана Кандикјан
Иле Мирчески

СОДРЖИНА

СОДРЖИНА 4
1 ВОВЕД ВО ГЕОМЕТРИСКИ СПЕЦИФИКАЦИИ 8
1.1 ВОВЕД 8
1.1 ДЕФИНИЦИЈА И ПРИМЕНА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ 9
1.1.1 Основни поими 9
1.2 СТАНДАРДИ ЗА ГЕОМЕТРИСКИ СПЕЦИФИКАЦИИ 12
1.2.1 Симболи и ознаки 13
1.2.2 Облик на толерантното поле 17
1.3 ПРИНЦИП НА НЕЗАВИСНОСТ И ПРИНЦИП НА ОБВИВКА 17
1.4 ПРЕДНОСТИ НА ПРИМЕНА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ 18
1.5 ОПШТО ЗА ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ 20
1.6 ЧИТАЊЕ НА ОЗНАКАТА ЗА ГЕОМЕТРИСКА ТОЛЕРАНЦИЈА 21
2 ТОЛЕРАНЦИИ НА МЕРИ, НАЛЕГНУВАЊА и МЕРНИ ВЕРИГИ 22
2.1 ВОВЕД 22
2.2 МАКРООТСТАПУВАЊА НА ГЕОМЕТРИЈАТА НА ДЕЛОВИТЕ 22
2.2.1 Однос помеѓу различните видови на отстапувања 24
2.2.2 Толеранции на слободни мери 26
2.2.3 Трошоци за постигнување точност на мерите 29
2.3 ФУНКЦИОНАЛНИ МЕРИ 31
2.3.1 Котирање на работилнички цртеж 32
2.3.2 Карактеристики на споевите 33
2.4 МЕРНИ ВЕРИГИ 40
2.4.1 Метод на потполна заменливост 42
2.4.2 Метод на непотполна заменливост 44
2.5 СОФТВЕРСКИ АЛАТКИ ЗА АНАЛИЗА НА ТОЛЕРАНЦИИ 50
3 ТОЛЕРАНЦИИ НА ОБЛИК 54
3.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ОБЛИК 54
3.2 РАМНОСТ 55

3.3 ПРАВОСТ 56
3.4 ЦИЛИНДРИЧНОСТ 59
3.5 КРУЖНОСТ 61
4 РЕФЕРЕНТНИ ЕЛЕМЕНТИ И СИСТЕМИ 63
4.1 ДЕФИНИЦИЈА И ОЗНАЧУВАЊЕ 63
4.1.1 Видови референтни елементи 64
4.2 АСОЦИЈАЦИЈА И СИМУЛАЦИЈА 68
4.2.1 Симулирани референтни елементи 69
4.3 РЕФЕРЕНТЕН СИСТЕМ 71
4.3.1 Правила за избор на референтни површини 75
4.3.2 Примена на репери 76
5 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ 80
5.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ 80
5.2 НОРМАЛНОСТ 80
5.3 ПАРАЛЕЛНОСТ 82
5.4 АГОЛНОСТ 85
5.5 СПЕЦИФИЧНОСТИ НА ТОЛЕРАНЦИИТЕ НА ПРАВЕЦ 86
6 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПОЛОЖБА 88
6.1 ОПШТО ЗА ТОЛЕРАНЦИИТЕ НА ПОЛОЖБА 88
6.2 УСЛОВ НА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ 89
6.2.1 Правила за примена на УММ 94
6.2.2 Услов на минимум материјал 95
6.3 ТОЛЕРАНЦИЈА НА ПОЛОЖБА 96
6.3.1 Толерантни полиња за сопствена мера и за положба 97
6.3.2 Толеранција на положба во МБД 99
6.3.3 Редослед помеѓу зададените толеранции 100
6.3.4 Толеранција на положба за група 104
6.3.5 Контрола при услов на максимум материјал 105
6.3.6 Модификатори за групи од геометриски елементи 106
6.3.7 Сложена толеранција на положба 108

6.3.8 Проектирано толерантно поле на положба 109
6.3.9 Двојна толеранција 110
6.3.10 Пресметка на толеранциите за врски со завртки 111
6.4 КОАКСИЈАЛНОСТ И СИМЕТРИЈА 112
6.4.1 Толеранција на коаксијалност 112
6.4.2 Толеранција на симетрија 113
6.4.3 Положба наместо коаксијалност и симетрија 114
7 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРОФИЛ 116
7.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРОФИЛ 116
7.1.1 Толеранција на профил на линии 116
7.1.2 Толеранција на профил на површина 118
7.1.3 Несиметрично толерантно поле за профил 119
7.1.4 Толеранција на профил за копланарни елементи 120
7.1.5 Толеранција на профил за група елементи 121
7.1.6 Толеранција на профил за цела контура на дел 121
7.2 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ И ПОЛОЖБА НА ПРОФИЛ 123
7.2.1 Толеранција на правец на профил 124
7.2.2 Толеранција на положба на профил 124
7.2.3 Толеранција на положба на профил како замена за мера 127
7.2.4 Толеранции на профил за конуси 128
7.2.5 Толеранции на профил во МБД 130
7.2.6 Сложена толеранција на профил 131
8 ТОЛЕРАНЦИИ НА ИЗДАДЕНОСТ 133
8.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ИЗДАДЕНОСТ 133
8.1.1 Толеранција на кружна издаденост 133
8.1.2 Толеранција на вкупна издаденост 134
9 ЗАДАВАЊЕ И АНАЛИЗА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ 137
9.1 ПОСТАПКА НА ЗАДАВАЊА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ 137
9.2 АНАЛИЗА НА СКЛОП СО ЗАДАДЕНИ ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ 140
10 ПРИЛОГ: ПРИМЕРИ НА ЛИНИСКИ МЕРНИ ВЕРИГИ 142

10.1 ЗАДАЧИ ЗА ЛИНИСКИ МЕРНИ ВЕРИГИ 142
11 ПРИЛОГ: ПРИМЕРИ НА ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ 151
11.1 ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ 151
11.2 НАЧИН НА РАБОТА ВО МБД 152
11.2.1 Подесувања за МБД 153
11.2.2 Дел со толеранција на положба за напречен отвор 154
11.2.3 Толеранција на положба на 7 отвори распоредени по круг 154
11.2.4 Толеранција на положба за ортогонално поставени отвори 155
11.2.5 Задавање на средишна рамнина 156
11.2.6 Толеранции за двојно симетричен дел 157
11.2.7 Претставување на сложена толеранција за положба 158
11.2.8 Прикажување на геометриските толеранции во МБД 159
11.2.9 Постапно вградување на геометриски толеранции 161
11.2.10 Толеранција на положба и аголност за кос отвор 163
11.2.11 Толеранција на профил на надоврзани површини 163
11.2.12 Толеранција на профил за контура на дел 165
12 КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА 166

1 ВОВЕД ВО ГЕОМЕТРИСКИ СПЕЦИФИКАЦИИ

1.1 ВОВЕД

Формата на еден машински дел произлегува од задоволувањето на повеќе критериуми, како што се, поврзување со други делови во склоп, извршување на бараната функција, запазување на потребната јакост, технологија за изработка, контрола и друго. Обликот на деловите и склопот во поново време се дефинира со системите за геометриско моделирање (Computer-Aided Design – CAD). При моделирањето на дел во CAD-систем, се задаваат параметарски мери. Тие мери се во функција на едноставно менување на делот во фазата на конципирање и дефинирање на обликот на делот, како и за понатамошни негови измени. Овие мери се теоретски (идеални), за разлика од мерите на реалните делови. Мора да се има предвид дека од аспект на функцијата, економичноста на изработката и контролата е потребно поинакво котирање на мерите и задавање на толеранции, особено за оние површини за кои е потребна поголема точност заради правилна монтажа и работа на деловите во склоп.

Во ова поглавје се претставени основните дефиниции, поими и табели кои се применуваат низ целиот понатамошен текст. Тука се дадени табелите со ознаки според ISO и ASME стандардите. Табелите ги содржат претежно оние ознаки кои се користат низ текстот, а целосни информации може да се побараат во стандардите.

Основна разлика помеѓу ISO и ASME стандарди за геометриски толеранции е во два принципа кои се однесуваат на односот помеѓу толеранции на мери и геометриските толеранции. Во ISO стандардите се применува принципот на независност, а во ASME стандардот принципот на обвивка, од што произлегуваат одредени разлики во означувањето и толкувањето.

Во поново време, геометриските толеранции сè почесто се вградуваат како информации во 3Д-модел на дел (МБД), наместо како ознаки во 2Д работилнички цртеж. Оваа можност е воведена во скоро време во CAD-системите и се развива и подобрува со секоја нова верзија. Голем дел од примерите во текстот се изработени во МБД, а дадени се и основни упатства за користење на овој модул преку примери.

1.1 ДЕФИНИЦИЈА И ПРИМЕНА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ

Геометриските толеранции претставуваат јазик од симболи, кои се користат за одредување на големината, обликот, правецот и положбата на геометриските елементи на еден дел. Геометриските толеранции се задаваат за овие површини кои се користат за поставување реален дел во склоп. Цртежите со правилно применети геометриски толеранции се еднозначни и разбирливи. Геометриските толеранции обезбедуваат правилно прикрепување на деловите во склоп**,** и овозможуваат да се добие подобар квалитет при помали трошоци.

Геометриските толеранции се алатка која се користи во процесот на конструирање. За правилна примена на геометриските толеранции, конструкторот мора внимателно да разгледа каква и колкава толеранција е потребна за одреден геометриски елемент од дел, соодветно на неговата функција. Геометриските толеранции му овозможуваат на конструкторот да ја пропише максималната погодна толеранција и следствено, да конструира најекономично делови. Нивната правилна примена овозможува секој изработен дел да се склопува без проблеми секој пат.

Геометриските толеранции ги разјаснуваат барањата за конструкцијата. Со нивното претставување се идентификуваат групите составени од референтни површини и геометриски елементи**,** за кои се задаваат толеранции. Правилно толерантен цртеж не само што ја прикажува формата и големината на делот, туку и раскажува приказна што ги објаснува односите помеѓу функционално важните геометриски елементи од делот. Скица на склоп со зголемено претставени отстапувања е прикажан на сл. 9.5а.

Дефиницијата на геометриските толеранции може да се резимира во следното:

Геометриските толеранции се дозволени отстапувања од геометриски идеалниот облик на дел.

Геометриските толеранции се начин да се зададат функционалните барања за геометријата (обликот) на одредени региони од деловите.

Со правилна примена на геометриските толеранции, се постигнува најекономична изработка на деловите и нивна сигурна монтажа во склоп.

1.1.1 Основни поими

Често, функционални геометриски елементи или групи од вакви елементи се среќаваат онаму каде еден дел доаѓа во допир со друг дел во склопот со цел да се реализира одредена функција.

Кај деловите, потребно е да се разликуваат два вида на геометриски елементи:

- **материјални** (интегрални),
- **теоретски** (изведени) геометриски елементи.

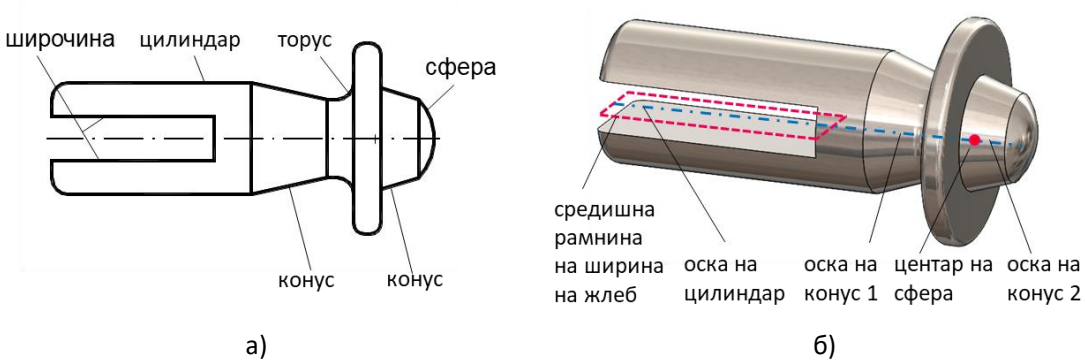
Делот претставен на сл. 1.1 се состои од различни површини кои се материјални геометриски елементи и се означени на сл. 1.1а како цилиндар, торус, сфера, конус, широчина. Теоретски, односно изведени геометриски елементи за делот се: оска на цилиндар, оска на конус, оска на торус, средишна рамнина на широчина на жлеб, центар на сфера, како што е прикажано на сл. 1.1б.

Материјален геометриски елемент е изработена страница од машински дел која има еднолична геометрија, на пример рамна површина, закривена површина.

Материјален геометриски елемент со сопствена мера (анг. size) е на пример, отвор или чеп, сферна површина, правоаголен жлеб или ребро, кои секогаш имаат своја материјална мера (дијаметар, широчина на жлеб).

Материјалните мери се задаваат за материјални геометриски елементи, и за нив вообичаено се задаваат толеранции на мери. На сл. 1.2, материјалните мери се означени со *a*.

Теоретски (изведени) геометриски елементи на дел најчесто се: оска (на цилиндар, конус), средишна рамнина (на жлеб, ребро, забец) и точка (центар на сфера). Теоретските геометриски елементи не постојат физички на делот.



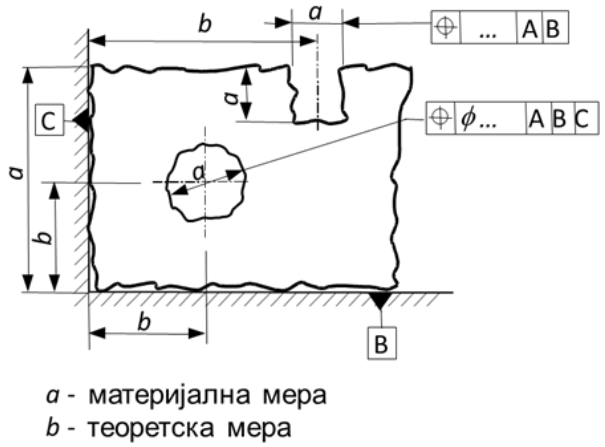
Сл. 1.1. Материјални (а) и теоретски (б) геометриски елементи

Теоретски точни (идеални, базни) мери се оние мери кои поврзуваат два теоретски геометриски елементи. На сл. 1.2, теоретските мери се означени со *b*. Таквите мери се применуваат за котирање на растојанија помеѓу оски и/или средишни рамнини во однос на референтни елементи со цел да се зададе нивната положба.

Теоретски точните геометриски елементи и мери може да се симулираат со помош на мерна опрема за контрола на геометриските толеранции.

Отстапувањата на мерите на машинските делови обично се со точност до втората децимала во милиметри, додека мерната опрема е многу попрецизна и има отстапувања на мерите дури во третата и четврта децимала (во mm). Поради тоа, во споредба со толеранциите од делот, **толеранциите кои произлегуваат од мерната**

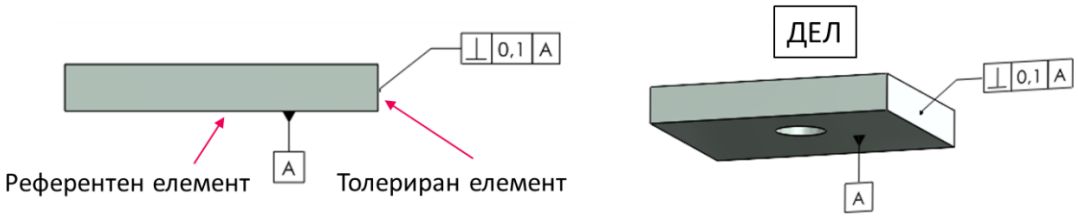
опрема може да се сметаат за „идеални“. Првите две децимали кај толеранциите од мерната опрема обично се нули.



Сл. 1.2. Материјални и теоретски мери

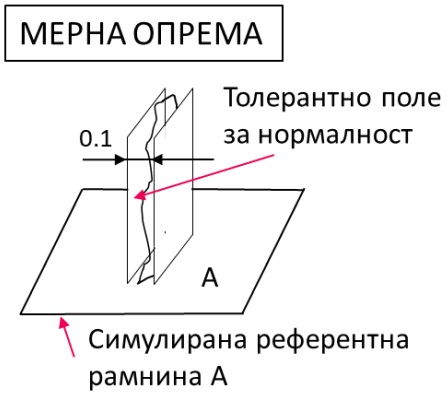
На сл. 1.3 е прикажан пример на дел со зададена геометриска толеранција со цел да се објасни означувањето и основните користени термини. Во примерот е зададена толеранција за нормалност за вертикалната десна страна, која претставува **толериран геометриски елемент** за кој е зададено дозволено отстапување. Оваа страна треба да е нормална во однос на долната страна од делот означена А, која претставува **референтен елемент**. Толерираниот и референтниот елемент во овој пример се реални површини од делот кои имаат одредени отстапувања.

Со геометриската толеранција за нормалност на сл. 1.3 е зададено **толерантно поле** помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.1 (сл. 1.4), кое е нормално на **симулираната референтна рамнина** А на која се поставува делот при контрола. Толерантното поле и симулираниот референтен елемент не постојат на делот. Нив ги формира мерната опрема за контрола**.**



а) б)

Сл. 1.3. Пример на означување на геометриска толеранција на цртеж (а) и во 3Д-модел (б)



Сл. 1.4. Скица на толерантно поле и симулиран референтен елемент

1.2 СТАНДАРДИ ЗА ГЕОМЕТРИСКИ СПЕЦИФИКАЦИИ

Групата ISO стандарди **Геометриски спецификации за производи** (Geometrc Product Specification (GPS)) или ASME стандардот **Геометриски мери и толеранции** (Geometric Dimensioning and Tolerancinag (GD&T)) се користат како основна алатка во конструирањето за јасно и недвосмислено дефинирање на границите на дозволените отстапувања на произведените делови, со цел да се гарантира нивно склопување и функционалност.

Во рамките на **Геометриски спецификации за производи** се донесени повеќе стандарди кои се однесуваат на различни видови на отстапувања на површините и нивна контрола. Ќе ги издвоиме следните стандарди во кои се опфатени основните видови на макроотстапувања:

- **Отстапувања на мерите**, ISO 286-1:2010 – ISO-систем за запишување на толеранции на должинските мери – Дел 1: Основи на толеранции, отстапувања и налегнувања, и Дел 2: Табели за стандардни класи на толеранции и дозволени отстапувања за отвори и оски,
- **Отстапувања на геометријата**, ISO 1101:2004 – Геометриски толеранции – Толеранции на облик, правец, положба и издаденост.

Понатаму, стандарди кои се однесуваат на геометриските толеранции се:

- ISO 8015 – Основи – концепти, принципи и правила,
- ISO 12180 – Цилиндричност
- ISO 12181 – Кружност
- ISO 12780 – Правост
- ISO 12781 – Рамност
- ISO 1660 – Толеранции на профил
- ISO 5459 – Референтни елементи и референтни системи,
- ISO 10578 – Толеранции на правец и положба на проектирано толерантно поле

- ISO 5458 – Толеранции на положба за групи геометриски елементи,
- ISO 2692 – Услов на максимум материјал, услов на минимум материјал, услов на реципрочност
- ISO 8062 – Толеранции на мери и геометриски толеранции за одливки
- ISO 10579 – Толеранции за флексибилни делови, и други.

Американски стандард за геометриски толеранции е ASME Y14.5, другите стандарди се упатства за некои посебни аспекти на геометриските толеранции:

- ASME Y14.5 за мери и геометриски толеранции
- ASME Y14.5.1 математички принципи за мери и геометриски толеранции
- ASME-Y14-41 дигитална дефиниција на производ.

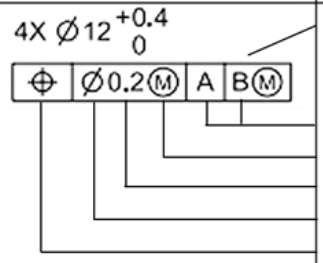
Американскиот стандард ASME Y14.5 е важен затоа што претставува една целина и е обновен и илустриран со понови примери изработени како 2Д-цртежи, но и со голем број примери каде геометриските толеранции се вградени во 3Д-модели на делови.

1.2.1 Симболи и ознаки

Според стандардите, геометриската толеранција **се означува со рамка** (Табела 1.1) во која се впишани:

- на прво место: симболот за **видот на толеранцијата**,
- на второ место: **обликот и големината на толерантното поле**,
- на трето, четврто и петто место: со големи букви се означуваат **референтните елементи кои го формираат референтниот систем** во однос на кој се одредува правецот или положбата на толерантното поле.

Табела 1.1. Симбол во вид на рамка за означување на геометриска толеранција

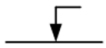
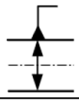
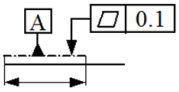
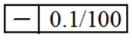
Симбол	Примена и значење
	**Симбол за геометриска толеранција**. Над симболот е поставена и придружена толеранција на мерка. Референтнен систем (од најмногу три референтни елементи) Симбол за модификатор на толернцијата Големина на толерантно поле Симбол за цилиндрично толерантно поле Симбол за вид на геометриска толеранција

Рамката за означување на геометриска толеранција се прикрепува за соодветен геометриски елемент со помош на стрелка:

- За материјалните (интегралните) геометриски елементи, врвот на стрелката е на соодветната површина или во продолжение на неа (Табела 1.2).

- **За теоретските геометриски елементи, врвот на стрелката со која се поврзува рамката на толеранцијата е поставен на котата за сопствена мера** (на пример, на котата за дијаметар на отвор).

Табела 1.2. Други ознаки кои се користат при задавање геометриска толеранција

Симбол	Примена и значење
	Стрелка со која се означува **интегрален геометриски елемент на кој се однесува толеранцијата.**
	Ако толеранцијата се однесува на теоретски геометриски елемент (оска, средишна рамнина), тогаш **стрелката се поставува во продолжение на котната линија за материјалната мера**
	Симбол за означување на **референтен елемент** (мерна база)
	Ако референтниот елемент е теоретски (оска, средишна рамнина), тогаш **триаголникот се поставува во продолжение на котната линија за материјалната мера**
	Теоретски точна мерка
	Толеранцијата е за ограничен дел од геометриски елемент.
	Толеранција за ограничен дел од геометриски елемент (на единица должина)

Во табела 1.2 се прикажани и симболите за означување на референтен елемент, теоретски точна мера, како и означување на случаи каде се користи дел од геометриски елемент, наместо целиот.

Симболите за означување на видовите на геометриски толеранции се прикажани во Табела 1.3. Симболите се групирани според видот на отстапувањето за кое се однесуваат, односно облик, профил, правец, положба и издаденост. **За читање на геометриските толеранции мора да се препознава видот на толеранцијата врз основа на нејзината ознака.**

Со ISO стандардите се дефинирани 14 геометриски толеранции со ознаки и називи. Во ASME стандардот се дефинирани 12 геометриски толеранции со истите ознаки и значење, но толеранциите за коаксијалност и симетрија се исклучени и заменети со толеранцијата на положба.

Табела 1.3. Симболи за означување вид на геометриска толеранција

Вид на толеранција	**Геометриска толеранција**	**Ознака**	**Напомена**
Облик	Рамност		За облик на рамна површина
	Правост		За облик на праволиниски изводници
	Цилиндричност		За облик на цилиндрична површина
	Кружност		За облик на кружни изводници
Профил	Профил на површини		За облик на општа површина од дел За правец на општа површина од дел За положба на општа површина од дел
	Профил на линии		За облик на изводници од општа површина За правец на изводници од општа површина За положба на изводници од општа површина
Правец	Паралелност		За заемно паралелни површини или оски
	Нормалност		За заемно нормални површини или оски
	Аголност		За површини и/или оски под општ агол
Положба	Положба		За положба на оски, средишни рамнини и други изведени елементи
	Коаксијалност		За коаксијални оски Избришана од ASME Y14.5-2018
	Симетрија		За копланарни средишни рамнини Избришана од ASME Y14.5-2018
Издаденост	Вкупна издаденост		За ротациони површини во однос на оска на ротација на дел.
	Кружна издаденост		За кружни изводници од ротациона површина во однос на оска на ротација на дел.

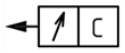
Понатаму во Табела 1.4. се дадени симболите за модификатори кои се однесуваат на различни аспекти на промена на големината на толерантното поле. Во табелата се претставени модификаторите кои се објаснети понатаму во неколку од наредните поглавја.

Симболите за означување на ориентацијата на контролни рамнини (Табела 1.5) се користат кај толеранциите со дводимензионално толерантно поле кое се проверува во повеќе контролни рамнини (пресеци на површината). Примери се користени во поглавје 3 и поглавје 7.

Табела 1.4. Ознаки за модификатори на толерантното поле

Вид на модификатор на толерантното поле	**Ознака**
Принцип на обвивка	Ⓔ
Принцип на независност	Ⓘ
Услов на максимум материјал	Ⓜ
Услов на минимум материјал	Ⓛ
Услов на реципрочност	Ⓡ
Проектирано толерантно поле	Ⓟ
Флексибилен дел во слободна состојба	Ⓕ
Тангентна рамнина	Ⓣ
Несиметрично толерантно поле	Ⓤ

Табела 1.5. Симболи за дополнително означување на насока на контролни рамнини

Наслов	**Симбол**	**Примена**
Пресечна рамнина		Означува насока на рамнини во кои се земаат изводници од дел
Рамнина на ориентација		Означува рамнина која ја одредува насоката на толерантното поле
Елемент за насочување		Ја означува насоката на простирање на толерантното поле
Групна рамнина		Означува група на паралелни рамнини при задавање на толеранција за контрола на дел

Табела 1.6. Симболи за означување на модификатори за здружување/раздружување на геометриски елементи и толерантни полиња според ISO 5458

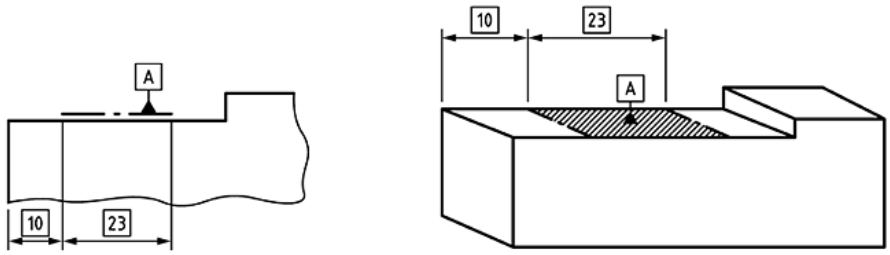
Се применува за	**Симбол**	**Опис**	**Ограничува**
Надоврзани толерирани елементи	UF	заедничка контура	
Толерантно поле	SZ	посебни толерантни полиња	нема
	SIM	симултани (истовремени) барања	ограничување на правец и положба
	CZ	зедничко толерантно поле	ограничување на правец и положба
	CZR	зедничко толерантно поле само при ротација	ограничување само на правец

Симболите за групи на толерантни полиња (Табела 1.6) се користат најчесто кај толеранциите за положба и профил. Примери за примена на овие модификатори може да се најдат во соодветните поглавја.

1.2.2 Облик на толерантното поле

Со геометриска толеранција се задава **толерантно поле внатре во кое треба да се содржи реалниот толериран геометриски елемент** (површина од делот, оска, средишна рамнина и друго). Толерантното поле се простира колку што е голем референтниот елемент, а неговата широчина е одредена со толеранцијата. Толерантното поле обично го следи обликот на толерираниот геометриски елемент, на пример, за рамнина – помеѓу две паралелни рамнини, за оска – цилиндар, но има исклучоци. Во случај кога пред вредноста на толеранцијата стои симболот **ø**, толерантното поле е цилиндрично. Во спротивно, има друг облик според зададената геометриска толеранција.

Толерантното поле се однесува на **целата големина на геометрискиот елемент** за кој е зададена толеранцијата, освен ако се бара поинаку. Тогаш мора да се означи на кој дел од елементот се однесува барањето. На сл. 1.5 е претставено толерантно поле кое се однесува на дел од рамна површина ограничена со правоаголник.



Сл. 1.5 Означување на толеранцијата за дел од рамна површина според ISO 1101

1.3 ПРИНЦИП НА НЕЗАВИСНОСТ И ПРИНЦИП НА ОБВИВКА

За еден геометриски елемент може да се зададат повеќе геометриски толеранции. Кај ISO стандардите се применува **принципот на независност**, односно секое барање треба да се задоволи независно од другите. Тоа подразбира дека толеранциите на мери не го ограничуваат сосема толерантното поле за правец или облик.

Од друга страна, кај ASME стандардот се применува **принципот на обвивка**. Овој принцип дефинира дека ниеден елемент од површината на делот не смее да се најде надвор од површина со идеална форма со мера при максимум материјал. Толерантното поле за правец или облик треба да бидат внатре во толерантното поле за мера.

Ако цртежот е според ASME, а сакаме да важи принципот на независност, се става знакот Ⓘ (independence) до толеранцијата на мерата. Ако цртежот е работен според ISO, а сакаме да важи принципот на обвивка, тогаш до толеранцијата на мерата се става знакот Ⓔ (envelope).

1.4 ПРЕДНОСТИ НА ПРИМЕНА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ

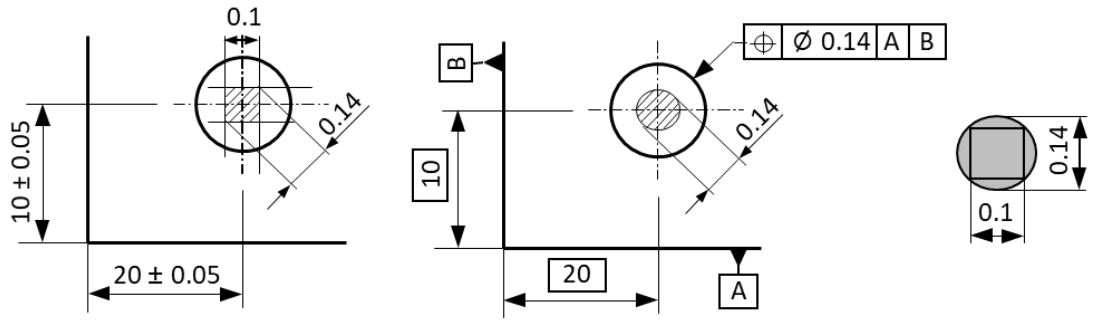
Во индустријата долго време е применуван системот на координатно задавање на мерите и толеранциите. Овој систем има повеќе ограничувања, некои од нив се наведени во продолжение.

1. При задавање на толеранциите со ± отстапување на мерата, се формира толерантно поле во облик на призма, што не е соодветно за задавање на положба на оски на отвори (Пример1).
2. Не може да се раздвојат барањата за положба на геометриски елемент, од попрецизните барања за неговата положба или облик (Пример 2).
3. Примена на услов на максимум материјал (поглавје 6.2).
4. Јасен редослед на прикрепување кон референтните елементи (поглавје 4.3).

Пример 1.

Толерантно поле за положба на оска на отвор може да се зададе на два начина:

1. Со примена на толеранции на мери (сл. 1.6а), се задава призматично толерантно поле ± 0.05 хоризонтално и ± 0.05 вертикално. Во овој случај, дозволеното отстапување во хоризонтална и вертикална насока изнесува 0.1, а по дијагонала изнесува $0{,}1\sqrt{2} \approx 0.14$. Површината на ова поле во поглед од горе е 0.01 mm^2. Толерантното поле е зададено за оска, а има различна големина во различни насоки во однос на оската, што го прави несоодветно.



а) б) в)

Сл. 1.6. Задавање на толеранција на положба на оска на отвор: со толеранции на мери (а); со геометриска толеранција на положба (б); и споредба на големините на толерантните полиња за мери и положба

2. Со задавање на цилиндрично толерантно поле (сл. 1.6б) за отстапување од положба на оската на отворот со дијаметар ϕ0.14, се добива толерантно поле со површина 0.0153mm2 во поглед од горе. Ова толерантно поле има над 50 % поголема површина во однос на претходниот случај (сл. 1.6в)!

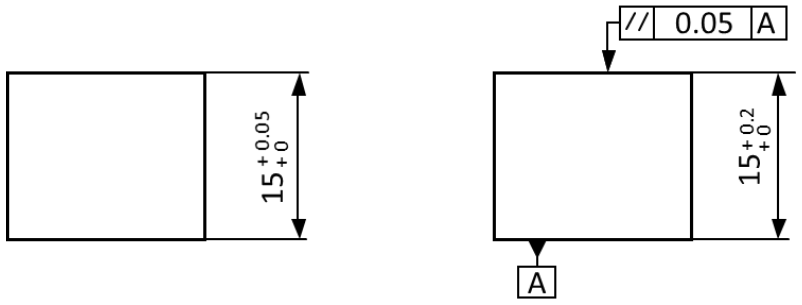
Според функционалноста на отворот, цел е да се ограничи неговото отстапување во однос на центарот на потребната положба, еднакво во сите насоки. Површината на толерантното поле во вториот случај не само што е поголема, туку е и посоодветна од аспект на функцијата на отвор.

Пример 2.

За делот на сл. 1.7, важно е долната и горната површина да се паралели, а висината не мора да е многу прецизна. Дозволеното отстапување од паралелност треба да биде до 0.05 mm, додека отстапувањето на висината на делот може да е поголемо, во рамките на 0.2 mm.

За да се исполни ова барање можни се две решенија:

- со примена на толеранција за мера да се зададе толерантно поле за мерата за висина од 0,05 mm (сл. 1.7а) .
- со примена на толеранција на паралелност да се зададе со толерантно поле 0,05 mm (сл. 1.7б) и толеранција за мерата за висина 0.2 mm.



а) б)

Сл. 1.7. Рамна површина со ограничување на отстапување од паралелност со: толеранција на мера (а); геометриска толеранција за паралелност и поширока толеранција на мера (б)

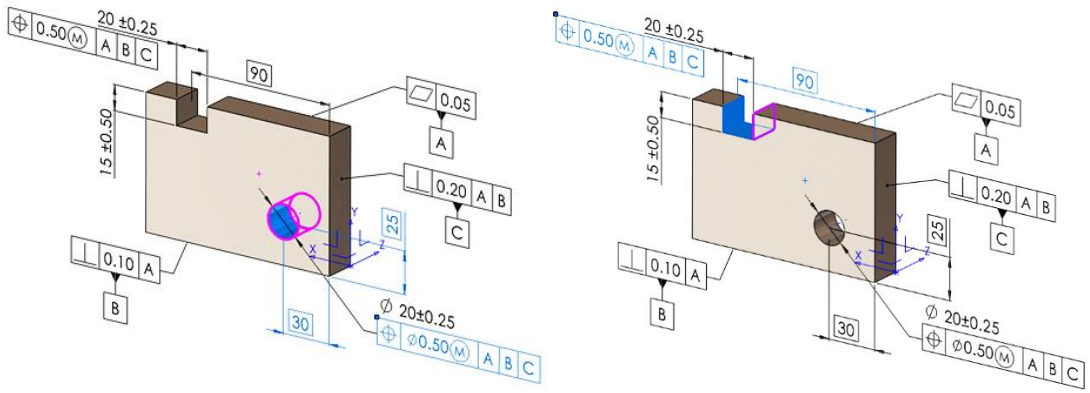
И двете решенија го исполнуваат поставеното функционално барање за точност, но второто решение е многу поекономично! Паралелноста зависи само од движењата на машината за обработка на површината и без проблем се постигнува без човечко влијание. Мерата за поставување на алатот по висина, што ја нагодува операторот на машината, е со четири пати поголемо дозволено отстапување, што го скратува времето кое би се потрошило за непотребно прецизно поставување на алатот и би се намалила можноста за изработка на неточни делови.

1.5 ОПШТО ЗА ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ

Заедно со распространетата примена на конструирањето со помош на компјутер (Computer-Aided Design (CAD)), во дваесет и првиот век индустријата сè повеќе се преоѓа кон примена на **дефиниција со 3Д-модел** (Model Based Definition (MBD)) при што мерите, геометриските толеранции, рапавоста, заварите и други информации кои базираат на геометријата се вградуваат во 3Д-моделот, наместо само како симболи во работилнички цртеж.

Мерите и геометриските толеранции вградени во MBD-моделот не се само графички симболи, туку се вградени информации кои се користат понатаму, како дел од информациите за изработка на производ (Product Manufacturing Information (PMI)).

За да се покаже дека се помнат вградените информации за геометриските толеранции во МБД, разгледан е следниот пример. Делот на сл. 1.8 има два функционално важни геометриски елементи: отвор и жлеб. Со избор на толеранцијата за положба на отворот, јасно се истакнуваат со сина боја: отворот како толериран елемент, мерата 25 до референтната рамнина B и мерата 30 до референтната рамнина C, како и координатниот систем формиран од рамнините A, B и C. Дијаметарот на отворот автоматски добива толеранција на мера.



а) б)

Сл. 1.8. 3Д-модел со вградени информации за геометриски толеранции; за положба на отвор (а), за положба на жлеб (б)

Слично, со избор на толеранцијата за положба на жлебот се обојува: жлебот, мерата 90 од средината на жлебот до референтната рамнина B и координатниот систем формиран од рамнините A, B и C. Сите вредности за толеранциите се преддефинирани и треба да се променат според потреба.

Работата во МБД-модулот и неговата примена се објаснети преку примери во неколку поглавја, а подетални инструкции може да се најдат во последното поглавје.

1.6 ЧИТАЊЕ НА ОЗНАКАТА ЗА ГЕОМЕТРИСКА ТОЛЕРАНЦИЈА

При толкувањето на геометриските толеранции, се препорачува да се следат по ред соодветните полиња од рамката на геометриската толеранција, и да се одговори:

1. **Кој вид на геометриска толеранција е зададен и на кој геометриски елемент се однесува?**
2. **Каков е обликот и која е големината на толерантното поле?**
3. **Како е поставено толерантното поле во однос на референтните елементи?**

При толкување на толеранциите на профил, при давање одгоор на второто прашање, потребнао е **да се претстави и обликот на профилот со теоретски точни мери**.

При толкување на толеранција на положба за гупа елементи, при давање одговор на третото прашање, потребно е **да се претстави и заемната положба на елементите од групата, со теоретски точни мери.**

За да се појасни визуелно како стои толерантното поле во однос на референтниот систем, потребно е да се изработи **скица**. Елементите што ги содржи ваквата скица се всушност истите кои се користат за контрола на делот и ги одредува мерната опрема.

Со примена на алатката МБД е овозможено вградување геометриските толеранции како составна информација во 3Д-модел на дел. Ако е потребно да се изработи и 2Д работилнички цртеж, во него може автоматски да се внесат информациите од МБД, при што стануваат симболи во цртеж. Изгледот на геометриските толеранции во 3Д е одреден со посебни стандарди. На пример, во 2Д ознаката за толеранција се поврзува со површината со стрелка, а во 3Д се користи точка. Сепак, кај современите системи сè уште недостасува појаснување на зададените толеранции, и тоа: облик и положба на толерантното поле, ефект на модификаторите на толерантното поле, степени на слобода на толерантното поле, заемна положба на толерантни полиња зададени за ист елемент, или група на геометриски елементи и друго. **За појаснување на значењето на зададените геометриски толеранции се користат рачни скици, текст и пресметки каде што е потребно**.

2 ТОЛЕРАНЦИИ НА МЕРИ, НАЛЕГНУВАЊА И МЕРНИ ВЕРИГИ

2.1 ВОВЕД

Забрзаниот технолошки развој води постојано кон производи кои се одликуваат со сè подобри перформанси, поголема ефективност, помало загадување на животната средина и поголема надежност при експлоатација. Поради соработка помеѓу одделите во едно претпријатие, како и со надворешни соработници, потребни се **технички цртежи или 3Д-модели со целосно и точно зададени мери и толеранции**, кои се соодветни на функционалните барања, производството и контролата.

Изразот „целосно зададени толеранции“ означува дека, освен дозволените отстапувања на мерите, треба да се зададени и дозволените отстапувања на геометријата (обликот, правецот, положбата и издаденоста) на функционалните површини од кои зависи правилното поставување и однесување на деловите во склоп. Стандардите ISO Geometris Product Specification (GPS) и ASME Y14.5 - Geometric Dimensioning and Tolerancing (GD&T) дефинираат симболички јазик што се користи за да се зададат толеранциите на отстапувањата на геометријата.

Со целосно зададени толеранции, јасно се пренесуваат информациите за важните геометриски карактеристики на функционалните површини на деловите, од конструктивното биро во производствените погони. Само на тој начин може да се осигури точно функционирање на деловите во склоп, како и економичност и рационалност при производство и контрола. Во ова поглавје се опфатени функционалните аспекти на мерите, налегнувањата и мерните вериги.

2.2 МАКРО ОТСТАПУВАЊА НА ГЕОМЕТРИЈАТА НА ДЕЛОВИТЕ

Соодветноста на еден машински дел за дадена намена зависи од неговите внатрешни својства (карактеристики на материјалот, дисконтинуитети во материјалот) и **состојбата на неговите површини**.

Состојбата на површината се одредува врз основа на материјалните и геометриските карактеристики на граничниот слој. Материјалните карактеристики се изучуваат во науката за машинските материјали. Во овој текст, понатаму се изучуваат еден дел од геометриските отстапувања, наброени на сл. 2.1.

Геометриски отстапувања

- Отстапувања на мерките
- Отстапувања на геометријата
- Браповидност
- Отстапувања на рабовите
- Рапавост
- Неправилности на површината (пукнатини, пори, гребнатини)

Сл. 2.1. Видови на отстапувања на геометријата на деловите

Отстапувањата на геометријата се класифицирани првенствено според големината на отстапувањето (сл.2.2).

Геометриските карактеристики на производите се делат на:

МАКРООТСТАПУВАЊА (отстапувања на мери, геометриски толеранции), кои се мерат во МИЛИМЕТРИ и се однесуваат на ЦЕЛИТЕ ГЕОМЕТРИСКИ ЕЛЕМЕНТИ за кои се зададени.

МИКРООТСТАПУВАЊА (браповидност, рапавост, оштетувања на површината), кои се мерат во МИКРОНИ и се однесуваат на произволно одбрани мали делови од геометриските елементи за кои се зададени.

а) б)

Сл. 2.2. Споредба на макро отстапување – геометриска толеранција на рамност (а) и микро отстапување – рапавост (б)

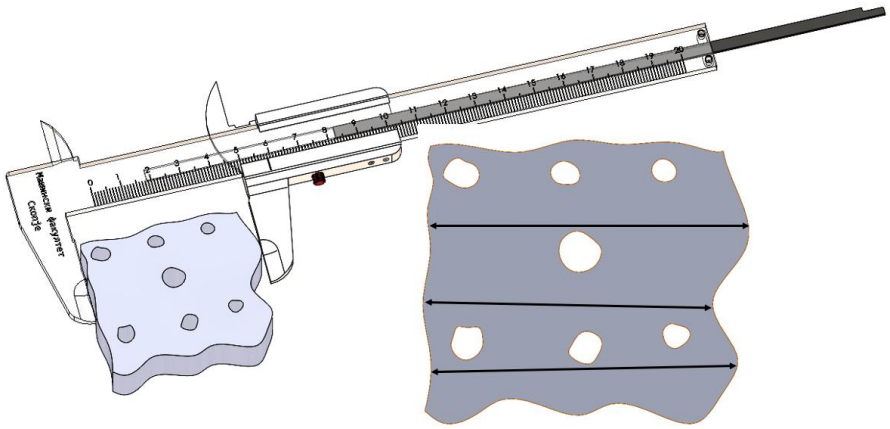
Макро отстапување се задава за цел геометриски елемент, на пример, геометриската толеранција за рамност t се однесува на целата горна површина на делот прикажан на

сл. 2.2а. Сите мерни точки земени од целата површина треба да се најдат во толерантно поле ограничено со две идеални рамнини на растојание t. Микроотстапувањето за рапавост, зададено за истата површина, се однесува на повеќе произволно избрани мали делови од површината, како што е прикажано со деталот на сл. 2.2 б.

2.2.1 Однос помеѓу различните видови на отстапувања

Макроотстапувањата се јавуваат воглавно како последица од непрецизно дотерување на алатната машина, непрецизности при поставувањето на алатот во однос на работното парче, како и од промените настанати во текот на обработката (на пр. абење на алатот).

Отстапување од мера претставува разлика помеѓу реалната мера и номиналната мера. Толеранциите на должински мери се опфатени во MKS EN ISO 14405-1. Толеранциите на агли се дадени во MKS EN ISO 14405-3. Мера според MKS EN ISO 14405-1 **се мери помеѓу парови спротивни точки од две паралелни страници од делот** (слично, спротивни точки од дијаметар на цилиндар). На сл. 2.3, е прикажано мерење со подвижно мерило, шублер. Поради начинот на кој се мерат отстапувањата на мерите, толеранциите на мери во индустријата постепено се заменуваат со геометриски толеранции кои овозможуваат попрецизно мерење и поголема повторливост на мерењата и се соодветни за мерење со координатни мерни машини.

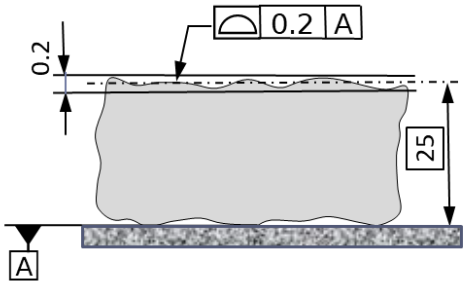


Сл. 2.3. Мерење на толеранција на мера со подвижно мерило

Ва сл. 2.4, мерата 25 има зададено дозволено отстапување на профил на површина ⌓ од 0.2, во однос на нејзината идеална големина 25 претставена со испрекината линија. Мерењето се врши со потпирање на делот на долната површина означена со А, при што точките од горната површина треба да се во зададеното толерантно поле кое е симетрично поставено во однос на идеалната мера 25, односно е ±0,1. Ваквото

мерење е поточно и затоа, сè почесто наместо толеранција на мера, се користи толеранцијата на профил на површина.

Отстапување од положбата претставува отстапување на геометриски елемент (отвор, жлеб) од неговата номинална положба. Ова отстапување се контролира во однос на еден, два или три геометриски елементи кои се зададени како прв, втор и трет референтен елемент (мерни бази). Толерантното поле за отстапување од положба има точно определена положба зададена со мери во однос на референтните елементи.



Сл. 2.4. Мерење на толеранција на мера зададена преку профил на површина

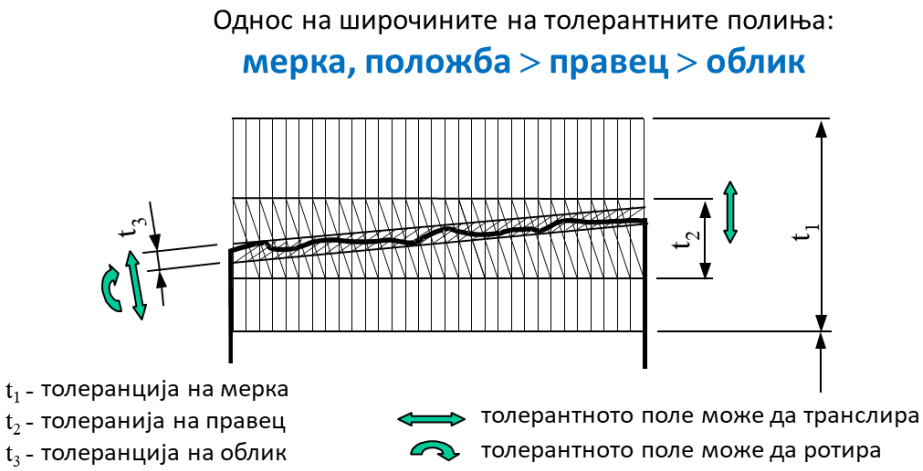
Отстапувањето од правецот ги опфаќа отстапувањата од номиналниот правец (паралелност, нормалност, аголност). Правецот се контролира во однос на друг геометриски елемент кој претставува референца (мерна база). Отстапувањето од правецот треба да е помало од отстапувањето од мерата или положбата на истиот геометриски елемент (сл. 2.5).

Отстапувањето од обликот е отстапување на изработениот геометриски елемент (површина, линија) од неговиот идеален облик. Толерантното поле кај отстапувањето од обликот не е ограничено по положба и правец и може да зазема произволна положба во простор во однос на поголемите толерантни полиња за правец, положба или отстапување на мерата.

Толерантните полиња за мера и положба се најшироки. Толерантното поле за положба обично е неподвижно во однос на координатен систем. На сл. 2.5 е прикажан односот на толерантните полиња за толеранција на мера (положба) t_1, толеранција за правец t_2 и толеранција на облик t_3 зададени за горна рамна површина од делот (нерамнините на површината се прикажани зголемено заради нагледност). Геометриските толеранции овозможуваат да се користат поширок толеранции на мерите и да не се поскапува непотребно производството, затоа што построгите функционални барања за елементите од делот се задаваат само за оние карактеристики на површините за кои што навистина е потребно.

Микроотстапувањата (брановидност, рапавост, кристална структура, отстапувања на рабовите, оштетувања на површините) се мерат во микрони. Рапавоста опфаќа мали соседни периодични и непериодични неправилности на површината од делот. Рапавоста се проверува на еден или повеќе мали делови од површината. Таа се јавува

поради директниот ефект на врвот на алатот врз обработуваната површина. Други причини за појава на рапавоста на површините се вибрациите на машината и алатот, изборот на работната брзина и поместот и др. На сл. 2.6 се дадени вообичаените вредности на рапавоста во μm, кои се постигнуваат при вообичаените процеси на обработка.



Сл. 2.5. Споредба на толерантните полиња за обликот, правецот и мерата

Неправилностите кои произлегуваат од рапавоста на површината не смее да се со големина блиска со ширината на толерантното поле за облик на истата површина, затоа што тогаш овие отстапувања не може да се раздвојат, иако причините за нивното настанување се различни.

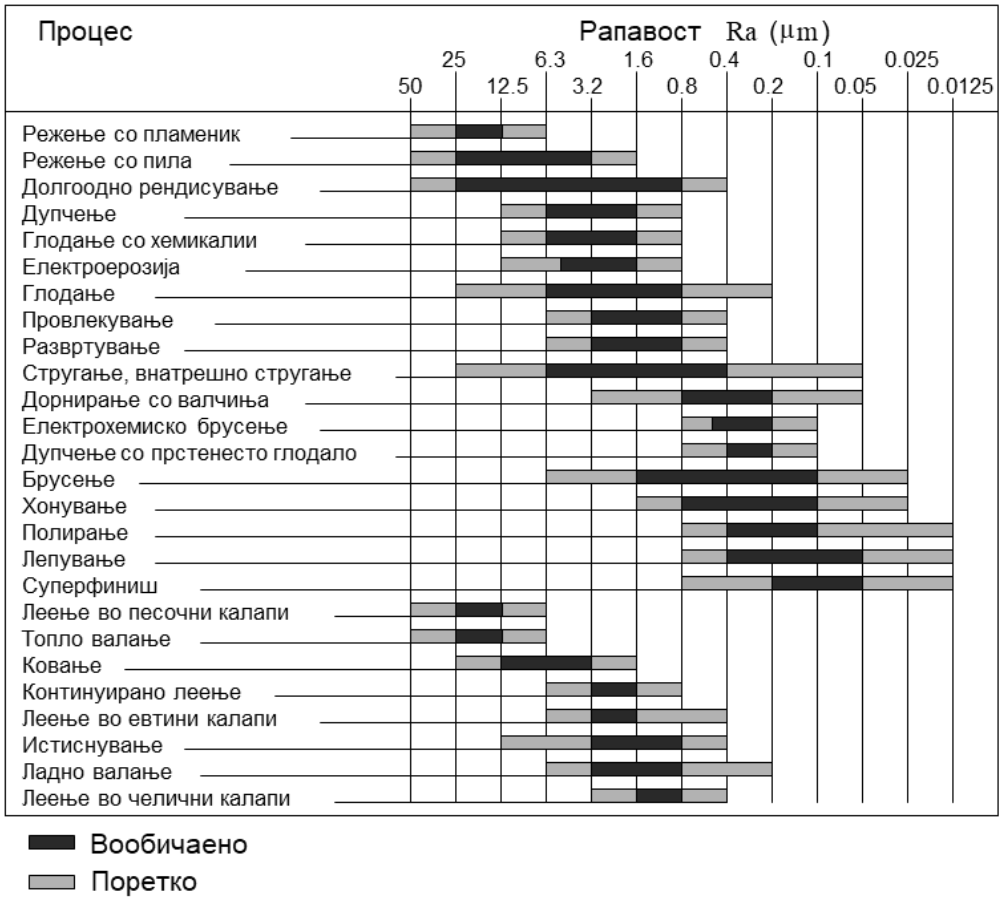
Од искуство, толеранциите на облик, кои се со најтесно толерантно поле од геометриските толеранции, се усвојуваат со ширина на толерантното поле која е од 10 до 30 (и повеќе) пати поголема од рапавоста на површината, која се постигнува со одреден процес на обработка.

На пример, ако при процес на глодање на рамна површина се постигнува рапавост од 3 μm, тогаш за широчината на толерантното поле за рамност на истата површина може да се усвои вредноста 0,06 mm и притоа да не се наруши економичноста на процесот на обработка. Односот на големините на микро и макроотстапувањата мора да се има предвид при задавање на толеранциите. За поточно одредување на можностите на одредени машини потребно е да се следи нивната точност во одреден период на работа.

2.2.2 Толеранции на слободни мери

Ниеден машински дел не може да се изработи без одредени отстапувања од номиналниот облик и големина. Кога отстапувањата се преголеми, делот не е погоден

да ја извршува својата функција. Од друга страна, доколку при изработката премногу се трудиме да ги сведеме отстапувањата на минимум, производството ќе биде скапо и производот тешко ќе се продаде. Доколку се задаваат поединечно толеранциите за секој геометриски елемент од делот, цртежот би се преоптоварил со ознаки и би бил тежок за читање. Затоа, со стандардите се дефинирани општи толеранции – **толеранции на слободните мери (General Geometric Tolerances)** (ISO 2768-1) и се применуваат таму каде што не се означени други толеранции.



Сл. 2.6. Рапавост на површините кај процесите на машинска обработка

Толеранциите на слободни мери треба да се поголеми или еднакви на вообичаената точност на изработка која се постигнува во даден машински погон. Поширoки толеранции од овие не придонесуваат за зголемена економска ефективност. Толеранциите на слободни мери се обично **исти за одредена индустриска гранка**.

Толеранциите на слободните мери не се проверуваат, освен ако отстапувањето е преголемо и создава проблеми. Со стандардот се пропишани **четири класи на толеранциите на слободните мери: фина, средна, груба и многу груба**. Изборот на

класата на точност зависи од конкретните услови на производство. Толеранциите на слободни мери се задаваат така што во заглавието на цртежот се внесува **бројот на применетиот стандард и класата на толеранции**.

Во стандардот се дадени три посебни табели и тоа за толеранции на: должински мери, радиуси и аголни мери. Во табела 2.1 се дадени толеранциите на слободни мери за должински мери во милиметри. За геометриските толеранции, во стандардот ISO 2768/2 се предвидени класите H, K и L. Обично, за толеранции на мери се одбира класа m (средна), а за општи геометриски толеранции класа K, за која вредностите се дадени во Табела 2.2.

