

## 2. ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

### 2.1. Стандарди

Меѓународни стандарди кои се однесуваат на геометриските толеранции се: **ISO 1101** (Технички цртежи - Геометриски толеранции), **ISO 5459** (Референции и референтни системи за геометриски толеранции), **ISO 2692** (Услов на максимум материјал), **ISO 8015** (Основни принципи за контрола на мери, агли, облик, положба и големина), **ISO 5458** (Технички цртежи - Геометриски толеранции - Толеранција на положба), **ISO 10578** (Технички цртежи - Толеранции на правец - Проектирани толерантни полиња), **ISO 10579** (Технички цртежи - Мери и толеранции кај флексибилни делови), **ISO/TR 5460** (Напатствија за начини на контрола на геометриските толеранции). Многу корисен и сеопфатен е и американскиот стандард **ASME Y14.5** (Мери и геометриски толеранции) и упатството **ASME Y14.5.1** (Математички принципи за мери и геометриски толеранции).

Стандардите се богато илустрирани со примери. Примерите на мери и геометриски толеранции се произлезени од практиката на сериското производство и потребата за изработка и контрола на деловите според нивната функција и поставеност во склопот.

### 2.2. Геометриски карактеристики и видови мери

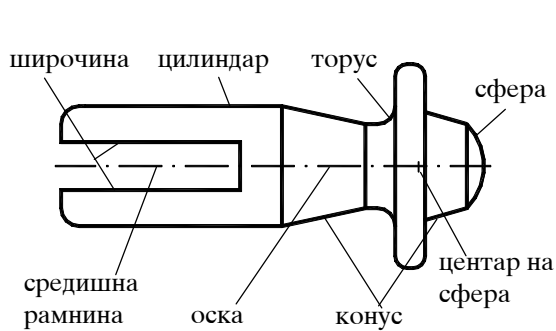
**Геометриските толеранции се дозволени отстапувања од геометриски идеалниот облик на делот.** При задавање на геометриските толеранции користиме мери и геометриски елементи кои може да се класифицираат на материјални (реални) и теоретски (номинални, идеални).

**Материјален геометриски елемент** (англ. *material feature*) е реална страница од машинскиот дел која има еднолична геометрија (на пр. рамна површина, цилиндар, сфера, конус, торус). Материјалните геометриски елементи не се идеални и имаат мерливи отстапувања. Затоа, *страниците од делот кој се контролира ги сметаме за материјални (неидеални) геометриски елементи.*

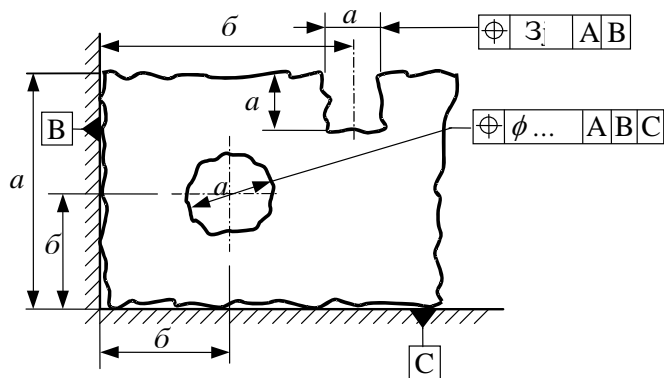
Освен страниците од делот, при задавање на мерите и геометриските толеранции се користат и **теоретски геометриски елементи** (англ. *resolved geometry*) како што се: *оска* (на цилиндричен или конусен отвор, или на надворешен цилиндар или конус), *средишна рамнина* (на жлеб, ребро, забец) и *точка* (центар на сфера) (сл. 2.1).

**Материјални геометриски елементи со сопствена мера** (англ. *features of size*) се на пример, цилиндричен отвор или чеп, сферна површина, правоаголен жлеб или ребро (сл. 2.1). Сопствена мера за цилиндарот е неговиот дијаметар, сферата поседува сферен дијаметар, а жлебот/реброто има широчина. При задавање на толеранциите на правецот и положбата, се користат обично теоретски геометриски елементи. Така на пример, за да се одреди положбата на правоаголен жлеб, обично се котира положбата на неговата средишна рамнина, за цилиндар се котира положбата на оската и сл.

Дијаметарот, сферниот дијаметар или широчината на жлеб или ребро секогаш се задаваат со **материјална мера** (англ. *size dimension*). Материјална мера никогаш не може да биде идеална, односно мора да има некоја толеранција. Пример за материјални мери се мерите означени со *a* на сл. 2.2.



Сл. 2.1. Материјални и теоретски геометриски елементи