Табела. 2.1. Дозволени отстапувања за линеарни мери, освен за оштетени рабови (надворешни радиуси и соборени рабови)

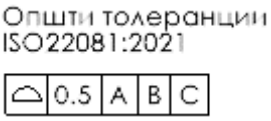
Класа на толеранции		Дозволени отстапувања за номинална мера							
Оз-нака	Опис	над 0,5* до 3	над 3 до 6	над 6 до 30	над 30 до 120	над 120 до 400	над 400 до 1000	над 1000 до 2000	над 2000 до 4000
f	фина	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	--
m	средна	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	груба	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v	многу груба	--	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8
* За номинална големина под 0,5 mm, отстапувањето треба да се означи веднаш до соодветната номинална мера									

Табела. 2.2. Толерантно поле за геометриски толеранции, според класа K на толеранции

Класа на толеранции **K**						
номинална мера	до 10	над 10 до 30	над 30 до 100	над 100 до 300	над 300 до 1000	над 1000 до 3000
правост и рамност	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
нормалност	0,4			0,6	0,8	1
симетрија	0,6				0,8	1
издаденост	0,2					

Новиот стандард ISO 22081 е прилагоден кон новите мерни машини и постапки на мерење. Овој стандард предвидува **генерална (општа) толеранција на профил** која се однесува на **интегрална група надворешни површини** од дел. Притоа треба да се дефинира и референтен систем за делот – **генерален (општ) референтен систем**.

Општата толеранција се запишува обично со рамка над таблицата на цртежот, на пример 0,5 што значи дозволено отстапување ±0,25 за надворешните површини.



Општата толеранција се однесува групно на сите геометриски елементи од делот, со исклучок на:

- геометриски елементи со сопствена мера (цилиндар, широчина, слично)
- геометриски елементи за кои е веќе зададена геометриска толеранција
- референтните елементи кои се користат за одредување на општиот референтен систем.

Толеранциите за функционалните геометриски елементи на деловите, кај кои се бара поголема точност отколку кај слободните мери, треба да ги зададе конструкторот.

2.2.3 Трошоци за постигнување точност на мерите

Поради природата на материјалите и процесите на обработка, деловите никогаш не може да се изработат со сосема точни мери. На пример, иако еден дијаметар на цртеж е зададен ø50, точната мера не може никогаш да се постигне, но можно е деловите изработени со дијаметар ø49,95 mm или ø50,05 mm сосема добро да ја извршуваат функцијата за која е наменет делот. Дозволеното отстапување на дијаметарот во овој случај изнесува ±0,05.

> **ТОЛЕРАНЦИЈА НА МЕРА е дозволеното отстапување на мера на машински дел и се пресметува како разлика помеѓу најголемата и најмалата дозволена вредност на мерата.**

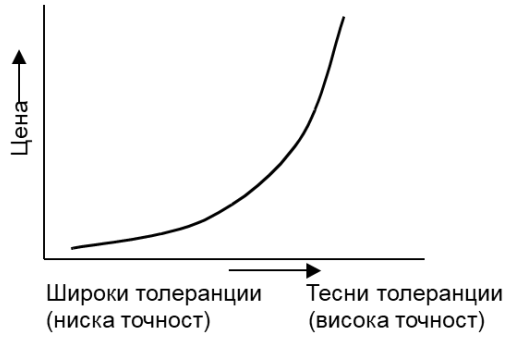
Толеранциите на мерите се задаваат за да се овозможи правилна работа на деловите во склопот. Деловите не може да бидат изработени со сосема точни мери, затоа конструкторот има за задача да определи колку блиску до идеалната мера треба да се изработи делот за да ја задоволува својата функција во склопот.

На почетокот на овој век деловите биле изработувани со помала прецизност и морале да се доработуваат и дотеруваат за да можат да се склопат. Дотерувањето на деловите барало голема вештина и можеле да го прават само највештите мајстори. Со напредокот во прецизноста на алатите и алатните машини, денес може да се постигне

многу голема точност на изработка на мерите. Со тоа е постигната **лесна заменливост на деловите**, што дава низа предности:

- За монтажа на деловите не е потребна посебна вештина, бидејќи е отстранета потребата за дотерување на мерите.
- Едноставна замена на дотрајаните делови. Истрошен дел може едноставно да се замени со друг дел кој е изработен во рамките на дозволените толеранции.
- Деловите може да се изработуваат во големи серии. Кога се произведуваат големи серии на делови или склопови, се исплати да се инвестира во специјални уреди кои го поедноставуваат производството.
- Споменатите придобивки се однесуваат на методот на **потполна заменливост** на деловите. Сепак, кога толеранциите се многу мали нагло се зголемува цената на произведените делови и затоа се прибегнува кон други методи. Често се применува методот на **непотполна заменливост** при кој се користат статистички податоци за да се прошират толерантните полиња и притоа да се обезбеди заменливост во висок процент на случаи (обично над 99,7 %).

Преголемото инсистирање на точност нагло ја зголемува цената на изработката на деловите (сл. 2.7). Врз трошоците за постигнување на одредена толеранција влијаат следните фактори:



Сл. 2.7. Промена на цената во однос на промена на ширината на толерантното поле

- **Ширина на толерантното поле.** Општо земено, со стеснување на толерантното поле растат трошоците за изработка на делот во рамките на толеранцијата. За постигнување на потесните толеранции обично се потребни повеќе процеси на обработка, на пример, стругање, па брусење. Потесните толеранции бараат и посовршени уреди за нивна контрола. Исто така веројатноста за појава на шкарт е поголема кај потесните толеранции.
- **Големина на делот.** Колку е поголем делот, толку е поголема цената за постигнување на зададената толеранција. За обработка на големите делови кои имаат големи и долги обработувани површини се користат специјални машини со големи габарити кои се поскапи од стандардните машини.

- **Облик на делот.** Иста толеранција може полесно да се постигне кај одредени облици. На пример, надворешен дијаметар на ротационен дел може полесно да се изработи во рамките на зададена толеранција, отколку отвор.

Конструкторот треба да биде во можност да ја провери цената за постигнување на зададените толеранции. Општи напатствија за пресметка на цената на делот може да се најдат во прирачниците за машинска обработка, но трошоците зависат и од конкретното претпријатие. На пример, ако претпријатието има леарница, цената на одливките може да биде помала отколку кога одливките се набавуваат од друг производител. Некои претпријатија имаат опрема за специјални процеси на обработка (ерозимати, ласери) и одредени видови обработка може за нив да бидат евтини, додека за други претпријатија може да бидат скапи. Конструкторските бироа обично имаат свои каталози за можностите на машинскиот парк и цените за постигнување одредена точност со примена на машините од погонот.

Добар конструктор треба при задавање на толеранциите да се консултира со технолозите и инженерите кои го проектираат процесот на изработка, за да провери дали зададените толеранции можат да се постигнат и колку ќе чини производот. Ако не може да се постигнат потребните толеранции со постојните машини во погонот, тогаш не треба да се започнува производство на производ кој бара таква прецизност, или пак треба сериозно да се размисли за набавка на нова машина.

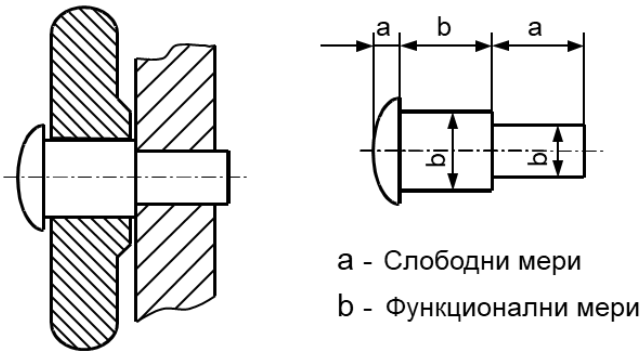
2.3 ФУНКЦИОНАЛНИ МЕРИ

Толеранциите влијаат врз цената и функционалноста на деловите. За успешно конструирање, многу е важно да се внимава на деталите, особено при задавање на толеранциите. Добра конструкција може лесно да се расипе со лошо задавање на мерите и толеранциите.

> **Толеранциите по правило се задаваат само за мерите од кои зависи функционирањето на делот во склопот. Останатите мери исто така имаат дозволено отстапување, но за нив важат толеранциите на слободни мери.**

На сл. 2.8 е прикажан склоп на тркалце од лизгач за фиока. Оската која го носи тркалцето е цврсто споена со носачот преку помалиот цилиндар. Тркалцето може слободно да се врти околу поголемиот цилиндар. Функционални мери на оската се дијаметрите на двата цилиндри и должината на поголемиот цилиндар од која зависи слободното вртење на тркалцето. Овие три мери се означени со b на сл. 2.8.

Задавањето на толеранции на мери ги зголемува трошоците за изработка и контрола. Поради тоа, треба да се внимава мерите и толеранциите да бидат зададени на начин кој го поедноставува начинот на изработка, со што се намалуваат трошоците. Ова се постигнува ако се внимава притоа да се запазат **функционалните мери**, т.е. мерите од кои зависи правилното функционирање на делот во склоп.



а) б)

Сл. 2.8. Функционални и слободни мери добиени со анализа на функционалноста на склоп на тркалце (а), за оската на тркалцето (б)

Функционалните мери по правило се котираат директно за да се одбегнат непотребно тесни толеранции и за да се намалат трошоците на изработка.

Геометриските толеранции се задаваат за да се обезбеди функционалноста на делот во склоп, односно за функционалните мери.

Мерите на деловите кои не се функционални, односно се слободни мери, може да се котираат на различни начини, водени од други потреби, најчесто за да се постигне поедноставно производство.

2.3.1 Котирање на работилнички цртеж

Котите во работилнички цртеж не се тие што се внесуваат при моделирањето. При геометриското моделирање, цело внимание е насочено кон формирање на тридимензионалниот модел на делот и склопот. Котирањето е со цел да се ограничат скиците и да се формираат примитивите. Овие коти претставуваат ПАРАМЕТРИ ЗА ОГРАНИЧУВАЊЕ НА МОДЕЛОТ.

ПАРАМЕТАРСКИТЕ КОТИ се теоретски (идеални) мери и не се одговорни ниту за функционирање на делот во склопот, ниту за неговото производство. Тие се користат ЗА МЕНУВАЊЕ НА ГЕОМЕТРИСКИОТ МОДЕЛ ВО ТЕК НА ПРОЦЕСОТ НА КОНСТРУИРАЊЕ.

При подготовка на работилнички цртеж врз база на 3Д-модел, делот треба повторно да се котира. Овие коти обично се пасивни коти и не може да се користат за менување на моделот, но се важни за правилна функција и изработка на делот.

СИТЕ КОТИ ОД РАБОТИЛНИЧКИОТ ЦРТЕЖ СЕ ОДНЕСУВААТ НА РЕАЛНИ ПОВРШИНИ ОД ДЕЛОТ И ЗА НИВ ВАЖАТ СООДВЕТНИ ТОЛЕРАНЦИИ, било да се работи за функционални или пак за слободни мери.

2.3.2 Карактеристики на споевите

Како што е претходно напоменато, толеранциите се неопходни и за да се осигури заменливост на деловите во склопот. Освен заменливоста на деловите, толеранциите се задаваат за да се осигури правилно спојување и функционирање на деловите во склопот. Еден од начините за обезбедување на функционалноста на деловите во склопот е со избор на соодветни налегнувања.

НАЛЕГНУВАЊЕ е збирен ефект од толеранциите на отвор и осовина со еднаков номинален дијаметар.

Да разгледаме пример на вратило кое слободно ротира во лизгачко лежиште. Лежиштето е вградено во куќиште. За да ја оствари својата функција, лежиштето треба да биде цврсто споено со куќиштето. Мерите на куќиштето и лежиштето и нивните толеранции се одбираат така да се добие мал преклоп со што се оневозможува заемно движење помеѓу куќиштето и лежиштето. Од друга страна, дијаметарот на вратилото и внатрешниот дијаметар на лежиштето треба да имаат толеранции кои осигуруваат постоење на зјај, што овозможува лесна подвижност на вратилото.

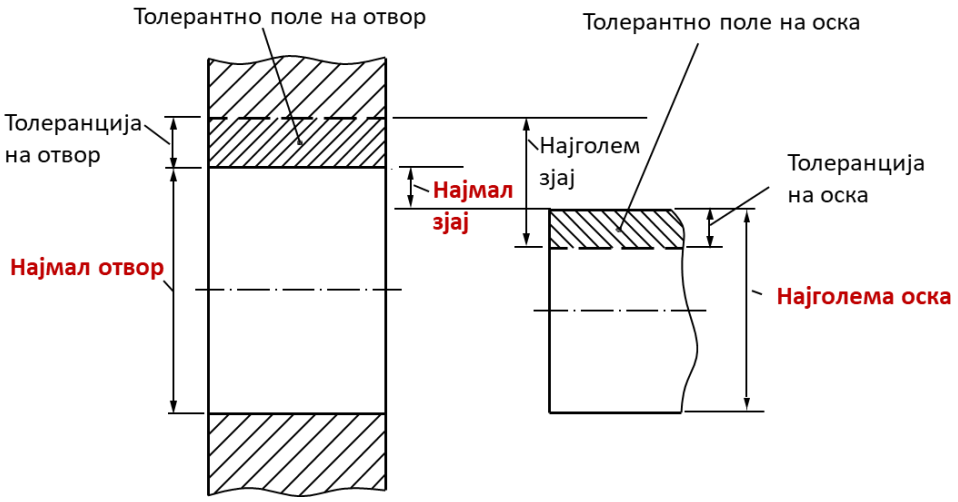
Постојат три основни вида налегнување:

- **со зјај:** отворот е поголем од осовината;
- **со преклоп:** осовината е поголема од отворот;
- **неизвесен:** мерите на отворот и на осовината се такви што може да се добие или зјај, или преклоп.

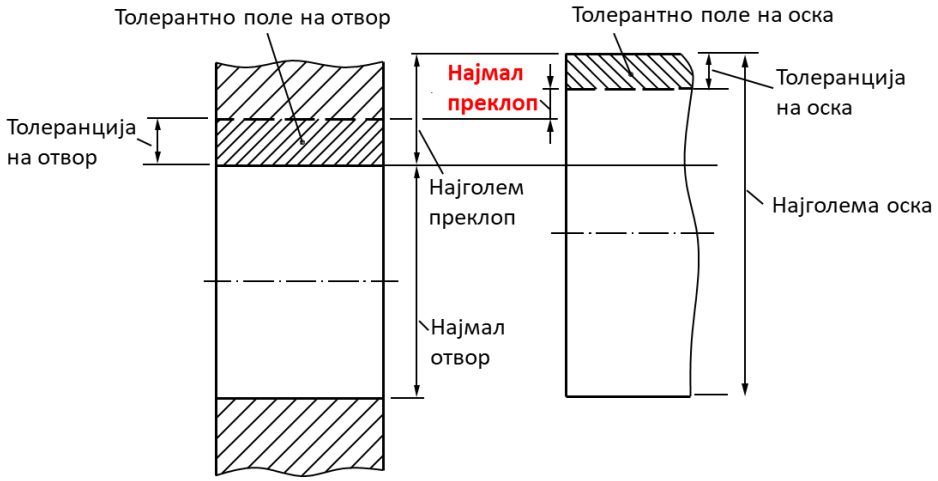
МЕРА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ е онаа мера при која делот има најмногу материјал во рамките на толерантното поле.

На сл. 2.9 е претставено налегнување со зјај. Оската е секогаш со помал дијаметар од отворот. **Спојувањето на деловите е најтешко кога зјајот е најмал.** Во таков случај, **двата дела се изработени со мера максимум материјал.** Така, мерата максимум материјал за осовина е најголемата дозволена мера на осовината во рамките на толерантното поле. Мерата максимум материјал за отвор е најмалата мера на отворот во рамките на даденото толерантно поле.

На сл. 2.10 е претставено налегнување со преклоп. Оската е секогаш со поголем дијаметар од отворот. **Спојувањето на деловите е најтешко кога преклопот е најголем. Периферната сила што може да ја пренесе спојот е најмала при најмал преклоп**, а најголема при најголем преклоп.



Сл. 2.9. Налегнување со зјај



Сл. 2.10. Налегнување со преклоп

Одбраното налегнување ги има речиси истите функционални карактеристики во рамките на толерантните полиња на оската и на отворот. На пример, ако за деловите е зададено налегнување со зјај, тогаш вратилото треба да може слободно да ротира во отворот, за кои било мери на деловите во рамките на зададените толеранции.

Исто така, налегнувањето треба да има иста функционалност за делови со големи мери и за мали делови. Големината на зјајот што се јавува при дадено налегнување зависи од големината на дијаметрите кои се спојуваат, односно толерантните полиња не се исти за дијаметар од 25 mm и за дијаметар од 250 mm, но ефектот од налегнувањето е ист.

Со ISO СИСТЕМОТ НА НАЛЕГНУВАЊА се овозможува да се добијат исти функционални карактеристики на налегнувањата за различни големини на номиналната мера.

ГОЛЕМИНА НА ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ

Големината на толерантното поле за должинските мери на деловите се зголемува со зголемување на мерите. За одредена **класа на точност**, ширината на толерантното поле зависи од големината на мерата и може да се отчита од табелата за толеранции.

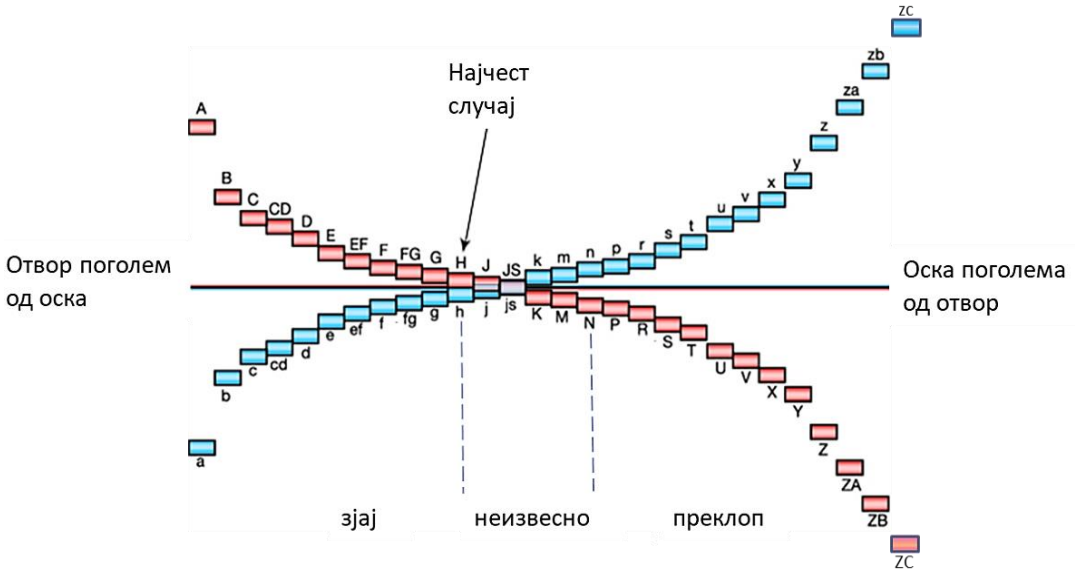
Со ISO 286 стандардот се дефинирани **20 класи на точност**: IT01, IT0, IT1, IT2, ..., IT18. Во продолжение се дадени вообичаените процеси со кои се постигнува одредена класа на точност. Кај пофините класи е наведена само нивната примена. Класите IT17 и IT18 се за полуфабрикати. Табела со толеранциите за IT-класите може да се најде на https://en.wikipedia.org/wiki/IT_Grade

- IT16 Леење во песочни калапи, отсекување со пламеник.
- IT15 Ковање.
- IT14 Леење во калапи.
- IT13 Отпресоци, валање на цевки.
- IT12 Лесни отпресоци, извлекување на цевки.
- IT11 Дупчење, глодање, рендисување, истиснување.
- IT9 Обработка со хоризонтални или вертикални глодалодупчалки.
- IT8 Стругање, стругање на отвори, провлекување, хонување.
- IT7 Високо квалитетно стругање, провлекување, хонување.
- IT6 Брусење, фино хонување.
- IT5 Лепување, обработка со дијамантски алат, фино брусење.
- IT4 Контролни трнови, прецизни толеранции добиени со лепување.
- IT3 Квалитетни помагала.
- IT2 Високо квалитетни помагала за контрола.
- IT1 Референтни помагала.
- IT0 Многу квалитетни референтни помагала, еталони, хорологија.
- IT01 Екстремно фини референтни помагала, прецизна хорологија.

ПОЛОЖБА НА ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ

Толерантното поле може да биде различно поставено во однос на номиналната мера, со цел да се постигне голема разновидност на налегнувања за потребите на различни функции. Со букви од латинската азбука се дефинирани **28 положби на толерантното поле во однос на номиналната мера**. За толеранции на отвор се користат големи, а за толеранции на оска мали букви од латинската азбука.

Табелите со граничните вредности на толерантните полиња во зависност од нивната положба во однос на номиналната мера се дадени во МКС EN ISO 286-2, како на сл. 2.11.



Сл. 2.11. Положби на толерантното поле во однос на номиналната мера за отвор и оска, како и видови на налегнувања, според ISO 286

Со **h** се означува толерантно поле на осовина кога најголемата дозволена мера на осовината (мерата на максимум материјал) е еднаква со номиналната мера на осовината. Буквите пред h (g, f, e, d, ...) се користат да се означат толерантни полиња за кои мерата на максимум материјал се поместува кон мери помали од номиналната вредност. Со буквите над h односно i, j, k, ... се означуваат толеранции на осовини за кои мерата на максимум материјал е поголема од номиналната мера.

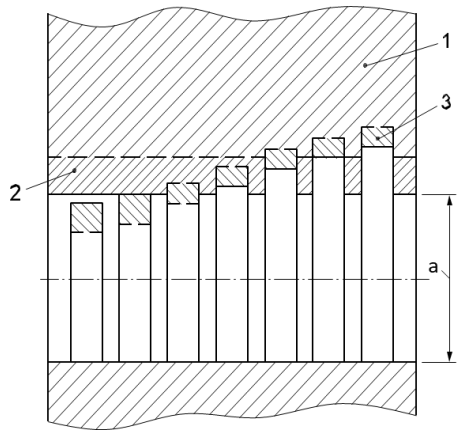
Со **H** се означува толерантното поле за отвор за кое најмалата мера на отворот (мерата максимум материјал) е еднаква со номиналната мера на отворот. Отворите со толерантно поле со ознака пред буквата H, на пример G, F, E имаат поголема мера на максимум материјал, односно толерантните полиња се поместуваат така што се добиваат отвори пошироки од номиналната мера. Отворите со толеранција I, J, K, ... имаат помала мера максимум материјал отколку отворите со толеранција H, односно толерантните полиња се поместуваат во насока на стеснување на отворите.

Означувањето на толеранциите е со помош на буква и бројка, на пример f6. Буквата ја означува положбата на толерантното поле во однос на номиналната мера, односно f означува дека се работи за осовина со мери во толерантно поле кои се помали од номиналната мера. Бројот ја означува IT класата на точност, односно ширината на толерантното поле. Во примерот, 6 означува дека се работи за квалитетна површина обработена со брусење.

ПРЕПОРАКИ ЗА ИЗБОР НА НАЛЕГНУВАЊАТА

Видот на навлегувањето зависи од толеранциите на двете компоненти во спојот. Бидејќи постојат 28 класи на толеранции за отвори и исто толку за осовини, бројот на можните комбинации е многу голем. Во пракса обично се одбира една од толеранциите (за отворот или за осовината) да биде со мера максимум материјал еднаква на номиналната мера.

За отворите со помали димензии, вообичаено е да се усвојува толеранција од тип H, а да се бира видот на толеранцијата на осовината, сл. 2.12. Вака формираните налегнувања се викаат уште **СИСТЕМ ЗАЕДНИЧКИ ОТВОР**.



1- Дел со отвор
a - номинален дијаметар на отвор

2- Толерантно поле на отворот

3- Различни толерантни полиња за оска

Сл. 2.12. Систем заеднички отвор

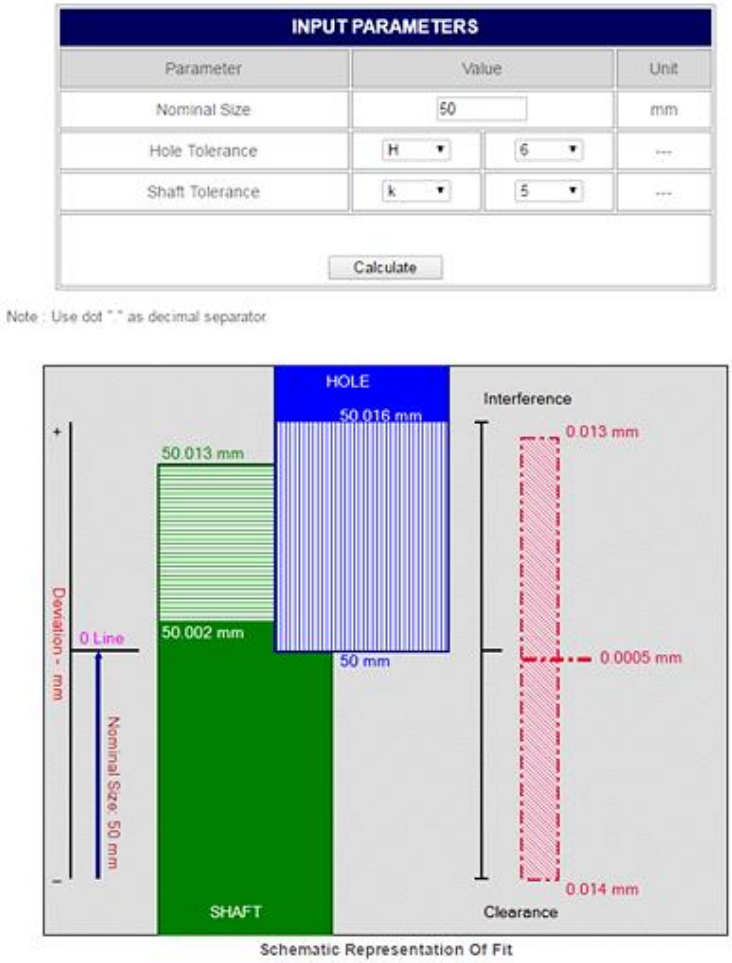
Усвојување на отстапување од тип H за отворите ги намалува трошоците за производство, бидејќи се користат стандардни сврдли и развртувачи со кои може директно да се постигне мера во рамките на толеранцијата H.

Системот заедничка осовина се применува само кога на една осовина со ист дијаметар се поставуваат повеќе различни делови со кои треба да се формираат различни налегнувања.

КАЛКУЛАТОР ЗА НАЛЕГНУВАЊА

На интернет, како и во софтверите за моделирање наменети за машинство постојат табели со вредности на толеранциите, како и пресметки за големината на зјајот и преклопот за одбрана комбинација на толеранции во спој.

Таков пример е веб-калкулаторот за налегнувања https://amesweb.info/fits-tolerances/tolerance-calculator.aspx. На сл. 2.13 се прикажани резултатите добиени со калкулаторот за налегнувањето Ø50 H6/k5. Како што е прикажано, ова е неизвесно налегнување (оска-зелено, отвор-сино), кај кое може да се јави максимален зјај од 0.014 mm, па сè до максимален преклоп од 0.013 mm. Средната вредност на налегнувањето е зјај од 0.0005 mm.



Сл. 2.13. Калкулатор за налегнувања на оска и отвор со графички приказ

ПРЕПОРАЧАНИ НАЛЕГНУВАЊА

Поради огромниот број на комбинации со различни налегнувања за оска и отвор, од кои повеќето не се користат во пракса, со ISO-стандард се издвоени неколку комбинации кои се користат вообичаено за да се реализираат различни функции на споевите. Слични големините на зјаевите/преклопите може да се употребат и кај толеранции на должински мери, со цел да се реализираат исти функции.

Налегнувањата препорачани од стандардот ISO 286 кои се покажале како добри за остварување на одредени функции се наведени во Табела 2.3.

Табела 2.3. Препорачани налегнувања за оски и отвори според ISO 286

Систем заеднички отвор	Систем заедничка оска	**Функционални карактеристики и примена на спојот**
H11/c11	C11/h11	**Лизгачки споеви со голем зјај**. Се користат кај делови со комерцијални (погруби) толеранции.
H9/d9	D9/h9	**Слободни лизгачки споеви**. Се користат кај делови изложени на голема варијација на температури, големи брзини или голем површински притисок, но само кога не се бара особена прецизност.
H8/f7	F8/h7	**Лизгачки споеви со мал зјај**. Се применуваат кај прецизни машини, за постигнување прецизна заемна положба при умерени брзини. Ова е вообичаено налегнување со добар квалитет, при кое за подмачкување на подвижните делови се користи маст или масло и се применува кога нема големи промени на температурата. Се користи кај вратила на преносници, водилки кај машини и др.
H7/g6	G7/h6	**Тесни лизгачки споеви**. Овој спој е поскап и се применува кај лизгачки лежишта со континуирана работа и при добри услови на работа (лесно оптоварување, добро подмачкување). Спојот се применува и кај прецизно водење на лизгачки делови на машини или за едноставно поставување. Примери се лежишта на вратило од запчеста пумпа, водилка на иглата кај машини за шиење и др.
H7/h6	H7/h6	**Позиционирање или многу тесно заемно движење**. Налегнувањето е со многу мал зјај, или без зјај. Се користи за спојување на делови кои мируваат. Овој спој овозможува лесна монтажа и демонтажа. Ако ваквиот спој е подвижен, потребно е добро подмачкување. Се применува кај вентили во хидрауликата.
H7/k6	K7/h6	**Позиционирање.** Склопови каде е потребен мал преклоп за да се отстрани можноста за вибрации, на пр. споеви на главина со вратило, лежиште.
H7/n6	N7/h6	**Прецизно позиционирање**. За делови кои можат да поднесат поголем преклоп.

H7/p6	P7/h6	**Лесно набиени споеви**. Цврсто спојување на делови од обоени метали кај кои не се јавуваат преголеми напони при монтажа, на пр. бронзена чаура во куќиште. Спојот овозможува прецизно позиционирање, но без посебно висок притисок во отворот.
H7/s6	S7/h6	**Набиени споеви.** Трајно сврзување на челични делови, на пр. тенка цилиндрична чаура во отвор. Ова е најцврст спој што може да се оствари со леано железо.
H7/u6	U7/h6	**Тешко набиени споеви.** Трајно спојување со голема сила за делови кои можат да издржат големи внатрешни напрегања, или споеви кои се остваруваат со стеснување (поради ладење на внатрешниот дел) и/или ширење (поради загревање на надворешниот дел) ако големите сили на притисок не се практични.

За стандардните делови и склопови (на пр. лежишта), потребните толеранции и налегнувања за нивно вградување можат да се најдат во каталогот на производителот. Овие препораки треба да се почитуваат. Ако спојот не е со стандарден дел, тогаш конструкторот треба сам да одлучи кое налегнување да го одбере.

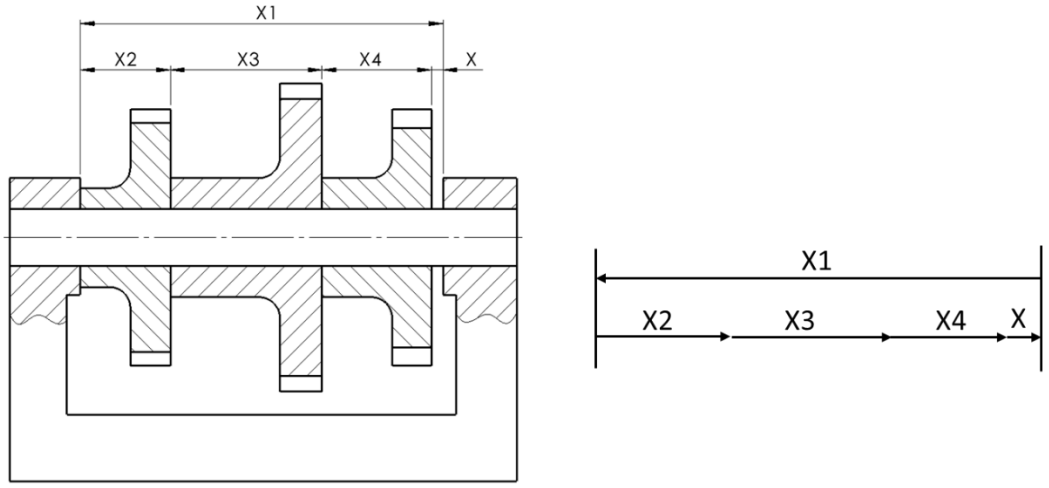
2.4 МЕРНИ ВЕРИГИ

Целта на задавањето на мерите и толеранциите е да се постигне потребната точност на заемната положба на деловите заради остварување на нивната функција во склопот, при што трошоците за изработка треба да се сведат на минимум. Проверката на конзистентноста на зададените мери и толеранции не е едноставна задача, а евентуалните пропусти се откриваат обично дури при монтажа на деловите во склоп, што доведува до дополнителни трошоци за доработка на деловите и до појава на шкарт. Теоријата на мерни вериги ги дава основите за анализа и синтеза на економични толеранции.

Кога деловите се поставуваат еден до друг во склоп, отстапувањата на мерите се собираат. Потребната точност на зјаевите помеѓу деловите се проверува со примена на мерни вериги. МЕРНА ВЕРИГА претставува низа од мери кои се надоврзани една на друга по затворена контура и ја одредуваат меѓусебната положба на геометриските елементи (површини, оски и слично). Мерна верига може да се формира за еден дел (мерна верига за еден дел) или за повеќе делови од склоп (монтажна мерна верига).

Поради затвореноста на мерната верига, постои зависност помеѓу толеранциите на членовите од веригата, што значи дека за да се пресмета толеранцијата на некоја мера од веригата треба да се земат предвид толеранциите на останатите мери од веригата.

На сл. 2.14 е прикажана мерна верига која се состои од четири члена X_1, X_2, X_3 и X_4 и **ЗАВРШЕН ЧЛЕН** X кој го претставува зјајот помеѓу куќиштето и главината. **Кај линиска мерна верига, сите членови од мерната верига се паралелни со завршниот член**. Освен линиска – еднодимензионална мерна верига, кај делови и склопови со посложена геометрија може да се јави и дводимензионална или тридимензионална мерна верига.



а) б)

Сл. 2.14. Склоп со делови кои се надоврзуваат еден на друг (а), векторски приказ на линиската мерна верига со завршен член – зјајот X (б)

Со пресметка на мерните вериги се обезбедува постигнување на пропишаното ниво на квалитет, потребниот степен на меѓусебна заменливост и економична изработка на деловите и склоповите од производот. Методите кои се применуваат при решавањето на мерните вериги се:

1. Метод на потполна заменливост,
2. Метод на непотполна заменливост,
3. Метод на заменливост во рамките на група,
4. Метод на подесување и
5. Метод на регулирање.

Овие методи суштински се разликуваат според начинот на обезбедување на потребната точност на завршниот член на мерната верига.

При примена на методот на **потполна заменливост**, сите делови може да се монтираат и во случај кога се изработени со екстремни вредности на толеранциите во рамките на толерантното поле. Тоа значи дека нема да се јави потреба за отфрлање или доработка на деловите, со што времето за монтажа се сведува на минимум. Овој метод се применува кога функционалните барања не условуваат примена на тесни толеранции.

Методот на **непотполна заменливост** се потпира на претпоставката дека веројатноста да се јават делови изработени со екстремни вредности на толеранциите е мала. Поради тоа, се дозволува примена на нешто пошироки толеранции отколку при методот на потполна заменливост, со што се намалуваат трошоците за изработка.

Кога се бараат тесни толеранции, често се применува методот на **заменливост на деловите во рамките на група**. Така на пример, цилиндрите и цилиндричните отвори во автомобилските мотори се изработуваат со толеранција која овозможува нивно економично производство. Изработените цилиндри и отвори во блоковите потоа се сортираат во неколку групи според големината на нивното отстапување (поголеми цилиндри со пошироки отвори и обратно). Со оваа постапка се овозможува користење на пошироки толеранции, а заменливоста е можна само во рамките на одредена група.

Кај **методот на подесување**, за да се постигне потребниот зјај помеѓу деловите, се уфрлаат листови или прстени со различна комбинација на мери кои треба да го сведат постојниот зјај меѓу деловите на потребната големина.

При **методот на регулирање**, се применува навој или пружина кои ги компензираат варијациите на мерите од мерната верига.

Теоријата и пресметката на мерните вериги се применува на дава начина:

1) **Синтеза на толеранции** – за одредување на коректни и економични толеранции на членовите од мерната верига, така што толеранцијата на завршниот член да се наоѓа во рамките на пропишаното барање за точност,

2) **Анализа на толеранции** – за утврдување на номиналната мера и толеранцијата на завршниот член кога се познати номиналните мери и толеранциите на останатите членови од мерната верига.

2.4.1 Метод на потполна заменливост

Основна карактеристика на методот на потполна заменливост е што мерата и толеранцијата за завршниот член се добиваат во зависност од останатите членови на мерната верига без никакви дополнителни услови.

Мерите се претставуваат како **насочени надоврзани вектори**, така што почетокот на наредниот вектор е кај крајот на претходниот вектор (сл. 2.14б). Номиналната вредност на мерата на завршниот член се добива со собирање на интензитетите на проекциите на векторите на мерите врз насоката на завршниот член според формулата:

$$\mathbf{X = \Sigma\, a_i \,.\, X_i}$$ каде:

- X е номиналната мера на завршниот член на веригата,
- a_i е предзнакот на насоката на векторот на i-тата мера, кој има вредност -1 за иста насока со завршниот член и 1 за спротивна насока од насоката на завршниот член,

- X_i е интензитетот на векторот на котата проектиран врз насоката на завршниот член.

Горното отстапување на мерата на завршниот член X_g се добива како сума на горните отстапувања на мерите X_{ig}, чиј единечен вектор на проекцијата е насочен спротивно од векторот на завршниот член и долните отстапувања на мерите X_{id}, чиј вектор е еднакво насочен со векторот на завршниот член.

$$X_g = \Sigma\, a_i \cdot X_{ig} \text{ (за } a_i > 0) + \Sigma\, a_i \cdot X_{id} \text{ (за } a_i < 0)$$

Долното отстапување на мерата на завршниот член X_d се добива како сума на долните отстапувања на мерите кои се обратно насочени од векторот на завршниот член и горните отстапувања на мерите кои се еднакво насочени со завршната мера.

$$X_d = \Sigma\, a_i \cdot X_{id} \text{ (за } a_i > 0) + \Sigma\, a_i \cdot X_{ig} \text{ (за } a_i < 0)$$

При примена на методот на потполна заменливост, вкупната толеранција T на завршниот член на мерната верига е еднаква на збирот на толеранциите на сите членови на мерната верига.

$$T = X_g - X_d = \Sigma\, T_i$$

Предности на методот на потполна заменливост се:

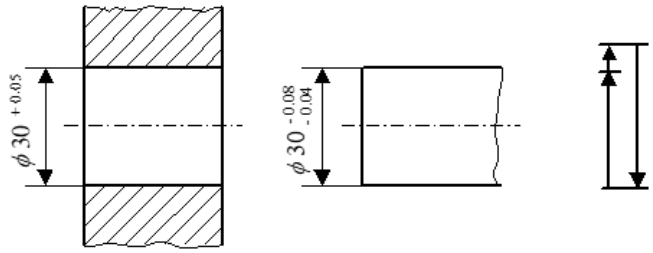
- Едноставно определување на толеранцијата на завршниот член.
- Деловите лесно се монтираат во машини без пребирање или дотерување.
- Се постигнува висок степен на кооперативност на различни претпријатија или погони при изработка на делови и потсклопови кои се вградуваат во ист производ.

Покрај овие и други предности, методот на потполна заменливост поретко се применува. Голем недостаток на овој метод е што толеранциите на членовите на мерната верига се доста помали отколку при примена на други методи. Тоа ја поскапува изработката на деловите, а се случува и да не може да се постигне бараната прецизност со расположливите машини и технологија. Овој метод се применува воглавно кај куси мерни вериги (2 до 3 члена) и кај делови кај кои се бара висок степен на заменливост.

Пример 1.

Спојот на отвор и осовина (сл. 2.15) може да се смета за едноставна мерна верига. Во задачата се бара да се одреди максималниот и минималниот зјај помеѓу оската и отворот според податоците на сликата.

$X_g = 30.05 - 29.92 = 0.13$ $\qquad$ $X_d = 30.0 - 29.96 = 0.04$



а) б)

Сл. 2.15. Отвор и осовина со толеранции на мери (а), мерна верига за двете мери и зјајот

Пример 2.

Потребно е да се одреди големината на зјајот X и неговото горно и долно отстапување за мерната верига од сл. 2.14, ако мерите и толеранциите на членовите на мерната верига се: $X_1 = 90^{\pm 0.3}$, $X_2 = 40^{-0.2}$, $X_3 = 32^{-0.1}$ и $X_4 = 17^{\pm 0.1}$.

$$X = 90 - 40 - 32 - 17 = 1$$

$$X_g = 90.3 - 39.8 - 31.9 - 16.9 = 1.7 \qquad X_d = 89.7 - 40.0 - 32.0 - 17.1 = 0.6$$

$$T_x = \Sigma\, Ti = 0.6 + 0.2 + 0.1 + 0.2 = 1.1 = X_g - X_d$$

Мерата и отстапувањето на зјајот *X* се: $X = 1^{+0.7}_{-0.4}$

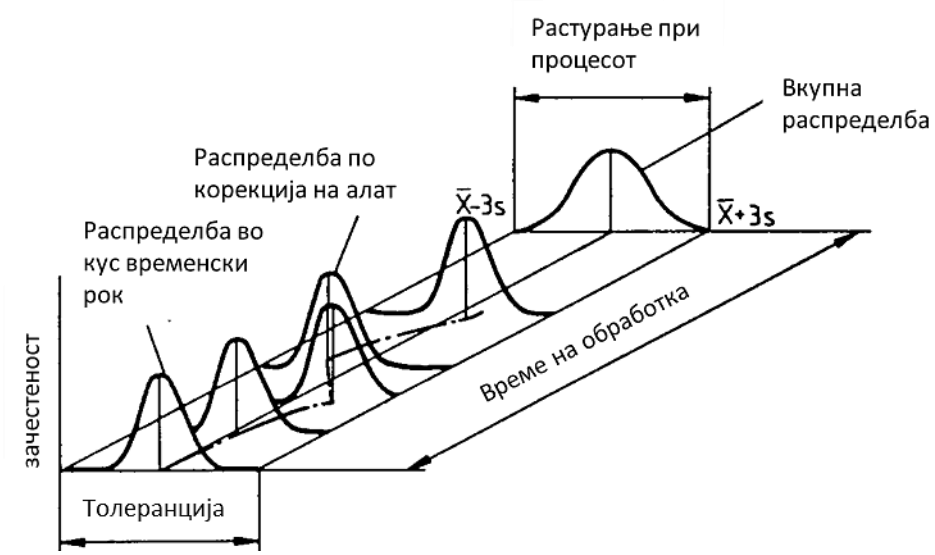
2.4.2 Метод на непотполна заменливост

Во пракса, ретко се јавуваат екстремни случаи на распоред на мерите, односно сите мери кои ја формираат мерната верига да се погоди да бидат со максимална вредност или пак сите да бидат со минимална вредност. Теоријата на веројатност вели дека можноста да се случи таква комбинација на мери е многу мала.

Распределбата на мерите добиени со некој од процесите на машинска обработка се однесува како на сл. 2.16. Да претпоставиме дека се работи за стружење на определен дијаметар. Врвот на алатот со време се затапува, па се јавува тенденција кон изработка на сè поголеми дијаметри. Од време на време мора да се изврши корекција на положбата на алатот или пак негова замена. Затоа, кога се зборува за можностите на процесот за изработка на мери со одредена точност, треба да се следат мерите добиени во подолг временски период. При голем број на примероци (повеќе од 30) се забележува одредена правилност на групирањето на мерите што може да се опише со кривата дадена на сл. 2.16, како вкупна распределба.

Вистинските мери на деловите зависат од многу фактори и се случајни големини кои се распределени во одреден интервал. Мерите добиени со процес на машинска обработка најчесто се распределуваат според нормалната распределба, односно Гаусовата распределба. При нормалната распределба, најмногу мери се јавуваат со големина блиска до една средна мера (средина на распределбата), а колку се оди

подалеку од средината на интервалот, зачестеноста на појавата на мерите со поголеми отстапувања опаѓа. Бидејќи веројатноста за појава на мери со екстремни вредности на толеранциите е многу мала, со одреден ризик можат да се прошират границите на толерантното поле на мерите.



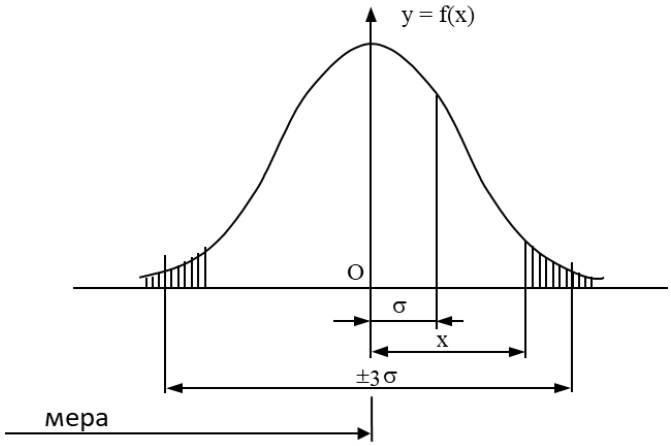
Сл. 2.16. Распределба на мерите добиени со некој од процесите на обработка

Карактеристика на методот на НЕПОТПОЛНА ЗАМЕНЛИВОСТ е што се усвојуваат поголеми вредности на толеранциите на мерите со свесно прифаќање на одреден ризик, дека при некоја комбинација на мери може да се појави проблем при монтажата. Веројатноста за појава на незгодна комбинација на мери се зема да биде доволно мала за да не се отежнува процесот на монтажа. Од друга страна, значително се зголемуваат толеранциите на мерите на членовите од мерната верига со што се поевтинува изработката на деловите.

Графиконот на нормалната распределба е прикажан на сл. 2.17, за случајот кога центарот на распределбата (средината на толерантното поле) е поставен во координатниот почеток $\mu=0$, а стандардната девијација е $\sigma=1$. Нормалната распределба е експоненцијална крива (равенка 1). Вкупната површина под кривата е еднаква на 1 што одговара на веројатност 100 %.

Според законите на статистиката, во интервалот $\pm 3\sigma$ се наоѓаат 99,73 % од деловите за кои се контролира дадената мера, а само 0.27 % се вон границите на овој интервал. Овој процент на прифатени делови е задоволителен во повеќето случаи во техниката, поради што, за граница на варијација на некоја големина често се зема само интервалот $\pm 3\sigma$. Тоа значи дека од 1000 делови или склопови, кај приближно три треба да очекуваме проблеми заради поекстремна комбинација на мерите. Во

интервалот $\pm 2\sigma$ се наоѓа 95.44 %, а во интервалот $\pm 1\sigma$ се наоѓа 68.26 %, од површината под кривата. Во поново време, поради поострите барања за квалитет, се бара и точност од $\pm 4\sigma$ (6 проблема на 100 000 пати), $\pm 5\sigma$ (6 на 10 000 000) или $\pm 6\sigma$ (2 на 1 000 000 000), што е донекаде резултат од користењето на поквалитетни алатки машини, но пред сè од подобрените постапки за контрола и управување со квалитетот.



Сл. 2.17. Дијаграм на нормална распределба

Во равенката (1) за кривата на нормалната распределба, x претставува оддалеченост од средната вредност на распределбата. Изразот σ^2 претставува карактеристика на растурањето на мерите за одреден процес. Кога растурањето е помало, кривата е потесна и повисока, и обратно, при поголемо растурање на мерите, кривата е потапа и поширока.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-x^2/2\sigma^2} \qquad (1)$$

Површината надвор од границите на $\pm$ x е дефинирана со равенката:

$$q = \frac{2}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_x^{\infty} e^{-x^2/2\sigma^2} dx \qquad (2)$$

Вредноста на *q* може да се изрази и како разлика од вкупната површина под кривата и површината под кривата во границите на $\pm$ x. Ако се замени $t=x/\sigma$ каде *t* е параметар, равенката (2) станува:

$q = [1 - 2\phi(t)] \cdot 100\ [\%]$ каде: (3)

$$\phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-t^2/2} dt \qquad (4)$$

Ако центарот на распределбата се наоѓа во средината на толерантното поле, вредноста ± x ја определува потребната големина на толерантното поле. Ако ја знаеме девијацијата σ за одреден процес, тогаш широчината на толерантното поле се зема да биде приближно ± 3σ, односно 6σ за вообичаена точност, со што се очекува прифаќање на 99,73 % од избраните делови.

Пример 3.

За една осовина е зададена мера со толеранција $Ø10^{\pm 0.1}$. Процесот со кој се изработува осовинката се карактеризира со стандардна девијација σ=0.05. Средината на отстапувањето е при мерата μ=10. Треба да се определи кој процент од деловите ќе биде изработен надвор од дозволените граници, како и процентот на прифатени делови.

Вредноста на x одговара на половина од толерантното поле, па со замена во равенката, за параметарот t се добива:

$$t = x/\sigma = 0.1/0.05 = 2$$

Од Табела 2.4 за t = 2 се отчитува веројатноста за појава на шкарт, која во примеров изнесува q = 4.55 %. Во границите на дозволената толеранција ќе бидат изработени 100 % - 4.55 % = 95.45 % од осовините. Користењето на статистичката табела е многу практично, затоа што не е потребно при пресметката да се користат претходно дадените сложени равенки.

Претходно беше објаснето дека при анализа на мерни вериги по методот на потполна заменливост, толеранцијата на завршниот член T на мерната верига е збир од толеранциите T_i на сите членови на мерната верига, односно:

$$T = T_1 + T_2 + \ldots + T_n$$

Од друга страна, при примена на МЕТОДОТ НА НЕПОТПОЛНА ЗАМЕНЛИВОСТ, кога толеранциите на членовите на мерната верига се усвоени во интервалот ±3σ, тогаш толеранцијата на завршниот член на мерната верига се определува според равенката:

$$T_s = \sqrt{T_{s1}^2 + T_{s2}^2 + \ldots + T_{sn}^2}$$

Пример 4.

Ако толеранциите на сите 4 членови од мерната верига на сл. 2.14 се **еднакви**, на пример ±0.05, толеранцијата на завршниот член ќе биде:

- при потполна заменливост

$$T = 0.1+0.1+0.1+0.1 = 0.4$$

- при непотполна заменливост, статистички толеранцијата на завршниот член T_s е:

$$T_s = \sqrt{0.1^2 + 0.1^2 + 0.1^2 + 0.1^2} = \sqrt{0.04} = 0.2$$

$$T_s = 0.5\ T$$

Според добиените вредности, може да се заклучи дека при примена на методот на непотполна заменливост, во овој пример, отстапувањето на завршниот член е реално два-пати помало за исти вредности на толеранциите на членовите на веригата.

Табела 2.4. Процентуална вредност на *q* во зависност од параметарот *t*

t	q [%]	t	q [%]	t	q [%]	t	q [%]	t	q [%]
0.0	100	0.9	36.81	1.8	7.19	2.7	0.69	3.6	0.032
0.1	92.03	1.0	31.73	1.9	5.73	2.8	0.51	3.7	0.022
0.2	84.15	1.1	27.13	2.0	4.55	2.9	0.37	3.8	0.014
0.3	76.42	1.2	23.01	2.1	3.75	3.0	0.27	3.9	0.010
0.4	69.92	1.3	19.36	2.2	2.78	3.1	0.19	4.0	$6.3 \cdot 10^{-3}$
0.5	61.71	1.4	16.15	2.3	2.14	3.2	0.14	5.0	$5.7 \cdot 10^{-5}$
0.6	54.85	1.5	13.36	2.4	1.64	3.3	0.10	6.0	$2 \cdot 10^{-7}$
0.7	48.39	1.6	10.96	2.5	1.24	3.4	0.06	7.0	$3 \cdot 10^{-10}$
0.8	42.37	1.7	8.93	2.6	0.93	3.5	0.047	8.0	$1 \cdot 10^{-13}$

Поинаку гледано, ако толеранцијата на завршниот член треба да биде 0.4, тогаш при примена на методот на непотполна заменливост може двојно да се прошират толеранциите на членовите на мерната верига, односно:

$$T_s = \sqrt{0.2^2 + 0.2^2 + 0.2^2 + 0.2^2} = \sqrt{0.16} = 0.4$$

Притоа треба да очекуваме дека ќе се јават 3 склопови од 1000, кај кои се можни проблеми при монтажата поради екстремна комбинација на мерите на деловите. Ако ваквите случаи може да се детектираат при контрола, доволно е да се монтира друга комбинација на делови, така што ништо не се фрла, односно нема шкарт.

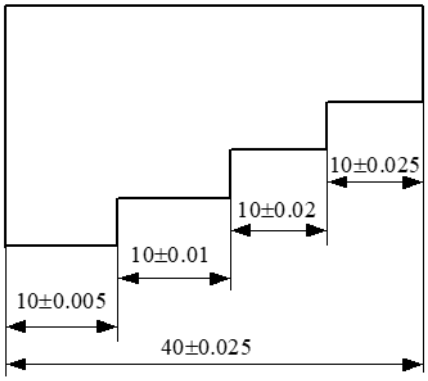
Ако истиот пример се прошири за мерни вериги со различен број членови, тогаш може да се анализира факторот за кој може да се зголеми широчината на толерантното поле на членовите од мерната верига при ист завршен член, при примена на методот на непотполна заменливост. Тој фактор изнесува приближно колку квадратниот корен од

бројот на членови на веригата (1.41 за 2 члена, 1.73 за 3 члена, 2.0 за 4 члена, 2.23 за 5 члена, 2.45 за 6 члена).

Пример 5.

За делот од сл. 2.18 треба да се одреди:

1. колкава треба да биде толеранцијата на мерата 40 во случај на потполна заменливост,
2. колкава треба да биде толеранцијата на оваа мера во случај на непотполна заменливост и
3. процентот на прифаќање на мерата 40 ако нејзината толеранција е ± 0.025.



Сл. 2.18. Мерна верига за еден дел

$T = 0.01+0.02+0.04+0.05 = 0.12$

$$T_s(\pm 3\sigma) = \sqrt{0.01^2 + 0.02^2 + 0.04^2 + 0.05^2} = 0.0678$$

$\sigma = 0.0678/6 = 0.011$

$t = x/\sigma = 0.25/0.011 = 2.21$

За t = 2.2 од табела 2.4 се отчитува q = 2.78, а процентот на прифатените делови изнесува:

100 – 2.78 = 97.22 %

Пример 6.

Номиналниот дијаметар на осовината и отворот прикажани на сл. 2.19 треба да биде 10 mm, а зјајот помеѓу нив треба да се движи во границите од Z_{min}=0.05 до Z_{max}=0.2.

Потребно е да се определат толеранциите на осовината и отворот во случај на:

- примена на методот на потполна заменливост,
- примена на методот на непотполна заменливост.

Средната големина на зјајот е:

$$\overline{z} = \frac{z_{min} + z_{max}}{2} = \frac{0.05 + 0.2}{2} = 0.125$$

Средното отстапување на зјајот е:

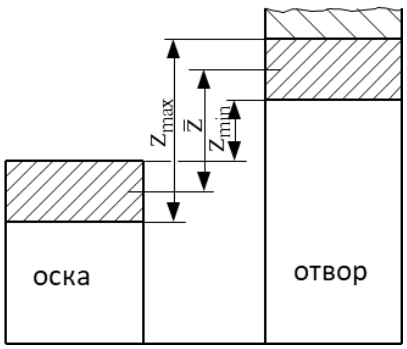
$$\Delta z = \frac{z_{max} - z_{min}}{2} = \frac{0.2 - 0.05}{2} = 0.075$$

Зјајот може да се претстави како мера со толеранција:

$$z = 0.125 \pm 0.075$$

При 100 % заменливост, толерантното поле на отворот и на осовината треба да биде по 0.075 (ако се распредели подеднакво на двата дела). При примена на системот заеднички отвор, мерата на отворот треба да се движи во границите 10 до 10.075, а мерата на осовината во границите од 9.875 до 9.95.

При 99.73 % заменливост, односно при толерантно поле со големина $\pm 3\sigma$, толерантното поле на осовината и на отворот изнесува $0.075 \cdot 1.41 = 0.1$. Ако толерантните полиња се распоредат по системот заеднички отвор, мерата на отворот треба да е во границите од 10.0 до 10.1, а мерата на осовината од 9.875 до 9.975.



Сл. 2.19. Синтеза на толеранции за оска и отвор при даден зјај

2.5 СОФТВЕРСКИ АЛАТКИ ЗА АНАЛИЗА НА ТОЛЕРАНЦИИ

Информациите потребни за изработка на деловите традиционално се внесуваат во работилнички цртежи. Тука спаѓаат потребните погледи и пресеци, мерите, толеранциите на мери, геометриските толеранции, ознаките за квалитет на површините, заварите и слично. При претставување со работилнички цртеж, информациите се дводимензионални и се претставени преку проекции, пресеци, детали и друго. Ознаките за толеранциите и квалитетот на површините се внесуваат како броеви и графички симболи во цртежите.

Во поново време, поради користењето на CAD-системите, 3Д-моделите сè повеќе се користат како конструктивна документација. Толеранциите на мери и геометриските

толеранции може да се вградат како информации директно во 3Д-модел на дел и да се пренесат целосно автоматски во системот за проектирање на изработката на делови, како и да се користат како 3Д-информации за други потреби на претпријатијата. Со тоа се одбегнува користењето на 3Д-цртежи, како и можноста за нивна погрешна интерпретација.

Мерите внесени при 3Д-моделирање на дел како цврсто тело се параметарски и со нив може да се менува моделот на делот, но таквите мери не може да се користат за анализа на мерни вериги. За **анализа на склоп, деловите треба да се котирани со DimExpert мери**. Овие мери не се параметарски, туку управувани (*driven dimension*) и ги следат промените на параметарските мери.

Со софтверот за анализа на толеранциите, TolAnalist во SW може да се одреди толеранцијата на завршниот член при примена на методот на потполна заменливост, како и при непотполна заменливост. Котите и толеранциите на мери, се зададени со помош на DimExpert.

Пример 7.

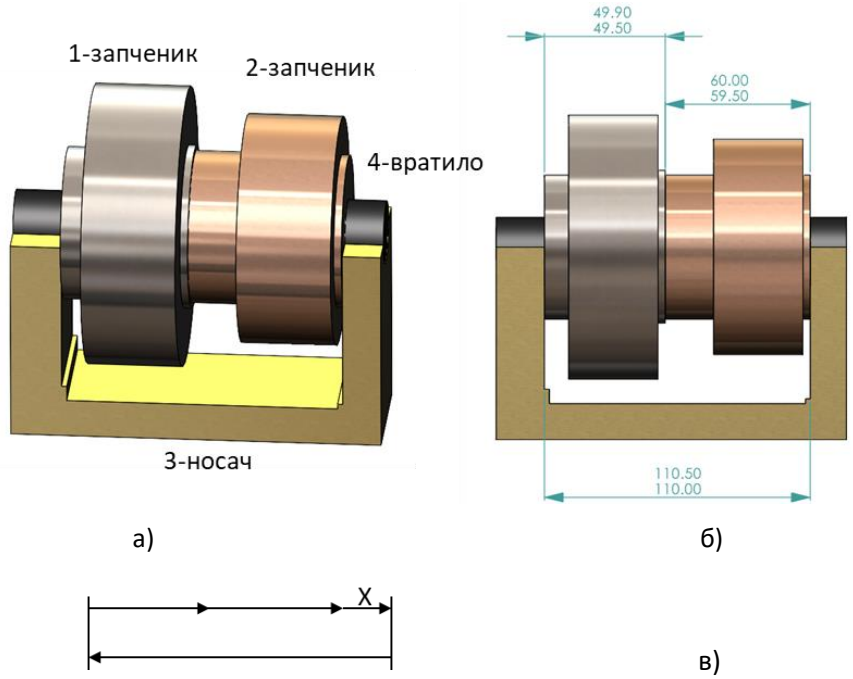
На сл. 2.20а е прикажан пример на склоп кој се состои од 4 дела: носач, вратило и два запченика. Во примерот, вратилото заедно со запчениците треба да ротира на носачот, а зјајот помеѓу ѕид на носачот и страна на запченикот треба да е најмалку 0,5 mm, а најмногу 1 mm. Задачата има повеќе задоволителни решенија.

Во линиската мерна верига за пресметка на зјајот X учествуваат мерите за ширините на двата запченика и внатрешната мери од носачот, како што е претставено со вектори на сл. 2.20в. Толеранциите на мерите прикажани на сл. 2.20б се почетни вредности, кои се генерирани автоматски со DimExpert.

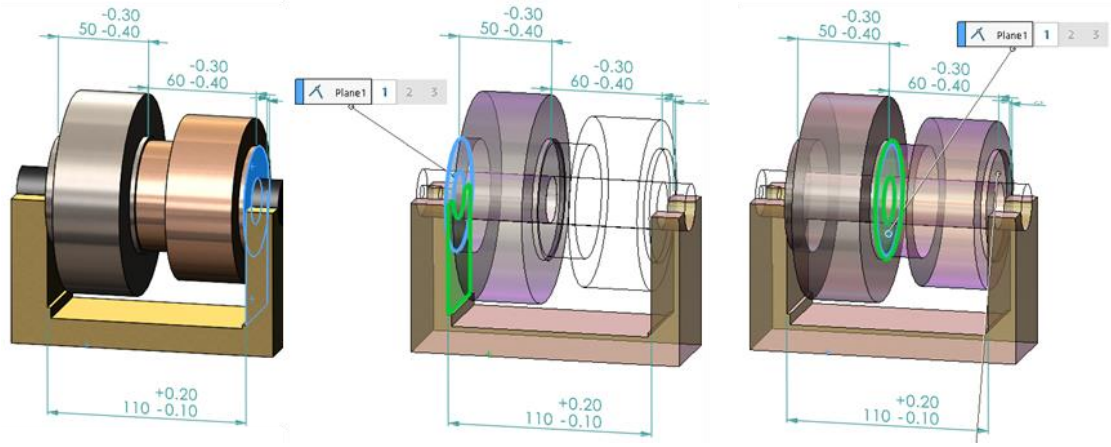
Мерна верига се формира според редоследот на допирите (сл. 2.21) со:

- избор на страните на завршниот член (зјајот), сл. 2.21а,
- редоследно одбирање на деловите кои учествуваат во веригата, како и допирите помеѓу нив сл. 2.21 б и в.

Потоа се повикува анализата при што се добива прозорец со резултати како на сл. 1.22. Според големините на мерите, зјајот е со номинална вредност 0. Со TolAnalist може едноставно да се менуваат неколку пати вредностите на толеранциите на мерите на членовите на мерната верига. Според една комбинација на одбрани толеранции на мерите за која вредностите се прикажани на сл. 2.21, при методот на потполна заменливост, пресметан е резултатот прикажан на сл. 2.22 каде зјајот варира од 0,5 до 1 mm. Завршниот член на мерната верига софтверот го означува со сино.

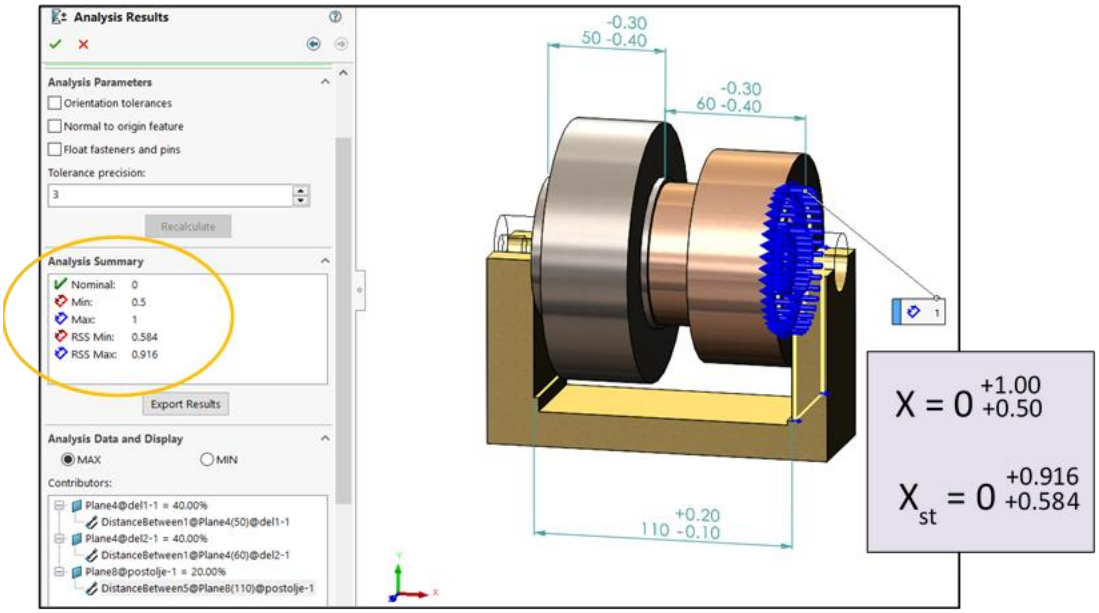


Сл. 2.20. Склоп кој се состои од четири делови (а), со должински мери и почетни толеранции (б) векторски приказ на мерната верига со зјајот X



Сл. 2.21. Избор на завршен член - зјајот помеѓу деловите 2 и 3 (површини означени со сино) (а), првиот допир - помеѓу деловите 3 и 1, (б) и вториот допир помеѓу деловите 1 и 2

При методот на непотполна заменливост (статистички), варијацијата е од 0,584 до 0,916, односно толеранцијата е 0,332 (сл. 2.22).



Сл. 2.22. Резултати од анализата на завршната мера (зјајот)

Во примерот **не беа зададени толеранциите на мерите**, така што беше потребно да се пробаат повеќе различни комбинации на толеранции за да се задоволи функционалното барање за толеранцијата на завршниот член, што ја забрзува работата и го прави софтверот практичен.

Испробани се повеќе комбинации, на пример, можна комбинација е и $100^{+0.3}_{0}$, $50^{-0.25}_{-0,35}$, $60^{-0.25}_{-0,35}$ и други. Големината и положбата на толерантните полиња на членовите на мерната верига може многу едноставно да се менуваат директно во полето „Придонесувачи“ (сл. 2.22) и да се прилагодат понатаму кон потребите на поедноставно производство и контрола.

ДРУГИ МОЖНОСТИ НА СОФТВЕРИТЕ ЗА АНАЛИЗА НА ТОЛЕРАНЦИИТЕ

Освен толеранциите на мерите, софтверите за **анализа на толеранциите** ги земаат предвид и геометриските толеранции за површините на деловите кои се во допир. Добар софтвер за анализа на толеранциите овозможува примена на повеќе статистички модели за пресметка на толеранцијата на завршниот член. Некои од софтверите за анализа на толеранциите може да решаваат дводимензионални и тридимензиони мерни вериги.

Анализата на сензитивноста е друг вид на анализа на мерна верига, со која се добиваат насоки за тоа која мера и толеранција од мерната верига е „најчувствителна“, односно, мали промени на таква мера резултираат во поголеми промени на завршната мера, отколку останатите. Со тоа се добива сознание и за квалитет на котната шема, односно распоредот на котите и големините на толерантните полиња.

3 ТОЛЕРАНЦИИ НА ОБЛИК

3.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ОБЛИК

Со толеранциите на облик **се ограничува отстапувањето на реална површина во однос на нејзиниот идеален облик**.

Толеранции на облик се:

- **Рамност**
- **Правост**
- **Цилиндричност**
- **Кружност**
- **Профил на површина**
- **Профил на линии**

Толеранциите на облик имаат најтесно толерантно поле во однос на другите видови толеранции. Тие се применуваат за да се обезбеди квалитетна површина за потпирање на дел во склоп, без да се намалат непотребно толеранциите на мерите, со што се задоволува потребната функција „точно потпирање“, без да се поскапи производството. Толеранциите на облик го уточнуваат обликот на геометрискиот елемент, кога зададените толеранции на мери или други геометриски толеранции не се доволно прецизни за остварување на бараната функција.

Толеранциите на облик најчесто се задаваат за геометриски елементи кои се користат како прв референтен елемент, со цел да се намали можноста за клатење на делот при негово поставување (при изработка, контрола и при монтажа во склоп):

Ако првиот референтен елемент е рамнина, обично се задава толеранција на рамност.

Ако првиот референтен елемент е цилиндар, се задава цилиндричност.

Големината на толерантното поле кај овие толеранции најчесто се одредува според можноста за постигнување квалитетна површина со одреден процес на обработка (рамно глодање, фино стругање).

Толерантното поле за толеранција на облик се одредува во однос на теоретски точен облик на самата површина. За толеранциите на облик не се користи референтен систем.

Со толеранциите на **рамност, цилиндричност и профил на површина** се дефинира тридимензионално толерантно поле кое има **шест степени на слобода** (3 транслации и 3 ротации), и треба да е помало од толерантно поле за правец, мера или положба зададено за истиот геометриски елемент.

Со толеранциите на **правост, кружност и профил на линии** се дефинираат дводимензионални толерантни полиња кои имаат **три степени на слобода за движење во рамнина** (2 транслации и 1 ротација), Толерантното поле треба да е помало од толерантно поле за мера, положба или правец зададено за истиот геометриски елемент. **За подобро да се контролира целата површина, се користат повеќе паралелни рамнински пресеци.**

Толеранциите на **профил на линии и профил на површина** спаѓаат во толеранции на облик, **кога не се зададени во однос на референтен елемент или систем**. Толеранциите на профил имаат доста широка примена и затоа се претставени во посебно поглавје.

> **Стандардот ASME Y14.5 и стандардот ISO 8015 различно ги третираат толеранциите на облик. Кај ISO-стандардот, поради принципот на независност, толеранцијата на мера и толеранцијата на облик се независни и треба секоја да е исполнета засебно. Тоа значи дека толерантното поле за облик може да се најде делумно надвор од тоа за мера.**
>
> **Кај ASME-стандардот, поради примената на принципот на обвивка, толерантното поле за облик треба да се наоѓа целосно внатре во толерантното поле за толеранцијата на мера, правец, или профил, зададени за истиот геометриски елемент.**

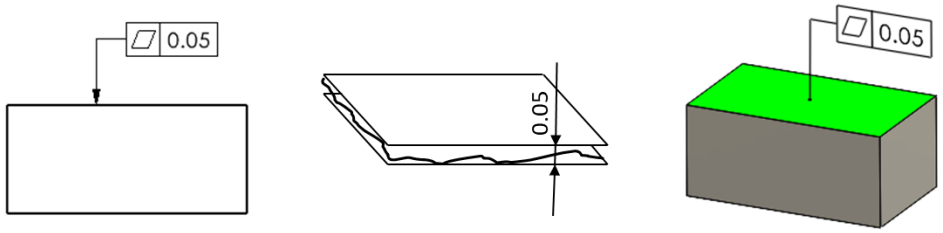
3.2 РАМНОСТ

Со толеранција на рамност се одредува тридимензионално толерантно поле ограничено со пар паралелни рамнини на растојание колку зададената толеранција, за да се одреди **дозволеното отстапување на рамна површина од дел во однос на нејзиниот идеален облик (рамнина)**.

Толеранцијата на рамност е претставена на сл. 3.1 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на рамност за горната рамна површина од делот** (сл. 3.1а).
- **Реалната површина треба да се наоѓа внатре во толерантно поле ограничено со ДВЕ ПАРАЛЕЛНИ РАМНИНИ на растојание колку што изнесува зададената толеранција** (на пример, 0.05 mm) (сл. 3.1б).

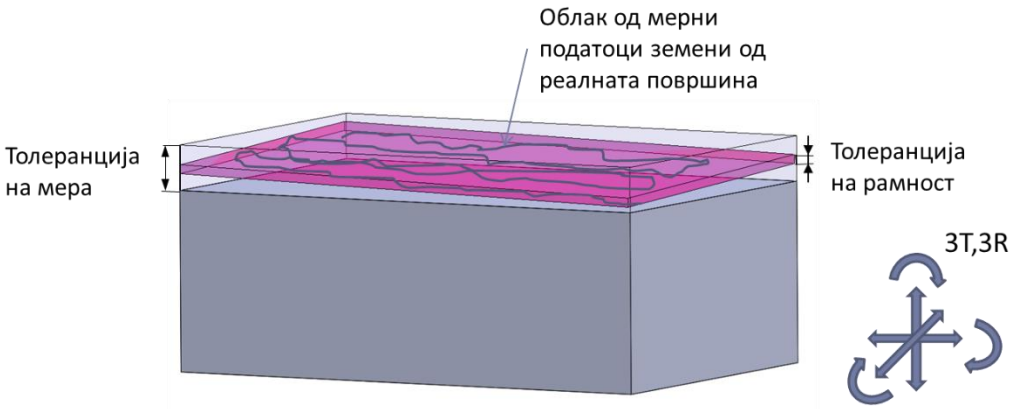
На сл. 3.1.в, толеранцијата на рамност е вградена во 3Д-модел. Показната линија во 3Д-модел завршува со точка, наместо со стрелка како во 2Д-цртеж.



а) б) в)

Сл. 3.1. Толеранција на рамност за горната површина (а), скица на толерантно поле заедно со површината од делот со намерно зголемени нерамнини (б) и означување во 3Д-модел (в)

Толерантното поле за рамност, прикажано со розова боја на сл. 3.2, има **6 степени на слобода** (3 транслации и 3 ротации), во однос на поголемото толерантно поле за мера означено со светло сина боја. Ако мерењето е со координатна мерна машина (КММ), тогаш компјутерска програма проверува дали точките земени од површината на изработен дел може математички да се сместат помеѓу две паралелни рамнини на растојание колку толеранцијата на рамност, со примена на нумерички метод на најмали квадрати.



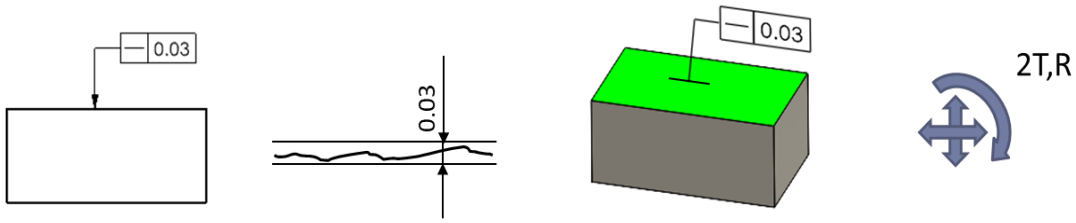
Сл. 3.2. Толерантното поле за рамност има шест степени на слобода

3.3 ПРАВОСТ

Со толеранцијата на правост се одредува дводимензионално толерантно поле за **дозволеното отстапување на прави изводници од површина на дел, во однос на нивниот идеален облик (права)**. Слично, со толеранција на правост може да се определи дозволено отстапување на оска на ротациона површина од дел во однос на нејзиниот идеален облик.

Толеранцијата на правост е претставена на сл. 3.3 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на правост на изводниците на рамна површина означена со стрелка** (сл. 3.3а).
- **Во КОЈ БИЛО ПРЕСЕК ПАРАЛЕЛЕН НА ПРОЕКЦИОНАТА РАМНИНА во која е зададена толеранцијата (на цртежот), точките земени од реална изводница на површината треба да се наоѓаат во толерантно поле ограничено со ДВЕ ПАРАЛЕЛНИ ЛИНИИ НА РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ШТО ИЗНЕСУВА ЗАДАДЕНАТА ТОЛЕРАНЦИЈА,** на пример 0.03 mm, како на сл. 3.3б.



а) б) в) г)

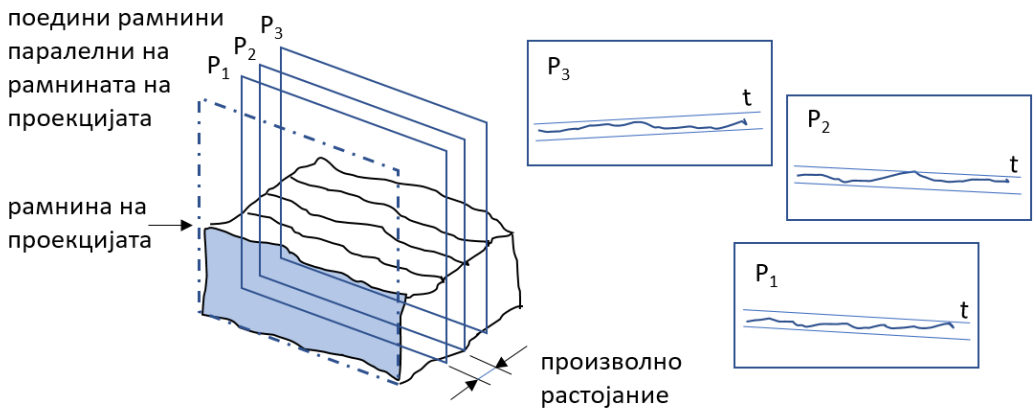
Сл. 3.3. Толеранција на правост (а), скица на толерантно поле заедно со изводница од делот со зголемено прикажани нерамнини (б), претставување во 3Д-модел (в), степени на слобода на толерантните полиња (г)

На сл. 3.3в, е претставено прикажување на толеранција на правост во 3Д-модел, според ASME. Рамката за геометриската толеранција треба да стои во правец на изводниците кои се контролираат. Исто така, се става и куса линија на површината за да ја означи насоката. Толерантните полиња се дводимензионални и имаат 3 степени на слобода за движење во рамнина (2 транслации и 1 ротација), сл.3.3г.

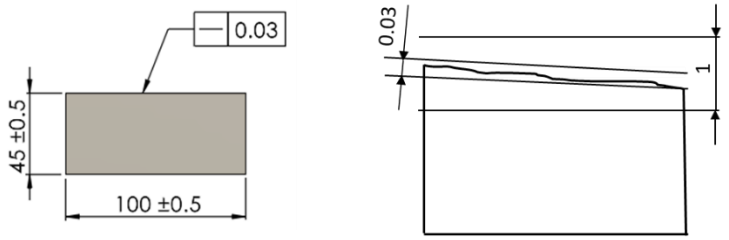
Поединечните толерантни полиња се наоѓаат во повеќе рамнини паралелни на проекционата рамнина. На сл. 3.4 е прикажана скица на толерантни полиња за изводници во произволно одбрани пресечни рамнини P_1, P_2 и P_3. Секое поединечно толерантно поле може да заземе различна положба во својата рамнина и може да е и под агол во однос на останатите толерантни полиња.

Пример 1

На сл. 3.5 а е даден пример во кој мерата 45 mm за висина на делот е со толеранција 1mm. Толеранцијата за правост на изводниците за горната површина е 0,03 mm. Кај ASME-стандардот, толерантните полиња за правост на контролираните изводници треба да се внатре во толерантното поле за мера, односно најголемата мера за висина на делот е 45.5 mm. Кај ISO-стандардот, толеранцијата на мера и толеранцијата на правост се независни и треба секоја да е исполнета засебно. Поради тоа, толерантното поле за правост може да излегува надвор од тоа за мера, односно најголемата мера за висина на делот е 45.53 mm.



Сл. 3.4. Паралелно со рамнината на проекцијата се избираат повеќе паралелни пресечни рамнини и се контролираат изводници од површината на делот



а) б)

Сл. 3.5. Дел со толеранција на мера и правост на изводници (а) и споредба на толерантните полиња (б)

Пример 2

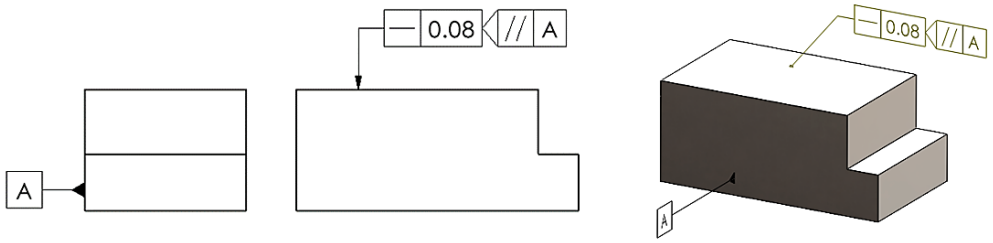
Во следниот пример (сл. 3.6) е прикажано претставувањето на толеранција на правост во цртеж и во 3Д, според ISO. На предната страна е ставена ознака за референтен елемент А, а по рамката за толеранција е додаден симбол кој ја дообјаснува. **Симболот со триаголник на лево** ⫽A **означува „ПРЕСЕЧНИ РАМНИНИ“.** Во овој пример, пресечните рамнини треба да се паралелни со А.

Пример 3

Освен за изводници, толеранција на правост може да се зададе и за оска на цилиндар/отвор. Во тој случај, толерантното поле е во облик на цилиндар.

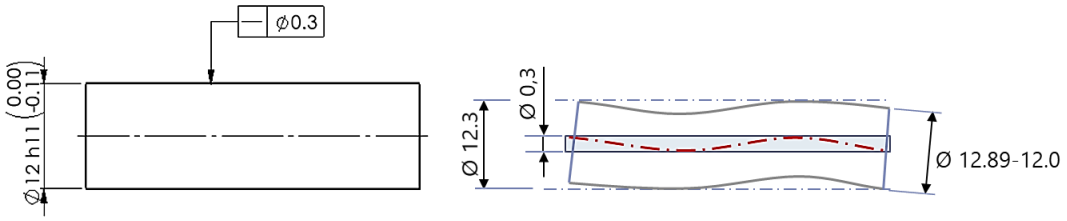
Примерот прикажан на сл. 3.7а е според ISO-стандардот. Тоа може да се забележи според примената на ISO-системот на налегнувања за ø12h11, при што толеранцијата е 0.11 mm. Кај ISO стандардите, секоја од толеранциите треба да е запазена независно. Поради тоа, при мерата максимум материјал, геометрискиот елемент не мора да има совршен облик (сл. 3.7б). Толеранцијата за облик во одредени случаи може да биде дури и поголема од толеранцијата за мера, што може да биде практично кај долги

делови. На сл. 3.7, мерата максимум материјал за цилиндарот изнесува ø12 mm, додека најголемата мера е ø12.3 mm.



а) б)

Сл. 3.6. Означување на толеранција на правост на изводници во цртеж (а) и во 3Д-модел (б), според ISO



а) б)

Сл. 3.7. Цилиндричен дел со толеранција на правост на оска (а) и цилиндрично толерантно поле за правост според ISO (б)

3.4 ЦИЛИНДРИЧНОСТ

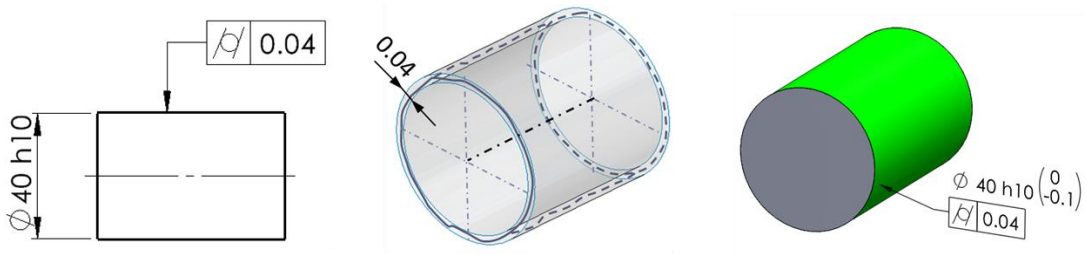
Со толеранција на цилиндричност се одредува тридимензионално толерантно поле за дозволено отстапување на цилиндрична површина од дел во однос на нејзиниот идеален облик (цилиндар).

Толеранцијата на цилиндричност е зададена на сл. 3.8а, в и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на цилиндричност за цилиндрична површина од делот.**
- **Сите точки земени од реалната површина треба да се наоѓаат во ТОЛЕРАНТНО ПОЛЕ ОГРАНИЧЕНО СО ДВА КОАКСИЈАЛНИ ЦИЛИНДРА НА РАДИЈАЛНО РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ШТО ИЗНЕСУВА ЗАДАДЕНАТА ТОЛЕРАНЦИЈА (на пример, 0.04 mm на сл. 3.8б).**

Толеранцијата на цилиндричност се применува за да се осигури добар квалитет на цилиндрична површина, која се користи како прв референтен елемент на кој се

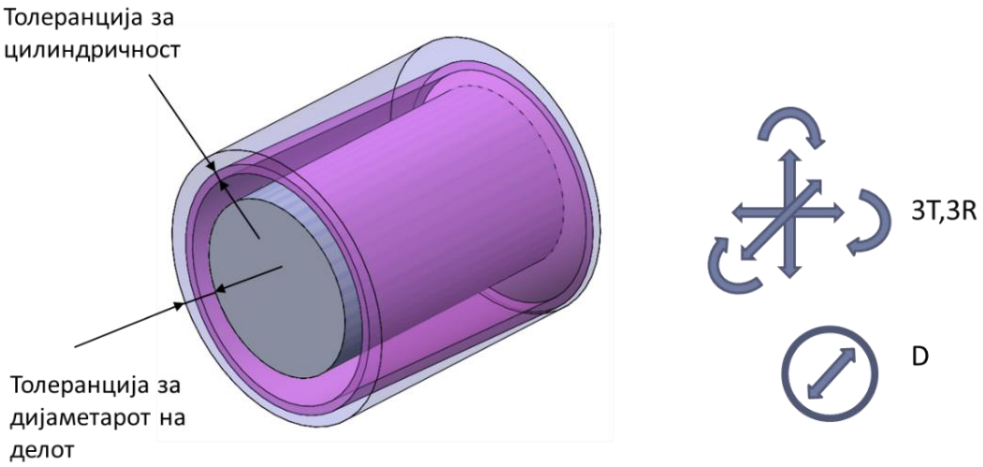
потпира делот, за да се намали можноста за клатење, доколку толеранцијата на дијаметарот на делот е премногу широка.



а) б) в)

Сл. 3.8. Толеранција на цилиндричност за цилиндрична површина (а), скица на толерантно поле заедно со површина на дел со намерно зголемени нерамнини (б) и означување во 3Д-модел (в)

Толерантното поле за цилиндричност е претставено на сл. 3.9а (со розова боја) и е сместено внатре во поголемото толерантно поле на дијаметарот на цилиндарот (светло сина боја). Толерантното поле има 6 степени на слобода (3 транслации и 3 ротации) во простор, а има и променлив дијаметар (сл. 3.9б). Толеранцијата на цилиндричност истовремено ја ограничува и правоста на изводниците на цилиндерот.



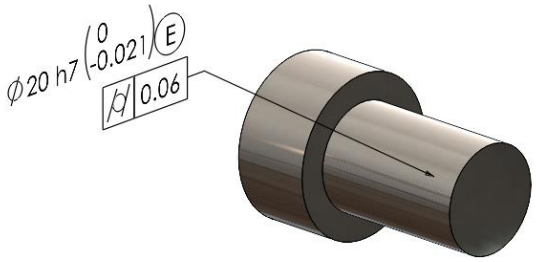
а) б)

Сл. 3.9. Споредба на толерантно поле за цилиндричност и толерантно поле за дијаметар на цилиндар (а) и степени на слобода на толерантното поле за цилиндричност

Пример 4

Во примерот прикажан на сл. 3.10 е зададена толеранција на цилиндричност. Толеранцијата е зададена според ISO стандард, но е применет принципот на обвивка

означен со Ⓔ. Поради тоа, најголемата мера на дијаметарот на цилиндарот е колку мерата максимум материјал, односно ø20.



Сл. 3.10. Толеранција на цилиндричност со примена на принципот на обвивка

3.5 КРУЖНОСТ

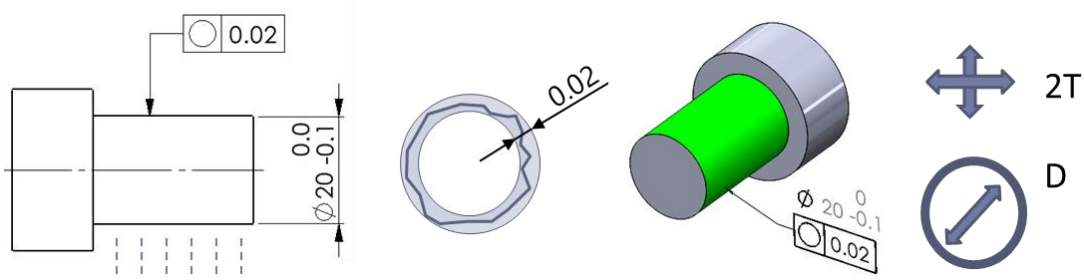
Со толеранцијата на кружност се одредува дводимензионално толерантно поле за дозволеното отстапување на кружните изводници од површина на дел, во однос на нивниот идеален облик (круг).

Толеранција на кружност е претставена на сл. 3.11а и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на кружност за кружните изводници на ротациона површина.**
- **ВО КОЈ БИЛО НАПРЕЧЕН ПРЕСЕК ОД ПОВРШИНАТА, точките земени од произволна кружна изводница на реален дел треба да се наоѓаат внатре во ТОЛЕРАНТНО ПОЛЕ ОГРАНИЧЕНО СО ДВЕ КОНЦЕНТРИЧНИ КРУЖНИЦИ НА РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ТОЛЕРАНЦИЈАТА** (0.02 mm), сл. 3.11б.

При контрола, се одбираат повеќе рамнини нормални на оската на цилиндарот и во секоја од нив посебно се контролира изводница од површината, која треба да може да се смести во соодветното толерантно поле. Поединечните толерантни полиња за секоја од изводниците немаат заеднички центар и може да се изместени едно во однос на друго и да се со различен дијаметар. Еднаква е само широчината на толерантното поле, односно толеранцијата.

Толерантното поле за кружност е дводимензионално и има 2 степени на слобода за движење во рамнина (2 транслации), а има и променлив дијаметар (сл. 3.11г). Положбата и дијаметарот на толерантното поле се ограничени само од поголемото толерантно поле за мера на ротационата површина. На сл. 3.11в е прикажана толеранција на кружност вградена во 3Д-модел.



а) б) в) г)

Сл. 3.11. Толеранција на кружност за цилиндрична површина (а), скица на толерантно поле за една кружна изводница со намерно зголемени нерамнини (б), степени на слобода на толерантното поле (в) и во 3Д-модел (г)

4 РЕФЕРЕНТНИ ЕЛЕМЕНТИ И СИСТЕМИ

4.1 ДЕФИНИЦИЈА И ОЗНАЧУВАЊЕ

Референтни елементи се користат при задавање на толеранциите на правец, положба и издаденост.

> **РЕФЕРЕНТНИ ЕЛЕМЕНТИ СЕ РЕАЛНИ ПОВРШИНИ ОД ДЕЛ, СПОРЕД КОИ СЕ ФОРМИРААТ ТЕОРЕТСКИ ТОЧНИ (ИДЕАЛНИ, СИМУЛИРАНИ) ГЕОМЕТРИСКИ ЕЛЕМЕНТИ кои понатаму се користат при задавање и проверка на мерите и геометриските толеранции за правец, положба, и издаденост.**

На РЕФЕРЕНТЕН ЕЛЕМЕНТ од делот се придружува површина од мерна опрема со цел да се симулира теоретски точен елемент. Референтните елементи обично се бираат така што да имаат ФУНКЦИЈА НА ПОВРЗУВАЊЕ (ПРИКРЕПУВАЊЕ) НА ДЕЛОТ СО ДРУГИ ДЕЛОВИ во склопот.

Идеалните геометриски елементи во пракса се симулираат со прецизно изработена опрема за поставување и контрола на делот. Иако површините на оваа опрема не се идеални, сепак тие се изработени со квалитет што е неколку пати (повеќе од 10 пати) попрецизен од делот што се контролира, така што во однос на него може да се сметаат за идеални. Мерењето понатаму се врши во однос на површините на мерната опрема.

На пример, ако зададената толеранција изнесува 0,15 mm, а толеранцијата на мерната опрема за контрола е 0,0045 mm, тогаш гледано во две децимали, толеранцијата на мерната опрема е 0,00 mm односно идеална во однос на зададената толеранција. Толеранциите за деловите обично се зададени со две децимали, додека толеранциите на мерната опрема обично се во третата и четвртата децимала (од милиметри).

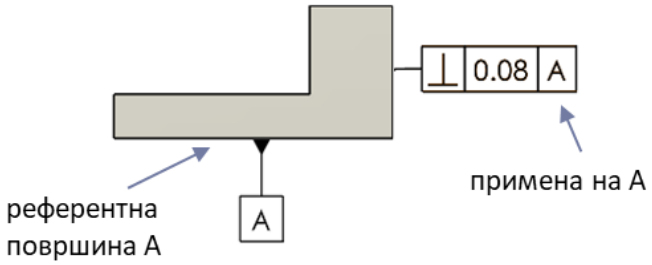
Секој дел има шест степени на слобода – три транслации и три ротации. Со прикрепување на делот кон референтните елементи, се ограничуваат некои од степените на слобода.

Референтен елемент се именува со голема буква од латинската азбука која се впишува во рамка од симбол, како на сл. 4.1, за референтната површина A од долу.

Симболот за референтен елемент има триаголник на крајот, со кој симболот се поставува:

- директно на **површината** на која се однесува (сл.4.1) или на помошна линија во продолжение,
- на котата за сопствена мера (или во нејзино продолжение) (сл. 4.2. б-д), при што се однесува на **оска, средишна рамнина, точка** или друг **изведен елемент**,
- групиран со ознака за геометриска толеранција, ако обата симболи се однесуваат на ист геометриски елемент (сл. 4.3. ѓ,е,ѕ,и).

При задавање на геометриска толеранција, ознаката за референтен елемент се впишува во поединечно поле од рамката. На сл. 4.1, при задавање на геометриска толеранција за нормалност, е применета референтна рамнина А.



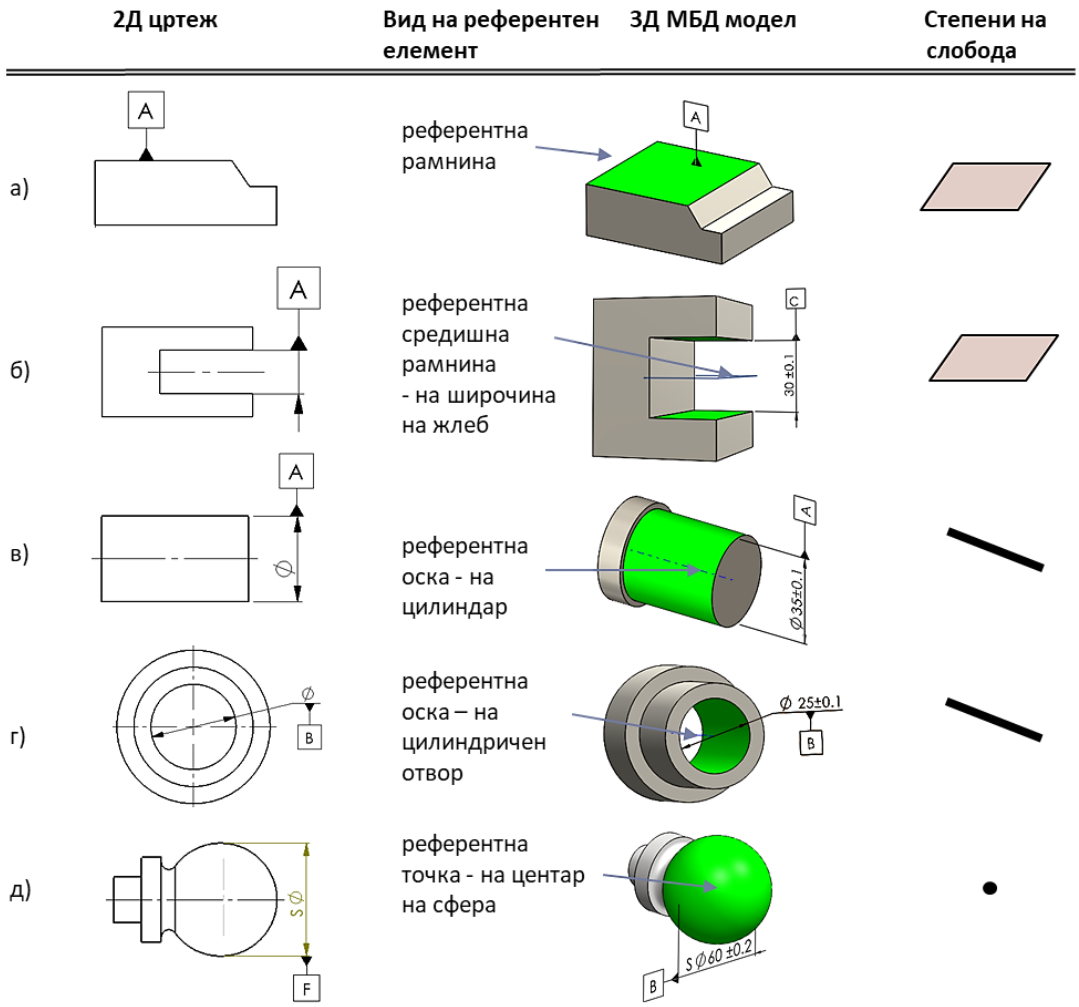
Сл. 4.1. Референтен елемент А и негова примена кај геометриска толеранција за нормалност

4.1.1 Видови референтни елементи

Референтните елементи обично се едноставни и квалитетни површини од делот, според кои се дефинираат идеални референтни елементи, како:

1. **рамна површина** од дел, со која се определува **референтна рамнина** (сл. 4.2 а)
2. **жлеб** со две паралелни рамни страни, според кој се определува **референтна средишна рамнина** (сл. 4.2 б)
3. **цилиндрична површина**, или **цилиндричен отвор**, со кој се определува **референтна оска** (сл. 4.2 в и г) и
4. **сферична површина**, според која се определува **референтна точка** (центар на сфера, сл. 4.2 д)

Освен наведените, се користат и нешто посложени облици на референтни елементи каде што тоа е потребно.

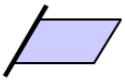
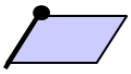


Сл. 4.2. Најчесто користени референтни елементи

Во табела 4.1 се прикажани шесте основни (генерички) степени на слобода:

1. **рамнина** – ограничува 1 транслација нормално на рамнината и 2 ротации во однос на рамнината
2. **права** – ограничува 2 транслации нормално на правата и 2 ротации во однос на правата
3. **точка** – ограничува 3 транслации во однос на точката
4. **права и точка на неа** - ограничува 3 транслации и две ротации, слободна е само една ротација околу правата
5. **рамнина и права во неа** – ограничува 2 транслации и 3 ротации, слободна е само една транслација долж правата
6. **рамнина, права во неа и точка на правата** – ограничува 3 транслации и 3 ротации, односно, делот е целосно прикрепен.

Табела 4.1. Теоретски референтни системи

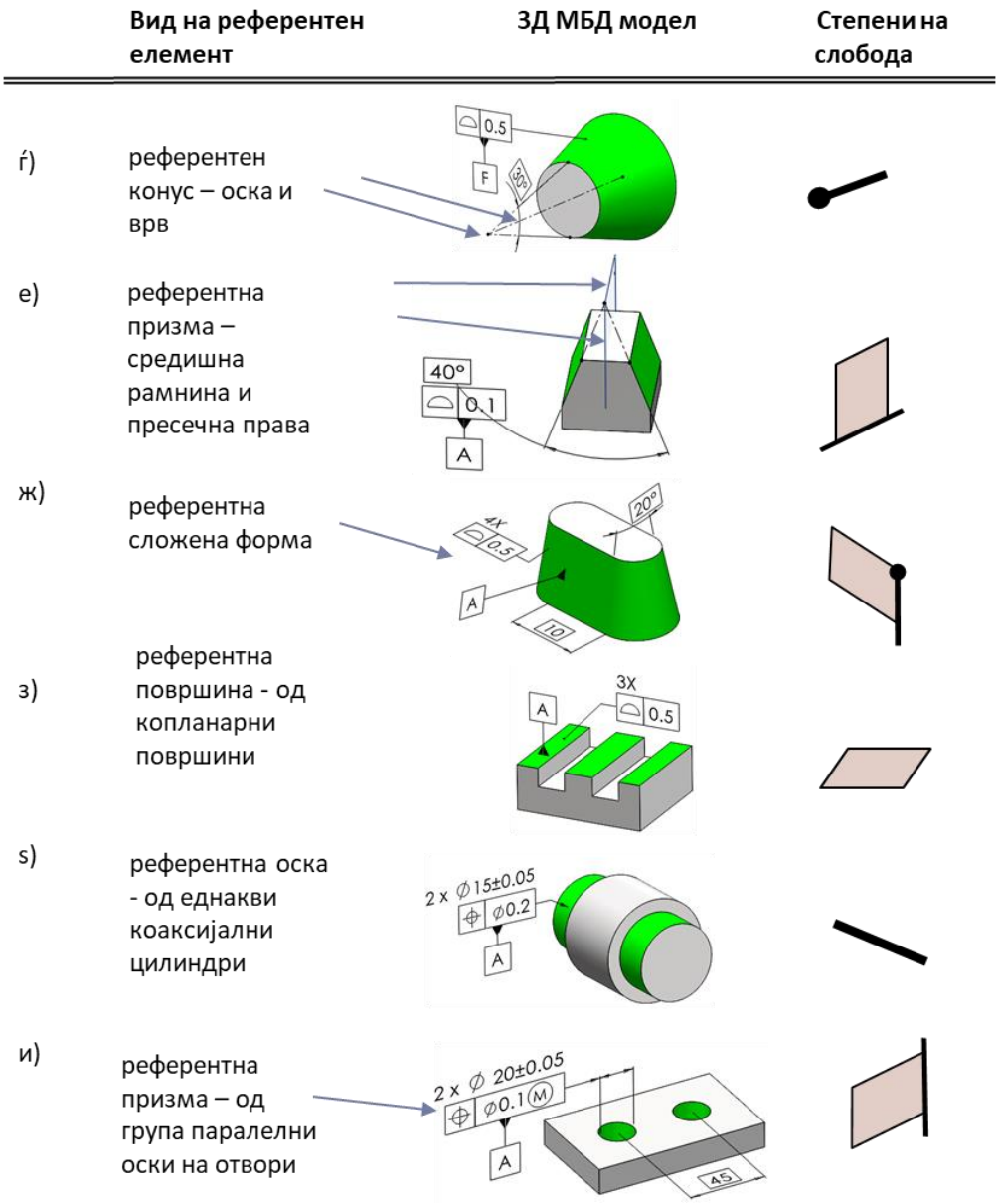
Вид на идеален референтен елемент	мери кои може да се зададат
1. Рамнина Т 2R	растојание од рамнина, агли спрема рамнина
2. Права 2Т 2R	растојанија од правата, агли спрема правата
3. Точка 3Т	растојание од точката
4. Права и точка на неа 3Т 2R	Сите мери освен агол околу правата
5. Рамнина и права во неа 2Т 3R 	Сите мери освен растојание долж правата
6. Рамнина, права и точка 3Т 3R 	Сите мери

Зависно од тоа кои степени на слобода ги ограничува референтниот елемент, во однос на него може да се мерат соодветни растојанија и агли. На тој начин е јасно КОИ МЕРИ СЕ МЕРАТ ВО ОДНОС НА ОДРЕДЕН РЕФЕРЕНТЕН ЕЛЕМЕНТ од делот.

Зависно од сложеноста на функционалните површини потребни за потпирање на делот, може да се применат различни посложени референтни површини и групи на површини. На сл. 4.3 се прикажани уште неколку **поединечни референтни елементи**, заедно со соодветните степени на слобода.

Референтен елемент може да биде конусна површина (сл. 4.3ѓ), или сложена површина (сл. 4.3ж). Групи на геометриски елементи кои сочинуваат еден референтен елемент се пар симетрични непаралелни страни (сл. 4.3е), копланарни површини (сл. 4.3.з), коаксијални цилиндри со еднаков дијаметар (сл. 4.3ѕ) и оски на група паралелни отвори (сл. 4.3.и). Вака групираните површини се сметаат за еден поединечен

референтен елемент затоа што делот се потпира истовремено на геометриските елементи од групата.



Сл. 4.3. Посложени поединечни референтни елементи

Референтните површини од делот може да бидат внатрешни или надворешни. На пример: референтна средишна рамнина на широчина на забец – наместо на жлеб; референтна оска на цилиндричен отвор – наместо на надворешен цилиндар; референтна точка за центар на сферична вдлабнатина – наместо сфера; конусен отвор – наместо конус; испакната V-призма, наместо V-жлеб и слично.

Кај геометриските елементи кои имаат сопствена мера, мора да се зададе толеранција на мерата (пр., за дијаметарот на цилиндар), или толеранција на профил на површина (пр., за конусна површина), или толеранција на меѓусебна положба (пр., за група отвори) соодветно, како што е прикажано на сл. 4.3.

Листата на поединечни референтни елементи не е целосна, затоа што делот може да има сложени или недоволно квалитетни површини, заради што може да е потребно да се прикрепи на специфичен начин. Референтен елемент може да се дефинира и со потпирање на делови од површина, што ќе биде објаснето понатаму (во точка 4.7).

4.2 АСОЦИЈАЦИЈА И СИМУЛАЦИЈА

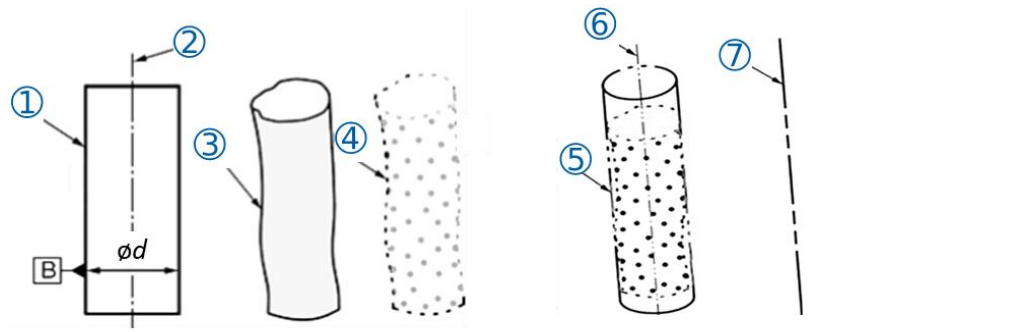
Иако се формираат од реални површини од делот, референтните елементи мора на одреден начин да се преведат во идеални геометриски елементи, за во однос на нив да се определи правецот и положбата на толерантното поле, кое е идеално.

Во пракса, **идеални облици не постојат**, па затоа **се користи мерна опрема која ги симулира.**

Површините од мерната опрема кои се доведуваат во допир со референтните површини од делот се нарекуваат СИМУЛАТОРИ НА РЕФЕРЕНТНИ ЕЛЕМЕНТИ – мерни бази.

МЕРЕЊЕТО И КОНТРОЛАТА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ СЕ ВРШИ ВО ОДНОС НА ПОВРШИНИТЕ ОД МЕРНАТА ОПРЕМА на кои се потпира делот.

Во пракса, реалниот геометриски елемент од делот се заменува со геометриски елемент со перфектен облик, со општа постапка како на сл. 4.4.

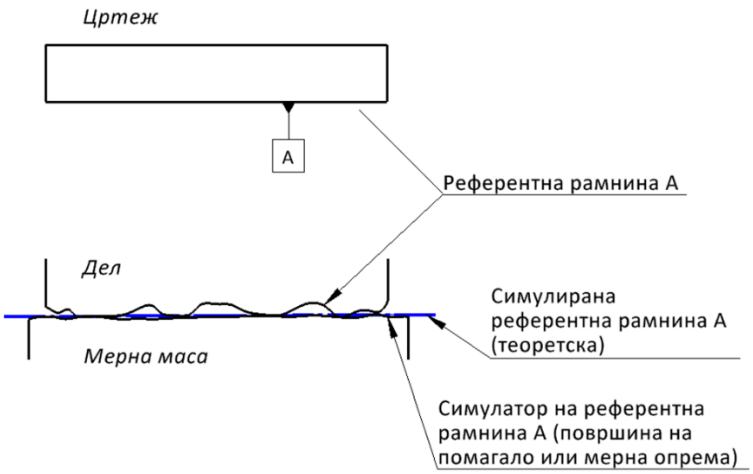


Сл. 4.4. Процес на придружување на идеален геометриски елемент кон реална цилиндрична површина на дел за да се одреди симулирана референтна оска од ISO 5459

- На цртежот, цилиндричната површина од делот е прикажана како номинален (идеален) геометриски елемент ①, како и неговата оска ② која е означена како референтен елемент B.
- Цилиндричната површина од реален дел ③ има нерамнини.
- Со земање/снимање на точки од реалната површина се формира изведена површина ④, како „облак“ од мерни податоци.
- Кон мерните податоци се придружува идеален облик – симулатор во форма на најмал опишан цилиндар ⑤, чија оска ⑥ е исто така идеален геометриски елемент.
- Оската ⑦ на опишаниот цилиндар е **симулираниот референтен елемент**, во однос на кој се одредува толерантното поле.

4.2.1 Симулирани референтни елементи

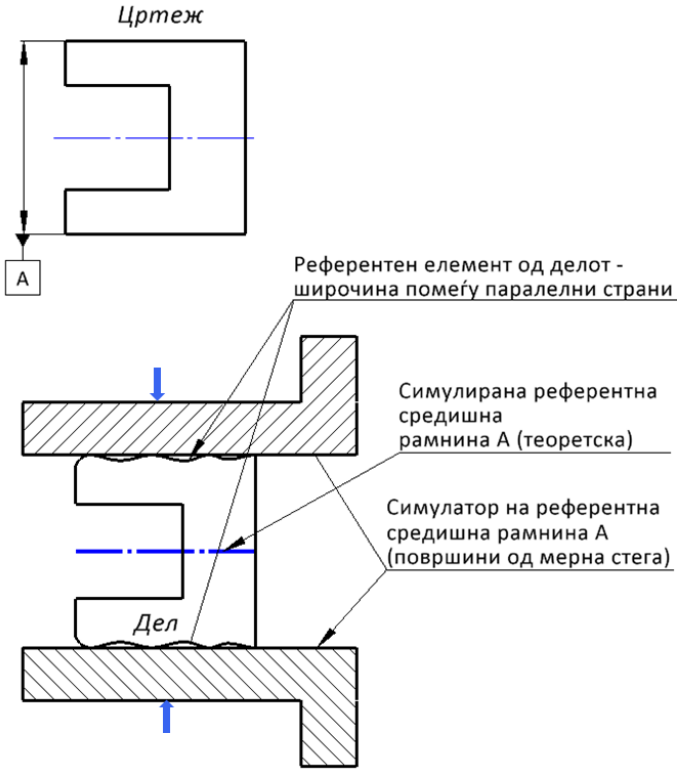
На сл. 4.5, 4.6 и 4.7 се претставени три примери на симулатори на референтен елемент. На сл. 4.5, допирот со мазна мерна површина е од долу, теоретски во три највисоки точки. Доколку постои извесно клатење на делот, треба да се одбере положбата при која делот е стабилен и растојанието помеѓу референтната површина на делот и површината на мерната опрема е најмало.



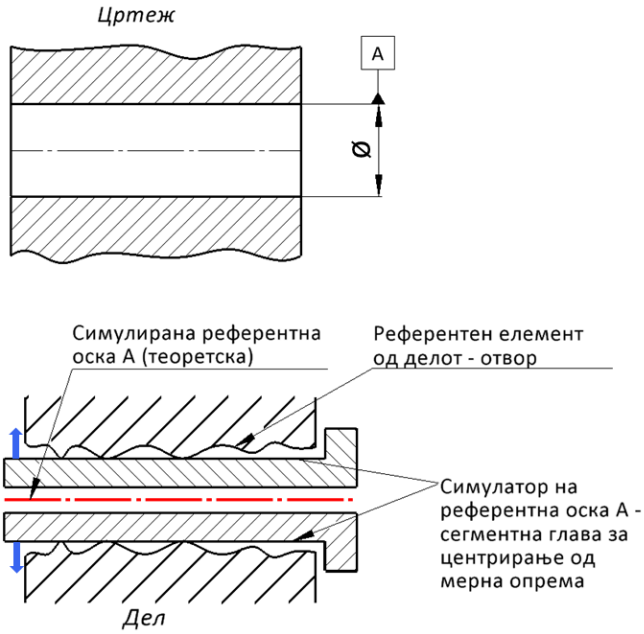
Сл. 4.5. Рамна страница како референтен елемент

На сл. 4.6, делот е поставен помеѓу две стеги од мерна опрема кои симулираат идеална средишна рамнина. Делот е допрен од надвор на две паралелни страници (на најмало растојание при допир од надвор).

На сл. 4.7, отворот е поставен на сегментна стегачка глава (футер) од мерна опрема, која симулира идеална оска. Делот е допрен од внатре на површината на отворот (по најголемиот впишан цилиндар). Футерот се состои од најмалку три сегменти кои се изработени многу прецизно и можат да се движат така што да го центрираат отворот.



Сл. 4.6. Средишна рамнина на широчина на дел, како референтен елемент



Сл. 4.7. Оска на отвор како референтен елемент

4.3 РЕФЕРЕНТЕН СИСТЕМ

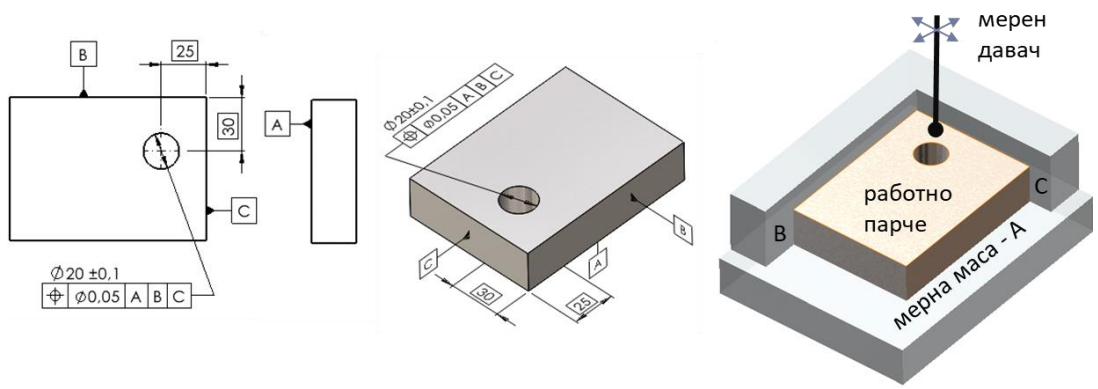
Референтен систем се формира од два или три референтни елементи според одреден редослед. Редоследот на елементите во референтниот систем е важен и затоа се именуваат со **ПРВ, ВТОР И ТРЕТ РЕФЕРЕНТЕН ЕЛЕМЕНТ.** Методологијата која се однесува на означувањето и разбирањето на референтните системи е опфатена во стандардот ISO 5459.

Референтен систем се користи со цел:

- да се одреди теоретски точен правец и/или положба на толерантното поле за толерираниот геометриски елемент,
- да се дефинира исходиште (координатен систем) во однос на кое се мери положбата и други геометриските карактеристики на толерантните полиња за геометриските елементи на делот;
- да овозможи поставување (притегање) на работното парче за време на контролата, така што контролата да е еднозначна и повторлива.

На сл. 4.8а,б е зададена толеранција на положба за оската на отвор ∅20 mm, во 2Д-цртеж и во 3Д-модел. Референтниот систем се состои од три заемно нормални рамнини А, В и С од делот, кои се впишани во рамката со која е зададена толеранцијата.

Симулираните референтни рамнини од мерната опрема се состојат од мазна мерна маса А и мазни рамни површини В и С од мерни призми. Аглите помеѓу А, В и С на мерната опрема се теоретски точни 90°. На сл. 4.8в е претставено како стои работното парче во однос на мерната опрема.

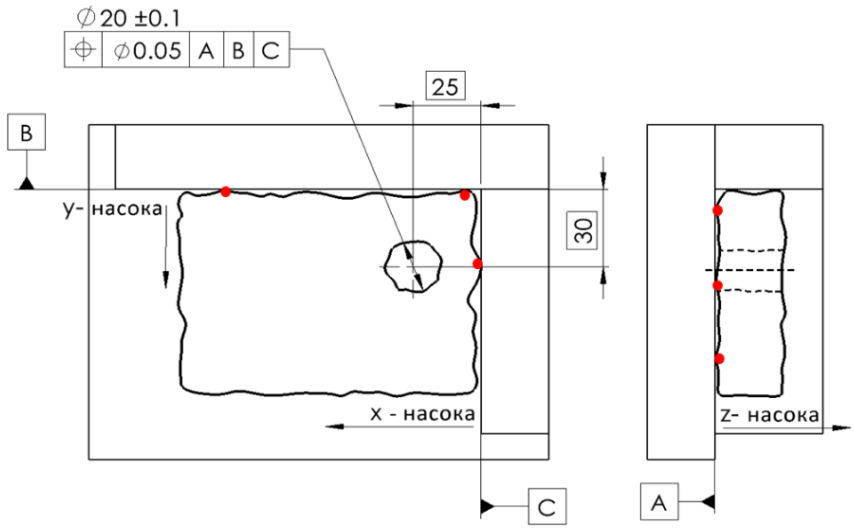


а) б) в)

Сл. 4.8. Референтен систем за геометриска толеранција на положба на оска на отвор, кој се состои од три заемно нормални рамнини А, В и С

На сл. 4.9, делот од сл.4.8 е прикажан со зголемени нерамнини за да се истакне разликата во бројот на точки по кои делот се допира кон А-првата, В-втората и С-

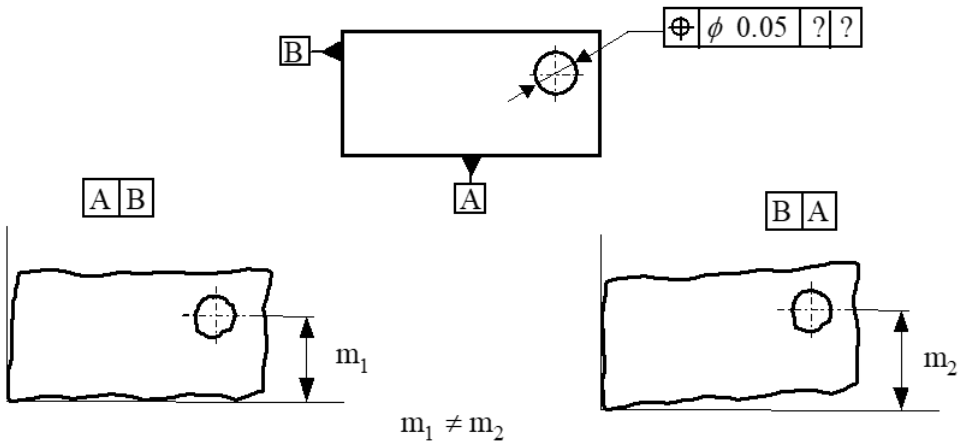
третата симулирана референтна рамнина, и тоа: А-три точки , В-две точки, С-една точка (означени со црвено).



Сл. 4.9. Правилно потпрен дел кон референтните рамнини А, В и С

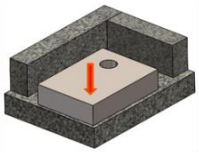
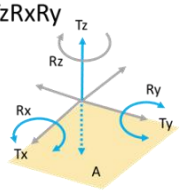
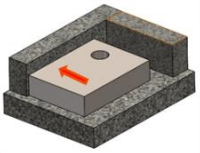
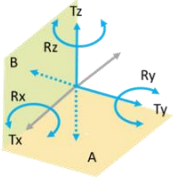
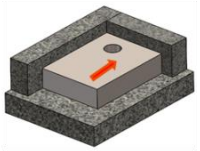
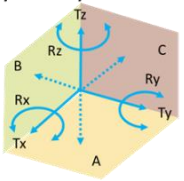
Површината која се одбира за прв референтен елемент треба да биде со поголеми димензии, за подобро да се стабилизира делот и поточно да се одреди отстапувањето на толерираниот геометриски елемент (сл.4.10). Пред сè, важно е да се внимава на редоследот на прикрепување на делот кон референтните елементи, за при повторни мерења да се добијат исти вредности.

Од сл. 4.10 се гледа дека измерените отстапувања m_1 и m_2 на истата мера за положба на оската на отвор зависат од редоследот на прикрепување на делот кон референтните рамнини А и В (прва р.р. А, втора р.р. В, и обратно, прва р.р. В, втора р.р А).



Сл.4.10. Разлика во мерењата заради различен редослед на прикрепување на делот кон референтните рамнини А и В

Табела 4.2. Пример на редослед на прикрепување на дел во референтен систем

Редослед на поставување на делот	**Насока на движење**	**Идеален елемент**	**Ограничени степени на слобода** (сино)	мери кои што се мерат во однос на реф. систем
1. се доведува во допир со **првата р. р. А**, **во <u>три</u> нејзини највисоки точки**		Рамнина	TzRxRy 	растојанија од рамнина А (z-насока) и агли во однос на А (околу x и y оски)
2. се доведува во допир со **втората р.р. В**, во најмалку **<u>две</u> нејзини највисоки точки**		Рамнина и права во неа	TzRxRy + Ty Rz 	претходните + растојанија од <u>пресечна линија на р.р. А и В</u> (y-насока) и агли во однос на линијата (околу z оска)
3. се доведува во допир и со **третата р. р. С**, во **<u>една</u> нејзина највисока точка**		Рамнина, права и точка на неа	TyTzRxRyRz +Tx 	претходните + растојанија од <u>пресечната точка на р.р. А, В и С</u>

Прикрепувањето на делот кон референтниот систем соодветствува на редоследот на референтните елементи во рамката за геометриската толеранција. Во табела 4.2 е претставено постапното формирањето на референтниот систем составен од три заемно нормални референтни рамнини. Секоја референтна рамнина контролира соодветни степени на слобода, што значи дека точно се знае кое растојание или агол од каде се мери. Референтниот систем може да се смета за начин на постапно ограничување на степените на слобода на толерантното поле.

Референтниот систем е правилен, ако СЕКОЈ СЛЕДЕН РЕФЕРЕНТЕН ЕЛЕМЕНТ КОНТРОЛИРА БАРЕМ ЕДЕН НОВ РАЗЛИЧЕН СТЕПЕН НА СЛОБОДА.

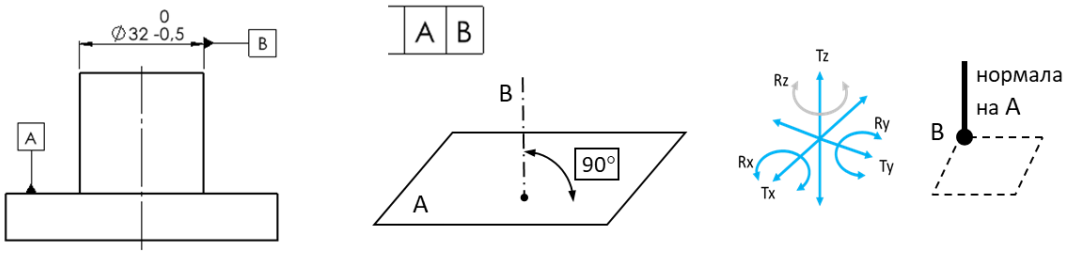
Референтните елементи се симулирани од мерната опрема и се заемно ограничени со теоретски точни мери (растојанија и агли), при што се формира референтен систем и соодветен координатен систем.

Растојанијата и аглите помеѓу референтните елементи, како и од референтните елементи до толерантното поле, се теоретски точни мери – БАЗНИ МЕРИ. Мерната опрема е со висок квалитет, не само на површините, туку и мерите (растојанија и агли).

- Теоретски точните мери се со толеранција нула (базни мери) и се оградуваат со рамка. Нивната толеранција всушност е зададена со геометриска толеранција (на правец, положба или профил).
- Некои теоретски точни мери се имплицитни (се подразбираат) и тоа: растојание 0 (допир, коаксијалност, тангентност), агол 0° (паралелност), агол 90° (нормалност) и слично.

Пример 1

На цртежот на сл. 4.11а се означени два референтни елементи и тоа, референтна рамнина А и референтна оска В. Тие формираат референтен систем АВ, кој е скициран на сл. 4.11б. Во овој референтен систем, координатниот почеток е во прободот на оската В со рамнината А. Ротацијата околу оската z не е ограничена (сл.4.11в) и не може да се мерат агли околу неа. Аглите околу оските x и y се мерат во однос на А, а не во однос на В, затоа што В всушност е точка!

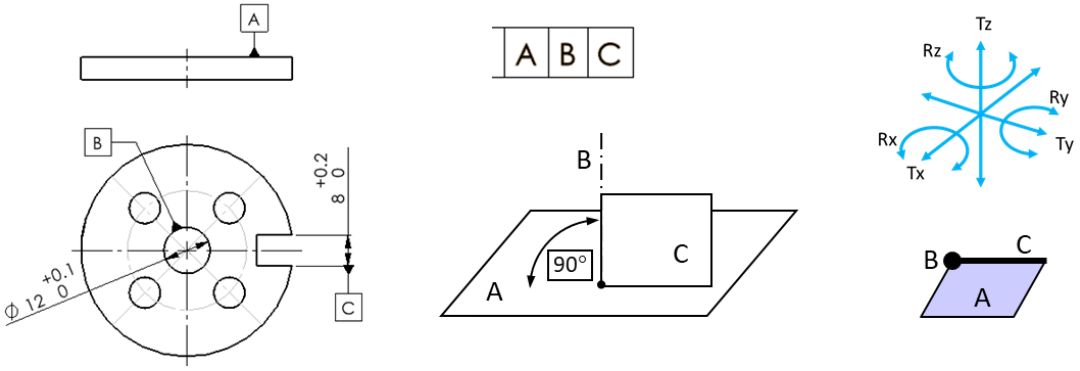


а) б) в)

Сл. 4.11. Референтен систем формиран од рамнина А и оска В нормална на неа

Пример 2

На цртежот на сл. 4.12а се означени три референтни елементи: референтна рамнина А, референтна оска В на цилиндричен отвор ø12 mm, нормална на р.р. А и референтна средишна рамнина С на жлеб со широчина 8, нормална на р.р. А и која минува низ р.о. В. Тие формираат референтен систем АВС, кој е скициран на сл. 4.12б.



а) б) в)

Сл. 4.12. Референтен систем формиран од рамнина А, оска В и средишна рамнина С

Во овој референтен систем, координатниот почеток е во прободот на оската B со рамнината A. Ограничени се сите степени на слобода (сл.4.12в) и може да се мерат сите должини и агли.

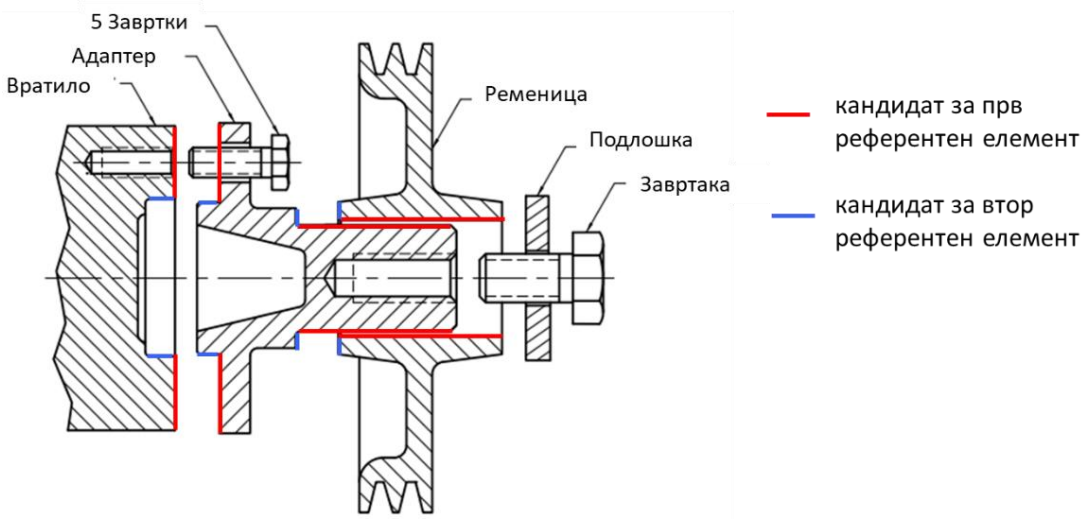
Притоа се формира координатен систем x y z, како на 4.2в. Во однос на рамнината A може да се мерат растојанија во z-насока, како и агли околу x-насока и y-насока. Оската B одредува точка во пробод со A, од која може да се мерат растојанија долж x-оската и y-оската. Средишната рамнина C одредува права во рамнината A, во однос на која може да се мери агол околу z-оската.

4.3.1 Правила за избор на референтни површини

Референтните површини од делот треба да бидат:

1. **функционални** – да бидат во функција на точно прикрепување на делот во склоп,
2. **достапни** – при изработката и контролата да може да се доведат во допир со помагала,
3. **повторливи** – квалитетни, за да се сведе на минимум можноста за клатење на делот во однос на референтната површина,
4. **претставителни** – доволно големи во однос на други слични површини, за да се осигури стабилност на делот при изработка и контрола.

Препознавањето на површините кои се добри кандидати за референтни елементи се прави со разгледување на нивната функција, начинот на поставување на деловите во склоп, големината и квалитетот на површините. Важен е и редоследот на монтажа на деловите во склопот.



Сл. 4.13. Разгледување подобни површини за референтни елементи во склоп

Начинот на прикрепување на делот кон референтните елементи треба да одговара на начинот на прикрепување на делот во склоп. ФУНКЦИОНАЛНО

ВАЖНИ СЕ НАЈЧЕСТО ОНИЕ ПОВРШИНИ ПО КОИ ДЕЛОТ СЕ ДОПИРА СО ДРУГИ ДЕЛОВИ ВО СКЛОПОТ ЗАРАДИ ОСТВАРУВАЊЕ ОДРЕДЕНА ФУНКЦИЈА.

При спојување на ременицата со адаптерот на сл. 4.13, цилиндричниот спој е со најголеми димензии и ги ориентира заемно двата дела (означено со црвено). Површините од тој спој се кандидати за прв референтен елемент, како за ременицата, така и за адаптерот. Како кандидати за втори референтни елементи кај двата дела, се јавуваат двете странични површини означени со сино, каде треба да се потпре ременицата на адаптерот. Ременицата се притега централно со завртка со подлошка и трет референтен елемент не е потребен. Должинските мери не се критични од аспект на толеранциите, затоа што притегањето е со завртка (како регулатор на растојанието).

При спојување на адаптерот со вратилото, спојот со најголеми димензии е по вертикална рамна површина, така што површините од тој спој се добри кандидати за први референтни елементи, како за адаптерот, така и за вратилото. Овој спој е осигурен со 5 завртки распоредени по кружница. Цилиндричниот спој во средината дава добри кандидати за втори референтни елементи, кои овозможуваат заемно центрирање на деловите. Трет референтен елемент не е потребен.

Онака како што во реалноста делот се поставува во склоп, така треба да се поставува и при изработка и при контрола, а така ќе се постави и на своето место во склопот готов дел при монтажа. На тој начин се постигнува најдобра прецизност при најмали трошоци.

Ако се користат различни референтни елементи за монтажа, изработка и контрола, може да се случи делот да не може да се изработи, монтира или да биде премногу скап.

Површини со подобар квалитет и поголеми димензии овозможуваат стабилно поставување на делот и прецизна контрола на отстапувањата на други геометриски елементи. Референтните површини со мала должина можат да доведат до голема несигурност при мерењето и затоа треба да се одбегнуваат, особено како први референтни елементи.

4.3.2 Примена на репери

Кога постои можност за поинтензивно клатење на делот при поставување на референтна површина, тоа може да доведе до слаба повторливост на резултатите од мерењата. На сл. 4.14 е прикажана со зголемени отстапувања површина на дел кај која постои можност да се добијат позначајни разлики во мерењата поради можноста за клатење на делот.

Сл.14. Клатење на дел поради слаб квалитет на површината за потпирање

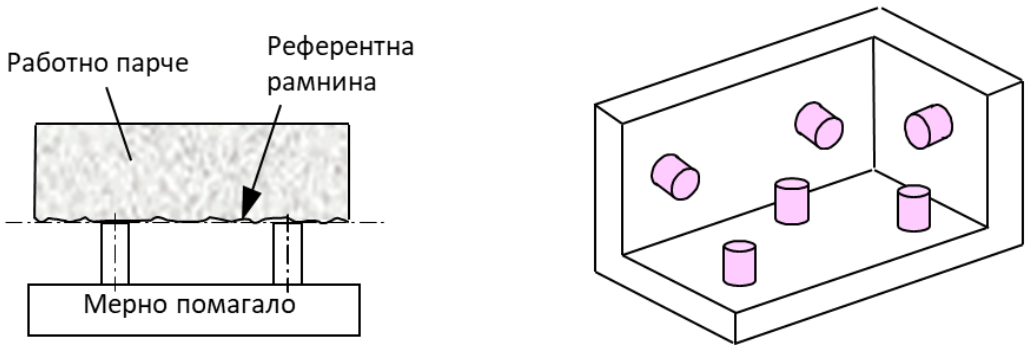
Кај деловите со груби површини, или специфичен облик (одливки, отковки), наместо целата површина, се користат нејзини делови наречени **репери**. Реперите може да бидат во облик на круг, квадрат, линија, точка и друго (табела 4.3).

На пример, кога три заемно нормални референтни рамнини А, В и С (сл. 4.15.а) се симулираат со кружни репери, првата референтна рамнина треба да се симулира со три репери (А1, А2 и А3), втората на два (В1 и В2) и третата со еден репер (С1), како на сл. 4.15.б. Користени се кружни репери со Ø10, кои се означуваат со симболи за репери (круг со хоризонтална линија) и се котирани соодветно со базни мери во однос на координатен систем формиран од А, В и С, како на сл. 4.15.в. Во горниот дел на симболот е впишан дијаметарот на реперот, а во долниот дел е впишан називот на реперот.

Табела 4.3. Симболи за репери

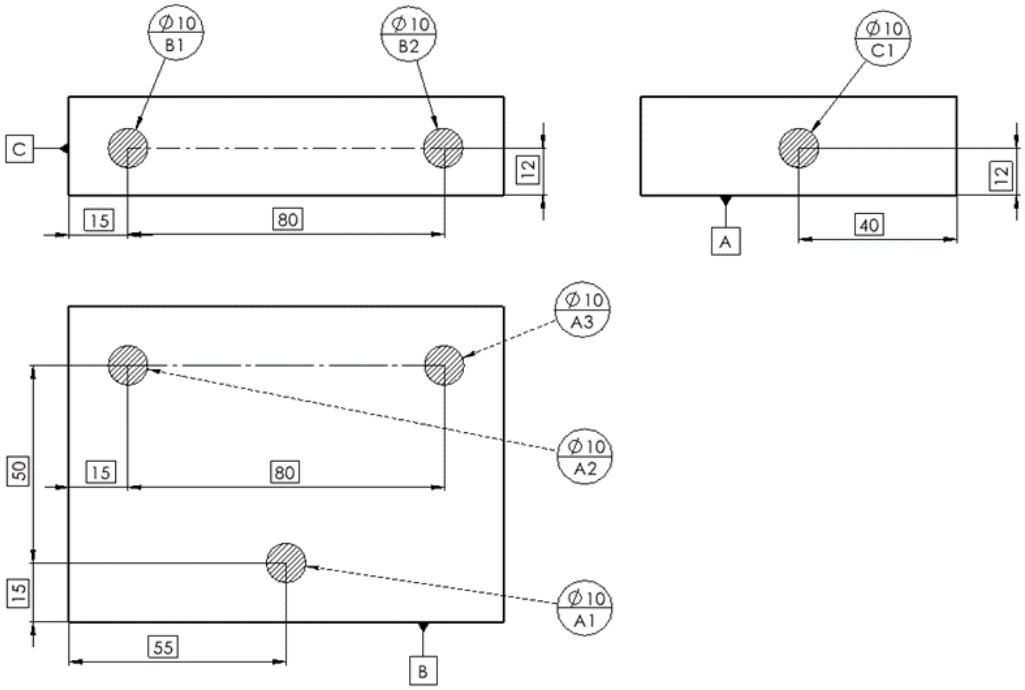
Вид на репер	**Симбол**
Поединечен репер	
Подвижен репер	
Точкест репер	
Линиски репер	
Кружен линиски репер	
Површински репер	

На сл. 4.17 е претставен дел со сложен облик кој е прицврстен со неподвижни и подвижни репери. Со трите точкести репери А1, А2 и А3 се симулира референтен елемент А за потпирање од долу, слично на рамнина. Со линиските репери В1 и В2 поставени под агол, се центрира делот во однос на поголемиот цилиндар, како референтна оска В. За да се отстрани можноста за ротација на делот, се користат два симетрично поставени подвижни точкести репери С1 и С2, кои симулираат референтна средишна рамнина С.

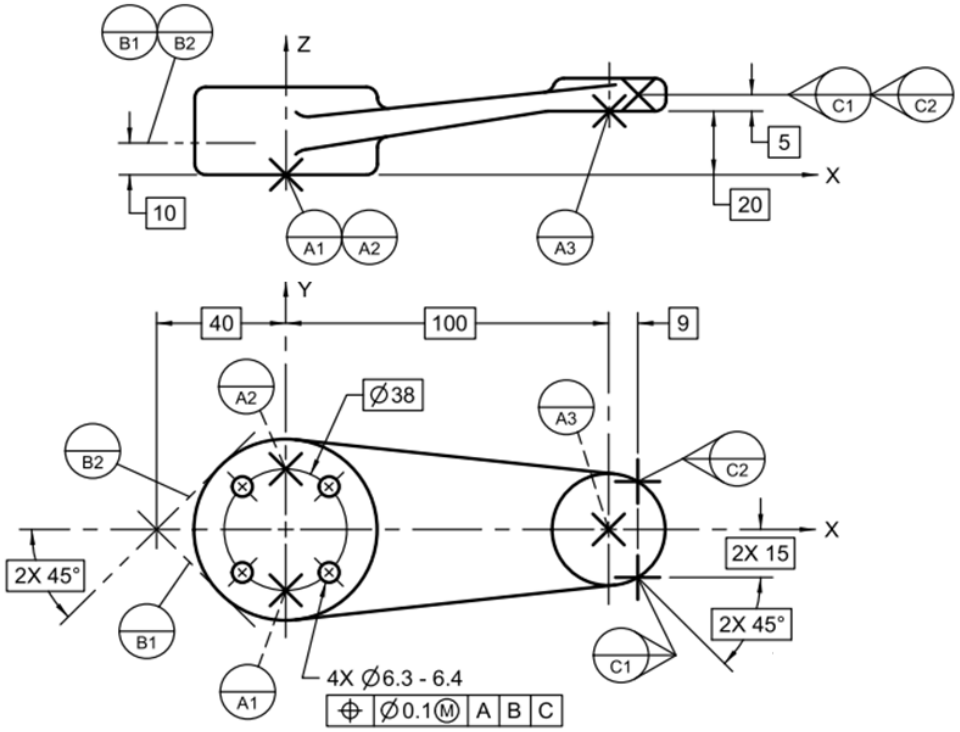


а) б)

Сл. 4.15 Потпирање на дел кон референтни рамнини симулирани со репери



Сл. 4.16. Референтни рамнини заменети со кружни репери



Сл. 4.17. Дел прикрепен со повеќе неподвижни и подвижни репери од ASME Y14.5

5 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ

5.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ

Толеранциите на правец го ограничуваат **отстапувањето на аголот помеѓу два геометриски елементи.** Се задаваат помеѓу две рамнини, права и рамнина, или две прави.

Толеранции на правец се:

- нормалност – за агол еднаков на 90°
- паралелност – за агол од 0°
- аголност – за агли со различна големина

Толерантното поле за правец е тридимензионално. За рамнина, толерантното поле е ограничено со две паралелни рамнини, а за оска е цилиндрично или може да е ограничено со две паралелни рамнини, кога отстапувањето на оската се контролира само во одредена насока.

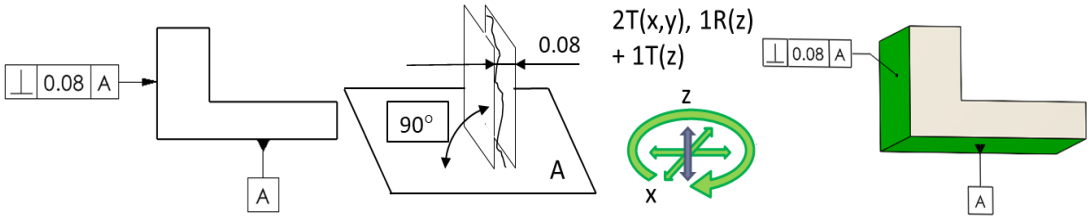
5.2 НОРМАЛНОСТ

Со толеранцијата на нормалност се одредува толерантно поле за дозволеното **отстапување од прав агол на толерираниот елемент, во однос на друг геометриски елемент**. Толеранција на нормалност е претставена со примерот на сл. 5.1 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на нормалност за вертикална површина од дел** (цртеж, сл. 5.1а).
- **Во примерот, сите точки земени од реалната површина треба да се наоѓаат во ТОЛЕРАНТНО ПОЛЕ КОЕ Е ОГРАНИЧЕНО СО ДВЕ ПАРАЛЕЛНИ РАМНИНИ НА РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ТОЛЕРАНЦИЈАТА,** 0.08 mm (скица, сл. 5.1б).
- **ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ Е НОРМАЛНО НА РЕФЕРЕНТНИОТ ЕЛЕМЕНТ,** рамнина А.

Толеранцијата на нормалност го ограничува отстапувањето од идеален агол **90°** кој го зазема толерантното поле во однос на референтната рамнина А (скица, сл. 5.1б). Аголот 90° се подразбира и обично не се котира (3Д-модел, сл. 5.1г).

Толерантното поле, има можност за две транслации и една ротација (зелени стрелки) (скица, сл. 5.1в) во однос на референтната рамнина А, но е инваријантно при транслација во насока z (сива стрелка).



а) б) в) г)

Сл. 5.1. Толеранција на нормалност за вертикалната рамнина, во однос на референтна рамнина А, на цртеж (а), скица на толерантното поле (б), степени на слобода (в) и толеранција на нормалност вградена во 3Д-модел (г)

Пример 1

Следниот пример се однесува на толеранција на нормалност за оска на цилиндар во однос на референтна рамнина, зададена за делот на сл. 5.2а.

Прво се отчитува толеранцијата за рамност за долната површина, која ѝ претходи на толеранцијата за нормалност.

- Зададена е толеранција на рамност на долната површина на делот.
- Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.03 (сл. 5.2в).

Според редоследот на полињата од рамката со која е зададена толеранцијата, потоа се чита толеранцијата за нормалност.

- Зададена е толеранција на нормалност на оската на цилиндарот ø40.
- Толерантното поле е цилиндрично со дијаметар ø0.04 (сл. 5.2г).
- Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А.

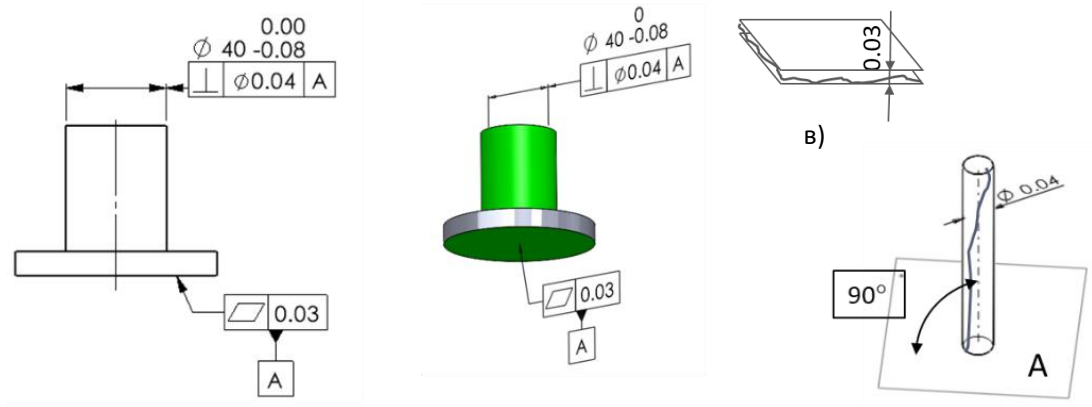
Толерантните полиња и референтниот елемент прикажани на скиците сл. 5.2в и сл. 5.2г се теоретски елементи.

Пример 2

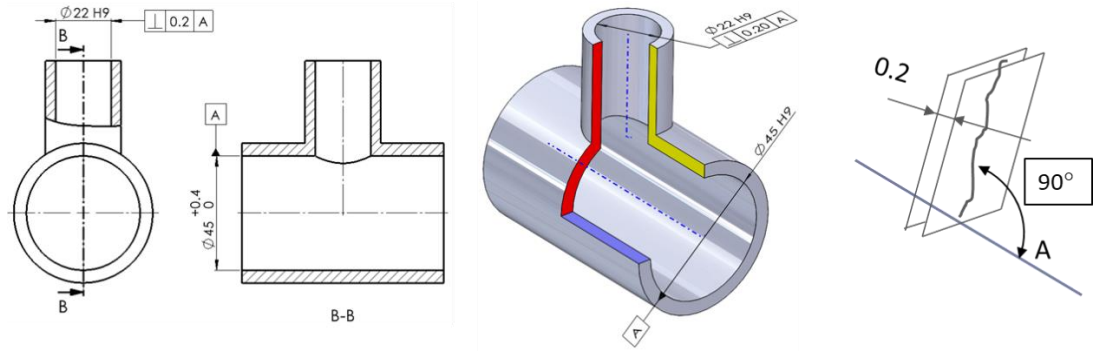
Во следниот пример е зададена толеранција на нормалност за оската на помалиот цилиндричен отвор со ø22, во однос на оската на поголемиот отвор со ø45, која претставува референтна оска А. На сл. 5.3а,б делот е прикажан во ортогонални проекции и во коса проекција. Скицата на толерантното поле е дадена на сл. 5.3б.

Зададената толеранција се отчитува на следниот начин:

- Зададена е толеранција на нормалност на оската на отворот со ø22.
- Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.2 (сл. 5.3в).
- Толерантното поле е нормално на референтната оска А од поголемиот отвор.



Сл. 5.2. Дел со толеранција на рамност и нормалност на оска, на цртеж (а), вградени во 3Д-модел (б), скица на толерантно поле за рамност (г) и нормалност на оска (г)



Сл. 5.3. Дел со толеранција на нормалност на оска на помалиот отвор во однос на референтна оска А од поголемиот отвор (а), скица на толерантното поле (б)

5.3 ПАРАЛЕЛНОСТ

Со толеранцијата на паралелност се одредува толерантно поле за дозволеното отстапување од паралелност (агол 0°) на толерираниот елемент, во однос на друг геометриски елемент.

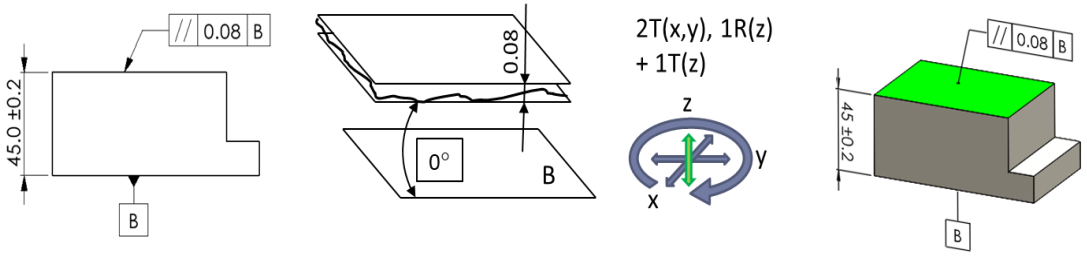
Толеранција на паралелност е претставена на сл. 5.4 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на паралелност за горната рамна површина на дел** (цртеж, сл. 5.4а).
- **Сите точки земени од реалната површина треба да се наоѓаат во ТОЛЕРАНТНО ПОЛЕ ОГРАНИЧЕНО СО ДВЕ ПАРАЛЕЛНИ РАМНИНИ НА РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ЗАДАДЕНАТА ТОЛЕРАНЦИЈА**, 0.08 mm (скица, сл. 5.4б).
- **ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ Е ПАРАЛЕЛНО СО РЕФЕРЕНТНИОТ ЕЛЕМЕНТ,** рамнина B.

Толеранцијата на паралелност го ограничува отстапувањето од идеален агол **0°** кој го зазема толерантното поле во однос на референтниот елемент, **НЕ** растојанието! (скица, сл. 5.4б).

Толерантното поле има еден активен степен на слобода, транслација во насока z (зелената стрелка на сл. 5.4в). Во однос на преостанатите две транслации и една ротација (сиви стрелки) е инваријантно, односно не се менува.

3Д-модел со вградена толеранција на паралелност е прикажан на сл. 5.4г. Пред да се зададе толеранцијата на паралелност, треба да се зададе толеранцијата на мерата за висина на делот.



а) б) в) г)

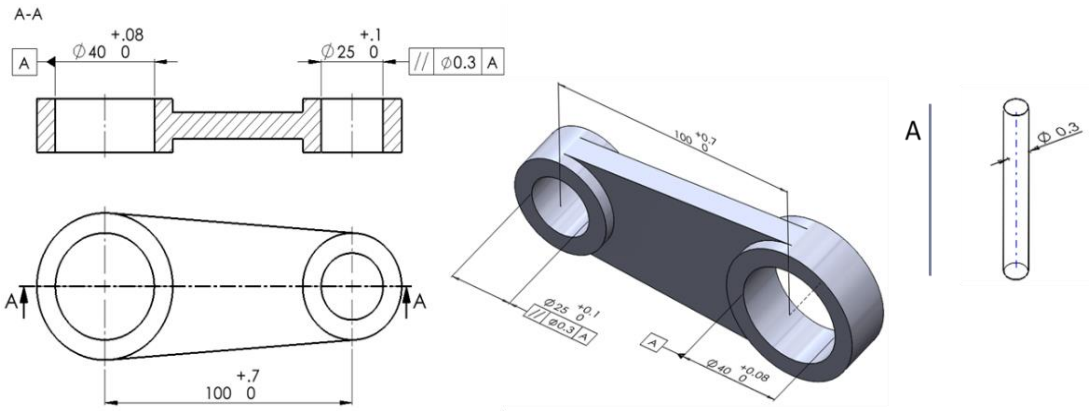
Сл. 5.4. Толеранција на паралелност зададена за горната рамна површина во однос на долната референтна рамнина B (а), скица на толерантното поле (б), степени на слобода (в) и претставување во 3Д-модел (г)

Пример 3

Во следниот пример даден на сл. 5.5 а,б е зададена толеранција на паралелност за оската на отворот ø25 во однос на оската на отворот ø40 која претставува референтна оска A. Толеранцијата се отчитува според редоследот на полињата во рамката на толеранцијата:

- Зададена е толеранција на паралелност за оската на помалиот отвор со ø25.
- Толерантното поле за оската е цилиндар со ø0.3.

Толерантното поле е паралелно со референтната оска А, од поголемиот отвор, како што е претставено на сл. 5.5в.

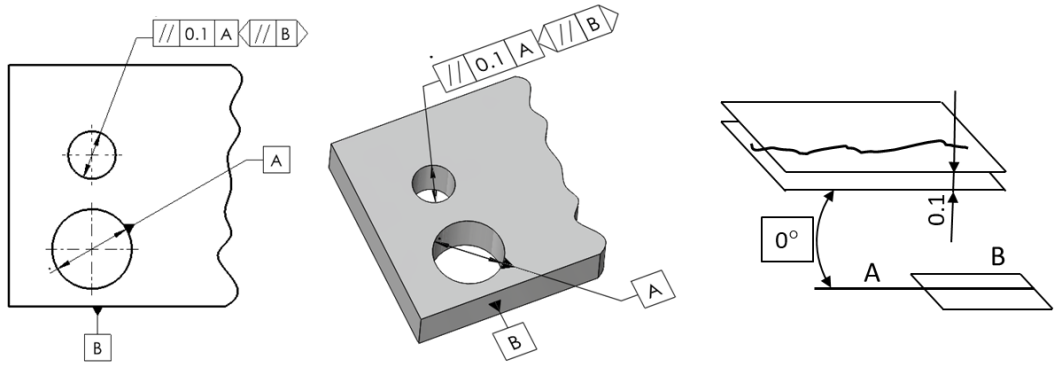


а) б) в)

Сл. 5.5. Паралелност на оска на цилиндар во однос на референтна оска А

Пример 4

Во примерот на сл. 5.6а,б е зададена толеранција на паралелност за оската на помалиот отвор во однос на оската на поголемиот отвор, која претставува референтна оска А. Толеранцијата се отчитува според редоследот на полињата во рамката на толеранцијата:



а) б) в)

Сл. 5.6. Толеранција на паралелност за оска во однос на референтна оска А, чија аголна ориентација е определена во однос на рамнина В

- Зададена е толеранција на паралелност за оската на помалиот отвор.
- Толерантното поле за оската е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.1, сл. 5.6в.
- Толерантното поле е паралелно со референтната оска А. Ориентацијата на толерантното поле околу оската А е одредена со рамнината В, симбол // B.

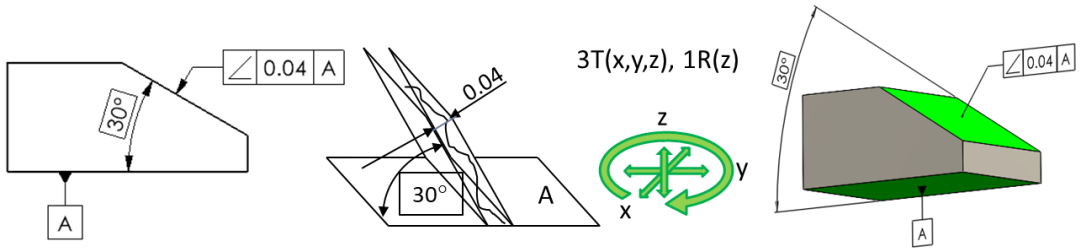
Цртежот и 3Д-моделот на детаљ од делот, претставен на сл. 5.6а,б, е со толеранции означени според ISO стандардот 1101. Означувањето на **аголната ориентација на толерантното поле**, е прикажана со дополнителен симбол додаден на рамката за толеранцијата за паралелност. Треба да се напомне дека толерантното поле е паралелно со референтната оска А, а не со рамнината В! Рамнината В ја одредува аголната ориентација на толерантното поле околу оската А.

5.4 АГОЛНОСТ

Со толеранцијата на аголност се одредува толерантно поле за **дозволеното отстапување од зададен агол** на толерираниот елемент, во однос на друг геометриски елемент.

Толеранција на аголност е претставена на сл. 5.7 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на аголност за косата рамна површина на делот (2Д-цртеж, сл. 5.7а).**
- **Во примерот, сите точки земени од реалната површина треба да се наоѓаат во ТОЛЕРАНТНО ПОЛЕ ОГРАНИЧЕНО СО ДВЕ ПАРАЛЕЛНИ РАМНИНИ НА РАСТОЈАНИЕ КОЛКУ ЗАДАДЕНАТА ТОЛЕРАНЦИЈА, 0.04 (скица, сл. 5.7б).**
- **ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ Е ПОСТАВЕНО ПОД ТЕОРЕТСКИ ТОЧЕН АГОЛ 30° ВО ОДНОС НА РЕФЕРЕНТЕН ЕЛЕМЕНТ, рамнината А.**



а) б) в) г)

Сл. 5.7. Толеранција на аголност зададена за косата страна (а), толерантно поле помеѓу две паралелни рамнини (б)

Во овој пример, **толеранцијата на аголност го ограничува отстапувањето од идеален агол 30°** кој го зазема толерантното поле во однос на референтната рамнина А (скица, сл. 5.7б).

Толерантното поле има 2 транслации и 1 ротација (2Т, 1R) (сл. 5.7в) во однос на референтната рамнина А.

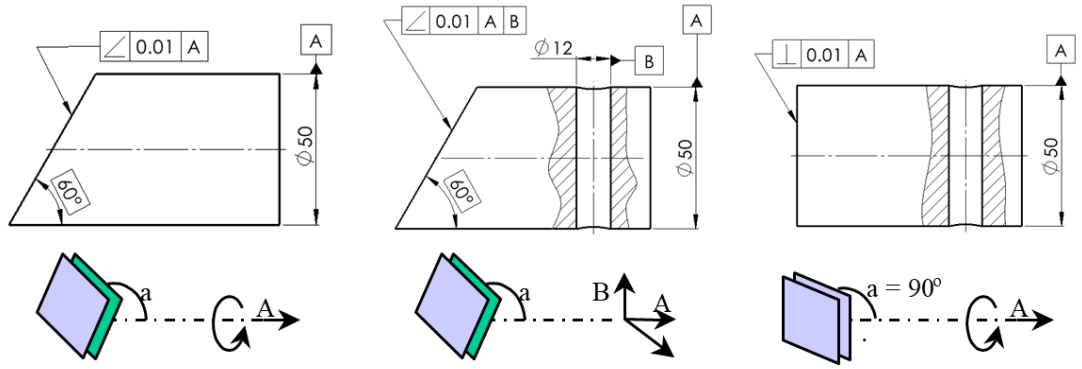
При вградување на толеранција на аголност во 3Д-модел (сл. 5.7г), базната мера за аголот се вградува автоматски.

5.5 СПЕЦИФИЧНОСТИ НА ТОЛЕРАНЦИИТЕ НА ПРАВЕЦ

За контрола на сите толеранции на правец, теоретски е доволен еден референтен елемент, но во пракса често се применува и втор, особено при толеранција на аголност.

При аголност, толерантното поле има повеќе степени на слобода, што значи дека потешко се стабилизира, така што потешко се проверува дали мерните податоци од површината може да се сместат во толерантното поле.

На сл. 5.8а, толерантното поле за аголност може да ротира околу референтната оска А. За да се стабилизира толерантното поле, искористена е оска на отвор В како втор референтен елемент. Толерантното поле за нормалност на сл. 5.8в е инваријантно во однос на ротација околу оската А, така што втор референтен елемент не е потребен.



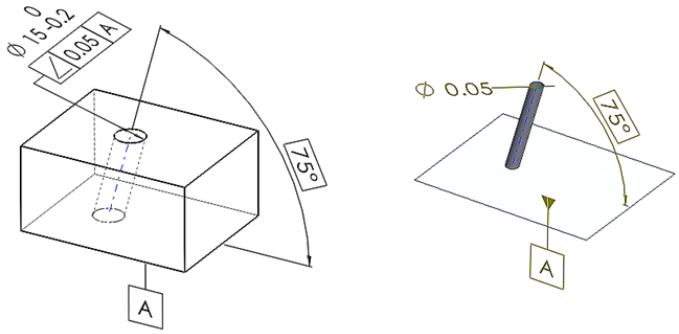
а) б) в)

Сл. 5.8. Стабилност на толерантното поле за правец кога еден референтен елемент не е доволен (а), со два референтни елементи (б), доволен е еден референтен елемент (в)

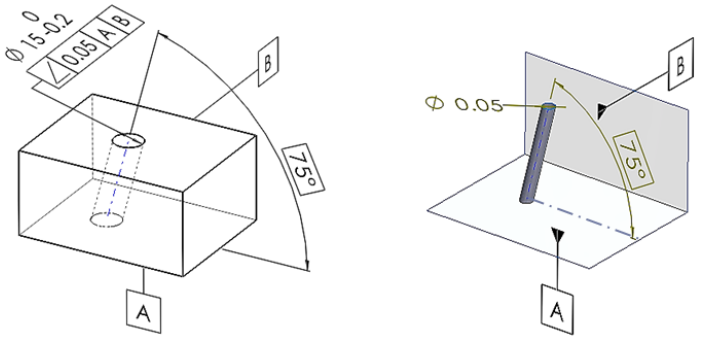
Пример 5

Во следниот пример е зададена толеранција на аголност за оската на косиот отвор во однос на долната страна на делот, која претставува референтна рамнина А. Како втор референтен елемент се користи страната В. Толеранцијата се отчитува според редоследот на полињата во рамката на толеранцијата:

- Зададено е толерантно поле за аголност на оската на косиот отвор.
- Толерантното поле е цилиндар со ø0.05.
- Толерантното поле е под агол од 75° во однос на референтната рамнина А и неговата ротација околу вертикалната оска е ограничена со референтната рамнина В (паралелно е со правата во пресек на А и В).



а)



б)

Сл. 5.9. Толеранција на аголност за кос отвор во однос на референтната рамнина А (а), каде втората референтна рамнина В помага за полесно ориентирање на толерантното поле (б)

6 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПОЛОЖБА

6.1 ОПШТО ЗА ТОЛЕРАНЦИИТЕ НА ПОЛОЖБА

Толеранциите на положба, заедно со толеранциите на профил се главни алатки за димензионирање и толерирање на функционално важните геометриски елементи од деловите. Функционално важни се овие елементи кои овозможуваат прецизно поставување на соодветно место и спојување на деловите во склоп. Тука спаѓаат оски на отвори, жлебови, групи на отвори, испакнати или вдлабнати форми и друго.

Толеранциите на положба овозможуваат да се зададе ПОЛОЖБАТА И ДОЗВОЛЕНОТО ОТСТАПУВАЊЕ НА ТЕОРЕТСКИ ТОЧНИ (ИЗВЕДЕНИ) ГЕОМЕТРИСКИ ЕЛЕМЕНТИ, како што се оска на отвор, средишна рамнина на жлеб, центар на сфера и слично, ВО ОДНОС НА РЕФЕРЕНТЕН СИСТЕМ.

Толеранцијата на положба се користи за теоретски елементи изведени од **геометриски елементи со сопствена мера**. Положбата на отвор се задава со теоретски точни мери за растојанието до неговата оска од референтните елементи. Слично, положбата на жлеб се задава со теоретски точни мери за растојанието на неговата средишна рамнина, од референтен елемент. Теоретските елементи не постојат физички на делот, но може да се симулираат при контрола.

Толеранцијата на положба секогаш вклучува најмалку една МЕРА ЗА РАСТОЈАНИЕ. Мерата понекогаш може да биде и нула, односно да се подразбира, како кај коаксијални оски, колинеарни точки и друго. Геометриските елементи за кои се задава положбата се теоретски, така што и мерите со кои е определена нивната положба се теоретски (базни мери) и се впишани во рамка. **Толеранцијата на мерите кои ја одредуваат положбата, всушност е зададена со толерантното поле за положба.**

Толеранциите на положба често се користат за да се зададе распоредот на **групи на геометриски елементи** како отвори, жлебови и друго. Сите мери кои ја одредуваат заемната положба на елементите во групата се теоретски.

Толеранциите на положбата не се собираат (акумулираат) кога имаме надоврзани мери (не се формира мерна верига).

Со толеранцијата на положба може да се користи условот на максимум материјал, што овозможува дополнителни заштеди при производство.

Условот на максимум материјал многу често се користи со толеранција на положба за отвори за елементи за спојување и овозможува примена на поширок толеранции.

6.2 УСЛОВ НА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ

Условот на максимум материјал (УММ) - (анг. Maximum Material Condition - MMC) се применува за да се обезбеди непречено спојување на делови во склоп при економични (поширок) толеранции. Условот на максимум материјал се означува со Ⓜ. УММ може да се зададе **само за геометриски елементи со сопствена мера** (цилиндар, ширина на жлеб и др.).

Функцијата непречено спојување е важно да се запази кај речиси сите неподвижни посредни врски со зјај, како што се врските со завртки, заковки, чивии и слично, за да се овозможи брза и едноставна монтажа, а зјаевите може да се искористат за прифаќање на поголем број делови. Условот на максимум материјал е опфатен со стандардот МКС EN ISO 2692.

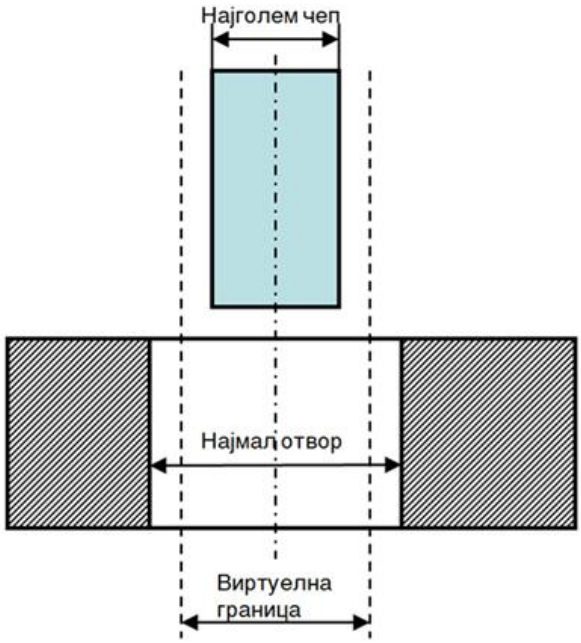
На сл. 6.1 се прикажани отвор и чеп со ист номинален дијаметар, при што толеранциите на нивните мери се такви што спојот е со зјај. Најлош случај на спојување е кога оската е изработена со најголема мера во рамките на толерантното поле, а отворот е со најмала мера во неговото толерантно поле, при што имаме **минимален зјај**. Минималниот зјај помеѓу елементите што се спојуваат може да се распредели (обично по половина) и на отворот и на оската во вид на дозволено геометриско отстапување. За да се искористи зјајот и притоа да се обезбеди напречено спојување, се запазува една **заедничка мера наречена виртуелна граница** (која е обично на средината на зјајот), како на сл. 6.1.

Кај отворот и кај оската во спој се запазува една заедничка мера, наречена ВИРТУЕЛНА ГРАНИЦА, со која минималниот зјај се распределува на двата елемента од спојот, во вид на геометриска толеранција.

Оската не смее да зафати простор поголем од виртуелната граница, а отворот не смее да навлезе во просторот ограничен со виртуелната граница.

Виртуелната граница за отворот D_v и за оската d_v најчесто се усвојуваат еднакви, освен ако е потребен загарантиран минимален зјај.

$$D_v = d_v$$



Сл. 6.1. Минимален зјај и виртуелна граница

За оската, виртуелната граница d_v се пресметува:

$$d_v = d_{max} + gt_{oska}Ⓜ$$

За отворот, виртуелната граница D_v се пресметува:

$$D_v = D_{min} - gt_{otvor}Ⓜ \ ,$$

каде: d_{max} - најголем дијаметар на оската

$gt_{oska}Ⓜ$ - геометриска толеранција при УММ за оската

D_{min} - најмал дијаметар на отворот

$gt_{otvor}Ⓜ$ - геометриска толеранција при УММ за отворот

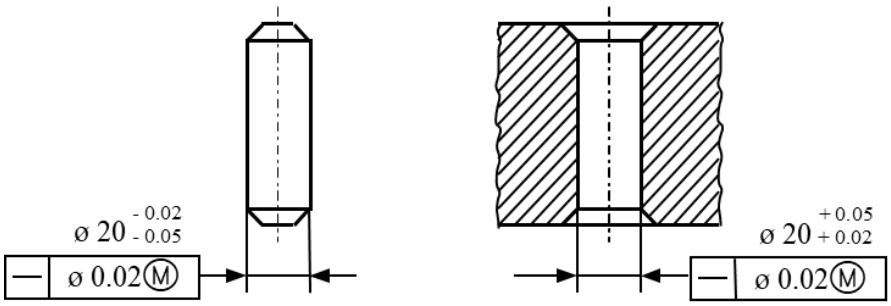
ПРИМЕР 1: Виртуелна граница

На сл. 6.2 се прикажани осовина и отвор, со геометриска толеранција на правост на оските при максимум материјал. Ако осовинката и отворот се изработат според зададените толеранции, тие треба непречено да се спојуваат.

Минималниот зјај Z_{min} се пресметува кога од најмалиот отвор D_{min} се одземе најголемата осовина d_{max} .

$$Z_{min} = D_{min} - d_{max}$$

ø20,02 - ø19,98 = 0,04



Сл. 6.2. Оска и отвор со геометриска толеранција при максимум материјал

Минималниот зјај е распределен на двата дела подеднакво во вид на геометриска толеранција gtⓂ за дозволено отстапување на правост на оските.

$gt\text{Ⓜ} = Z_{min} /2 = 0,02$

Кај отворот и кај оската е запазена една заедничка мера ø20, наречена виртуелна граница. Оската не смее да зафати простор поголем од ø20, а отворот не смее да навлезе во просторот ø20, како на сл. 6.3.

За оската, виртуелната граница d_v се пресметува:

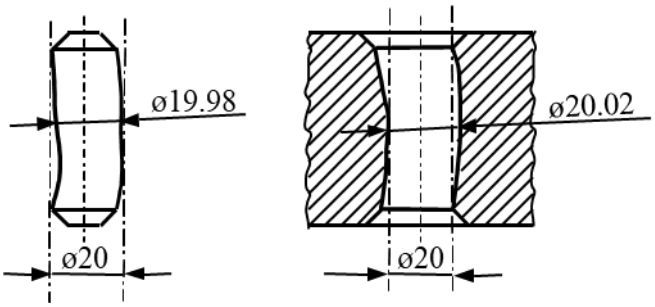
$dv = d_{max} + gt_{oska}\text{Ⓜ}$

ø19.98+0.02=ø20

За отворот, виртуелната граница D_v се пресметува:

$Dv = D_{min} - gt_{otvor}\text{Ⓜ}$

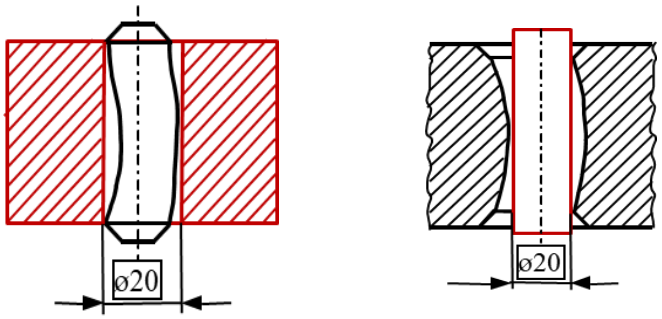
ø20.02-0.02=ø20 , при што $D_v = d_v$ = ø20



Сл. 6.3. Осовината и отворот мора да ја запазат виртуелната граница

Освен прифаќањето на поголем број на делови што може да се монтираат, предност на примената на условот на максимум материјал е и **едноставната контрола во услови на сериско производство.** Мерата на помагалото за контрола е колку виртуелната граница. Толеранциите за помагалата се многу мали во однос на толеранциите на делот, па ги сметаме за „идеални“.

За примерот од сл. 6.2, осовинката е добра ако може да навлезе во цилиндричен мерен отвор ø20 со должина колку осовината, сл. 6.4а. Отворот е добар ако низ него може да помине цилиндричен мерен трн ø20 со должина колку отворот, сл. 6.4б.



а) б)

Сл. 6.4. Контрола на толеранции со УММ (помагалото е означено со црвена боја)

Пример 2: Варијабилно толерантно поле

При примена на УММ, ГОЛЕМИНАТА НА ТОЛЕРАНТНОТО ПОЛЕ ЗА ГЕОМЕТРИСКАТА ТОЛЕРАНЦИЈА ВАРИРА, зависно од тоа со колкава мера во рамките на толерантното поле е изработен геометрискиот елемент.

Толерантното поле варира од најмало gt_{min} – колку што изнесува геометриската толеранција gtⓂ, до најголемо gt_{max} – колку што изнесува геометриската толеранција gtⓂ зголемена за толеранцијата на мерата t_m.

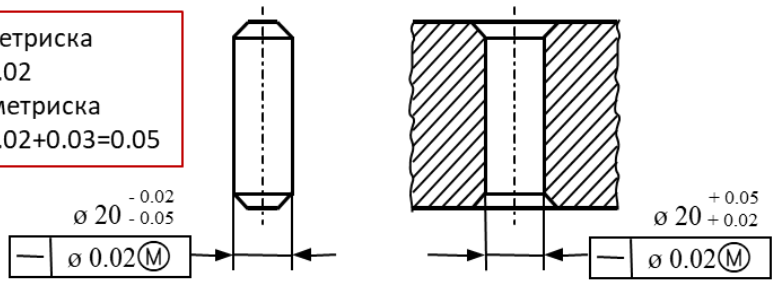
$$gt_{min} = gt\text{Ⓜ} \qquad gt_{max} = gt\text{Ⓜ} + t_m$$

На сл. 6.5, во посебни табели за оската и за отворот, е прикажана промената на големината на толерантното поле за геометриската толеранција на правост, во зависност од мерата со која е изработен делот во рамките на толерантното поле за мера. Геометриската толеранција во повеќето случаи реално е поголема од зададената и затоа се нарекува „бонус“ толеранција.

ПРИМЕР 3: Положба на толерантното поле при УММ

На сл. 6.6а е зададена толеранција на правост на оската при УММ, за цилиндарот ø10. Мерата при максимум материјал за дијаметарот на цилиндарот е ø10. При УММ, цилиндарот може да биде позакривен и да зафати простор до ø10.02.

минимална геометриска толеранција е 0.02
максимална геометриска толеранција е 0.02+0.03=0.05

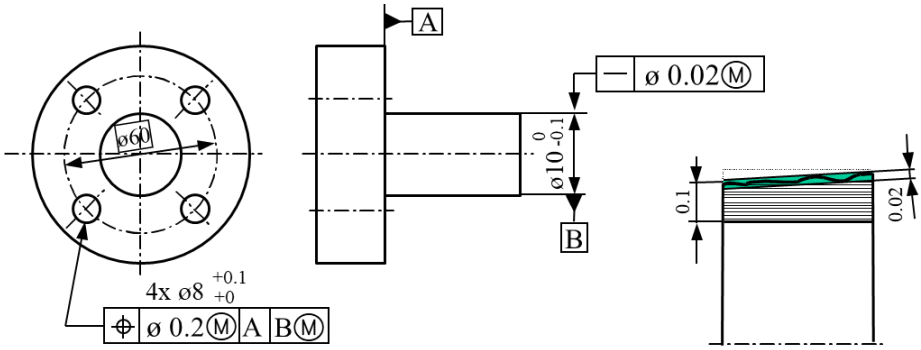


дијаметар на оска	геометриска толеранција	виртуелна граница
19.95	0.05	20.00
19.96	0.04	
19.97	0.03	
19.98	0.02	

дијаметар на отвор	геометриска толеранција	виртуелна граница
20.02	0.02	20.00
20.03	0.03	
20.04	0.04	
20.05	0.05	

Сл. 6.5. Бонус толерантно поле при максимум материјал

Просторот што може да го зафати цилиндарот со зададена геометриска толеранција при УММ е поголем од мерата за максимум материјал и излегува надвор од толерантното поле на мерата (сл. 6.6б), затоа што за него се користи дел од зјајот кој го има со некој друг дел со кој е во спој!



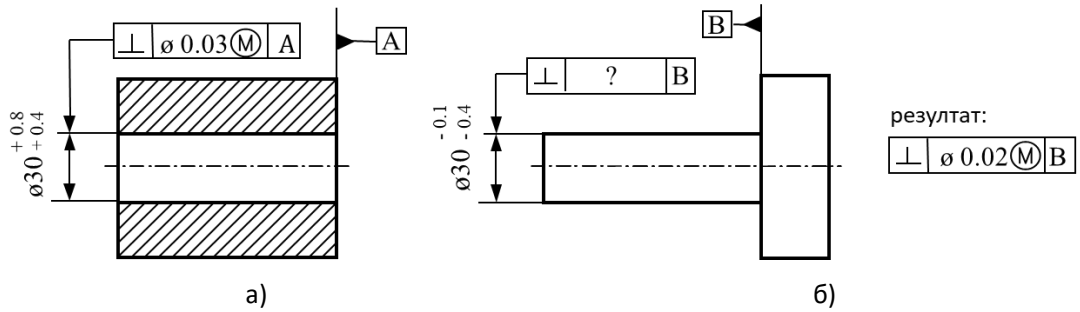
а) б)

Сл. 6.6. Толерантното поле за геометриска толеранција при УММ излегува надвор од толерантното поле на мерата

ЗАДАЧА 1: Пресметка на толеранции на делови во спој при УММ

Деловите прикажани на сл. 6.7а и сл.6.7б треба да можат непречено да се спојуваат при примена на условот на максимум материјал.

На сл. 6.7а е зададена мерата и толеранцијата на отворот. Потребно е да се определи геометриската толеранција на осовината на сл. 6.7б.



Сл. 6.7. Пресметка на толеранции за делови во спој при примена на УММ

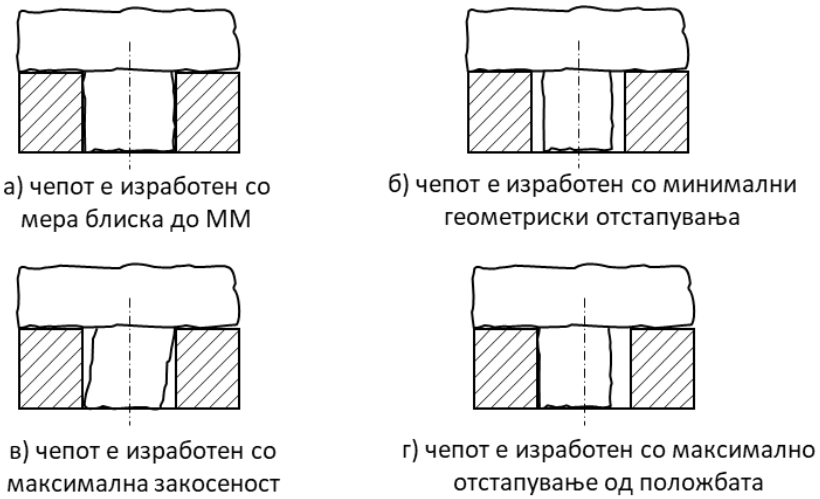
За пресметка на виртуелната граница за отворот, од најмалиот отвор се одзема геометриската толеранција ø30.4-0.3 = ø30.1

Виртуелната граница се усвојува еднаква за отворот и оската.

Виртуелната граница за оската се пресметува така што на најголемиот дијаметар на оската се додаде геометриската толеранција ø29.9 + t = ø30.1, односно, t = 30.1-29.9 = 0.2 (слика 7б).

6.2.1 Правила за примена на УММ

Кога не се применува УММ, имаме порамномерен зјај помеѓу површините во спој (сл. 6.8а,б), поради што можноста за допирање на деловите е доста помала. Од друга страна, ова остава можност за отфрлање на поголем број делови што инаку би можеле да се спојат.



Сл. 6.8. Случаи на споеви без (а, б) и со примена на УММ (в, г)

Карактеристично за споевите е што деловите имаат поголеми отстапувања кои може да се монтираат поексцентрично и нивните површини почесто се допираат (сл. 6.8 в,

г). Условот на максимум материјал овозможува прифаќање на делови кога оската не мора да се монтира точно во средина на отворот.

Доколку функционално барање за делот е да може непречено да се спои и притоа не е важна рамномерност на зјајот помеѓу деловите, тогаш условот на максимум материјал може да се примени без да се доведе во опасност функцијата на делот во склопот.

> **Кога УММ е зададен во рамката веднаш до големината на толеранцијата, тогаш ефектот врз рамномерност на масите на делот во склоп е незначителен, бидејќи тоа не повлекува опасност од ексцентрично поставување на целиот дел при монтажата.**
>
> **Меѓутоа, доколку УММ се примени за референтен елемент, тогаш може да дојде до ексцентрично поставување на целиот дел, односно ексцентричен распоред на масите во склоп.**

Поради тоа, кога се работи за дел кој ротира, условот на максимум материјал не би требало да се примени кај референтните елементи.

6.2.2 Услов на минимум материјал

Условот на минимум материјал (Least Material Condition - LMC) се означува на цртеж со Ⓛ и се применува кога треба **да се заштити минималната дебелина на ѕид од дел, обично од јакостни причини**.

За оска, при услов на минимум материјал:

виртуелна граница = дијаметар на оската при LM –

геометриска толеранција при LM

За отвор, при услов на минимум материјал

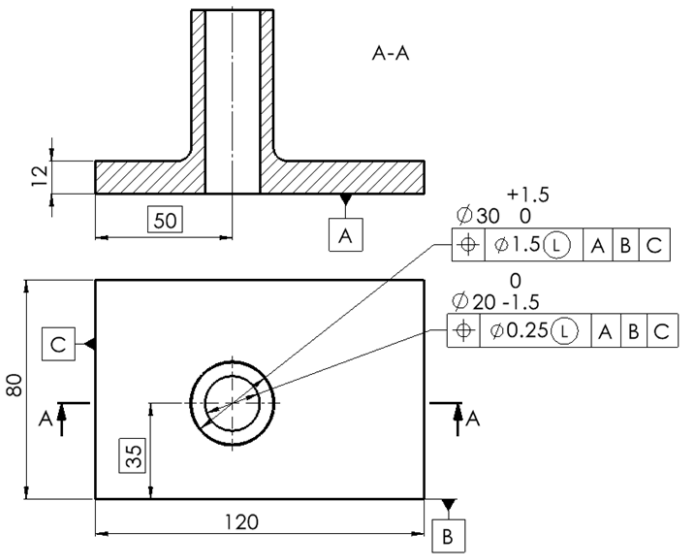
виртуелна граница = дијаметар на отворот при LM +

геометриска толеранција при LM

Проверката на минималната дебелина на ѕидот е важна за да не се јави пречекорување на дозволените напони во делот поради намалување на површината на некој критичен пресек.

ПРИМЕР 3: Заштита на дебелина на ѕид

За делот на сл. 6.9, критична е **дебелината на ѕидот** на цевчестата испакнатина. Во задачата се бара да се одреди минималната дебелина на ѕидот на цевката според зададените толеранции.



Равенка за отворот:

LM	20.00
+ Тол. при LMC	+ 0.25
Виртуелна граница	20.25

Равенка за надворешниот цилиндар:

LM	30.00
- Тол. при LM	- 1.50
Виртуелна граница	28.50

Мин. дебелина на ѕидот
(28.5 - 20.25) / 2 = 4.125

Сл. 6.9. Примена на услов на минимум материјал за ограничување на минимална дебелина на ѕид

6.3 ТОЛЕРАНЦИЈА НА ПОЛОЖБА

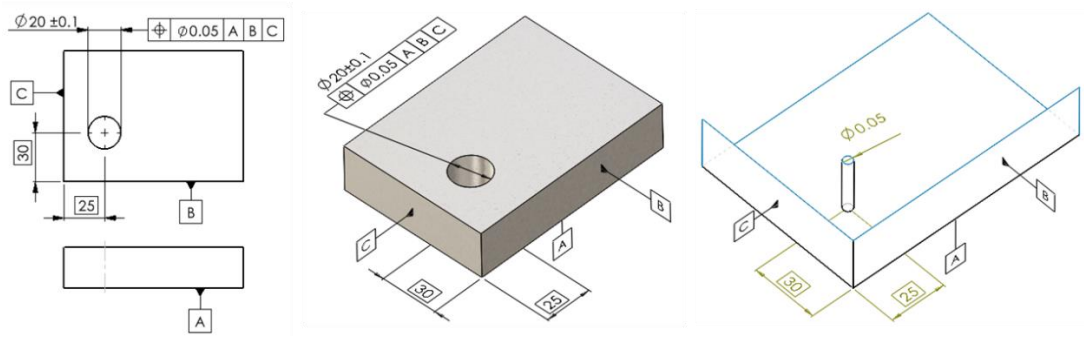
Со толеранциите на положба се задава толерантно поле за положба на теоретски геометриски елементи во однос на референтен систем, при што нивната положба е одредена со теоретски точни мери.

Теоретските геометриски елементи се изведени од реални геометриски елементи со сопствена мера. Толерантното поле за оска е цилиндрично, за средишна рамнина е помеѓу две паралелни рамнини, а за центар на сфера е топчесто, итн. Цилиндричното толерантно поле едноставно се препознава по знакот ø.

Толерантното поле е обично неподвижно и неговата положба е точно определена со теоретски точни мери во однос на референтен систем. Толеранцијата за положба се користи наместо толеранциите на мери со кои се одредува положбата на теоретски точни (изведени) геометриски елементи.

- **На сл. 6.10 а, б е зададена геометриска толеранција на положба за оска на отвор** со дијаметар ø20±0.1.
- **Во примерот, сите точки земени за оската на отворот треба да се наоѓаат во цилиндрично толерантно поле со дијаметар** ø0.05, **колку што изнесува зададената толеранција за положба,** сл. 6.10в.

- **Толерантното поле е нормално на првата референтна рамнина А, и е поставено на теоретски точно растојание 30 од референтната рамнина В и на теоретски точно растојание 25 од референтната рамнина С.**



а) б) в)

Сл. 6.10. Дел со толеранција на положба за оска на отвор

Кај зададената толеранција на положба, првиот референтен елемент го одредува **правецот на толерантното поле**, односно агол 90° во однос на реф. рамнина А, а во однос на вториот и третиот референтен елемент се зададени растојанијата со кои се определува **положбата на толерантното поле**, 30 од реф. рамнина В и 25 од реф. рамнина С.

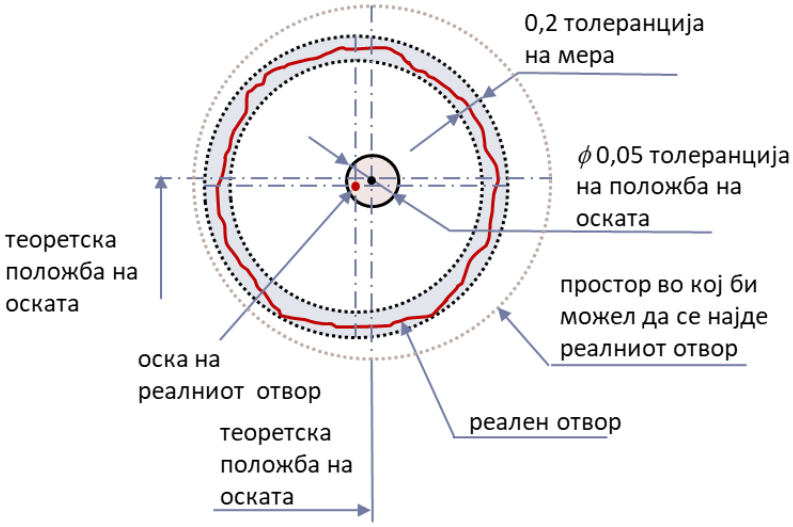
Мерите се теоретски точни (базни) и нив ги симулира мерната опрема при контрола. Толерантното поле за положба е симетрично поставено во однос на теоретски точната положба.

6.3.1 Толерантни полиња за сопствена мера и за положба

На сл. 6.11 се претставени **толерантно поле за дијаметар на цилиндричен отвор** и **толерантно поле за положба на центарот (оската)** за истиот отвор.

Центарот на толерантното поле за положба на оската, означен со црна точка на сл. 6.11, е определен со теоретски точни мери. Толерантното поле е цилиндар со дијаметар што го определува дозволеното отстапување од положба. Оската на реалниот отвор, означена со црвена точка, се наоѓа внатре во толерантното поле за положба на оската.

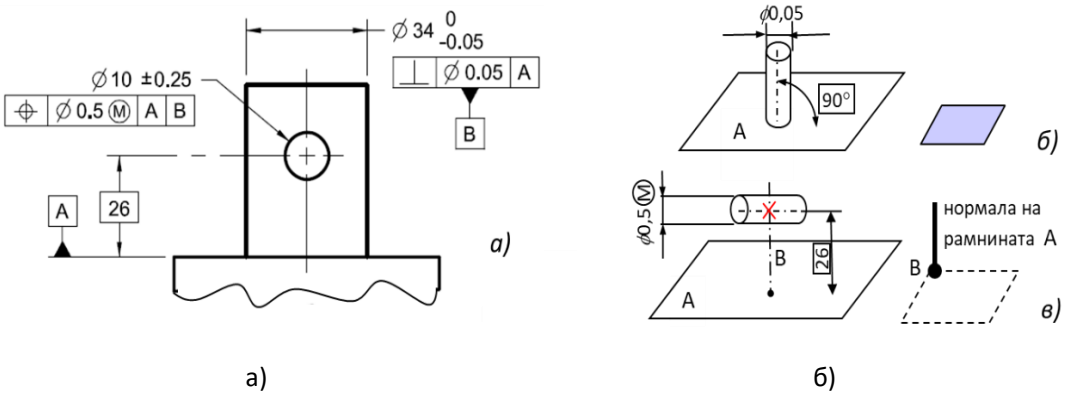
Толерантното поле за мерата на дијаметарот на отворот е со центар во толерантното поле за положба на оската, означена со црвена точка. Просторот во кој би можел да се најде изработен отвор е со дијаметар колку збирот на толеранцијата на положба и максималната мера на отворот.



Сл. 6.11. Однос на толерантно поле за положба и толерантно поле за сопствена мера

Пример 4: Толеранција на нормалност и положба

За делот на сл. 6.12а се зададени две геометриски толеранции. Прво е зададена е геометриска толеранција на нормалност за оска на цилиндарот ø34. Толерантното поле за оската е во форма на цилиндар со ø0,05. Толерантното поле е нормално на реф. рамнина А, сл. 6.12б.



а) б)

Сл. 6.12. Дел со толеранција на положба на отвор и скици на толерантните полиња

Потоа е зададена геометриска толеранција на положба на оската на отворот ø10. Толерантното поле за оската е цилиндрично со дијаметар ø0.5 при максимум материјал, сл. 6.12в. Толерантното поле е на теоретски точно растојание 26 во однос на реф. рамнина А. Толерантното поле е на теоретско растојание 0 од реф. оска В, односно се пресекува со неа (означено со црвено).

6.3.2 Толеранција на положба во МБД

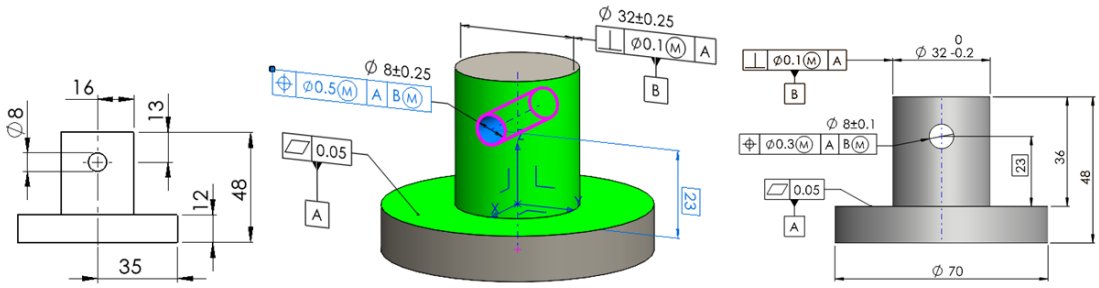
Наредбата за автоматско внесување мери и толеранции во 3Д-модел, преку МБД модулот, овозможува да се вградат толеранции на положба заедно со соодветните базни мери. Постапката е претставена со примерот на сл. 6.13.

Пример 5: Толеранција на положба во МБД

Почнувајќи од CAD-моделот на делот од сл. 6.13а, со избор на референтна рамнина А, референтната оска В (цилиндарот), и отворот како толериран елемент, системот вградува толеранција за положба, базна мера 23 во однос на реф. рамнина А и координатен систем (сл. 6.13б). Освен тоа, автоматски се вградуваат и толеранција на рамност за реф. рамнина А и толеранција на нормалност за реф. оска В, како и сопствената мера (дијаметарот) на цилиндарот Ø32 заедно со толеранција на мера. Сите бројни вредности за толеранциите се преддефинирани и треба да се сменат според потребните, на пример како на сл. 6.13в.

Ако се одбере рамката на толеранцијата за положба, се обојуваат со зелено референтните елементи, а со сино: толерираниот елемент, базната мера и координатниот систем, односно целиот **кластер на толеранцијата на положба**, како на сл. 6.13б.

Референтните елементи и толерантното поле за положба на геометрискиот елемент се заемно ограничени (целосно котирани) со теоретски точни мери и прават заемно ограничена група – кластер.



а) б) в)

Сл. 6.13. Геометриски модел (а), зададена толеранција на положба во МБД (б) и внесени останати коти (в)

Преку наредбата за автоматско димензионирање од МБД, во 3Д-моделот се внесуваат **функционални мери и толеранции, од кои зависи правилното вградување и функционирање на делот во склоп. Овие мери се котирани директно помеѓу толерантното поле и референтниот систем, како мерата 23 која системот сам ја вгради** (сл.6.13б). Останатите мери не влијаат врз функцијата на делот и може да се зададат подоцна при проектирање на процесите за производство. Поради тоа, во

поново време, во пракса се случува да биде даден 3Д-модел само со функционалните мери и толеранции, со напомена во дека останатите мери (за кои важат толеранциите на слободни мери) може по потреба да ги внесе производителот, на основа на 3Д-моделот. На сл.6.13в, 3Д-моделот на делот е дополнет со мери според претпоставен начин на изработка. За овие мери важат толеранциите на општи мери.

Информациите МБД во во 3Д-моделот ги пренесуваат важните информации за функционалните површини на деловите, од конструирање во производство (product manufacturing information – PMI). Мерите во МБД-моделот се пасивни мери, различни од тие кои се вградени при моделирањето. Мера во МБД може да се промени само ако се отвори CAD-моделот и се промени соодветната параметарска мера од која зависи пасивната мера.

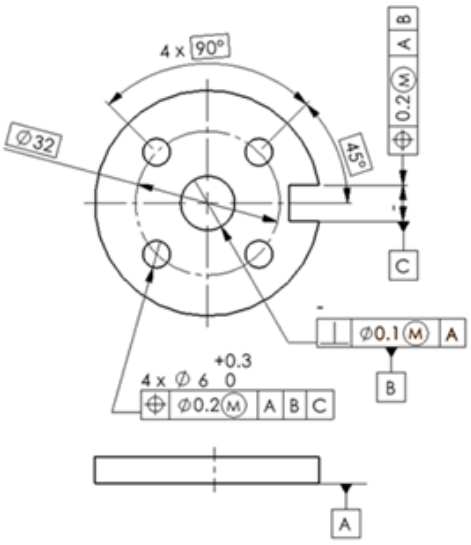
6.3.3 Редослед помеѓу зададените толеранции

Кога за делот се зададени повеќе геометриски толеранции, помеѓу нив постои одреден редослед. Предност имаат обично оние со најмалку референтни елементи.

Референтниот систем се гради постапно по редослед, односно, прво ќе се провери првиот толериран геометриски елемент, а потоа истиот може да се користи како референтен геометриски елемент за задавање на геометриски толеранции за други геометриски елементи.

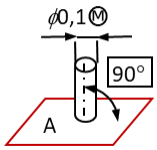
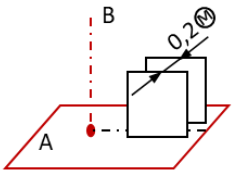
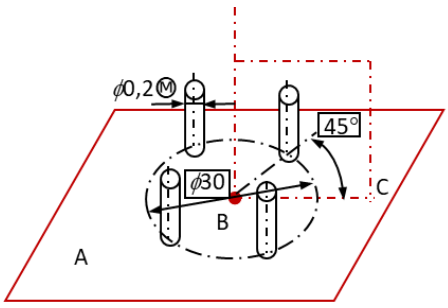
Пример 6: Дел со зададени три геометриски толеранции

Во примерот прикажан на сл. 6.14 се зададени три геометриски толеранции. Читањето на толеранциите е дадено во табела 6.1.



Сл. 6.14. Дел со три геометриски толеранции за кои постои редослед

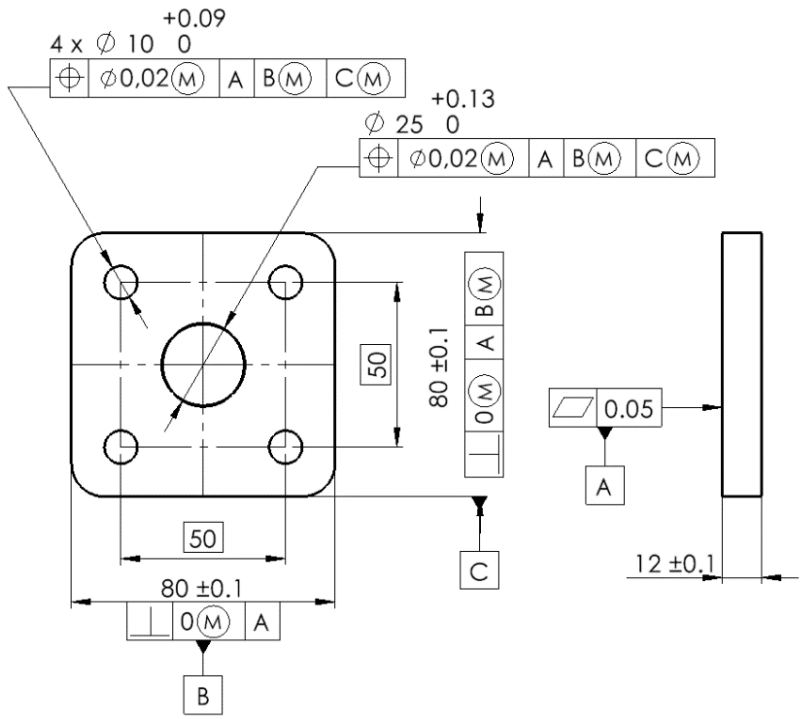
Табела 6.1. Читање на толеранциите зададени на сл. 6.14

Скица на теоретските елементи за зададена толеранција (толерантно поле, референтни елементи и базните мери)	Читање на зададената толеранција
⊥ ø0.1Ⓜ A 	• Зададена е толеранција на нормалност за оската на средишниот отвор. • Оската треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар ø0.1 при максимум материјал. • Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А.
⌖ 0.2Ⓜ A B 	• Зададена толеранција на положба за средишната рамнина на жлебот. • Точките од средишната рамнина треба да се наоѓаат внатре во толерантно поле ограничено со пар паралелни рамнини на растојание 0,2Ⓜ (0,2 при максимум материјал). • Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А и е симетрично поставено во однос на референтната оска В (на растојание нула од В).
⌖ ø0.2Ⓜ A B C 	• Зададена е толеранција на положба за оските на група од четири отвори. • Толерантните полиња за оските се цилиндри со дијаметар ø0,2Ⓜ. • Толерантните полиња стојат нормално на референтната рамнина А и се распоредени рамномерно по круг со теоретски точен дијаметар ø30 со центар во прободот на референтната оска В (од средишниот отвор). • Толерантните полиња се распоредени почнувајќи со централен агол 45° во однос на реф. средишна рамнина С на жлебот и меѓусебно под централен агол од 90° .

Прва е толеранцијата на нормалност на оската на средишниот отвор, втора е толеранцијата на положба на средишната рамнина на жлебот и трета е толеранцијата на положба на оските на група од четири отвори.

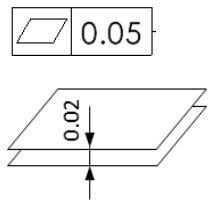
Пример 7: Двојно симетричен дел

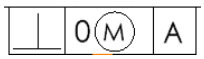
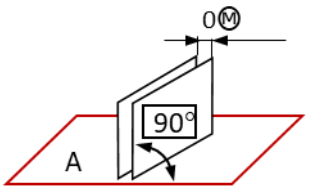
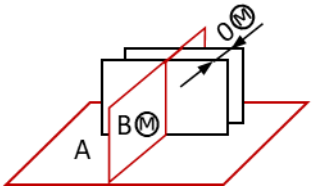
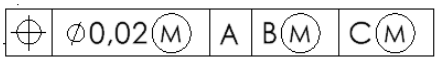
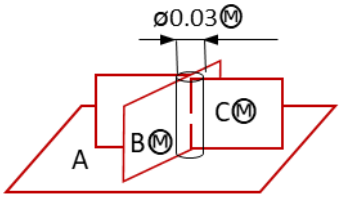
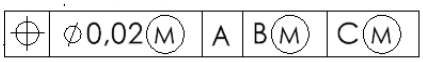
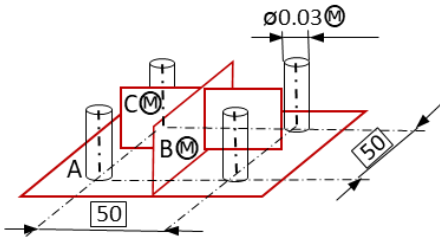
Делот прикажан на сл. 6.15 е двојно симетричен и кај него како референци се користени средишните рамнини (рамнините на симетрија). Геометриските толеранции се зададени така што се запазува симетријата на делот, што овозможува делот непречено да се монтира во склопот во која било од четирите можни положби. За делот се зададени пет геометриски толеранции. Редоследот и читањето на толеранциите заедно со скиците на елементите на толеранциите се прикажани во табела 6.2.



Сл. 6.15. Пример на двојно симетричен дел

Табела 6.2. Читање на толеранциите зададени на сл. 6.15

Скица на толерантно поле, референтен систем и базни мери	Читање на зададената толеранција
	• Зададена е толеранција на рамност на задната површина од делот. • Сите точки од реалната површина треба да се наоѓаат внатре во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини на растојание 0.02.

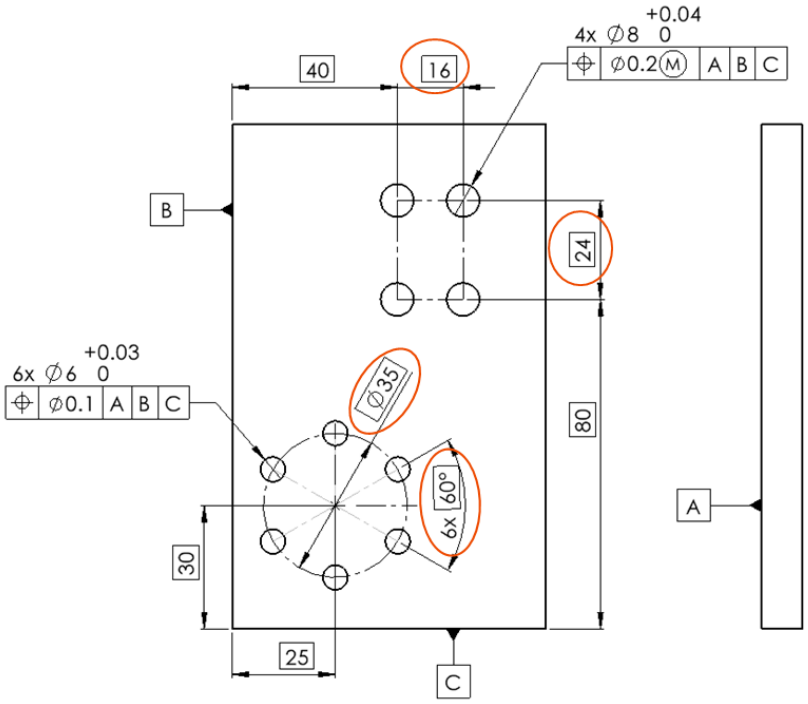
 	• Зададена е геометриска толеранција на нормалност на вертикалната средишна рамнина на делот. • Сите точки од средишната рамнина треба да се наоѓаат внатре во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини на растојание 0Ⓜ (0 при максимум материјал). • Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А.
  	• За хоризонталната средишна рамнина на делот е зададена геометриска толеранција на нормалност. • Сите точки од средишната рамнина треба да се наоѓаат внатре во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини на растојание 0Ⓜ. • Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А и референтната средишна рамнина BⓂ (при максимум материјал).
 	• За оската на средишниот отвор е зададена толеранција на положба. • Оската треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со Ø0,03 mm при максимум материјал. • Положбата на толерантното поле е определена така што тоа треба да е нормално на референтната рамнина А и да е поставено точно во пресек на двете референтни средишни рамнини BⓂ и CⓂ.
 	• Зададена е толеранција на положба на оските на група од четири отвори. • Секоја од оските треба да се наоѓа внатре во цилинидрично толерантно поле со дијаметар Ø0,03Ⓜ. • Положбата на толерантните полиња е определена така што тие треба да се нормални на реф. рамнина А, да се заемно распоредени на теоретски точни растојанија од 50, и да се оддалечени симетрично по 25 од реф. средишни рамнини BⓂ и CⓂ (при максимум материјал), според скицата.

6.3.4 Толеранција на положба за група

Толеранцијата на положба е единствениот вид на геометриска толеранција што може да се зададе за групи од исти теоретски геометриски елементи. Толеранција за положба на група се препознава така што пред сопствената мера за елементот е наведен бројот на елементите од групата, на пример 4x Ø8.

Групата од исти теоретски геометриски елементи треба да е заемно ограничена со **теоретски мери за заемна положба на елементите во групата** (на слика 6.16 се истакнати со заокружување). Ова се **ВНАТРЕШНИ мери помеѓу елементите во групата**. На пример, мерите 16 и 24 се внатрешни за групата од четири отвори.

Мерите 32 и 90 кај четирите отвори се мери се за **положба на групата како целина**. Ова се **НАДВОРЕШНИ мери за положба на групата.**

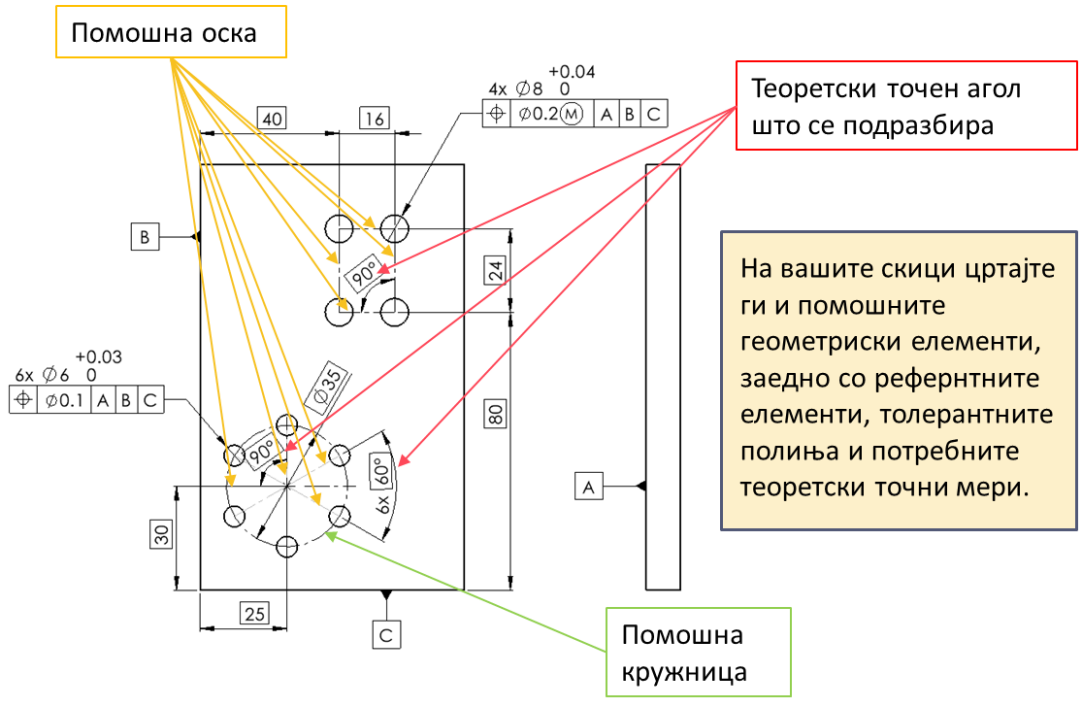


Сл. 6.16. Внатрешни мери означени со црвено за две групи на оски на отвори, ASME Y14.5

Геометриски елементи кои се подразбираат како теоретски точни при задавање на толеранција на положба се прикажани на сл. 6.17, означени со портокалови стрелки. Тоа се: помошни рамнини, рамнини на симетрија, помошни кружници, линии и оски за заемен распоред на група на елементи, други елементи означени со црта-точка линија.

Мери кои не се означуваат, а се подразбираат како теоретски точни мери се означени на сл. 6.17 со црвени стрелки. Тоа се: теоретски точни агли помеѓу геометриски

елементи кои се рамномерно распоредени по круг, теоретски точни агли 90°, 0° или 180° и растојание еднакво на 0 помеѓу геометриски елементи (тангентност, допир, колинеарност, коинцидентност).



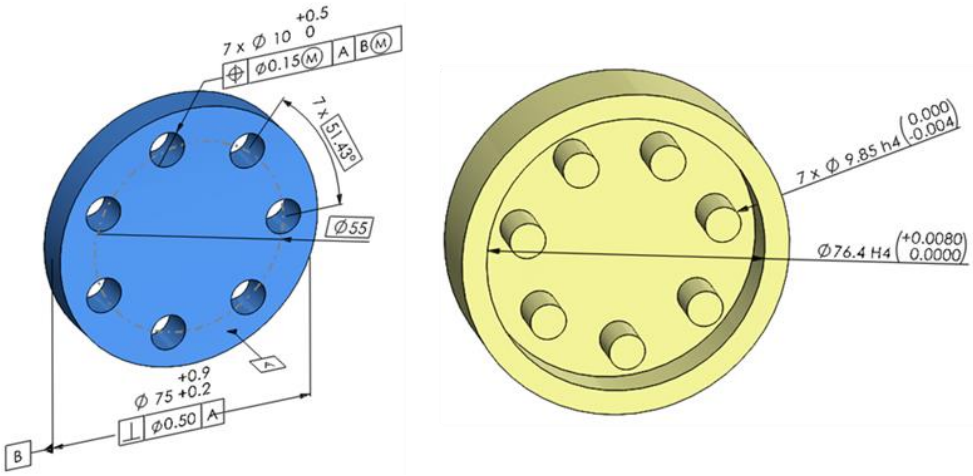
Сл. 6.17. Помошни геометриски елементи кои се сметаат за теоретски точни и мери кои се подразбираат и се сметаат за теоретски точни

6.3.5 Контрола при услов на максимум материјал

На сл. 6.18а е претставена плочка за хокеј со седум отвори. Отворите треба да се поставени нормално на реф. рамнина А и распоредени рамномерно по круг ⌀55 со центар во реф. оска BⓂ на надворешната цилиндрична површина на плочката.

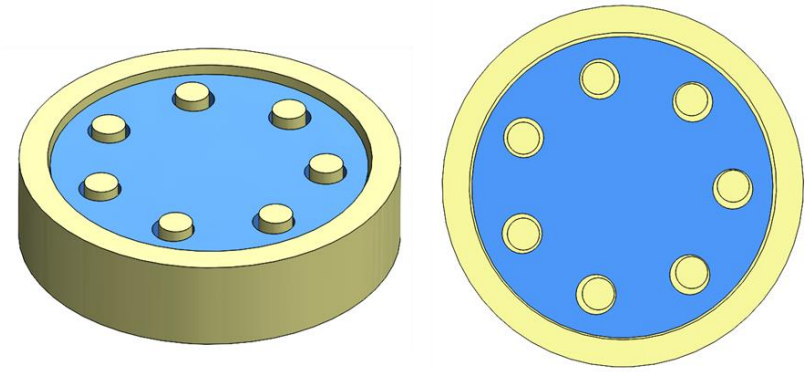
Плочката се контролира со помагало како на сл.6.19б, така што допирот да биде првенствено помеѓу реф. рамнина А од плочката и реф. рамнина во внатрешноста на помагалото, додека трновите треба да може слободно да поминат низ отворите (сл. 6.19). Помагалото за контрола по форма потсетува на „негатив“ од обликот на делот. Дијаметрите на чеповите на помагалото се со димензии колку што изнесуваат соодветните виртуелни граници.

На сл. 6.18б е даден пример на толеранции на мерите на помагалото кои одговараат на толерантно поле h4 за трновите и H4 за отворот. Толеранциите на помагалото се многу пофини отколку за делот. Геометриските толеранции не се претставени.



а) б)

Сл. 6.18. Мери на дел (сино) и мери на помагало за негова контрола (жолто)



Сл.6.19. Дел (сино) и помагало за негова контрола (жолто)

6.3.6 Модификатори за групи од геометриски елементи

Со стандардот ISO 5458 се определени правилата за јасно задавање на различни барања за толерантните полиња за групи од повеќе геометриски елементи. За да се зададат различни барања за внатрешните мери во групата, се користат модификаторите:

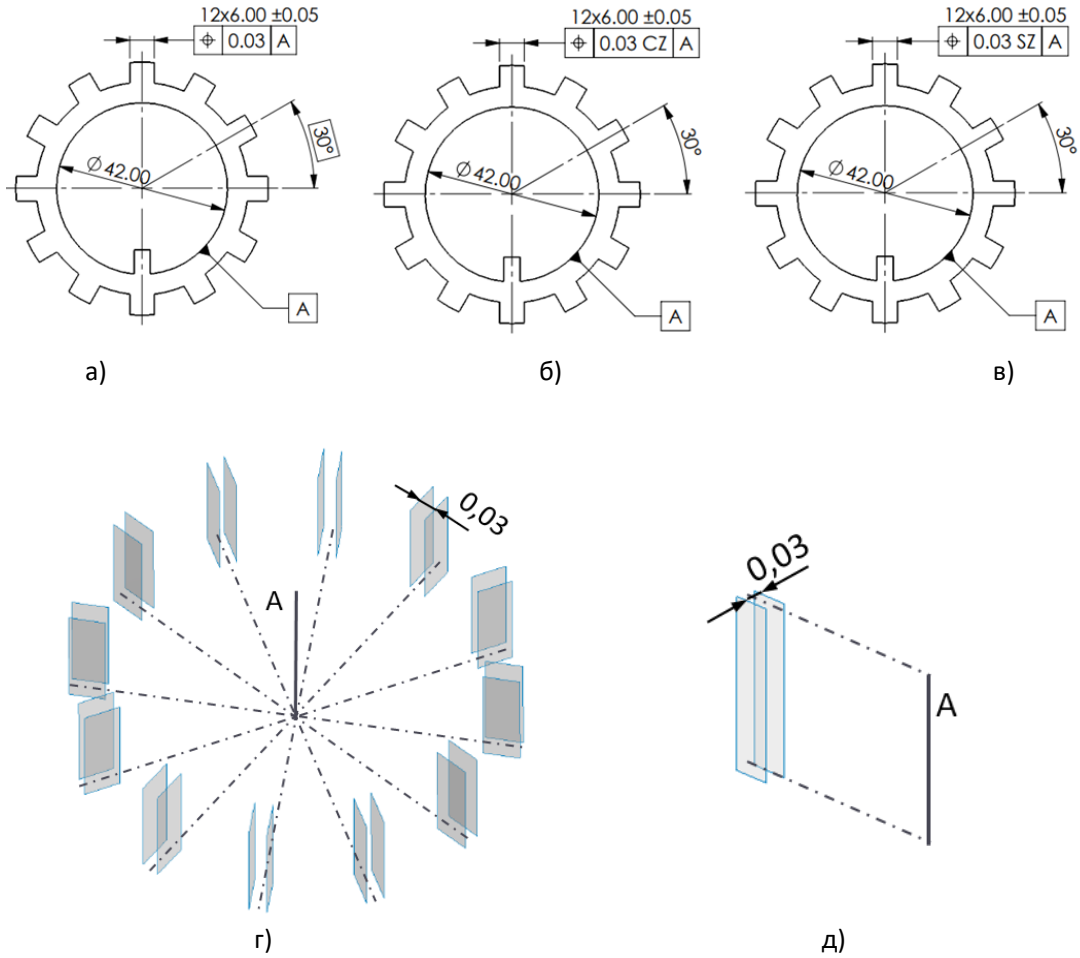
- CZ (common zone) – толерантните полиња се заеднички за сите елементи од групата. Геометриските елементи се исти, а нивните толерантни полиња се меѓусебно ограничени со теоретски точни мери, така што сите заедно прават една група.
- SZ (separate zone) – секој елемент има посебно толерантно поле, само записот на толеранцијата е заеднички. Елементите се исти, но не прават група, односно внатрешните мери за групата не се теоретски точни мери, туку слободни мери.

- SIM (simultane zone) – геометриските толеранции зададени за повеќе групи елементи се групираат заедно како една поголема заедничка група.

Во ASME-стандардот толеранцијата за група геометриски елементи се подразбира како една целина поврзана со теоретски точни мери, без да се става модификаторот CZ, сл. 6.20а. Модификаторот SIM се користи исто како во ISO, но се пишува како текст надвор од рамката на толеранцијата. Ако има некое друго посебно барање за толеранцијата за група, тоа се објаснува со текст.

Пример 9: Модификатори CZ и SZ

На сл. 6.20 е даден пример на дел со дванаесет запци распоредени по круг со зададена толеранција на положба.



Сл. 6.20. Толеранција на положба за средишни рамнини на група од 8 запци (а) и толеранција на положба за секој забец посебно (б)

Во првиот случај, на сл. 20а е зададена толеранција на положба за група на средишни рамнини на запци. Секое од толерантните полиња е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.03. Секое од толерантните полиња е симетрично во однос на референтната оска А и сите заедно се распоредени меѓусебно под теоретски точни централни агли од 30°. На сл. 6.20б е користен модификаторот CZ за заедничка толеранција, што означува потполно исто што и сл. 6.20а. Скицата на толерантните полиња е прикажана на сл. 6.20г.

Во случајот на сл. 6.20в е користен модификаторот SZ за да се означи дека секој од запците има посебно толерантно поле. Толеранцијата не е за група, туку за повеќе исти геометриски елементи и се користи само за да се избегне повторување при задавање толеранција за секој забец посебно. Во овој случај, зададена е толеранција на положба за средишна рамнина на еден забец. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0,03. Толерантното поле е симетрично на референтната оска А. Аголот од 30° помеѓу запците е со толеранција која важи за слободни мери.

6.3.7 Сложена толеранција на положба

На сл. 6.21 е прикажан дел со сложени толеранции на положба. Пораката на конструкторот со задавање на сложена толеранција е дека:

- се бара поголема точност (толеранција 0.25) на меѓусебната положба на отворите (затоа што тие треба да се спојат со друга група отвори од друг дел), додека,
- положбата на групата како целина во однос на референтниот систем може да отстапува повеќе, односно 0.5 (не е функционална мера).

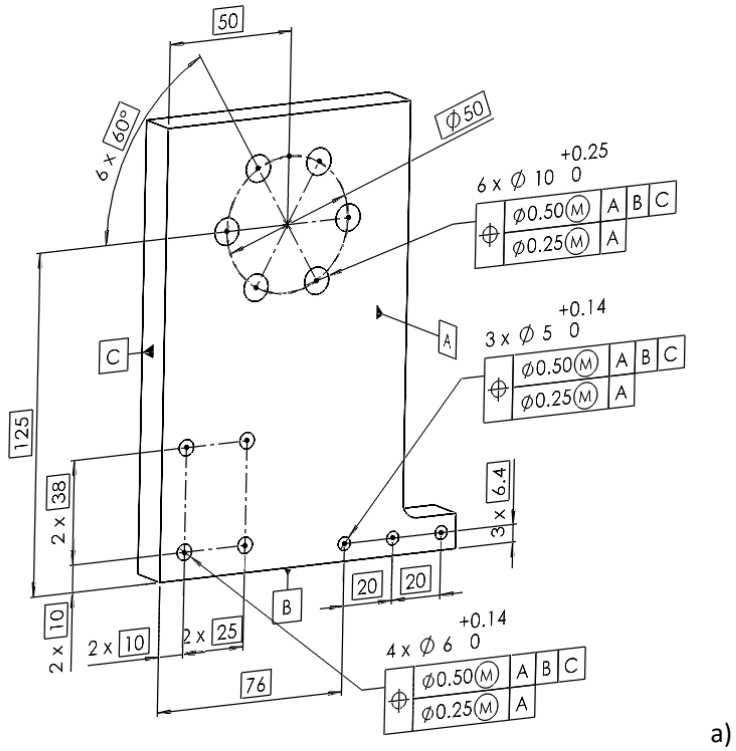
Сложена толеранција на положба се задава со еден знак за положба и две рамки за две заемно условени толеранции (сл. 6.21):

- толеранција што ја определува положбата на целата група толерирани геометриски елементи во однос на референтен систем, која се задава во горната рамка,
- толеранција на меѓусебната положба на елементите во групата, која се задава во долната рамка споена со претходната.

Функционалното барање за точноста е определено со долната рамка. Толеранцијата зададена со горната рамка го поевтинува производството.

Толерантните полиња за заемна положба на елементите во група се помали и меѓусебно неподвижни (долна рамка), но целата група може да се најде на различни места и под различни агли во рамките на поголемите толерантни полиња за целата група (горна рамка) сл. 6.21б.

Толеранцијата од долната рамка, освен меѓусебната положба, го ограничува и аголот (нормалност) на оските на отворите во однос на референтната рамнина А.



а)

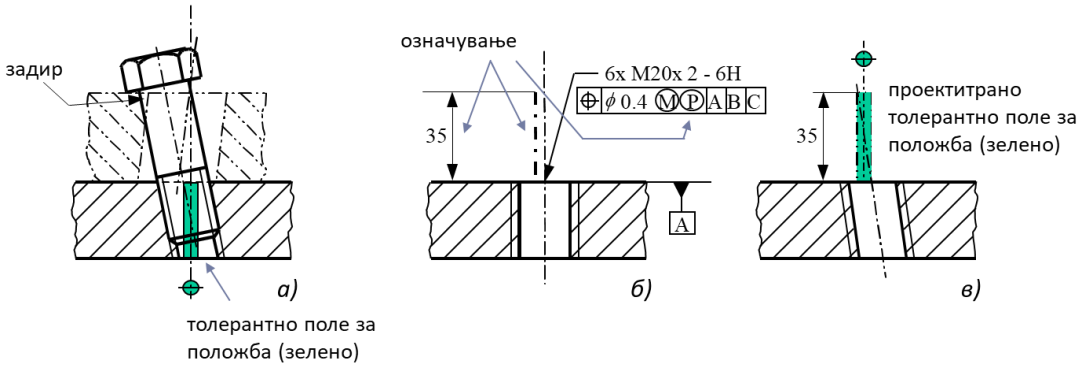
б)

Сл. 6.21. Сложена толеранција на положба, пример со три групи на отвори, (а) заемна положба на толерантните полиња кај сложена толеранција (б)

6.3.8 Проектирано толерантно поле на положба

Концептот на проектирано толерантно поле се применува таму каде постои опасност поради отстапување од нормалност кај навојните отвори да дојде до такво закосување на завртките или чивиите кое може да доведе до нивен задир со деловите кои се спојуваат (сл. 6.22а). За да се отстрани овој проблем, се применува проектирано толерантно поле на положба на оската (сл. 6.22б), кое е поставено надвор од делот и се однесува на продолжението на оската (сл. 6.22в). Должината на ова толерантно

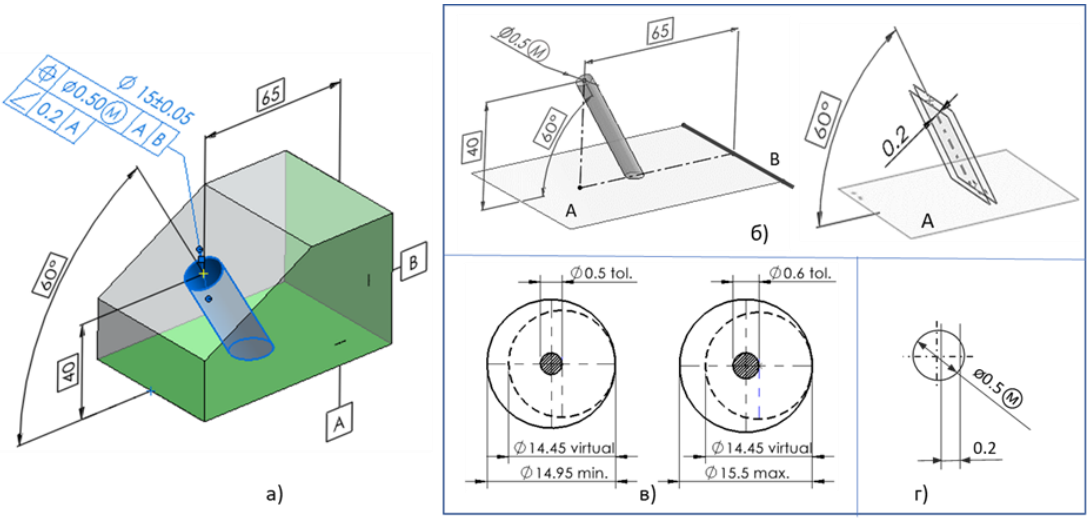
поле е колку должината на проодниот отвор од другиот дел, а во рамката за толеранција се става Ⓟ и должината на проектираното толерантно поле.



Сл. 6.22. Проектирано толерантно поле на положба за отвор со навој

6.3.9 Двојна толеранција

Делот на сл. 6.23а има косо поставен отвор за кој се зададени две толеранции, положба и аголност. Кај двојна толеранција, важи хиерархијата на зададените толеранции, односно толеранцијата на аголност е со помало толерантно поле.



Сл. 6.23. Оска на отвор со толеранција на положба и аголност (а), скици на толерантните полиња (б), услов на максимум материјал в), споредба на толерантните полиња

На сл. 6.23б лево, прво е прикажана скица на толерантното поле за положба на оската на отворот Ø15. Толерантното поле е цилиндрично со дијаметар Ø0.5Ⓜ. Толерантното поле е под теоретски точен агол од 60° во однос на реф. рамнина А и е нормално на В. Точката на врвот на толерантното поле е оддалечена 40 од реф. рамнина А и 65 од реф. рамнина В.

Зададена е и толеранција на аголност за оската на отворот. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.2 (сл. 6.23б десно) и има повеќе степени на слобода (сл. 6.23г). Минималната големина на толерантното поле за положба на отворот е ø0.5, а максималната 0.5+0.1 = 0.6. Виртуелната граница за отворот е 14.95-0.5 = 14.45 (сл. 6.23в).

6.3.10 Пресметка на толеранциите за врски со завртки

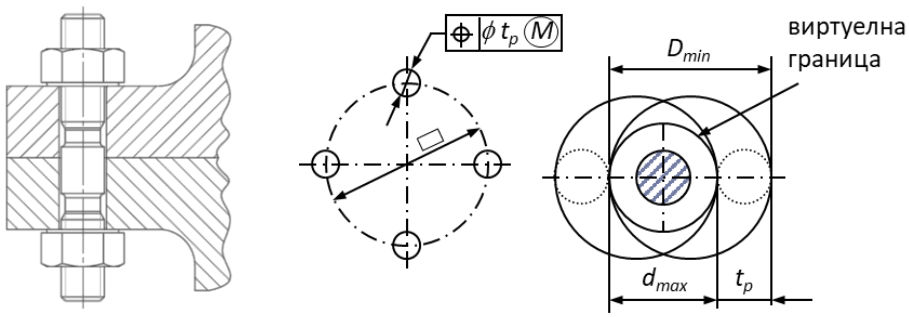
Врските со завртки многу често се среќаваат кај машинските склопови, така што понатаму ќе бидат разгледани од аспект на потребите за точност. Кај споевите со завртки се користи условот на максимум материјал, за да се поевтини изработката на ваквите споеви.

Пресметката на толеранција на положба t_p за делови споени со група **неподесени завртки** распоредени по круг (сл. 6.24) а се пресметува според:

$$t_p = D_{min} - d_{max}$$

каде, D_{min} е минимална мера на отвор, а d_{max} е максимална мера на завртката.

Дозволеното отстапување од положба t_p за оските на отворите е еднакво за двата дела, односно отворите и кај двата дела може да отстапуваат од положба **колку што изнесува целокупниот минимален зјај меѓу отворот и завртката (Dmin - dmax)**. На сл. 6.24б, отворите од двата дела се прикажани при најголемо отстапување од положба во однос на завртката. Виртуелната граница е еднаква со најголемиот дијаметар на завртката d_{max} .



а) б)

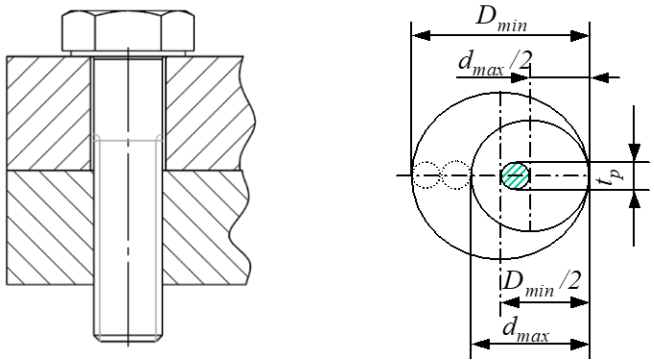
Сл. 6.24. Спој со завртка / навртка која минува низ два отвора (а), толеранција на положба за отворите (б)

Пресметка на толеранција на положба за спој каде завртката минува низ отвор на едниот дел, а се навртува во навоен отвор на другиот дел (сл. 6.25а), е според равенката:

$$t_p = ½ (D_{min} - d_{max})$$

каде, D_{min} е минимална мера на отворот, а d_{max} е максимална мера на завртката.

Кај навојниот спој доаѓа до центрирање на завртката при навртување во навојниот отвор, па практично тука нема можност за зјај. Поради тоа, **зјајот од едниот отвор без навој мора да се распредели како геометриска толеранција за положба на отворите од двата дела (сл. 6.25б), и тоа обично по половина, или пак на навојниот отвор кој потешко се изработува може да му се додели и поголем дел.**



а) б)

Сл. 6.25. Спој со завртка која минува низ отвор и се навртува во другиот дел (а), толеранција на положба за отворите (б)

6.4 КОАКСИЈАЛНОСТ И СИМЕТРИЈА

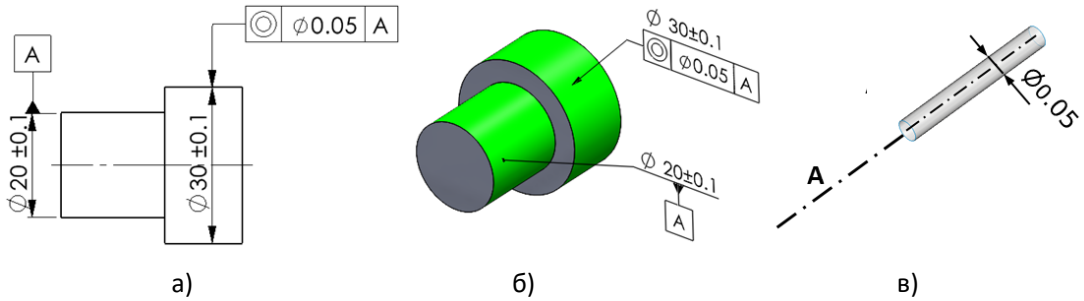
Коаксијалност и симетрија се сметаат за специјални случаи на положба кога растојанието меѓу оски или средишни рамнини е нула. Сепак, **СО ОВИЕ ТОЛЕРАНЦИИ НЕ МОЖЕ ДА СЕ ПРИМЕНИ УСЛОВОТ НА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ**!

6.4.1 Толеранција на коаксијалност

Коаксијалност е специјален случај на положба, кога **две оски се на растојание 0** (колинеарни). При стружење, кога делот се обработува од две страни во две стегања, може да треба да се провери коаксијалност, затоа што реалните оски не се совпаѓаат, како оние на цртежот.

- **На сл. 6.27 а е зададена геометриска толеранција на коаксијалност за оската на цилиндарот со поголем дијаметар.**
- **Сите точки земени за реалната оска треба да се наоѓаат во цилиндрично толерантно поле со дијаметар колку што изнесува зададената толеранција (на пример, ø0.05), сл. 6.27в.**

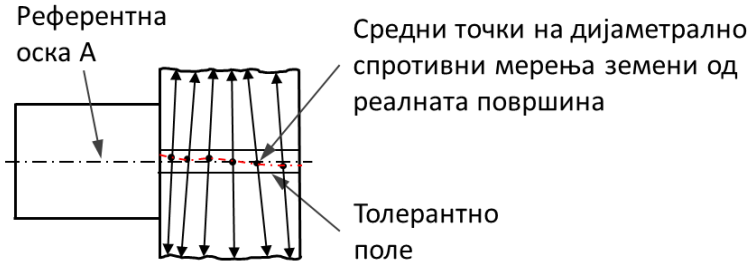
- **Толерантното поле е поставено коаксијално на референтна оска А, од цилиндарот со помал дијаметар.**



а) б) в)

Сл. 6.27. Дел со толеранција на коаксијалност за оска на цилиндар

Терминот „реална оска“ ги означува средините на растојанијата помеѓу точки земени од дијаметрално спротивни страни на реална цилиндрична површина (сл. 6.28).



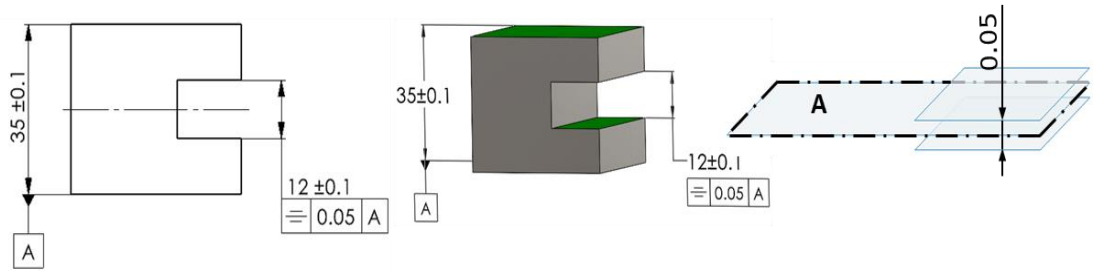
Сл. 6.28. „Реална оска“ на цилиндар добиена од средини на истовремени мерења од спротивни страни на цилиндарот

6.4.2 Толеранција на симетрија

Во реалноста, средишната рамнина на жлебот и средишната рамнина на делот на сл. 6.29а не се совпаѓаат како оние на цртежот, па може да се бара толеранција на симетрија. Симетрија е специјален случај на положба, кога две средишни рамнини се на растојание 0.

- **На сл. 6.29а е зададена геометриска толеранција на симетрија за средишната рамнина на жлебот.**
- **Сите точки од реалната средишна рамнина треба да се наоѓаат во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини (сл. 6.29б) на растојание 0.05 колку што изнесува зададената толеранција.**

- **Толерантното поле е поставено симетрично на референтна средишна рамнина А, определена од двете паралелни надворешни површини на делот.**



а) б) в)

Сл. 6.29. Дел со толеранција на симетрија за средишна рамнина на жлеб

Терминот „**реална средишна рамнина**“ ги означува **средините на мерењата** земени од двете спротивни страни на ширината на жлебот (сл. 6.30).

Сл. 6.30. „Реална средишна рамнина“ на жлеб добиена од средини на истовремени мерења од спротивни страни на жлебот

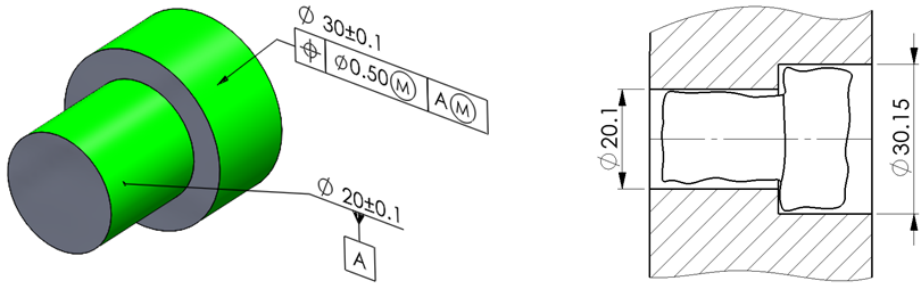
6.4.3 Положба наместо коаксијалност и симетрија

Во стандардот ASME Y14.5 од 2018 година, **толеранциите за коаксијалност и симетрија веќе не постојат и се заменети со толеранција на положба**. За ова постојат практични причини. Со толеранција на положба може да се примени условот на максимум материјал кој носи многу заштеди, а и контролата е поедноставна. Во двата примера е користен условот на максимум материјал и за толерираниот и за референтниот елемент.

На сл. 6.31а е зададена толеранција на положба за оската на поголемиот цилиндар, како замена за коаксијалност. Толерантното поле е цилиндрично со дијаметар ø0.05Ⓜ. Толерантното поле е на растојание 0 (коаксијално) со референтната оска AⓂ од помалиот цилиндар. Контролата при примена на условот на максимум материјал е

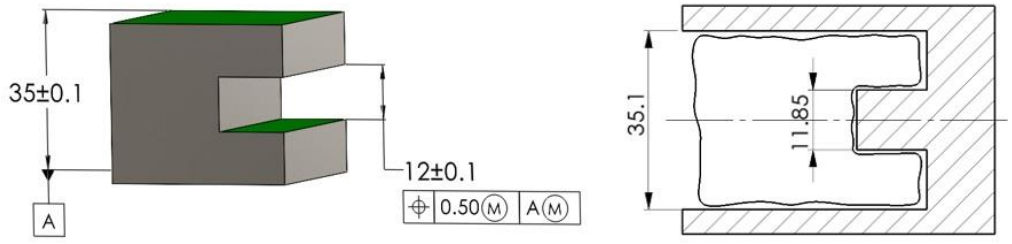
со мерно помагало со димензии колку виртуелните граници за двата цилиндри, сл. 6.31б. Ако не се користи условот на максимум материјал, тогаш контролата е како за коаксијалност.

На сл. 6.32а е прикажана толеранција за положба на средишна рамнина на жлеб, како замена за симетрија. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.05Ⓜ. Толерантното поле е на растојание 0 (симетрично) на реф. рамнина средишна рамнина AⓂ, на двете паралелни надворешни страни од делот. Контролата при примена на условот на максимум материјал е со мерно помагало со димензии колку виртуелните граници за широчините на референтните површини на делот и на жлебот, сл. 6.32б. Ако не се користи условот на максимум материјал, тогаш контролата е како за симетрија.



а) б)

Сл. 6.31. Положба наместо коаксијалност (а) и виртуелни граници при услов на максимум материјал (б)



а) б)

Сл. 6.32. Положба наместо симетрија (а) и виртуелни граници при услов на максимум материјал (б)

7 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРОФИЛ

7.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРОФИЛ

Толеранциите на профил имаат многу широка примена. Се користат за ограничување на различни видови отстапувања на **МАТЕРИЈАЛНИТЕ ГЕОМЕТРИСКИ ЕЛЕМЕНТИ**, односно, како толеранции на:

- **облик**
- **правец**
- **положба**
- **сопствена мера за големина на геометриски елемент**
- **генерални (општи) толеранции за дел.**

Толеранциите на профил постепено го заменуваат класичното котирање на должинските и аголните мери со кои се определува обликот на функционалните материјални геометриски елементи. Со нив може да се зададе дозволено отстапување од обликот, правецот и положбата за површини и контури од делот.

Симболите за означување на толеранција на профил се:

- **профил на површина** ⌓ , со тридимензионално толерантно поле,
- **профил на линии** ⌒ , со дводимензионално толерантно поле.

Поради широката примена на толеранцијата на профил, во стандардот ISO 1660 се зададени повеќе варијанти на задавање на толеранцијата, од кои неколку се претставени во понатамошниот текст, а за повеќе детали потребно е да се консултира стандардот.

7.1.1 Толеранција на профил на линии

Со толеранцијата на профил на линии се одредуваат дводимензионални толерантни полиња за **дозволеното отстапување на изводници од посложена површина на дел, во однос на нивниот идеален облик**. Толерантните полиња се во произволно избрани рамнини паралелни на проекционата рамнина во која е зададена проекцијата.

- **На сл.7.1 е зададена е геометриска толеранција на профил на линии за кривите изводници на сложена површина.**
- **Обликот на теоретски точната линија, односно теоретскиот профил е дефиниран со теоретски точни мери,** како на сл. 7.1 а.
- **Во кој било пресек паралелен на проекционата рамнина во која е зададена толеранцијата, точките земени од изводница на реалната површина треба да се наоѓаат внатре во толерантно поле ограничено со две криви линии подеднакво оддалечени од двете страни на теоретскиот профил, по половина толеранција** (сл. 7.1 б).

а) б) в) г)

Сл. 7.1. Профил на линии, во 2Д-цртеж (а), толерантно поле (б), во 3Д-модел (в), и степени на слобода на толерантно поле (г)

Во 3Д МБД-модел, системот може да ги внесе автоматски базните мери за едноставни облици, додека за посложени облици се става напомена дека „теоретски точниот облик е зададен во CAD-моделот“ (сл. 7.1а,в).

Обликот на толерантното поле се задава во скица во CAD систем. Котите од скицата се внесуваат во 2Д проекција во работилнички цртеж или во 3Д МБД-модел. Притоа се котираат радиуси на лаци и должини на линии и се внимава на тангентност и други геометриски ограничувања. **Сите коти кои се користат за да се определи обликот на профилот се базни мери**.

При претставување на површините со сложена форма често пати се користи крива сплајн (сл. 7.1а). Кај кривата сплајн обично се задаваат неколку точки низ кои минува кривата (со помалку точки се добива помазна крива). Податоците за обликот на кривата сплајн обично се нецелосни (има тангенти во секоја точка со сопствени агли и должини). Кривата може и да не се котира, туку да се пренесе директно од CAD-систем во системот за обработка.

Толерантните полиња за толеранцијата на профил на линии се дводимензионални (сл. 7.1 б) и се однесуваат на изводници земени во произволно одбрани контролни рамнини кои се паралелни на проекционата рамнина од цртежот, слично како кај

толеранција за правост на изводници (сл. 4.4). Толерантните полиња за секоја од одбраните контролни рамнини се независни. Секое поединечно толерантното поле има 3 степени на слобода за движење во рамнина 2T 1R (сл. 7.1г).

За да се означи рамнината со која треба да се паралелни контролните пресеци во 3Д-модел, според ISO-стандардот 1101, на рамнината се поставува ознака како за референтен елемент (сл. 7.6 и 7.7), а ознаката за толеранција на профил на линии е дополнета со симбол за правец на пресечни рамнини

во кој е наведена ознаката на рамнината со кој се паралелни контролните пресеци.

7.1.2 Толеранција на профил на површина

Со толеранција на профил на површина се одредува тридимензионално толерантно поле ограничено со две еквидистантни површини на растојание колку зададената толеранција, за да се одреди **дозволеното отстапување на сложена површина од дел во однос на нејзиниот номинален облик**.

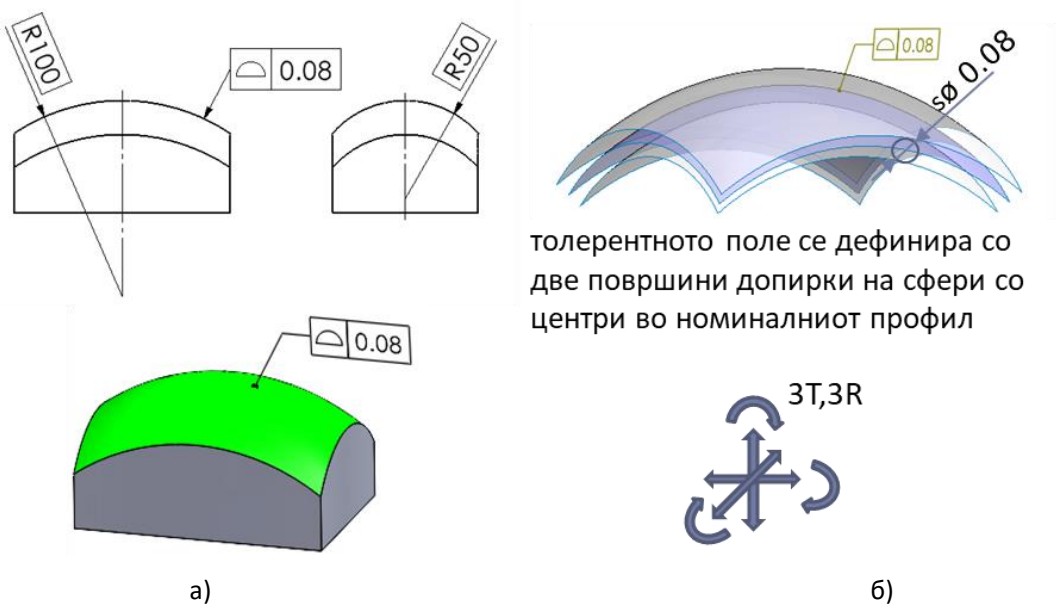
Толеранцијата на профил на површина е претставена на сл. 7.2 и се чита на следниот начин:

- **Зададена е геометриска толеранција на профил на површина, за горната закривена површина на делот на сл. 7.2а.**
- **Обликот на номиналната површина, односно теоретскиот профил е определен со теоретски точни мери,** во примерот R100 и R50.
- **Точките земени од изработената површина треба да се наоѓаат во толерантно поле помеѓу две површини кои се подеднакво оддалечени од двете страни на номиналната површина, за по половина од толеранцијата** (сл. 7.2б).

Толерантното поле за профил на површина е тридимензионално. Обликот на номиналниот профил е површина моделирана во CAD систем. Сите мери кои го определуваат обликот на номиналниот профил се теоретски точни мери. Толерантното поле е подеднакво оддалечено од номиналниот профил од двете страни во правец на нормалата на профилот. Целосната дефиниција гласи дека толерантното поле за профил на површина е ограничено со две површини тангентни на сфери со дијаметар еднаков на толеранцијата и чии центри се наоѓаат на номиналната површина. Толерантното поле има 6 степени на слобода (3T 3R) во простор (сл. 7.1 б), и е помало од толерантно поле за правец и положба на истиот профил.

Површината може да има најразличен облик, од едноставна, па до многу сложена. Толеранцијата за профил на површина се задава за аналитички површини (површини формирани од надоврзани линии и лаци), но и за полиномални површини (површини

формирани од сплајн криви). Во 3Д МБД се вградува ознака за толеранција за профил на површината (сл. 7.2а), а обликот на површината се зема од моделот.



а) б)

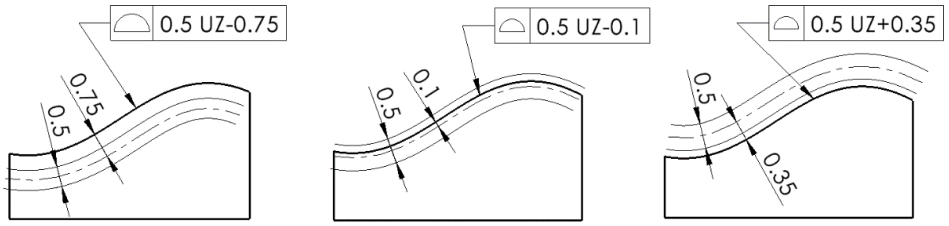
Сл.7.2. Профил на површина: означување во 2Д или цртеж (а), скица на толерантното поле (б), ознака во 3Д-модел (в), степени на слобода на толерантно поле (г)

7.1.3 Несиметрично толерантно поле за профил

Толерантното поле за профил обично е поставено на по ½ толеранција од двете страни од номиналниот профил, но може да се зададе и на една страна или несиметрично на двете страни од номиналниот профил.

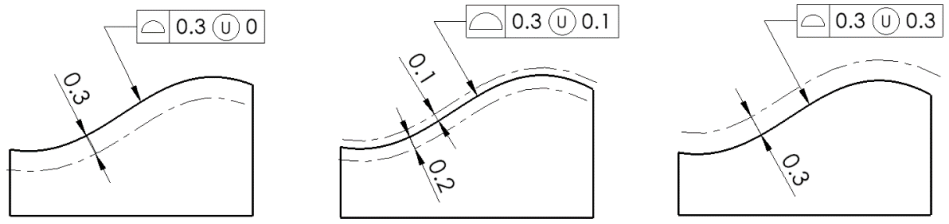
Кај ISO-стандардот, се става ознаката **UZ** (unilateral zone) за **несиметрично толерантно поле за профил**. **Растојанието од номиналниот профил до средината на толерантното поле** е со позитивна вредност ако толерантното поле е спрема надвор, односно негативна вредност ако е спрема внатре во однос на номиналниот профил (кон материјалот на делот). Во примерот на сл. 7.3, ширината на толерантното поле е 0.5. На сл. 7.3а, средината на толерантното поле е поместена за -075, а на сл. 7.3б за -0.1, кон внатрешноста на материјалот. На сл. 7.3.в, средината на толерантното поле е поместена за 0.35 спрема надвор.

Кај ASME-стандардот, несиметричното толерантно поле се означува со Ⓤ. По симболот, се внесува **растојанието од номиналниот профил до надворешната страна на толерантното поле**. За вредност 0, полето е навнатре во материјалот сл. 7.4а, а за поголеми вредности се поместува соодветно спрема надвор, како на сл. 7.4б,в.



а) б) в)

Сл. 7.3. Означување на несиметрично толерантно поле за профил според ISO



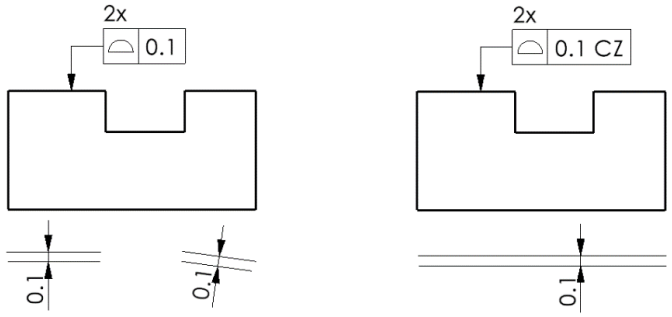
а) б) в)

Сл. 7.4. Означување на несиметрично толерантно поле за профил според ASME

7.1.4 Толеранција на профил за копланарни елементи

Толеранцијата на профил може да се зададе за копланарни рамнини, при што секоја може да има сопствено толерантно поле, или пак сите да имаат едно заедничко толерантно поле.

Сите рамнини на сл. 7.5а имаат иста толеранција 0.1, но толерантните полиња за секоја од рамнините се засебни.



а) б)

Сл. 7.5. Заедничка толеранција за копланарни површини според ISO-стандарди: само големината на толеранцијата е иста (а), толерантното поле е заедничко за двете (б)

Во сл. 7.5б е ставена ознаката **CZ** (common zone) која означува дека **толерантно поле е заедничко** за сите површини од групата копланарни површини, односно сите заедно се сметаат за една рамнина.

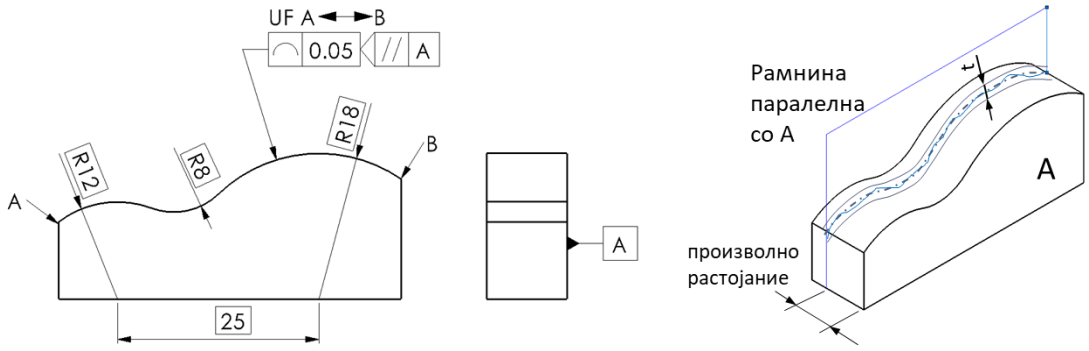
Кај ASME-стандардот, ако се наведе бројот на површини пред ознаката за толеранција, се подразбира дека толерантните полиња прават едно заедничко толерантно поле, без да се става ознаката CZ.

7.1.5 Толеранција на профил за група елементи

Според ISO, секоја зададена толеранција е независна, така што кога толеранцијата на профил се однесува на група надоврзани геометриски елементи треба да се стави знакот **UF** (unified feature) – **заеднички профил**. Знакот ⟷ означува дека заедничкиот профил е од точка A до точка B (сл. 7.а).

Толерантните полиња се дводимензионални и се однесуваат на изводници земени во повеќе произволно одбрани контролни рамнини, кои се паралелни на рамнина A означена како референтна (сл. 7.6 б).

Во примерот на сл. 7.6, заедничкиот профил се состои од три тангентни лаци чија големина е определена со базни мери на радиусите и растојанието помеѓу центрите R12, R8 и R18 и 25, како и ограничувањата за тангентност на лаците и хоризонталност на центрите.



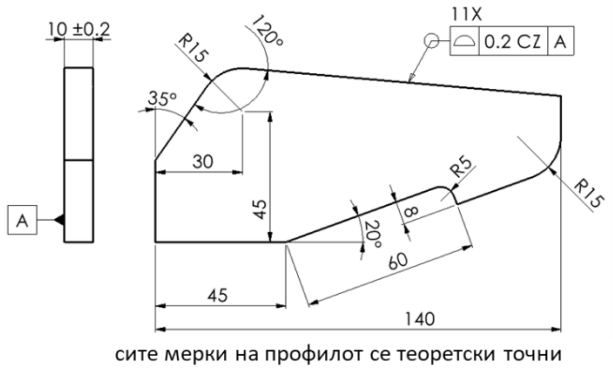
а) б)

Сл. 7.6. Толеранција на профил на линии за заеднички профил од D до E

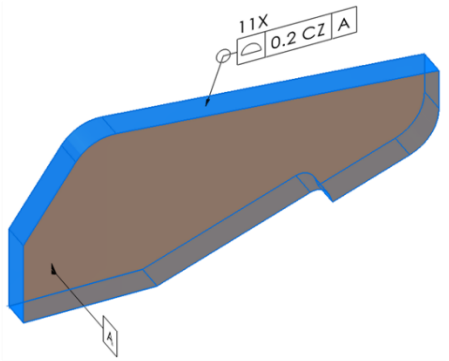
7.1.6 Толеранција на профил за цела контура на дел

Толеранција на профил се задава и за да се ограничи отстапувањето на група на надоврзани геометриски елементи кои формираат **цела контура на дел**, во однос на теоретски точната контура.

Кога толеранцијата се однесува на цела контура (наоколу) на показната стрелка од симболот на толеранцијата се става крукче . Сите мери кои го дефинираат теоретскиот профил се теоретски точни мери, дури и кога не се означени со правоаголник (сл. 7.7а), ако се многу и го оптоваруваат цртежот. Толерантното поле е тридимензионално и се простира на двете страни од номиналниот профил зададен со теоретски точни мери, по една половина од толеранцијата (сл. 7.7.в). На сл. 7.7г, номиналниот профил е обоен сино, а толерантното поле е провидно светло сиво и е претставено зголемено. Во примерот, толерантното поле е за **правец на профил на контура** и е поставено нормално на референтната рамнина А.

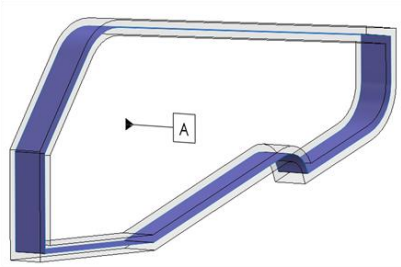


а)



б)

в)



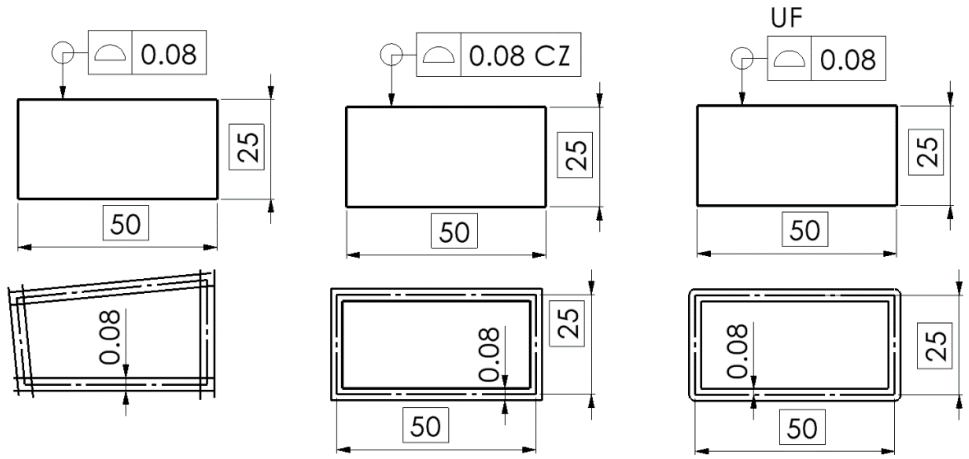
г)

Сл. 7.7. Толеранција на профил за целата контура на дел (а) делот со контурата во 3Д (б), номиналниот профил и толерантното поле за профил на контурата во 2Д (в) и во 3Д (г)

Во ISO-стандардот, дополнително се прецизира формата на толерантното поле со модификатори. Ако не стои никаква дополнителна ознака, тогаш толерантното поле за секој елемент на профилот е посебно (сл. 7.8а), поради принципот на независност. Ако се стави ознаката CZ после големината на толерантното поле, како на сл. 7.7.б и 7.8б, тогаш толерантното поле е заедничко за целата контура. Ако се стави ознаката UF од

горе на рамката за толеранцијата, толерантното поле е за целата контура и испакнатите агли на толерантното поле се заоблени како на сл. 8в.

Кај ASME-стандардот не се додава никаков симбол, обично се впишува бројот на елементи во контурата (сл. 7.7а). Толерантното поле е како во примерот 7.7, односно 7.8б.



Сл. 7.8. Модификатори на толерантното поле за контура во ISO-стандардите

7.2 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВЕЦ И ПОЛОЖБА НА ПРОФИЛ

Толеранциите на профил се единствениот вид на геометриска толеранција што може да се зададе кај криви линии и површини со сложена геометрија.

Кога толеранцијата на профилот е зададена без референтен систем, тогаш претставува **толеранција на облик на профил**.

Ако во толеранцијата на профил е зададен референтен елемент кој определува правец (агол) на профилот, тогаш е зададена **толеранција на правец на профил**.

Ако е зададен референтен елемент или систем, како и базни мери за положба на профилот, тогаш е зададена **толеранција на положба на профил**.

Толеранциите на профил може да се зададат и како **сложена толеранција**. Горната рамка ја одредува положбата на профилот во однос на референтниот систем, а долната рамка, правецот или обликот на истиот профил. Толеранциите за правец и облик на профил се потесни од тие за неговата положба, и тие ја одредуваат потребната прецизност на профилот од аспект на неговата функција.

Да потсетиме и дека според новите ISO-стандарди, толеранција на положба на профил, како **општа толеранција во однос на генерален референтен систем на дел**, ги замени толеранциите на слободни мери, како што е објаснето во точка 2.2.2.

7.2.1 Толеранција на правец на профил

Толеранција на правец на профил го одредува аголот на профилот кон референтен елемент. Профилот обично е нормален на зададен референтен елемент, но може да биде и паралелен или под агол.

Во примерот на сл. 7.7, зададена е референтна рамнина А. Толерантното поле за профил е нормално во однос на референтната рамнина А.

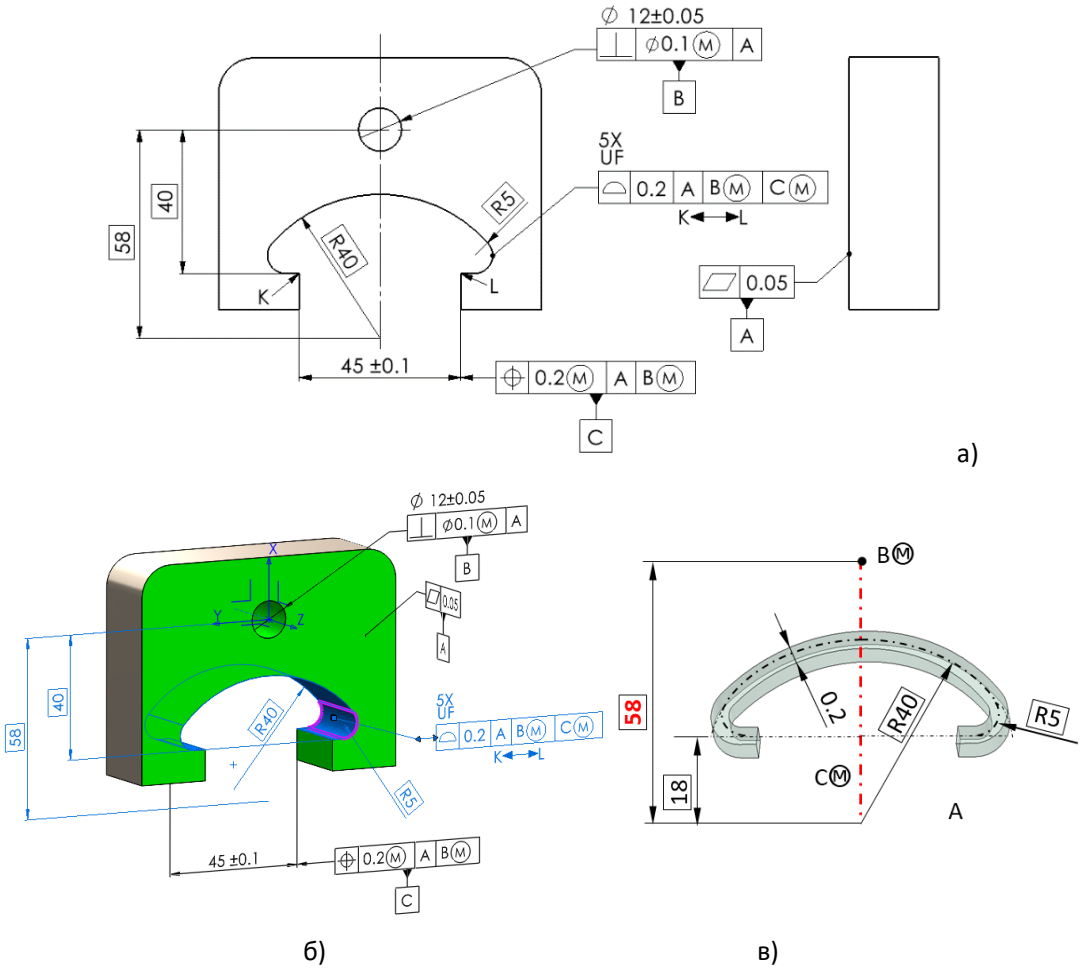
7.2.2 Толеранција на положба на профил

Толеранцијата за положба на профил се користи и за да се зададе положбата на толерантното поле за профил во однос на референтен систем. На сл. 7.9а се претставени примери на дел со зададени толеранција на рамност, нормалност, положба и положба на профил.

- **Зададена е толеранција на рамност за задната страна А. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини** на растојание 0.05.
- **Зададена е толеранција на нормалност за оската на отворот ø12. Толерантното поле е цилиндар** со ø0.1Ⓜ **. Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А.**
- **Зададена е толеранција на положба за средишната рамнина на ширината 50. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание** 0.2Ⓜ **. Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А и е на растојание 0 (симетрично) на референтната оска B**Ⓜ**.**
- **Зададена е толеранција на положба на профил за сложена површина составена од 5 надоврзани геометриски елементи од K до L (сл. 7.10а).**
- **Номиналниот профил е одреден со теоретски точна мера на заобленатa површина R40, растојанието до кусите рамни површини 18 (58-40) и заоблувањата R5. Толерантното поле е со ширина 0.2 и е распоредено подеднакво од двете страни на номиналниот профил означен со црта-точка линија** (сл. 7.9в).
- **Толерантното поле е нормално на реф. рамнина А. Толерантното поле е на растојание 58 и е симетрично на референтната оска B**Ⓜ**. Толерантното поле е ориентирано според референтната средишна рамнина C**Ⓜ **(ограничена е ротацијата околу оската B). На тој начин е определена положбата на профилот како целина во однос на референтниот систем.**

Во 3Д-моделот (сл.7.9б), сите функционални површини со зададени толеранции може да се истакнат со зелена боја. Со избор на рамката на толеранцијата на профил се

истакнува со сина боја целиот кластер: површините, базните мери и координатниот систем.



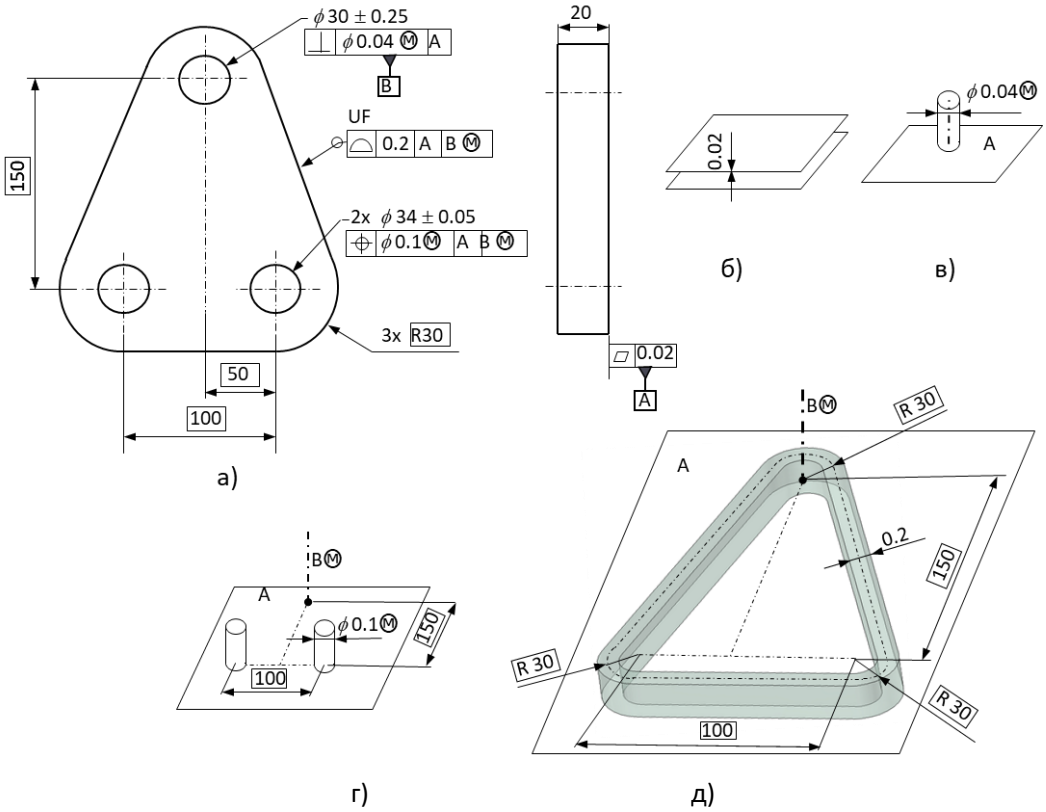
Сл. 7.9. Дел со толеранција на положба на профил (а, б) и скица на толерантното поле (в)

ПРИМЕР:

Делот на сл. 7.10а е со зададена толеранција на положба на профил за целата контура.

- **Толеранција на рамност 0.02 е зададена за задната страна на делот (сл. 7.10б). Толеранција на нормалност ø0.04Ⓜ е зададена за оската на отворот ø30** (сл. 7.10в).
- **Толеранција на положба е зададена за оските на двата отвора ø34. Толерантните полиња се цилиндрични со ø0.1Ⓜ. Толерантните полиња се поставени нормално на реф. рамнина А, симетрично во однос на**

референтната оска B и се на растојание 150 од неа и 100 меѓусебно, како на скицата на сл. 7.10г.



Сл. 7.10. Дел со толеранција профил за положба за контура со скици на толерантните полиња за рамност (а), нормалност (б), положба на оски (в) и положба на профил (г)

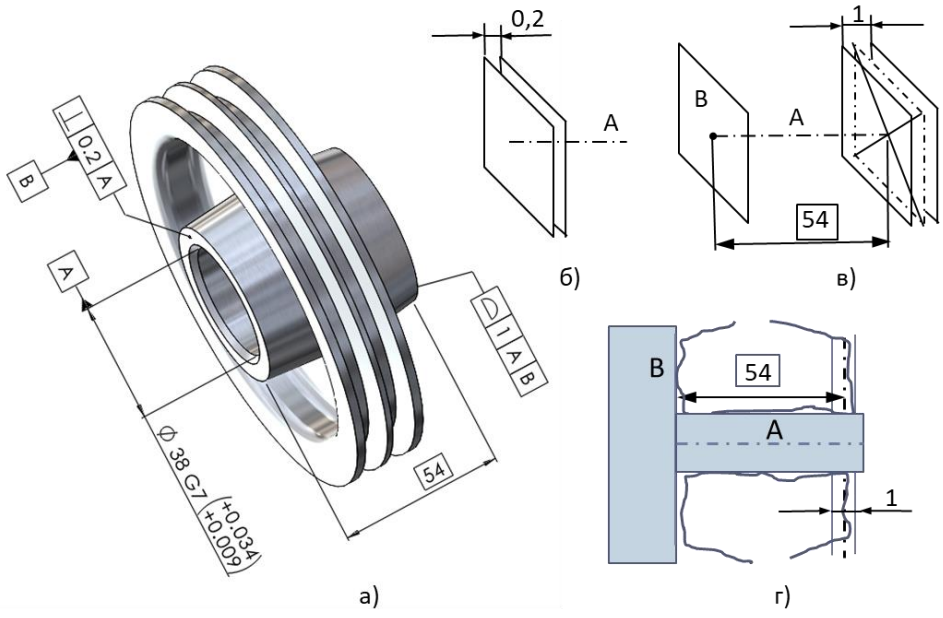
- **За надворешната контура на делот е зададена толеранција за положба на профил со знакот ⌓. Номиналниот профил на целата надворешна контура е определен со теоретски точните мери 150, 100, 50 за центрите на отворите и радиусите 3x R30.**
- **Толерантното поле е тридимензионално и е со ширина 0.2, распоредено по ½ од двете страни на номиналниот профил, а должината е колку дебелината на делот, како на сл. 7.10д.**
- **Мерите за положба на оските на отворите се истовремено базни мери за положбата на толерантното поле за профил во однос на референтниот систем формиран од реф. рамнина A и реф. оска B.**

7.2.3 Толеранција на положба на профил како замена за мера

Толеранцијата за положба на профил на рамна површина ја **заменува толеранцијата на мера**. Во тој случај е јасно зададено која површина се користи како референтна и кон која површина е зададено толерантното поле.

На примерот на сл. 7.11, прво се зададени толеранцијата за нормалност за левата рамна страна од главината на ременицата. Потоа е зададена толеранцијата за положба на профилот за десната рамна страна на главината од ременицата, во однос на левата.

- **Зададена е толеранција на нормалност за левата странична површина. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.2. Толерантното поле е нормално на референтната оска A на централниот отвор ø38** (сл. 7.11б).
- **Зададена е геометриска толеранција на профил на површина, за десната странична површина. Теоретскиот профил е рамнина.**
- **Толерантното поле е со ширина 1** (сл. 7.11в) **и е симетрично (по една половина од двете страни) на теоретскиот профил.**
- **Толерантното поле е нормално на реф. оска A и е на теоретски точно растојание 54 од прободот на реф. оска A со реф. рамнина B,** сл. 7.11в.



Сл. 7.11. Ременица со толеранција на профил наместо толеранција на мера (а), скици на толерантно поле за нормалност (б), профил (в) и мерење на мерата 54 (г)

На сл. 7.11г е претставено шематски поставувањето на делот при контрола. Делот налегнува на референтната цилиндрична површина А, потоа на страната В. Мерата 54 се мери во насока на референтната оска А, почнувајќи од допирна точка со референтната рамнина В.

Зададените геометриски толеранции се функционални и соодветни на начинот на монтажа на ременицата во склоп. Централниот отвор е одбран за прв референтен елемент поради поголемата должина, како и квалитетот на површината кој произлегува од толеранцијата G7.

7.2.4 Толеранции на профил за конуси

Кај конусите се применува **толеранција на профил на површина** за ограничување на следните видови на отстапувања:

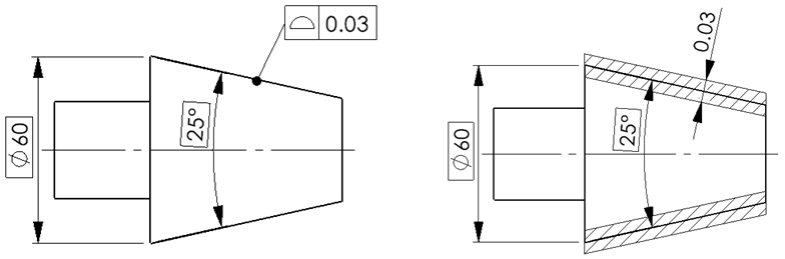
- профил (облик) на конус
- радијална положба на конус во однос на референтна оска
- аксијална положба на конусот во однос на странична површина
- вкупна положба на конус, и радијална и аксијална

Профил за облик на конус. Отстапувањето на конус од основниот облик се задава со толеранција на профил на површина (сл. 7.12а). Во овој пример, номиналниот облик на конусот е определено со теоретски точен дијаметар ø60 и агол 25° (сл. 7.12б), а толерантното поле е на двете страни од номиналниот профил.

Профил за радијална положба на конус. Толеранцијата на профил на конусната површина е во функција на коаксијалност со референтна оска А од цилиндарот (сл. 7.13). Толерантното поле е коаксијално со референтната оска А.

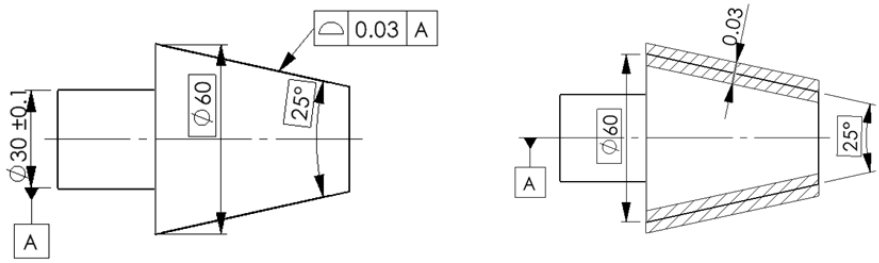
Положба на профил на конус. Вредноста на толеранцијата t за конусот се задава во насока нормално на површината на конусот, како на сл. 7.14в.

- **На сл. 7.14а,б е зададена толеранцијата на положба на профил за конусна површина.**
- **Теоретски точниот облик на конусот е определен со теоретски точен агол 25° и еден дијаметар ø45 , приближно на средината на конусот.**
- **Толерантно поле е ограничено со два коаксијални конуси на растојание колку вредноста на толеранцијата 0.03, и е еднакво оддалечени од двете страни на теоретскиот конус,** сл. 7.14в.
- **Толерантното поле е поставено коаксијално со референтната оска А и е на теоретски точно аксијално растојание 60 од референтната рамнина В, со што толерантното поле е целосно ограничено.**



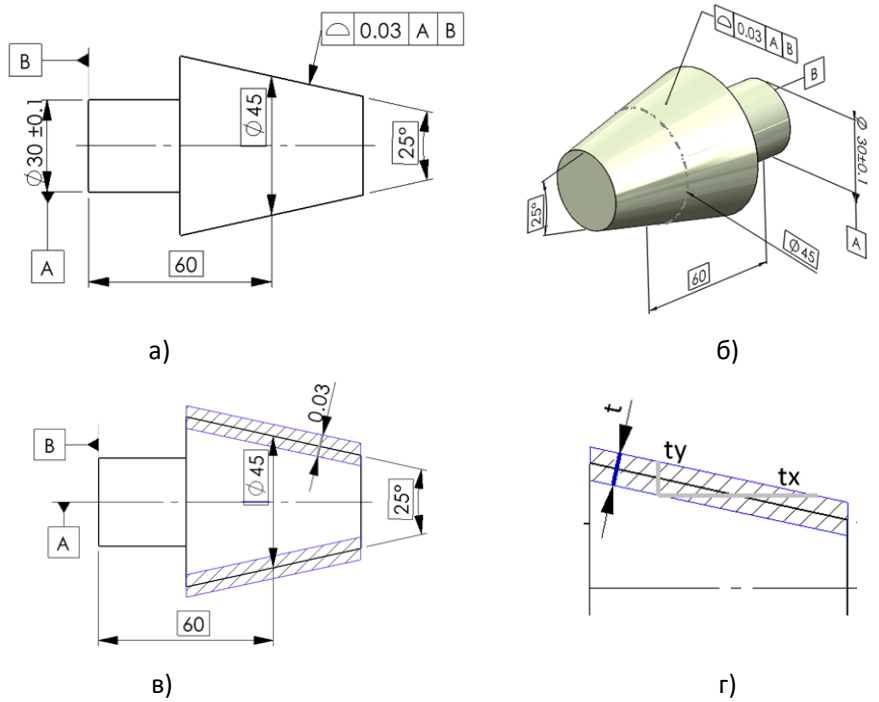
а) б)

Сл. 7.12 Профил на конус (а), скица на толерантно поле (б)



а) б)

Сл. 7.13 Профил на конус за коаксијалност (а), скица на толерантно поле (б)



а) б)

в) г)

Сл. 7.14. Толеранција на профил за положба на конус: во цртеж (а), во МБД модел (б), скица на толерантното поле (в) и разлика во отстапувањата (г)

Според сл. 7.14г можат да се пресметаат:

- толеранција t_y во насока нормално на оската на конусот (радијална насока):
  $t_y /2 = t / \cos(\alpha/2)$, $t_y /2 = 0.03 /\cos 12.5 = 0.031$
- толеранцијата t_x во насока на оската на конусот (аксијална насока):
  $t_x = t / \sin(\alpha/2)$, $t_x = 0.03/\sin 12.5 = 0.139$

  каде α е агол на конусот.

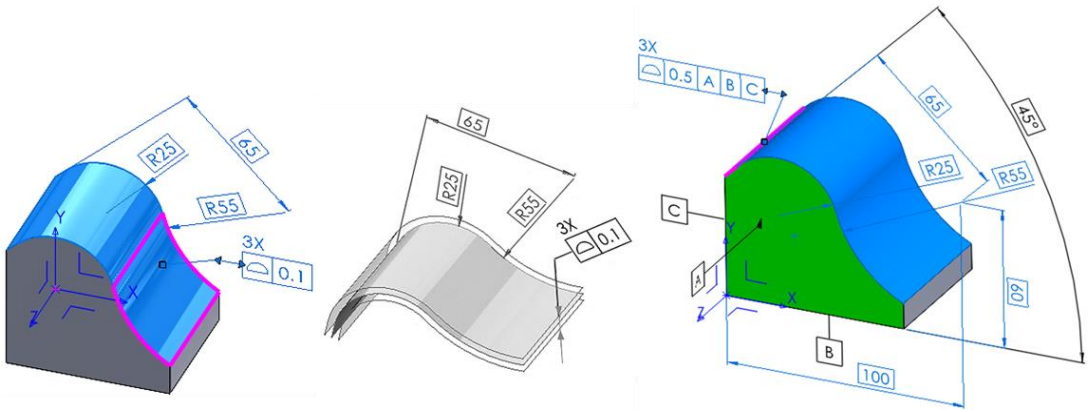
Во радијална насока, конусот може да отстапува за растојание $Y = 2t_y = 0.062$, додека во аксијална насока може да се најде на растојание $X = t_x = 0.139$ (сл. 7.14г).

Кога наклонот на конусот е 1:3 или помал, односно кога аголот на конусот е 20° или помал, разликата помеѓу t и t_y е помала од 2% и практично е занемарлива. Аксијалното отстапување t_x е поголемо од толеранцијата t при мали агли на конусот.

7.2.5 Толеранции на профил во МБД

За разлика од толеранцијата на положба, која се вградува автоматски, толеранцијата на профил во МБД се задава редоследно со поединечно задавање на теоретски точните мери на профилот, референтните елементи, базните мери и потребната толеранција.

Во примерот на сл. 7.15а, горната сложена површина означена со сина боја се состои од коса рамнина под 45°, тангентна цилиндрична површина со радиус R25 и тангентна цилиндрична површина со радиус R55.



а) б) в)

Сл. 7.15. Колекција од три површини. Профил како толеранција на облик (а), скица на толерантното поле (б), толеранција на положба на профил во однос на р. р. А, В, С (в)

Од трите елементи е формирана група која се нарекува **колекција**. За да се запази тангентност на рамната површина и цилиндарот со радиус R55, цилиндарот со радиус R25 се вградува како заоблување (fillet).

За групата површини е ограничено отстапувањето на обликот со помош на толеранција на профил. Скицата на толерантното поле е прикажана на сл. 7.15б. Сините коти системот ги смета за составен дел на толеранцијата за профил. Над рамката за толеранцијата е наведено 3x што значи дека толеранцијата се однесува на трите површини.

На сл. 7.15в, за истата група површини е зададена толеранција на положба на профил, во однос на референтниот систем формиран од три заемно нормални рамнини A, B, C. Теоретски точните мери 100 и 60 и 45° ја определуваат положбата и ориентацијата на групата површини во однос на референтниот систем.

7.2.6 Сложена толеранција на профил

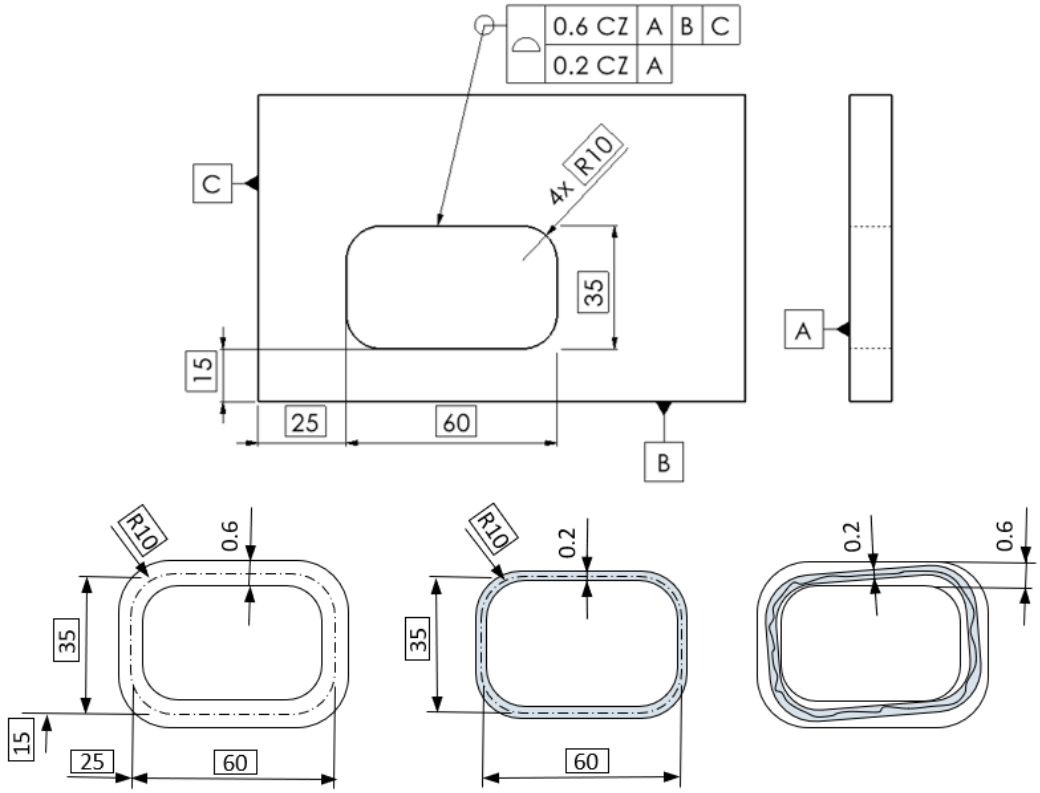
Сложената толеранција на профил, слично како кај положба, овозможува да се раздвои функционалното барање за точност профилот како засебна целина, како и да се искаже за кои односи кон надворешни (референтни) елементи не се бара особена прецизност. Тоа овозможува поевтина изработка, а и насочување на вниманието кон функционално важните елементи.

На сл. 7.16 е прикажан пример на дел со зададена сложена толеранција на профил. Рамката има еден симбол за профил на површина и две редици со зададени толеранции.

Во горната редица е зададена толеранцијата на **положба на профилот**. Теоретски точниот профил има облик според страните на жлебот со теоретски точни мери 60, 35 и R10 и висина колку дебелината на делот. Толерантното поле е со ширина 0.3 и е распоредено од двете страни на теоретскиот профил. Толерантното поле е нормално на р. р A, оддалечено 15 од р. р. B и 25 од р. р. C. Толерантното поле е неподвижно, сл. 7.16а. Оваа толеранција се однесува всушност на мерите за 15 и 25 за положба, а не толку на самиот профил.

Со долната редица е зададено толерантно поле на **правец на профилот**. Толерантното поле е со ширина 0.1 и е распоредено од двете страни на теоретскиот профил со мери 60, 35 и R10. Толерантното поле е нормално на р. р A и неговата положба не е ограничена. Ова толерантно поле го искажува функционалното барање за потребната точност на обликот и правецот на профилот и тоа е поскапото барање, сл. 7.16б.

На сл. 7.16в е прикажан заемниот однос на двете толерантни полиња. Контурата на реален дел треба да може да се смести во помалото толерантно поле, но и во поголемото толерантно поле. Мерите 15 и 25 во однос на референтните рамнини B и C не треба да се толку прецизни како профилот и затоа толерантното поле за положба е пошироко, што овозможува поевтина изработка.



Сл. 7.16. Дел со зададена сложена толеранција на профил на жлеб со скици на толерантните полиња од горната рамка (а), долната рамка (б) и нивна заемна положба (в)

8 ТОЛЕРАНЦИИ НА ИЗДАДЕНОСТ

8.1 ВИДОВИ ТОЛЕРАНЦИИ НА ИЗДАДЕНОСТ

Толеранциите на издаденост (биење) се применуваат кај делови кои ротираат. Со толеранциите на издаденост се ограничува можноста за појава на ексцентрицитет на масите на поединечни геометриски елементи во однос на оската на ротација на делот, со цел да се намалат инерцијалните сили при ротација.

Толеранциите на издаденост се сложени толеранции и овозможуваат истовремено да се контролира **обликот и положбата на ротациона површина во однос на оската на ротација на делот**. Кружната издаденост е комбинација од кружност и коаксијалност. Вкупната издаденост е комбинација од цилиндричност и коаксијалност.

Интересно е да се напомене дека кружната издаденост, иако дефинира дводимензионални толерантни полиња во повеќе напречни пресеци, со коишто се проверува отстапувањето на кружни изводници од ротациона површина, е сосема доволна контрола на издадеността на ротациона површината во однос на оската на ротација на делот, од функционален аспект.

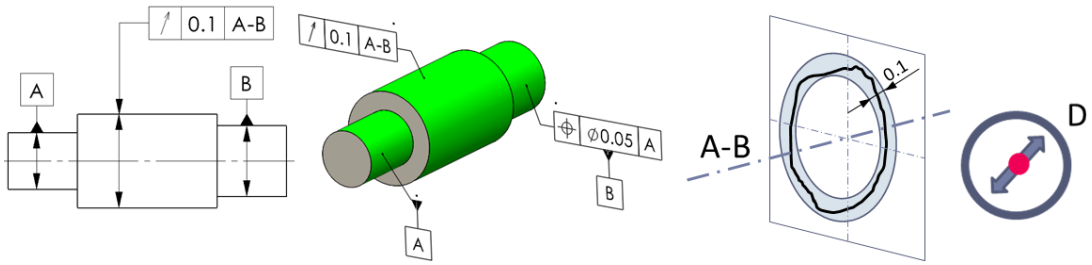
8.1.1 Толеранција на кружна издаденост

Толеранцијата на кружна издаденост се користи за контрола на **кружни изводници од ротациона површина во однос на оската на ротација на делот**. Оската на ротација се добива кога делот ќе се потпре истовремено на двата ракавци за лежишта и се означува со заедничка ознака А-В.

- **На сл. 8.1а,б е зададена толеранција на кружна издаденост за кружни изводници на ротациона површина.**
- **Во кој било напречен пресек на ротациона површина, точките земени од контурата треба да може да се сместат во толерантно поле ограничено со две концентрични кружници на меѓусебно растојание колку што изнесува толеранцијата,** на пример 0.1 (сл. 8.1в). **Се одбираат повеќе напречни пресеци со соодветни толерантни полиња.**

- **Толерантните полиња се со центар во референтната оска А-В, која се добива кога делот ќе се постави истовремено на двата ракавци за лежишта А и В.**

Секое поединечно 2Д толерантното поле може да има различен дијаметар, но сите се со еднаква широчина и со центар во оската А-В (сл. 8.1в,г).



а) б) в) г)

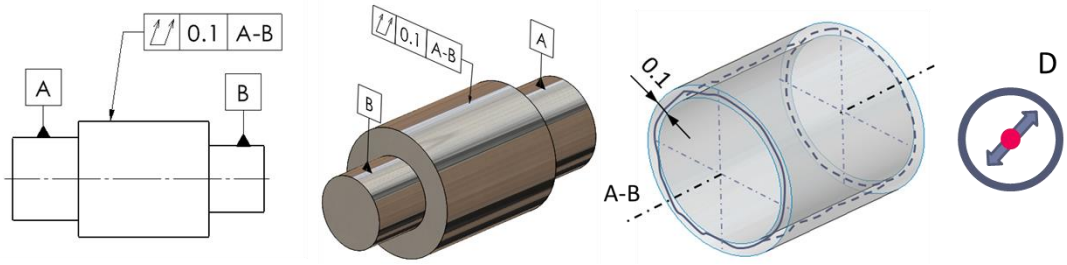
Сл. 8.1. Толеранција на кружна издаденост во цртеж (а), MBD модел (б), скица на поединечно толерантно поле (в), степени на слобода на толерантните полиња (г)

8.1.2 Толеранција на вкупна издаденост

Толеранцијата на вкупна издаденост се користи за контрола на издадеността на **цилиндрична површина во однос на оската на ротација на делот**.

- **На сл. 8.2а,b е зададена толеранција на вкупна издаденост за цилиндрична површина.**
- **Сите точки земени од реалната површина треба да се наоѓаат во толерантно поле ограничено со два коаксијални цилиндри на меѓусебно радијално растојание колку толеранцијата 0.1.**
- **Толерантното поле е со центар во заедничката референтна оска А-В, која се добива кога делот ќе се постави истовремено на двата ракавци за лежишта А и В (сл. 8.2в).**

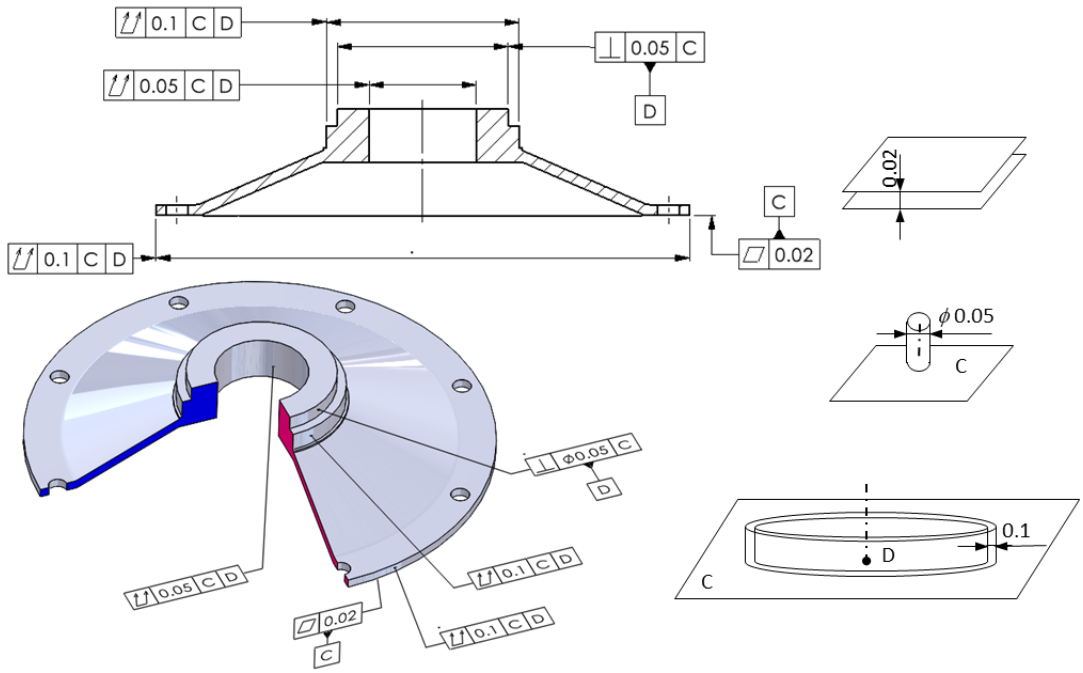
Толеранцијата на вкупната издаденост го контролира истовремено обликот на цилиндричната површина, неговата коаксијалност со оската на ротација на делот и правоста на надолжните изводници на површината. Толерантното поле може да има променлив дијаметар, но е секогаш со центар во оската А-В (сл. 8.26г).



Сл. 8.2. Толеранција на вкупна издаденост во цртеж (а), во 3Д (б), скица на толерантното поле (в), степени на слобода на толерантното поле (г)

Пример

Во примерот на сл. 8.3 е прикажано дека за контрола на издадеността може да се користи и референтен систем составен од два геометриски елементи. Во примерот, цилиндарот што ја одредува оската на ротација на делот D е доста кус, па затоа за прв референтен елемент е земена површината означена со C која е доста поголема и овозможува стабилна ориентација на толерантното поле (сл. 8.3а).



Сл. 8.3. Дел со толеранција за рамност, нормалност и вкупна издаденост (а), скици на толерантни полиња (б), според ASME Y14.5

- **Зададена е толеранција на рамност на долната површина. Толерантното поле е ограничено со две паралелни рамнини на растојание 0.02 (сл. 8.3б).**
- **Зададена е толеранција на нормалност на оската на надворешна цилиндрична површина. Толерантното поле е цилиндар со дијаметар ø0.05 поставен нормално на референтната рамнина C.**

- **Зададена е толеранција на вкупна издаденост за најголемиот надворешен цилиндар.**
- **Толерантното поле е помеѓу два коаксијални цилиндри на растојание 0.1.**
- **Толерантното поле е нормално на референтната рамнина C и е со центар во референтната оска D (во прободот со C).**

9 ЗАДАВАЊЕ И АНАЛИЗА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ

Постапката за задавање на геометриските толеранции започнува од разјаснување на функционалните барања за склопот, потребата за квалитет, како и очекуваното однесување на склопот при работа. Преносот на силите и движењата низ склопот од изворот на силина до извршителите на работата обично се случува преку контактните површини на споевите.

Споевите може да бидат различни: со допир, цврсто притегнати, со зјај, лизгачки, ротациони и друго. Разбирањето на целта и начинот на поврзување на деловите во склоп е клучна.

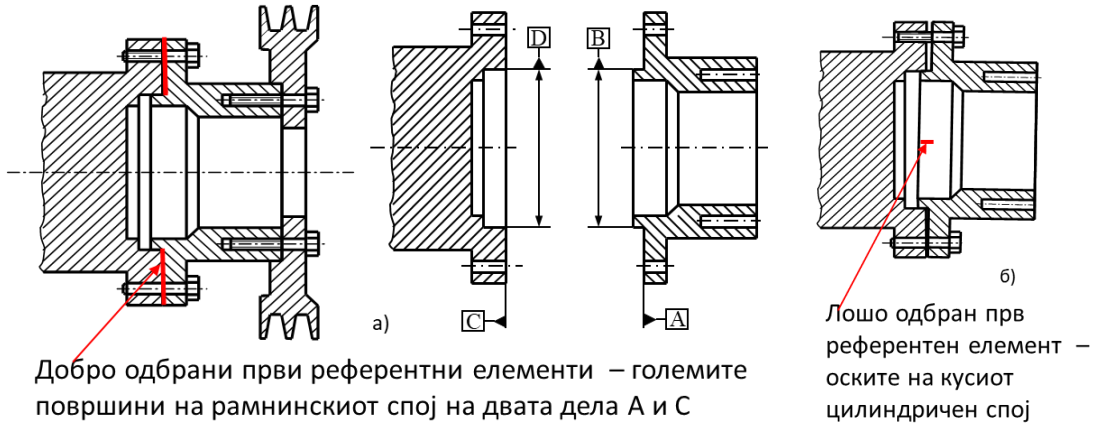
Поради непрецизноста на изработените површини, поврзаните делови може да заземаат различна положба по монтажа, што може да влијае на работата на склопот. Во поново време, постојат компјутерски алатки кои овозможуваат да се вградат толеранциите во 3Д-модел на дел, што овозможува геометриска анализа на функционалните елементи на склоповите при нивното моделирање. Мерите на изработените делови се статистички големини и при анализата на толеранциите може да се провери и подеси саканата точност.

9.1 ПОСТАПКА НА ЗАДАВАЊА НА ГЕОМЕТРИСКИТЕ ТОЛЕРАНЦИИ

Прв чекор при задавање на геометриските толеранции е правилно да се одбере првиот референтен елемент. Постапката е илустрирана со примерот прикажан на сл. 9.1 [5].

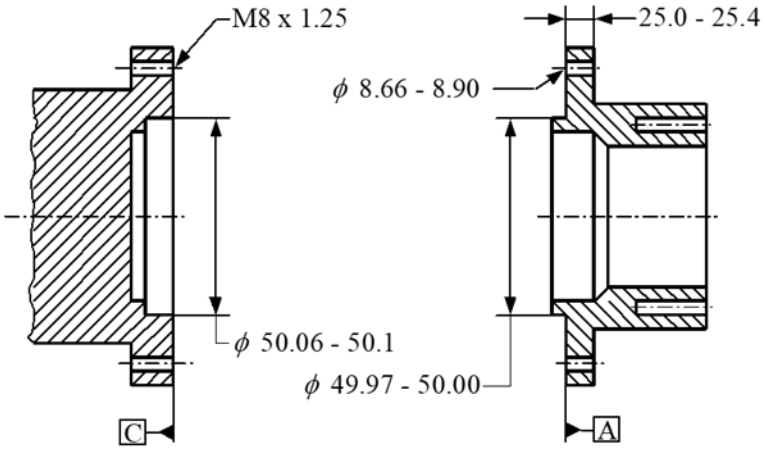
Кандидати за први референтни елементи кај двата дела се површините на споевите – рамнински спој и цилиндричен спој, сл. 9.1а. Рамните површини од двата дела се одбираат за први референци, затоа што подобро ги ориентираат деловите во склопот, при што референтната рамнина на едниот дел е означена со А, а на другиот дел со С.

Цилиндричниот спој има функција на заемно центрирање на деловите. Толерантните полиња на дијаметрите се 0.05 за делот лево и 0.03 за делот десно на сл. 9.2.



Сл. 9.1. Избор на референтни елементи за двата дела

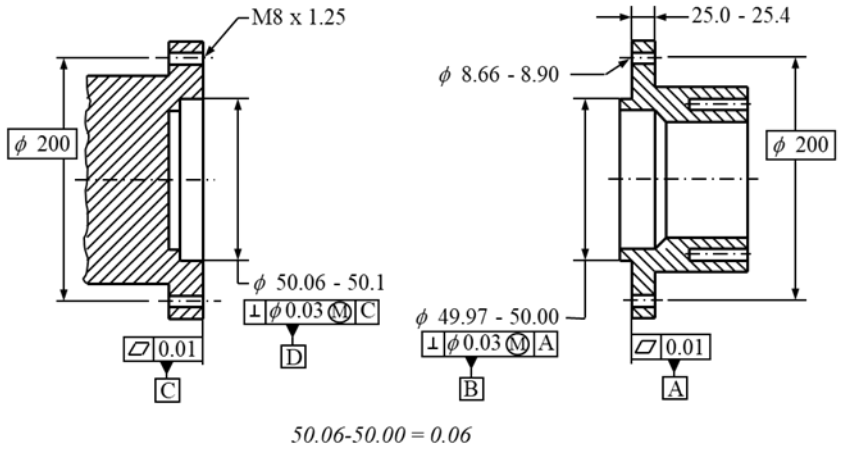
Рамноста на површината која треба да се користи како прв референтен елемент А на делот десно е ограничена од толеранцијата на мерата 25.0-25.4 и изнесува 0.4 mm (сл. 9.2). Бидејќи толеранцијата за нормалност на оската на на цилиндарот за центрирање ø50 е доста потесна (0.03), неопходно е првиот референтен елемент да биде уште попрецизен и затоа се задава рамност 0.01, која би требало лесно да се постигнува со машините во погонот. Од истата причина, за делот лево е зададена толеранција за рамност за површината која се користи како прв референтен елемент С (сл.9.3).



Сл. 9.2. Проверка на потребната точност за референтните елементи

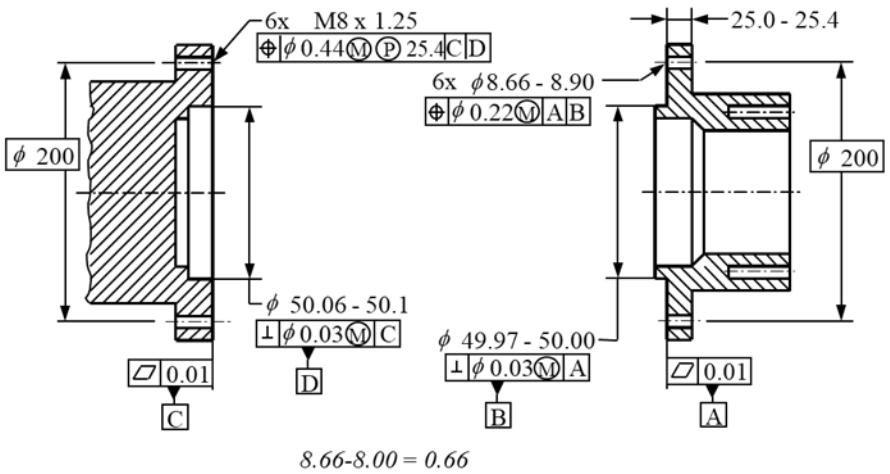
Вторите референтни елементи В и D се исто така функционални површини и овозможуваат заемно центрирање на деловите. Минималниот зјај помеѓу двете површини (сл. 9.3) при условот на максимум материјал, 50.06 - 50.00 = 0.06 е распределен на двата дела подеднакво по 0.03 како геометриска толеранција за нормалност на оските.

Референтните елементи B и D понатаму се користат како центри за задавање на положбата на шест отвори распоредени по круг со дијаметар ø200.



Сл. 9.3. Задавање на толеранции за рамност на првите референтни елементи и за нормалност при максимум материјал за вторите референтни елементи од двата дела

Мерата при максимум материјал за отворите на делот десно е ø8.66, а за завртка M8 е ø8, така што минималниот зјај е 0,66. Зјајот се распределува нерамномерно, односно 0.44 за отстапување од положба на навојните отвори и 0.22 за обичните отвори од другиот дел (сл. 9.4).



Сл. 9.4. Задавање на толеранција на положба за оските на отворите распоредени по круг за двата дела

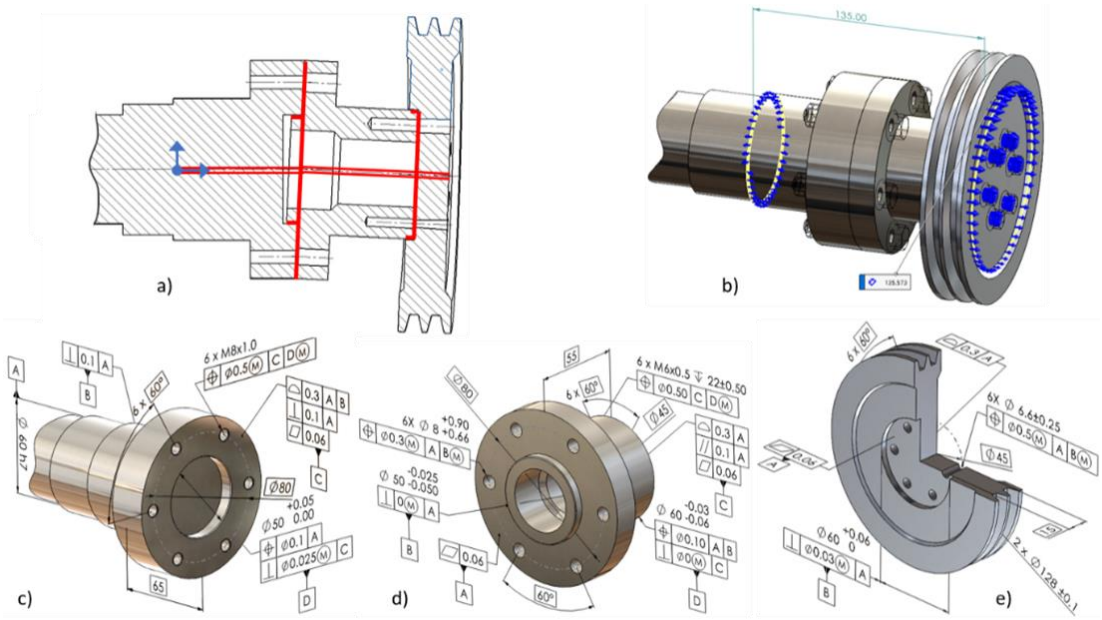
Поради дебелината на прирабницата, за навојните отвори на делот лево се применува проектирано толерантно поле за положба со должина 25.4, колку дебелината на прирабницата на делот десно, за да не дојде до преголемо закосување на завртките.

Од примерот може да се заклучи дека задавањето на толеранциите се прави за надоврзани делови од склоп и тоа за нивните геометриските елементи кои имаат одредена функција. Во примерот, се бараше цврсто спојување на два дела кои ротираат не многу бргу. Сепак, важна е точноста која се добива од цела низа на поврзани делови заради ограничување на ексцентрицитетот на масите на деловите.

9.2 АНАЛИЗА НА СКЛОП СО ЗАДАДЕНИ ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

Со МБД-модел може да се изврши анализа на мерна верига во склоп со вградени геометриски толеранции. За да се изврши анализата, потребно е да се одбере завршниот член на мерната верига, деловите по редослед на нивното вградување, како и допирите помеѓу деловите.

Примерот на сл. 9.5 е надградба на претходниот пример. Толеранциите на деловите од склопот се прикажани на сл. 9.5 в, г, д. Со анализата на толеранциите може да се провери варијацијата на вкупната мера преку трите делови во насока на оската (сл. 9.б б), како и во радијална насока. Вредностите на зададените толеранциите може лесно да се менуваат, за да се прилагодат за што подобро исполнување на функционалните барања за склопот (види точка 2.5).



Сл. 9.5. Пример на анализа на склоп: скица на девијација на склопот со зголемени геометриски отстапувања (а), анализа на склоп со зададени геометриски толеранции (б), вратило (в), адаптер (г), и ременица во пресек (д) со зададени толеранции

Без да се навлегува подлабоко во оваа сложена материја, може да се заклучи дека задавањето на геометриските толеранции произлегува од начинот на заемно поставување и функционирање на деловите во склопот. Зададените геометриски

толеранции треба да го одразуваат редоследот на заемно прикрепување на деловите во склоп заради остварување на одредена функција.

Изборот на вредностите на толеранциите зависи пред сè од функцијата на делот, но и од можноста за нивно постигнување со машините во погонот, како и од цената за која треба да се произведе делот, односно склопот. Сепак, треба да се има предвид дека **НЕ СМЕЕ ДА СЕ ЖРТВУВА ФУНКЦИЈАТА ЗАРАДИ ПОЕВТИНА ИЗРАБОТКА.**

Со задавањето на геометриски толеранции, преку јазик на симболи се овозможува да се дефинираат делови кај кои се истакнати функционалните површини и односи, што ги прави јасни за разбирање и едноставни за производство. Тоа е всушност целта на задавањето на геометриските толеранции.

10 ПРИЛОГ: ПРИМЕРИ НА ЛИНИСКИ МЕРНИ ВЕРИГИ

10.1 ЗАДАЧИ ЗА ЛИНИСКИ МЕРНИ ВЕРИГИ

Постапка за решавање на линиски мерни вериги

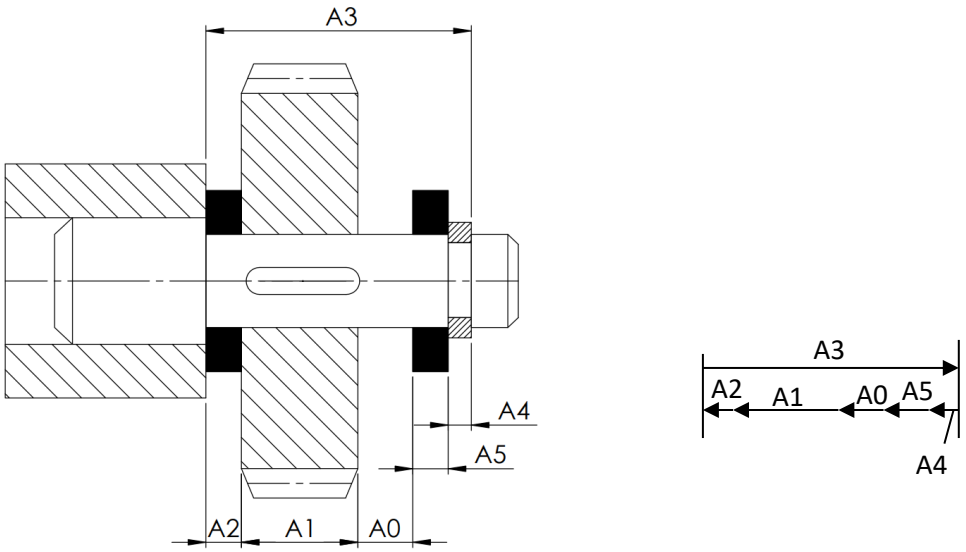
Во задачите обично се бара да се пресмета вредноста на отстапувањето на завршниот член за еднодимензионалната (линеарна) мерна верига при примена на методот на потполна и непотполна заменливост, во следните чекори:

- Чекор 1: Идентификувајте ја **мерата што треба да се анализира** (завршен член на мерната верига) и именувајте ја (на пример со X).
- Чекор 2: Идентификувајте ги **сите мери и толеранции според кои се пресметува анализираната мера**. Можете и да ги именувате со x1, x2, x3...
- Чекор 3: Претставете ги како **затворена низа од надоврзани вектори**. Каде што завршува едната мера, тука започнува следната.
- Чекор 4: **Составете векторска равенка** за затворена низа од вектори. Пресметајте ја номиналната вредност на завршниот член.
- Чекор 5: За секоја мера одредете ја најголемата и најмалата вредност.
- Чекор 6: Во равенката за завршниот член заменете ги мерите:
  - За пресметка на најголемата вредност X_g, земете ги најголемите мери за членовите кои се додаваат и најмалите за тие што се одземаат.
  - За пресметка на најмалата вредност X_d земете ги најмалите вредности за членовите кои се додаваат, а најголемите за тие што се одземаат.
- Чекор 7: Пресметајте го отстапувањето на завршниот член на мерната верига според методот на непотполна заменливост.

Задача 1.

За линеарна мерна верига во склопот прикажана на сл. 10.1 се бара да се одреди мерата A0 и нејзината толеранција по метод на потполна заменливост и по метод на непотполна заменливост.

Зададени се мерите: A1=40±0,2; A2=$5^{+0,15}_{-0,05}$; A3=60±0,25; A4=$3^{+0,05}_{-0,1}$; A5=$5_{-0,2}$.



Сл. 10.1. Линеарна мерна верига за склоп

Решение:

Големината на мерата изнесува: A0 = A3 – A1 – A2 – A4 – A5 = 60 – 40 – 5 – 3 – 5 = 7 mm

Најголемата вредност на мерата изнесува:

A0g = 60,25 – 39,8 – 4,95 – 2,9 – 4,8 = 7,8 mm

Најмалата вредност на мерата изнесува:

A0d = 59,75 – 40,2 – 5,15 – 3,05 – 5 = 6,35 mm

Големината на мерата со толеранции изнесува: $A0=7^{+0,8}_{-0,65}$ mm.

Големината на толерантното поле при методот на потполна заменливост изнесува:

T_{A0} = A0g - A0d = 7,8 – 6,35 = 1,45 mm или

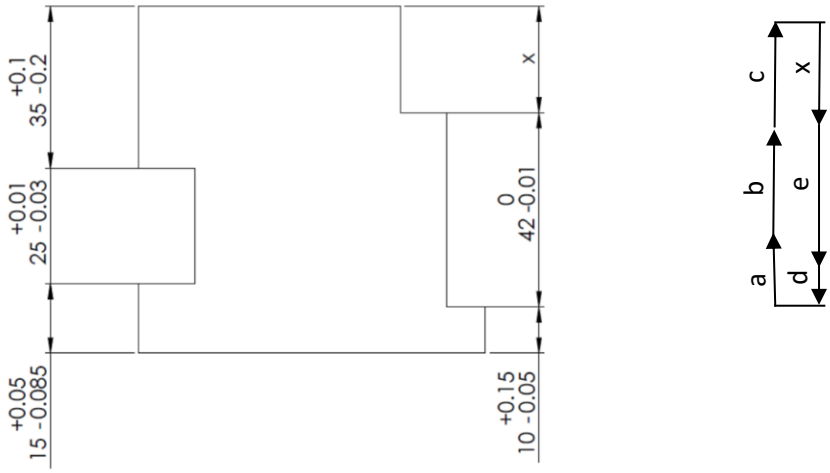
T_{A0} = 0,5 + 0,4 + 0,2 + 0,15 + 0,2 = 1,45 mm

Големината на толерантното поле при методот на непотполна заменливост изнесува:

$T_{A0} = \sqrt{0,5^2 + 0,4^2 + 0,2^2 + 0,15^2 + 0,2^2}$ = 0,716 mm

Задача 2.

За линеарна мерна верига за дел прикажана на сл. 10.2 се бара да се одреди мерата A0 и неговата толеранција по метод на потполна и по метод на непотполна заменливост. Зададени се мерите: a = 15 mm; b = 25 mm; c = 35 mm; d = 10 mm; e = 42 mm;



Сл. 10.2. Линеарна мерна верига за дел

Решение:

Големината на мерата изнесува: x = a + b + c – d – e = 15+ 25 + 35 – 10 – 42 = 23 mm

Најголемата вредност на мерата изнесува:

x_g = 14,95 + 25,01 + 35,1 – 9,95 – 41,99 = 23,12 mm

Најмалата вредност на мерата изнесува:

x_d = 14,915 + 24,97 + 34,8 – 10,15 – 42 = 22,535 mm

Големината на мерата со толеранции изнесува: x = $23^{+0,12}_{-0,465}$ mm.

Големината на толерантното поле при методот на потполна заменливост изнесува:

$T_x = x_g - x_d$ = 23,12 – 22,535 = 0,585 mm

T_x = Ta + Tb + Tc + Td + Te = 0,035 + 0,04 + 0,3 + 0,2 + 0,01 = 0,585 mm

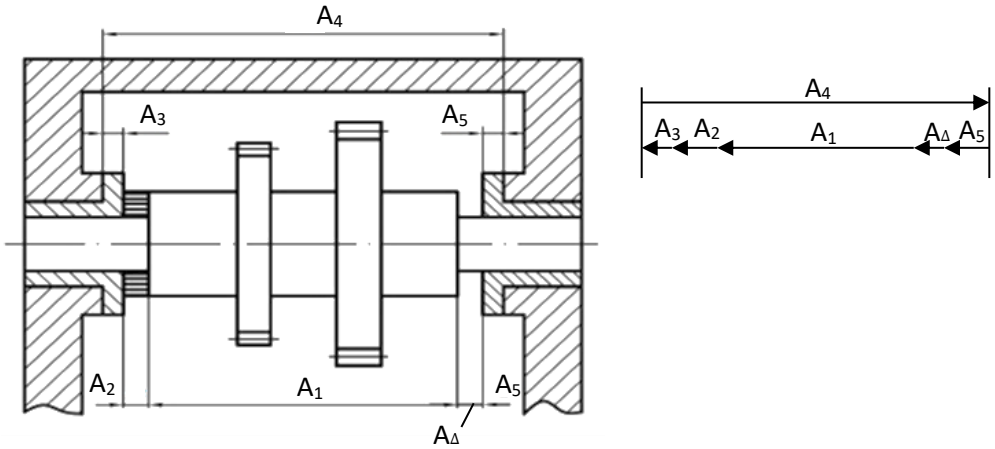
Големината на толерантното поле при методот на непотполна заменливост изнесува:

$T_x = \sqrt{0,035^2 + 0,04^2 + 0,3^2 + 0,2^2 + 0,01^2}$ = 0,364 mm

Задача 3.

За линеарна мерна верига во склоп прикажана на сл. 10.3 се бара да се одреди зјајот A_Δ и неговата толеранција по метод на потполна и по метод на непотполна заменливост.

Зададени се мерите: A_1=60±0,2; $A_2=5^{+0,25}_{-0,05}$; A_3=4±0,15; $A_4=75^{+0,15}_{-0,2}$; A_5=5±0,15.



Сл. 10.3. Линеарна мерна верига за склоп

Решение:

Големината на мерата изнесува: $A_\Delta = A_4 - A_1 - A_2 - A_3 - A_5 = 75 - 60 - 5 - 4 - 5 = 1$ mm

Најголемата вредност на мерата изнесува:

$A_{\Delta g} = 75{,}15 - 59{,}8 - 4{,}95 - 3{,}85 - 4{,}85 = 1{,}7$ mm

Најмалата вредност на мерата изнесува:

$A_{\Delta d} = 74{,}8 - 60{,}2 - 5{,}25 - 4{,}15 - 5{,}15 = 0{,}05$ mm

Големината на мерата со толеранции изнесува: $A_\Delta = 1^{+0,7}_{-0,95}$ mm.

Големината на толерантното поле при методот на потполна заменливост изнесува:

$T_A = A_{\Delta g} - A_{\Delta d} = 1{,}7 - 0{,}05 = 1{,}65$ mm или

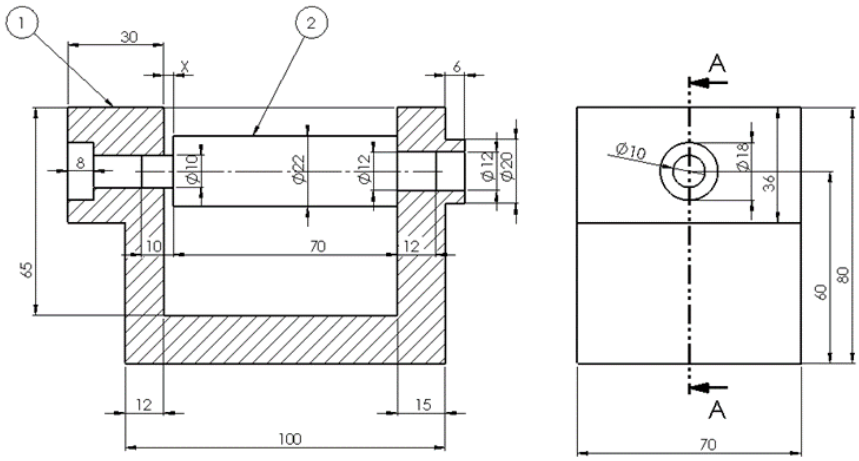
$T_{A0} = 0{,}35 + 0{,}4 + 0{,}3 + 0{,}3 + 0{,}3 = 1{,}65$ mm

Големината на толерантното поле при методот на непотполна заменливост изнесува:

$T_{A0} = \sqrt{0{,}35^2 + 0{,}4^2 + 0{,}3^2 + 0{,}3^2 + 0{,}3^2} = 0{,}743$ mm

Задача 4.

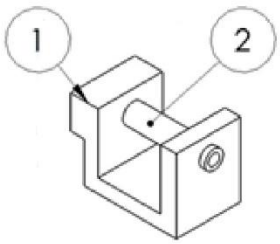
За склопот прикажан на сл.10.4 се бара да се одреди зјајот X и неговата толеранција по методот на потполна заменливост. Специфично во оваа задача е што толеранциите на сите мери се симетрични ±, па затоа и резултатот е со симетрична толеранција, што ја скратува постапката за решавање.



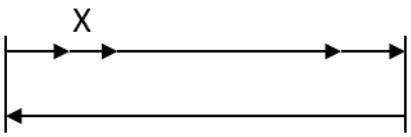
Сл. 10.4. Склоп на оска и куќиште

Толеранциите на должинските мери се:

- за 0-9 толеранција ± 0,12
- за 10-29 толеранција ± 0,15
- за 30-49 толеранција ± 0,25
- за 49-100 толеранција ± 0,3



Решение:



По пребарувањето пронајдени се надоврзани мери според кои може да се пресмета големината на мерата X, и составена е векторска равенка.

12 + X + 70 + 15 - 100 = 0

X = 100 – 12 – 70 – 15

X = 3 mm

Толеранцијата на завршниот член е збир на толеранциите на сите членови од веригата.

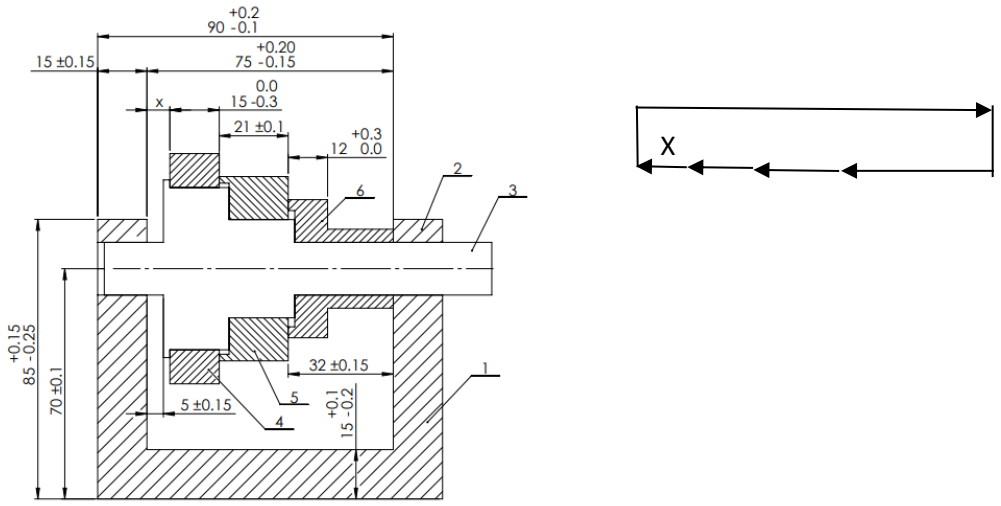
$T_X = \Sigma T_i = 0,6 + 0,3 + 0,6 + 0,3 = 1,8$ mm

Големината на мерата со толеранции изнесува:

X = 3 ±0,9 mm

Задача 5.

За линеарна мерна верига во склоп прикажана на сл. 10.5 се бара да се одреди зјајот X и неговата толеранција по метод на потполна и по метод на непотполна заменливост.



Сл. 10.5. Линеарна мерна верига за склоп

Решение:

Големината на мерата изнесува: X = 75 – 32 – 21 – 15 = 7 mm

Најголемата вредност на мерата изнесува:

X_g = 75,2 – 31,85 – 20,9 – 14,7 = 7,75 mm

Најмалата вредност на мерата изнесува:

X_d = 74,85 – 32,15 – 21,1 – 15 = 6,6 mm

Големината на мерата со толеранции изнесува: $X = 7^{+0,75}_{-0,4}$ mm.

Големината на толерантното поле при методот на потполна заменливост изнесува:

$T_x = X_g - X_d$ = 7,75 – 6,6 = 1,15 mm или

T_{A0} = 0,35 + 0,3 + 0,2 + 0,3 = 1,15 mm

Големината на толерантното поле при методот на непотполна заменливост изнесува:

$T_{A0} = \sqrt{0,35^2 + 0,3^2 + 0,2^2 + 0,3^2}$ = 0,585 mm

Задача 6.

Зададен е спој на оска и отвор и налегнување Ø 40H7/g6. Да се определи типот на налегнувањето со отчитување на податоците од табела во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012.

Решение:

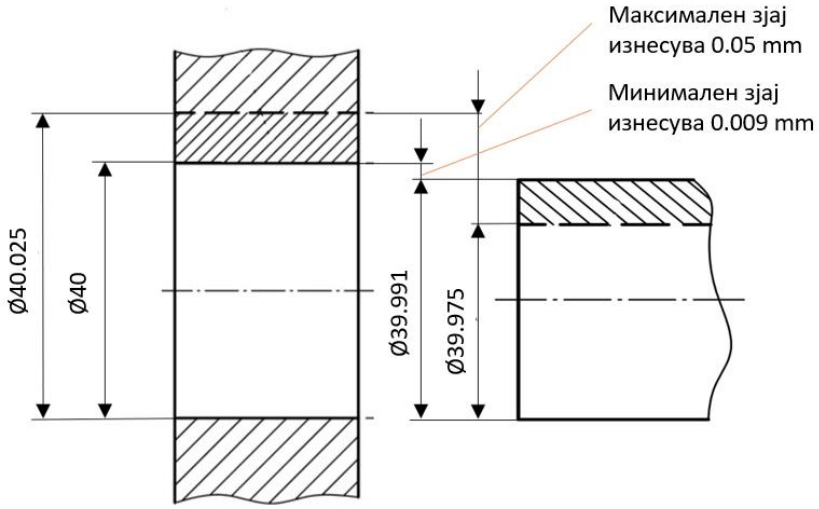
Номинален дијаметар на оската е Ø 40.

Во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012, на страна 30 се отчитуваат граничните вредности за Ø40g6 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø39,975 и максималната гранична мера изнесува Ø39,991.

Во согласност со стандардот, на страна 12 се отчитуваат граничните вредности за Ø40H7 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø40 и максималната гранична мера изнесува Ø40,025.

На сл. 10.6 е прикажана оската и отворот и соодветните мери.

Налегнувањето Ø 40H7/g6 е зјај!



Сл. 10.6. Налегнување Ø 40H7/g6 со зјај.

Задача 7.

Зададен е спој на оска и отвор и налегнување Ø 50H7/p6. Да се определи типот на налегнувањето со отчитување на податоците од табела во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012.

Решение:

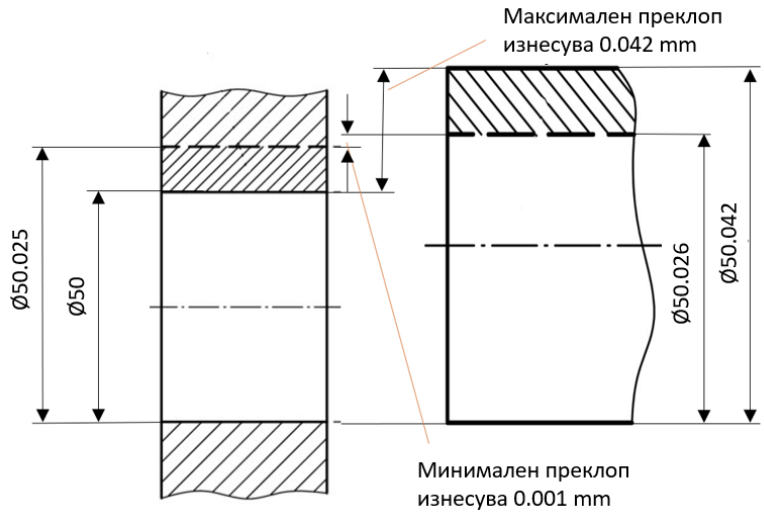
Номинален дијаметар на оската е Ø 50.

Во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012, на страна 35 се отчитуваат граничните вредности за Ø50p6 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø50,026 и максималната гранична мера изнесува Ø50,042.

Во согласност со стандардот, на страна 12 се отчитуваат граничните вредности за Ø50H7 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø 50 и максималната гранична мера изнесува Ø 50,025.

На сл. 10.7 е прикажана оската и отворот и соодветните мери.

Налегнувањето Ø 50H7/p6 е преклоп!



Сл. 10.7. Налегнување Ø 50H7/p6 со преклоп.

Задача 8.

Зададен е спој на оска и отвор и налегнување Ø 50H7/j6. Да се определи типот на налегнувањето со отчитување на податоците од табела во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012.

Решение:

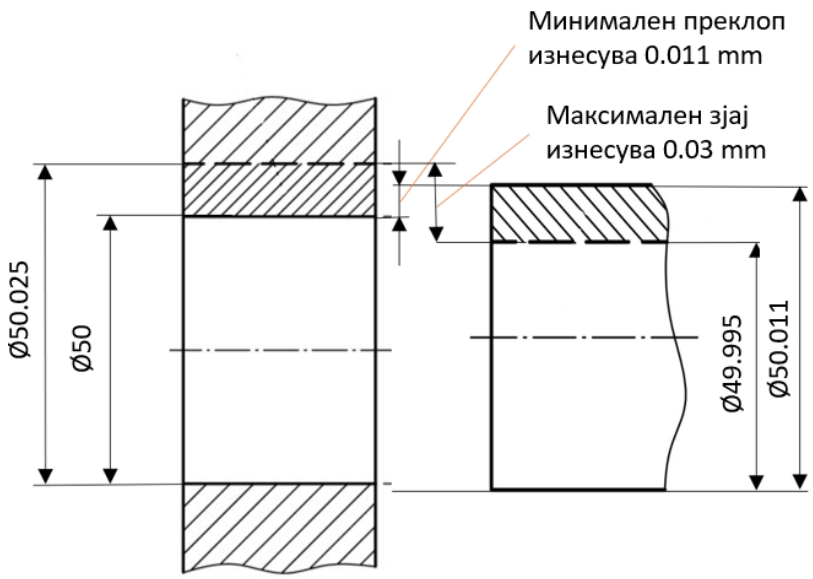
Номинален дијаметар на оската е Ø 50.

Во согласност со стандардот МКС EN ISO 286-2:2012, на страна 35 се отчитуваат граничните вредности за Ø50j6 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø49,995 и максималната гранична мера изнесува Ø50,011.

Во согласност со стандардот, на страна 12 се отчитуваат граничните вредности за Ø50H7 и тоа, минималната гранична мера изнесува Ø 50 и максималната гранична мера изнесува Ø 50,025.

На сл. 10.8 е прикажана оската и отворот и соодветните мери.

Налегнувањето Ø 50H7/j6 е неизвесно!



Сл. 10.8. Налегнување Ø 50H7/j6 – неизвесно.

11 ПРИЛОГ: ПРИМЕРИ НА ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ

11.1 ДЕФИНИЦИЈА БАЗИРАНА НА МОДЕЛ

Дефиниција базирана на модел – Model-Based Definition (MBD), е практика на користење на 3D-модели во рамките на 3D CAD софтвер за да се дефинираат податоци за изработка на поединечни делови, компоненти и склопови на производи.

Дефиницијата базирана на модел вклучува:

- информации за мери и толеранции на мери,
- геометриски толеранции,
- материјали на деловите,
- површинска обработка
- составници за склопови,
- конфигурации, итн.

Комплетот 3D дигитални податоци би требало да содржи доволно информации за производство и контрола на производот без потреба од работилнички цртежи. Опфатот на различни видови на информации вградени во моделот постепено се зголемува, заради исполнувањето на потребите на различни процеси. МБД-системите се сè уште во развој.

МБД-модел се снима обично во неутрален формат Step 242 и може да се разменува помеѓу различни системи. За соработка помеѓу одделите во фабрика, кои имаат потреба од геометриските информации вградени во моделот, но не и да ги менуваат, може да се подготви и да са сними 3D PDF документ.

Преносот на МБД-модели директно во системот за проектирање на постапката за изработка е релативно нов пристап и се очекува негова поширока индустриска примена во иднина. Дури и кога МБД не се користи за понатамошните процеси, вградувањето на геометриските толеранции преку МБД е помалку подложно на грешки, отколку да се впишат овие информации како симболи во 2Д-цртеж. Освен тоа, 2Д-цртеж може да се изработи и од МБД-модел.

Во ова упатство се претставени неколку примери за да се помогне да се започне со користење на модулот. Поудобно се работи со поновите верзии на софтверот. Појаснувањата на претставените примери не се целосно детални, така што при работа може да е потребно е да се користат појаснувања од Help, што може да се најде на интернет.

11.2 НАЧИН НА РАБОТА ВО МБД

При 3Д-моделирањето, се тргнува од претпоставката дека машинските делови се цврсти тела со совршена форма, што е практично во фазата на конципирање на производот. Во фазата на детално конструирање, се подготвува техничката документација. Симболите за толеранции и другите ознаки се ставаат во 2Д-цртежи за да се комплетираат. При дефинирањето на база на 3Д-модел, најпрво **треба да се надмине навиката машинските делови да се сметаат за геометриски совршени**.

Од друга страна, треба да се има предвид дека **при задавањето на геометриските толеранции, машинските делови и понатаму се сметаат за цврсти тела, но нивните површини и геометрија имаат одредени отстапувања**. Поради геометриските несовршености, постои варијација во положбата и ориентацијата на карактеристиките на делот, како и на деловите во склопот, не само како резултат на зјаевите помеѓу деловите, туку и кога деловите се прицврстени меѓусебно. Геометриските толеранции се користат за да се ограничи оваа варијација.

Главниот напор кога се започнува со работа во MBD е во промената на начинот на размислување, од ограничување на идеална геометрија при 3Д-моделирање, кон делови претставени со геометриски елементи со одредени варијации на обликот, положбата и друго. При задавање на геометриските толеранции **може да се бираат површини и геометриски елементи кои постојат на реален дел** (или се изведени од реални површини). Ова се обично функционални површини и елементи од деловите. За приспособување кон ваквата практика, потребна е извесна обука.

Друга практична разлика е во навиката за едноставно директно менување на параметарските мери, скици и други елементи кај параметарските модели на цврсти тела и работилничките цртежи формирани од нив. **Мерите кои се вградуваат во MBD-моделот се управувани** (reference dimension) **и не може да се менуваат директно**. Тие ги следат промените на параметарските мери, кои се прават во 3Д-моделот. Мерите во МБД обично се со темно-зелена боја, но бојата може да се промени.

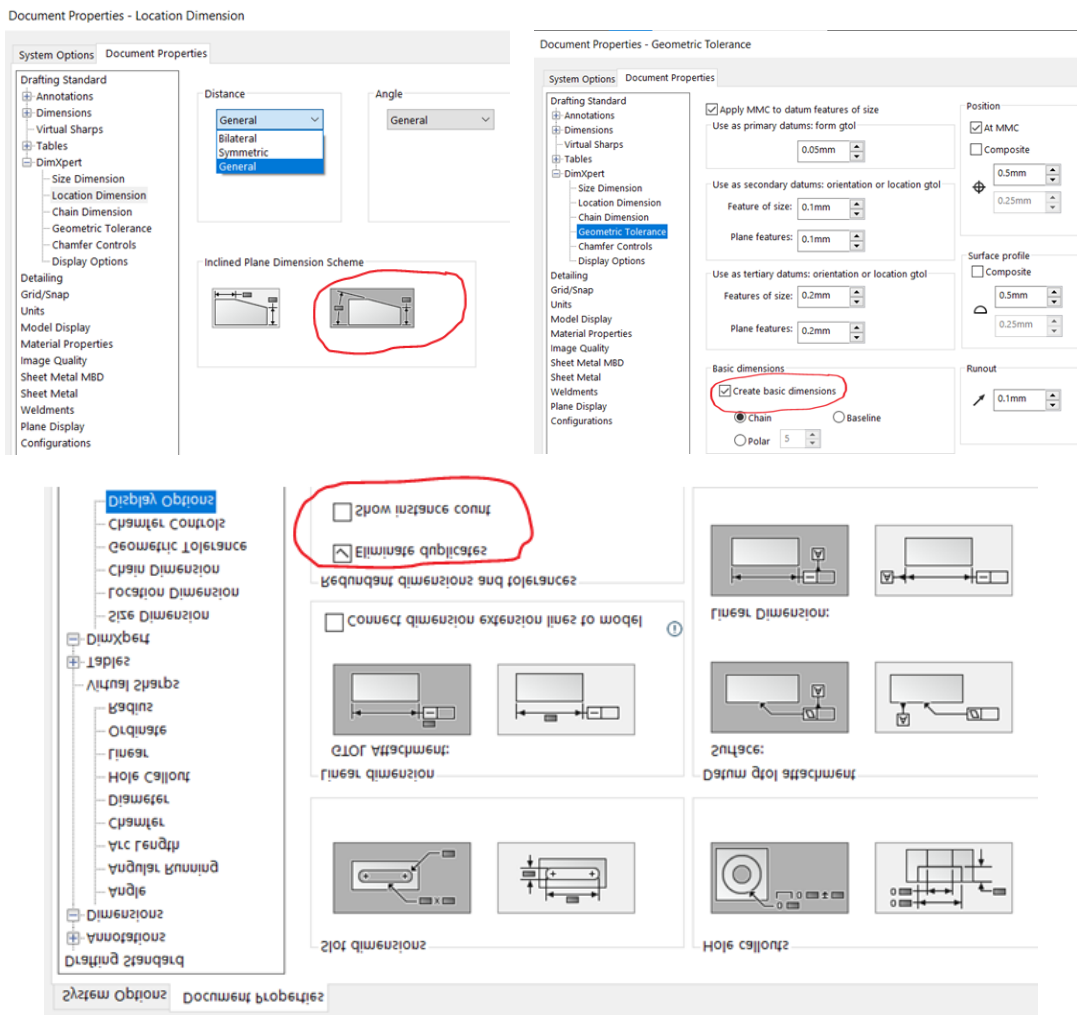
Најважно е да се разликува означувањето со симболи во 2Д-цртежи, од интегрираното претставување на геометриските толеранции и другите информации за производство, во 3Д-моделот креиран со MBD.

Наредните примери претставуваат подлоги за вежби за да се стекнат почетни познавања за работата со MBD-модулот од софтверот. Подлогите за примерите се достапни при одвивање на вежбите.

11.2.1 Подесувања за МБД

Пред да се започне со користење на MBD-модулот, практично е да се подготви подлога со подесувања. Подесувањата кои се однесуваат на мерите и толеранциите од овој модул се дадени на сл. 11.1.

Со подесувањата во DimXpert се дефинира начинот на котирање и преддефинираните вредности на толеранциите на мери и геометриските толеранции за вградување во 3Д-модел. Исто така, се одбираат и толеранциите за слободни мери General, чии вредности се претходно внесени во табели според стандардите, но може и да се менуваат. За да се внесат автоматски теоретски точните мери, треба да е вклучено Create basic dimensions.

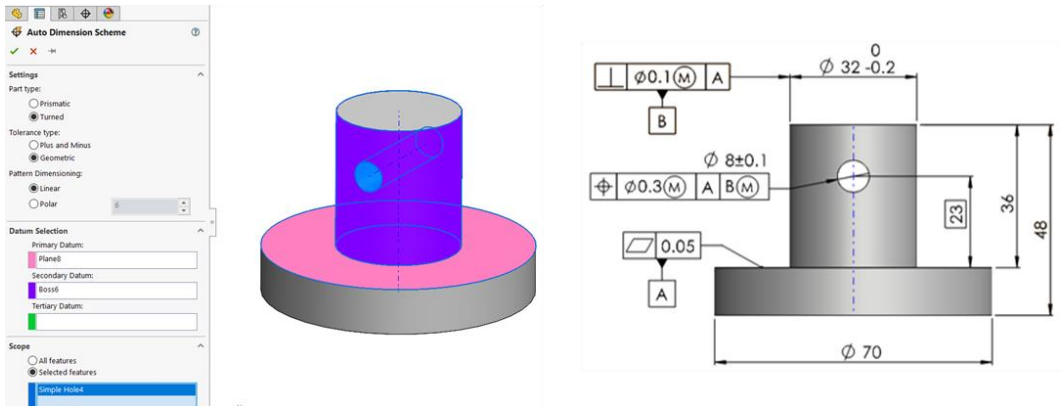


Сл. 11.1. Основни подесувања во Options, за DimXpert

11.2.2 Дел со толеранција на положба за напречен отвор

Толеранциите за примерот прикажан на сл. 11.2 се подетално објаснети во точка 6.3.2, така што овде е објаснето само користењето на наредбата за автоматско котирање.

- Со наредбата Auto Dimensioning според сл. 11.2а, со облик Turned и вид на толеранција Geometric, се бира прв референтен елемент – розовата површина и втор референтен елемент – лила површина. Во Scope се бира толерираниот елемент – сина површина, со што се вградуваат толеранциите.
- Вредностите на толеранциите на мерите се дотеруваат со избор на мерата и промена на толеранцијата на Bilateral. Вредностите се дадени на сл. 11.2б.
- Вредностите на геометриските толеранции се менуваат со кликање врз големината на толеранцијата во рамката и избор Edit, според сл. 11.2б.
- Дополнителните коти се внесени со Location Dimension и Size Dimension.

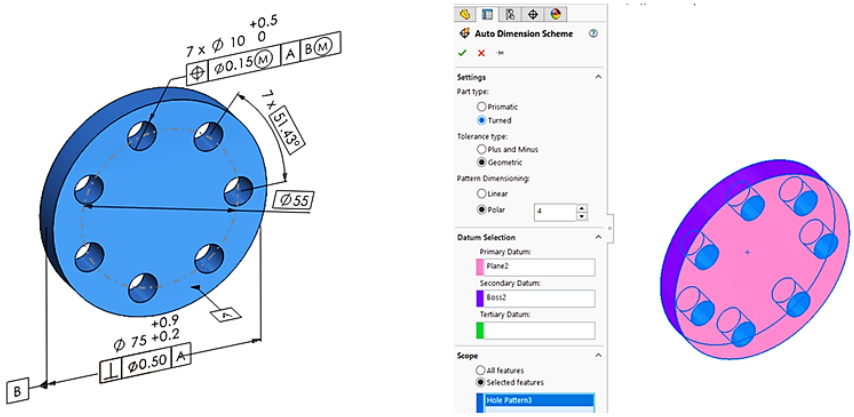


а) б)

Сл. 11.2. Избор на референтни елементи и елементот за кој се задава толеранција на положба (а), потребни вредности на толеранциите и дополнителни мери (б)

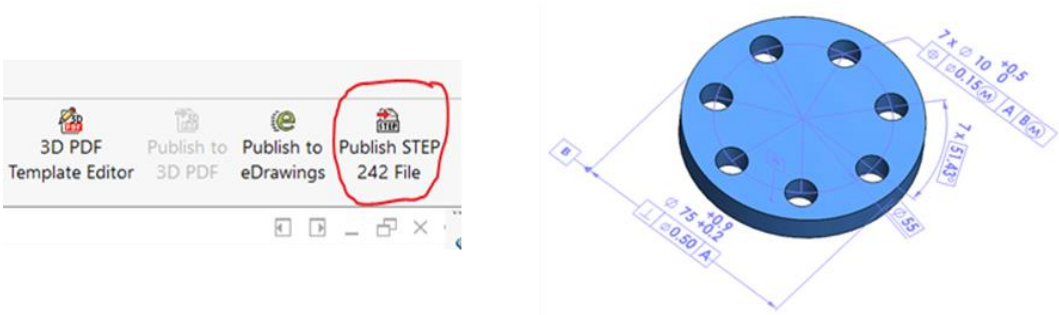
11.2.3 Толеранција на положба на 7 отвори распоредени по круг

- Со наредбата Auto Dimensioning, облик Turned, вид на група Polar, според сл. 10.3а, се бира прв референтен елемент – розовата површина, втор референтен елемент – лила површина. Во Scope, како толериран елемент се бира отвор, при што се избира автоматски целата група отвори – сина боја.
- Вредностите и изгледот на внесените мери и толеранции треба да се дотераат според сл. 11.3б.
- Делот треба да се сними во Step 242 формат (сл. 11.4а). Притоа треба да е вклучено PMI (Product Manufacturing Information). Овој формат изгледа како на сл. 11.4б. STEP 242 е стандарден формат и овозможува пренос на други системи.



а) б)

Сл. 11.3. Внесување геометриска толеранција за положба на група отвори



а) б)

Сл. 11.4. Снимање на дел во STEP 242 формат

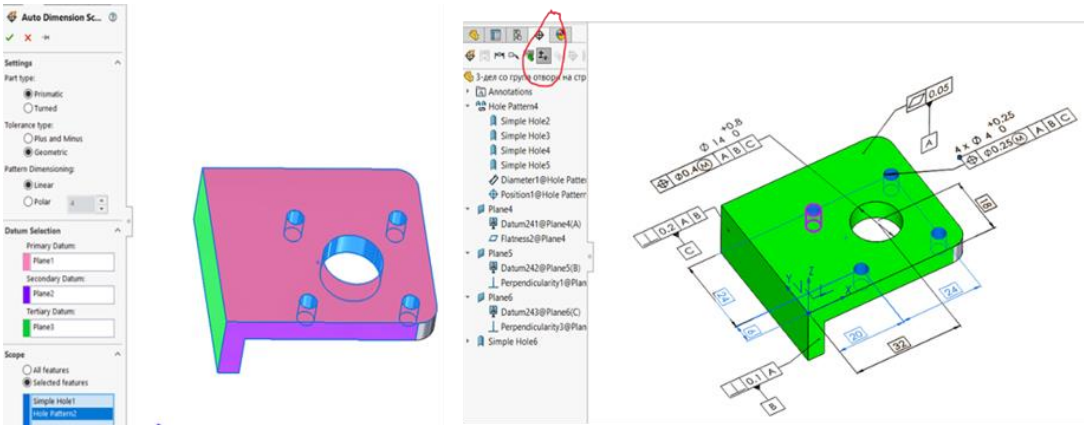
11.2.4 Толеранција на положба за ортогонално поставени отвори

Наредбата за автоматско котирање и внесување толеранции е особено корисна за внесување на толеранција на положба за поединечни геометриски елементи и групи.

За делот прикажан на сл. 11.5 се зададени истовремено две геометриски толеранции за положба на поединечен отвор и група отвори.

- Формирајте група од 4 мали отвори со Pattern Feature.
- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Prismatic, толеранција Geometric, група Linear, одбери референтна рамнина – розово, референтна рамнина – лила, референтна рамнина – зелено и толерирани геометриски елементи Selected Features – голем отвор и група од 4 отвори – сино, сл. 11.5а.
- Толеранциите на мерите и геометриските толеранции треба да се разместат и нивните вредности да се дотераат според сл. 11.5б.

- Со Show Tolerance Status се обојуваат зелено површините за кои се зададени толеранции (горе во менито, означено со црвено).
- Теоретски точните мери и сопствените мери за дијаметрите се внесени автоматски. Ако се одбере референтниот систем во рамка на толеранција, се прикажуваат со сино мерите за толерираниот елемент (група) сл. 11.5б.
-



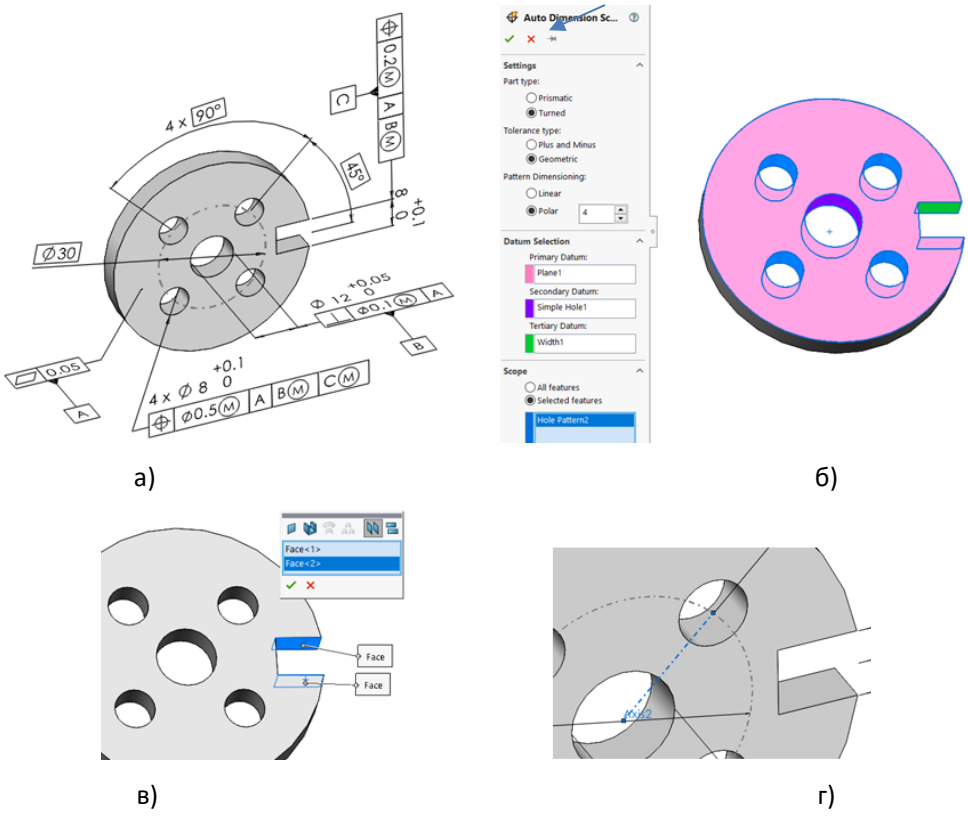
а) б)

Сл. 11.5. Внесување на толеранција за положба на големиот отвор и за групата од 4 отвори (а), прикажување на вградената толеранција за групата отвори (б)

11.2.5 Задавање на средишна рамнина

За делот на сл. 11.6 формирајте група од четирите мали отвори со Pattern Feature.

- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Turned, толеранција Geometric, група Polar, се одбира референтна рамнина – розово, референтна оска на отвор – лила (сл. 11.6б). Третиот референтен елемент е средишна рамнина на жлеб. Одберете една страна од жлебот, во прозорчето сл. 11.6в одберете симбол за две паралелни рамнини, одберете паралелна страна од жлебот и знакот ОК. Во Selected Features одберете ја групата од 4 отвори – сино.
- Разместете ги и дотерајте ги вредностите на толеранциите на мерите и геометриските толеранции според сл. 11.6а.
- Котата 45° се котира со примена на помошна оска. Преминете во картичката Model. Направете ја видлива скицата за распоредување на отворите. Со Reference Feature> Axis внесете оска врз косата помошна линија за првиот отвор над жлебот сл. 11.6г. Исклучете ја видливоста на скицата. Одберете ја оската, па вратете се во МБД и повикајте ја наредбата за котирање Basic Location Dimension и одберете една страна од жлебот.

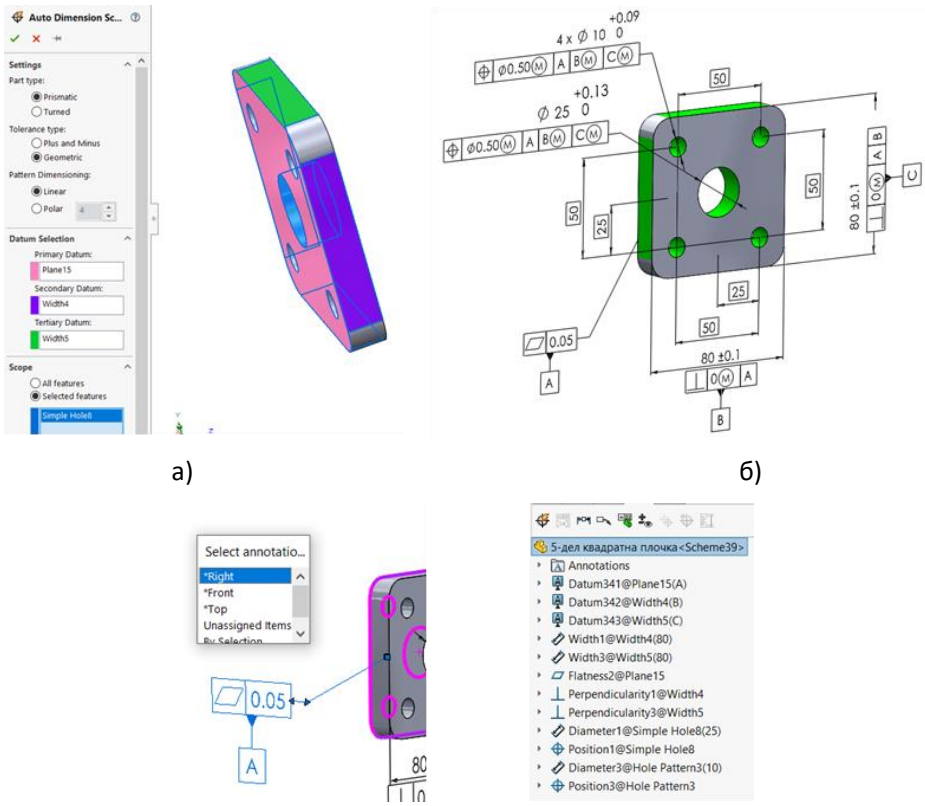


Сл. 11.6. Дел со средишна рамнина како референтен елемент

11.2.6 Толеранции за двојно симетричен дел

- Во Options> Document Properties> DimExpert> Display Options исклучете го Eliminate Duplicates. Ако е вклучено, кај делот прикажан на сл. 11.7 ќе ги групира двете коти 80 (вертикална и хоризонтална), што не е потребно.
- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Prismatic, толеранција Geometric, група Linear, одберете ја задната рамнина – розово, средишна рамнина од двете вертикални бочни страни – лила и средишна рамнина од двете хоризонтални бочни страни – зелено, како на сл. 11.7а. Во Selected Features – одберете го централниот отвор.
- Со д.т.г. врз толеранцијата за рамност одберете Select Annotation View и променете ја рамнината во Front, сл. 11.7б.
- Во Options> Document Properties> DimExpert> Display Options повторно вклучете го Eliminate Duplicates, но оставете го исклучено Show Instance Count.
- Со наредбата: Auto Dimensioning Scheme, одберете го симболот во моделот за реф. рамнина A, па за реф. средишна рамнина B и за реф. средишна рамнина C. Во Selected Features – одберете ја групата од 4 отвори.

- Разместете ги и дотерајте ги вредностите на толеранциите на мерите и геометриските толеранции според сл. 11.7в.
- Со д.т.г. врз името на делот, избор Tree Display, со Show Annotation Based Tree можете концизно да ги видите информациите вградени во моделот, сл. 11.7г.

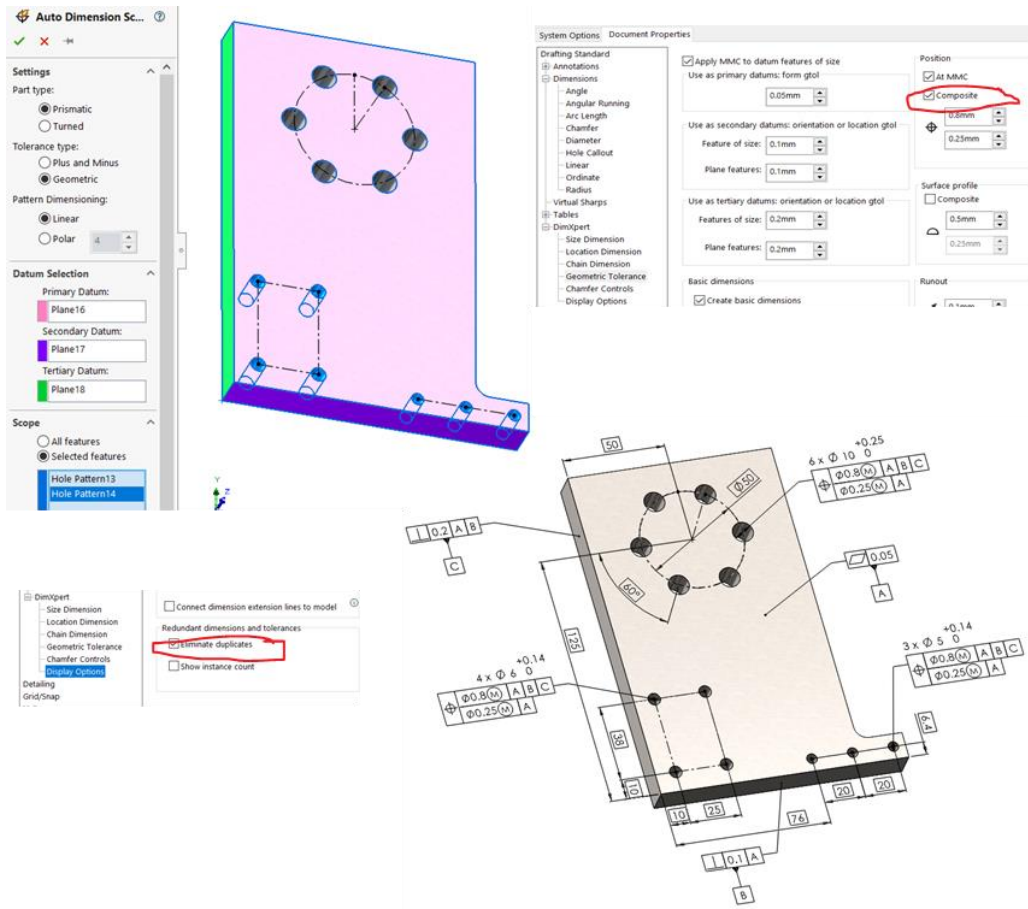


Сл. 11.7. Дел со две рамнини на симетрија и за мерите и за толеранциите

11.2.7 Претставување на сложена толеранција за положба

- Во Options> Document Properties> DimExpert> Display Options вклучете го Composite, кај толеранцијата за положба, сл. 11.8а.
- Во Options> Document Properties> DimExpert> Geometric Tolerance вклучете го Eliminate Duplicates, сл. 11.8б.
- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Prismatic, толеранција Geometric, група Linear, одберете ја предната рамнина – розово, долна рамнина – лила и рамнината лево – зелено, сл. 11.8в. Во Selected Features – одберете ја групата со 4 отвори и групата со 3 отвори.
- Повторете ја наредбата, за Pattern одберете Polar, одберете ги истите референтни елементи и одберете ја групата од 6 отвори распоредени по круг.

- Разместете ги и дотерајте ги вредностите на толеранциите на мерите и геометриските толеранции според сл. 11.8г.



а) горе-десно б) долу-лево в) горе-лево г) долу-десно

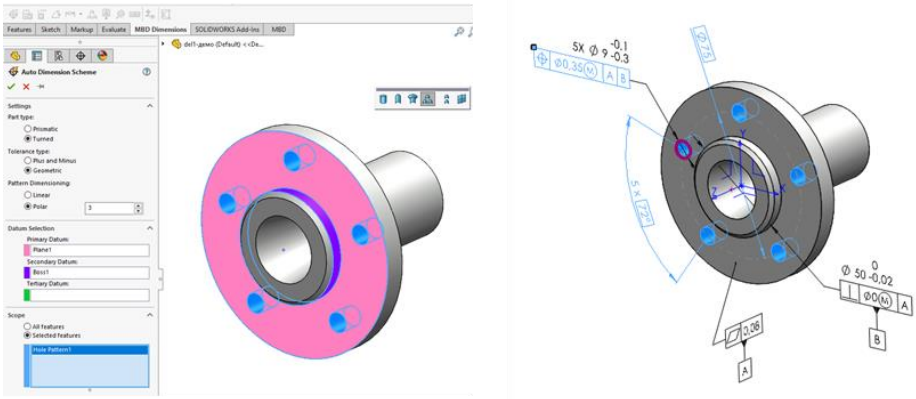
Сл. 11.8. Претставување на сложена толеранција на положба во МБД-модел

11.2.8 Прикажување на геометриските толеранции во МБД

Во следниот пример е илустрирано како може да се запомнат повеќе погледи и пресеци за појасно прикажување на дел.

- Со наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Turned, толеранција Geometric, група Polar, одберете ја предната рамнина – розово, цилиндар – лила, сл. 11.9а. Во Selected Features – одберете ја групата од 5 отвори.
- Разместете ги и дотерајте ги вредностите на толеранциите на мерите и геометриските толеранции според сл. 11.9б.

- Толеранциите на мерите се менуваат преку прозорецот за својства лево од полето за цртање, со Bilateral. Геометриските толеранции се менуваат со десен клик врз рамката на толеранцијата и избор Edit.
- Одберете ја рамката на толеранцијата за положба за да ги видите со сино елементите кои ја сочинуваат, сл. 11.9б.



а) б)

Сл. 11.9. Толеранција на положба за 5 отвори распоредени по круг

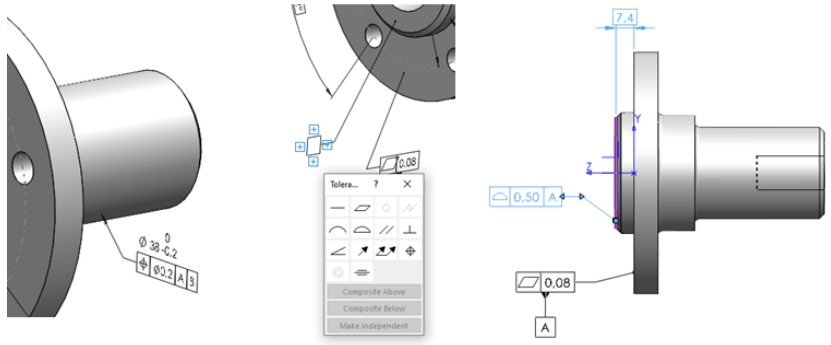
Ако се обидете автоматски да внесете геометриска толеранција за оската на цилиндарот ø38, системот ќе предложи толеранција на издаденост, што не е потребна. Затоа потребната толеранција на положба се внесува постапно:

- Со избор Size Dimension и избор на цилиндарот, котирајте го цилиндарот ø38 и променете ја толеранцијата на мерата.
- Со избор Geometric Tolerance и цилиндарот, одберете толеранција на положба и внесете соодветна вредност, знак ø и референтни елементи A и потоа B (сл. 11.10а)
- Со избор Geometric Tolerance и предната површина на делот (сл. 11.10б), одберете толеранција за профил на површина, внесете соодветна вредност, и одберете ја реф. рамнина A, сл. 11.10в. Подесете број на децимали за мерата 7.4.
- Слично, внесете ги толеранциите на профил за двете рамни површини од задната страна на делот, во однос на реф. рамнина A (сл. 11.11б).
- Со избор на Show Tolerance Status, со зелено се прикажуваат површините за кои се зададени толеранции, како на сл. 11.11 а, б.

Делот во МБД може да се претстави со пресеци, во проекции, погледи и да се сними во 3D PDF-формат со наредбите од картичката MBD. 3D PDF-форматот е практичен за разгледување на делот и испраќање информации на оние оддели во компанијата кои не прават промени во конструкцијата, а имаат потреба од релевантни геометриски информации сл. 11.12. Во 3D PDF се снимаат повеќе погледи и пресеци на делот.

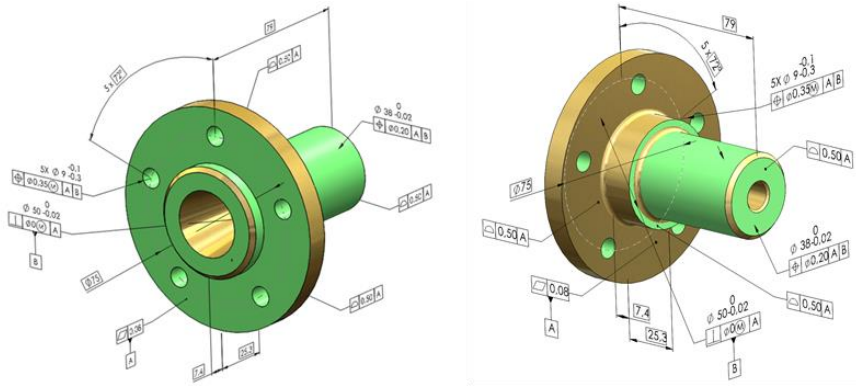
- Во наредбата Section Vew одберете вид на пресек Zonal. За Section 1 одберете Front Plane, а за Section 2 одберете Top Plane.

- Наместете го аголот на гледање на делот со View Orientation од полето за цртање и со наредбата Capture View снимите ја позата и дадете и име. Снимете неколку различни погледи на делот, сл. 11.12 а, б. Погледите се достапни во прозорецот Capture 3D View, долу.



а) б) в)

Сл. 11.10. Постапно внесување на толеранција за положба (замена за коаксијалност) (а), и толеранција на профил (наместо толеранција на должинска мера)



а) б)

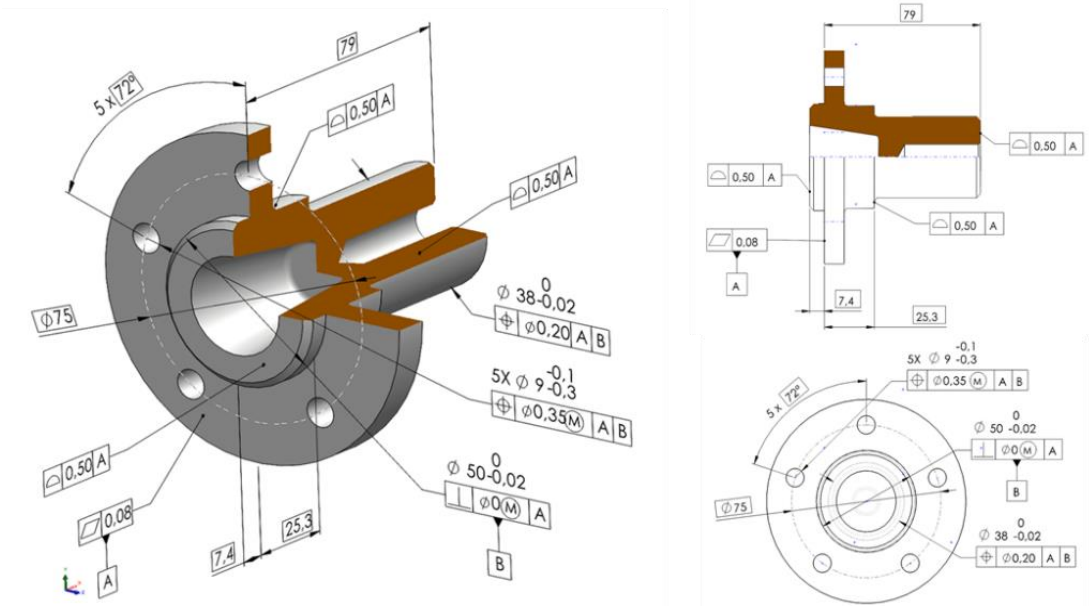
Сл. 11.11. Функционални површини од делот за кои се зададени толеранции, од предната страна (а), од задната страна (б)

11.2.9 Постапно вградување на геометриски толеранции

Автоматското внесување на мери и геометриски толеранции работи воглавно за ортогонално поставени рамнини и отвори. Добро е најпрво да се провери дали толеранцијата може да се внесе автоматски, но ако тоа не е можно, тогаш се вградуваат поединечно по редослед референтните елементи и толерираните елементи.

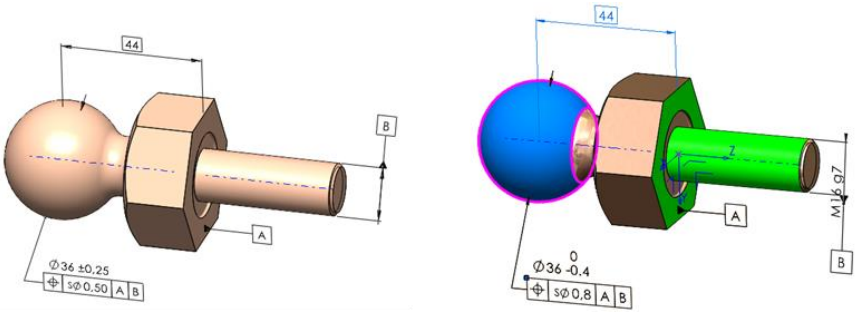
- Со наредбата Datum од менито MDB Dimensions одберете ја за референтен елемент А, шестаголната рамна површина десно, сл. 11.13а.

- Потоа задајте втор референтен елемент B, оската на навојот десно.
- Со наредбата Geometric Tolerance задајте толеранција на положба за центарот на сферата. Мерата 44 во однос на реф. рамнина A се внесува автоматски при завршување на наредбата.
- Со наредбата Size Dimension внесете мера за дијаметарот на сферата. Променете ја вредноста на толеранцијата на мерата за дијаметарот според сл. 11.13.б.
- Со наредбата Size Dimension внесете мера за дијаметарот на навојот. Променете ја вредноста на толеранцијата.
- При избор на рамката на толеранцијата за положба, се обојува сино геометрискиот елемент, базната мера 44 и се прикажува координатниот систем за толеранцијата (сл.11.13б).



а) б)

Сл. 11.12. Прикажување на дел во 3Д со четвртински пресек (а), снимен поглед од страна и поглед од напред (б)

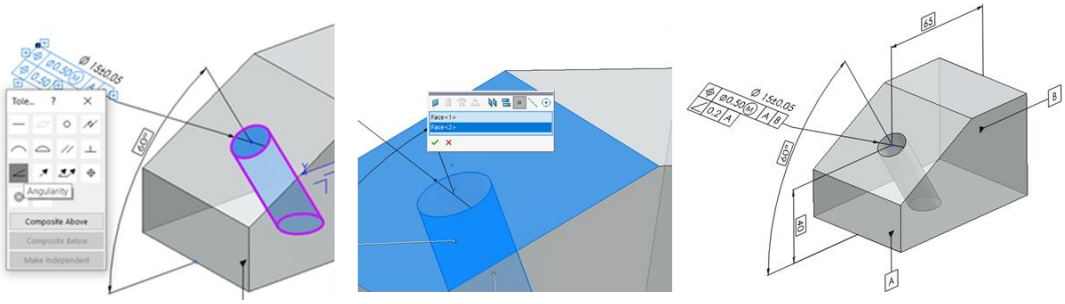


а) б)

Сл. 11.13. Вградување на толеранција на положба на центар на сфера

11.2.10 Толеранција на положба и аголност за кос отвор

- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Prismatic, толеранција Geometric, група Linear, одбери референтна рамнина од долу A, референтна рамнина од назад B и толериран геометриски елемент во Selected Features - кос отвор, при што се вградува толеранција за положба сл. 11.14в.
- Со Basic Location Dimension котирајте го аголот 60° помеѓу референтната рамнина A и косиот отвор.
- Со двоен клик врз рамката за положба и избор на + под симболот за положба изберете New Frame и внесете толеранција за аголност за отворот сл. 11.14а.



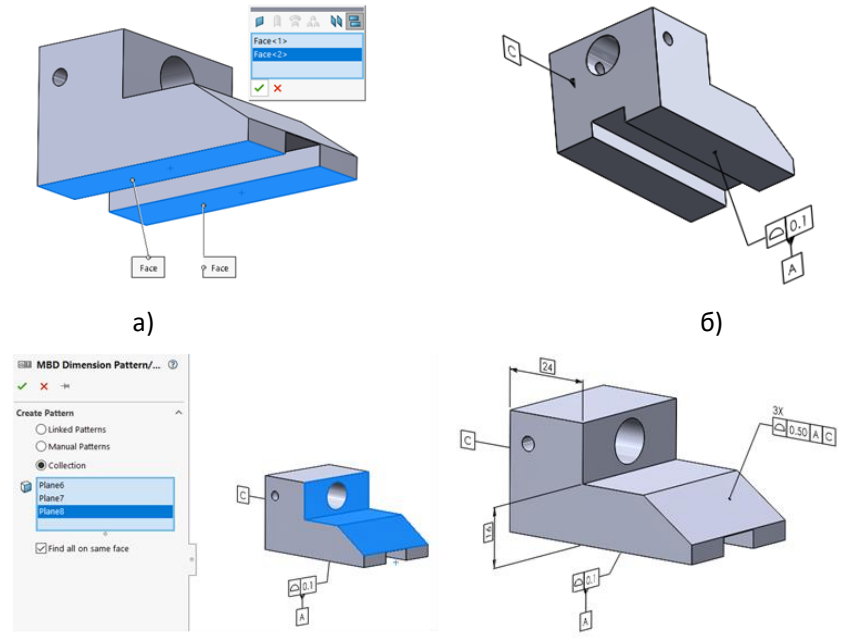
а) б) в)

Сл. 11.14. Примена на конструктивна точка за котирање на кос отвор

- За внесување на мерата 65: одберете Basic Location Dimension, одберете ја косата рамнина, во помошното мени изберете Intersection Point, одберете го отворот, и потоа ОК (сл. 11.14б), со што е одбрана точка на врвот на отворот, па одберете ја и задната рамнина од делот за да се комплетира котата.
- Внесете ја и котата 40.
- Променете ги соодветно толеранциите на мерата и геометриските толеранции

11.2.11 Толеранција на профил на надоврзани површини

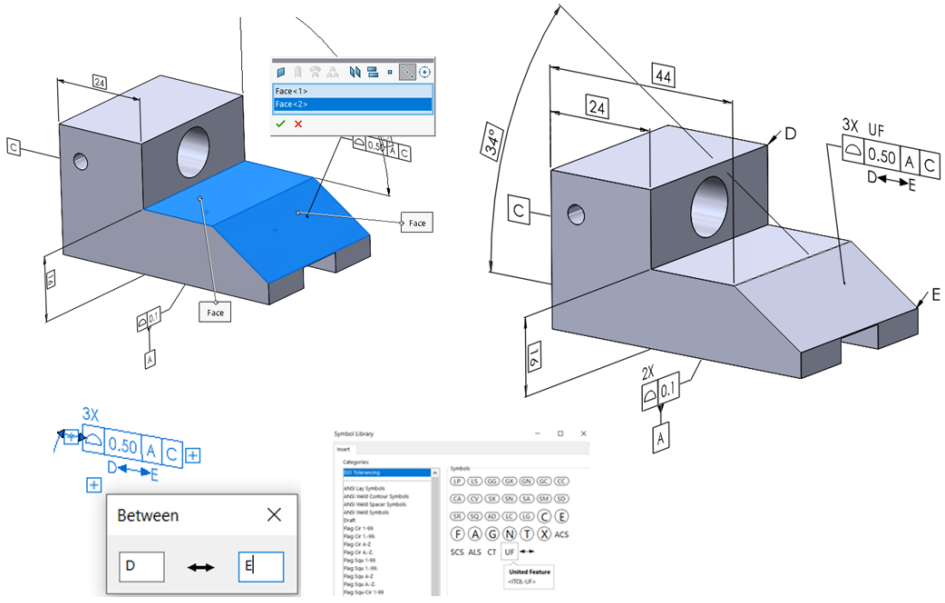
- Со наредбата Geometric Tolerance, се одбираат двете копланарни површини долу на делот. Одберете една површина, иконата Compaund Plane од менито и потоа втората површина и ОК, 11.15а. Кликнете под моделот, одберете толеранција на профил на површина и задајте вредност 0.1. Завршете ја наредбата.
- Со наредбата Datum одберете ја долната површина и задајте референтен елемент A, сл. 11.15б. Со наредбата Datum одберете ја задната површина и задајте референтен елемент C.
- Одберете Pattern Feature, па Collection и одберете ги косата, хоризонталната и вертикалната страница од делот, како на сл. 11.15в.
- Со Geometric Tolerance внесете толеранција за профил на површина, сл. 11.15г.



а) б)

в) г)

Сл. 11.15. Копланарни елементи (а, б) и група од надоврзани елементи (в, г)



а) горе-лево б) долу-лево в) долу-средина г) горе-десно

Сл. 11.16. Задавање на толеранција на профил за надоврзани површини

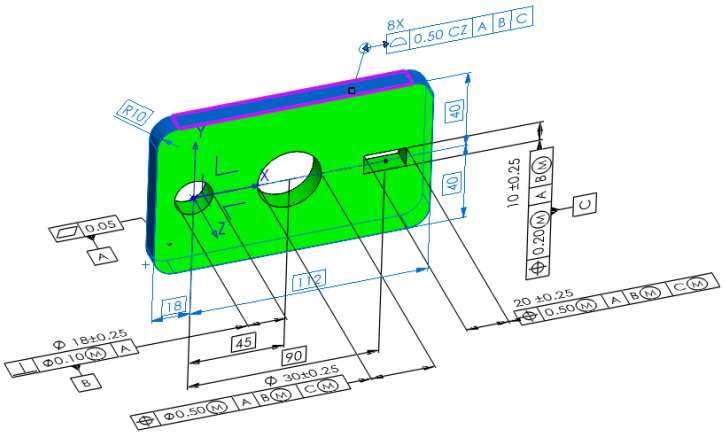
- Со Basic Location Dimension внесете ја котата 44 на следниот начин: одберете ја задната вертикална рамнина C, одберете ја хоризонталната рамнина (сина), од

помошното мени одберете Intersection Line (линија црта точка) и потоа косата страница, за да се одбере пресечниот раб помеѓу нив, како на сл. 11.16а.

- Со Basic Location Dimension котирајте го аголот 34 помеѓу долната и косата страна (сл. 11.16г).
- Со д.т.г. врз рамката на толеранцијата на профил одберете го знакот + под рамката и Between и внесете го симболот, сл. 11.16.в. Доработете ја ознаката за почеток и крај на профилот така што со Note ќе внесете ознаки D и E на соодветните агли за да се означи од каде-до каде е толеранцијата на профил.
- Со кликање врз 3X се избира симболот UF со кој се означува дека трите површини треба да се сметаат за една целина (сл. 11.16.г).

11.2.12 Толеранција на профил за контура на дел

- Одберете Pattern Feature, па Collection, и одберете ги осумте страници на контурата на делот, за да станат група-колекција, сл.11.17.
- Во наредбата: Auto Dimensioning Scheme, облик Prismatic, толеранција Geometric, група Linear, одберете ја предната страна за реф. рамнина А, отворот лево за реф. оска В и хоризонтална средишна рамнина на жлебот десно за реф. средишна рамнина С. Во Selected Features – одберете го централниот отвор и вертикалната средишна рамнина на жлебот. Притоа се вградува толеранција за положба на централниот отвор и мерата 45, како и толеранцијата на положба на правоаголниот жлеб и растојанието 90 од В хоризонтално. Растојанието од С е 0.
- Со Geometric Tolerance внесете толеранција за профил на површина за групата контурни површини на делот и лево во прозорецот, симболот за обиколка .
- Одберете ја толеранцијата на профил, при што со сино се означуваат профилот, неговите теоретски точни мери и координатниот систем. Ако сакате поинакви коти, добро е да ги зададете пред толеранцијата на профил.



Сл. 11.17. Дел со толеранција на профил за целата контура

12 КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА

1. Henzold G.: Geometrical Dimensioning and Tolerancing for Design, Manufacturing and Inspection: A Handbook for Geometrical Product Specification Using ISO and ASME Standards, 3ed. ISBN 012824061X, 9780128240618. Butterworth-Heinemann, pp. 484 (2020)
2. Tornincasa S.: Technical Drawing for Product Design: Mastering ISO GPS and ASME GD&T, 2ed. ISBN 3031511867, 9783031511868. Springer, pp. 374 (2024)
3. Cogorno G.R.: Geometric Dimensioning and Tolerancing for Mechanical Design, 3ed. ISBN 1260453782, 9781260453782. McGraw-Hill Education, pp. 277 (2020)
4. Madsen D.A.: Geometric Dimensioning and Tolerancing, 9ed. ISBN 1605259381. 9781605259383, The Goodheart-Wilcox Company, Inc., pp. 512 (2013)
5. Meadows J.D.: Geometric Dimensioning and Tolerancing - Applications, Analysis & Measurement per ASME Y14.5-2009. ISBN 978-0-9714401-6-6, 0971440166. ASME Press, James D. Meadows & Associates, pp. 608 (2009)
6. Kandikjan T., Shah J.J., Davidson J.K.: A mechanism for validating dimensioning and tolerancing schemes in CAD systems. Computer-Aided Design 33(10), 721-737 (2001)
7. Kandikjan T.: A Graph-Based Scheme for Representation of Dimensions and Tolerances in Mechanical Parts and Assemblies, International Conference on Production Research ICPR – 16, Prague, Czech Republic, paper #287 (2001)
8. US6963824B1 - Method and apparatus for geometric variations to integrate parametric computer aided design with tolerance analyses and optimization (2005)
9. Kandikjan T., Mircheski I.: Learning Geometric Dimensioning and Tolerancing in the Model-Based Definition Environment. Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering, Proceedings of KOD 2024 (2024)
10. ASME Y14.5-2018: Dimensioning and Tolerancing - Engineering Product Definition and Related Documentation Practices. The American Society of Mechanical Engineers, pp. 326, (2018)
11. ASME Y14.5.1M-1994: Mathematical definition of Dimensioning and Tolerancing Practices. The American Society of Mechanical Engineers, pp. 82, (1996)
12. ASME Y14.41-2012: Digital Product Definition Data Practices – Engineering Drawing and Related Documentation Practices. The American Society of Mechanical Engineers, pp. 104, (2012)
13. МКС EN ISO 1101:2017: Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Tolerances of form, orientation, location and run-out (ISO 1101:2017)

14. МКС EN ISO 286-1:2012: Geometrical product specifications (GPS) - ISO code system for tolerances on linear sizes - Part 1: Basis of tolerances, deviations and fits (ISO 286-1:2010)
15. МКС EN ISO 286-2:2012: Geometrical product specifications (GPS) - ISO code system for tolerances on linear sizes - Part 2: Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts (ISO 286-2:2010)
16. МКС EN ISO 8015:2012: Geometrical product specifications (GPS) - Fundamentals - Concepts, principles and rules (ISO 8015:2011)
17. МКС EN ISO 1660:2017: Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Profile tolerancing (ISO 1660:2017)
18. ISO 5459:2024: Geometrical product specifications (GPS) — Geometrical tolerancing — Datums and datum systems (ISO 5459:2024)
19. МКС EN ISO 5458:2018: Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Pattern and combined geometrical specification (ISO 5458:2018)
20. МКС EN ISO 2692:2022: Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Maximum material requirement (MMR), least material requirement (LMR) and reciprocity requirement (RPR) (ISO 2692:2021)

Ниту еден дел од оваа публикација не смее да биде репродуциран на било кој начин без претходна писмена согласност на авторот.

Е-издание: https://www.ukim.edu.mk/e-izdanija/MAF/Geometriski-tolerancii_poglavja-od-predmetot-konstruiranje.pdf

ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

поглавја од предметот конструирање

Учебникот овозможува стекнување со современи знаења од областа на геометриските толеранции како методологија и јазик за претставување на важните функционални барања за машинските делови и склопови во фазата на деталното конструирање. Геометриските толеранции овозможуваат јасно дефинирање на делови кои секогаш може правилно да се монтираат, а се и основа за проектирање на нивна најекономична изработката и контрола. Содржината е прилагодена кон новите теоретски сфаќања, стандарди и практики во областа. Учебникот е од важност за новите генерации студенти на Машинскиот факултет, а е од значење и за инженерите во индустријата.

Геометриски толеранции, поглавја од предметот Конструирање, прво издание, нуди и стекнување со основни и проширени знаења од областа на геометриските толеранции со примена софтвер за анализа на толеранциите, кој ги зема предвид и толеранциите на мери и геометриските толеранции вградени во 3Д МБД моделите. Книгата е пишувана со едноставен јазик за да соодветствува на потребите на студентите од Машинските факултети и потребите на инженерите од машинската индустрија. Опфатени се широк спектар на активности, почнувајќи од толеранции на мери, налегнувања и мерни вериги, толеранции на облик, референтни елементи и системи, толеранции на правец, положба, профил, издаденост, задавање и анализа на геометриските толеранции, и многу решени примери. Акцентот е ставен на стекнување на што посеопфатни познавања на оваа проблематика за да може да се дефинираат функционални делови и машински склопови. Во повеќето поглавја се дадени решени примери со вградени практични искуства во решенијата.

За авторите

Татјана Кандикјан и Иле Мирчески се професори на Машинскиот факултет во Скопје, на Институтот за машински конструкции, механизациони машини и возила. Тие предаваат низа различни предмети од областа на машинското конструирање, како и индустрискиот дизајн (www.mf.edu.mk). Имаат реализирано низа домашни и странски научни проекти и објавено повеќе трудови во странски списанија.

1
ИЗДАНИЕ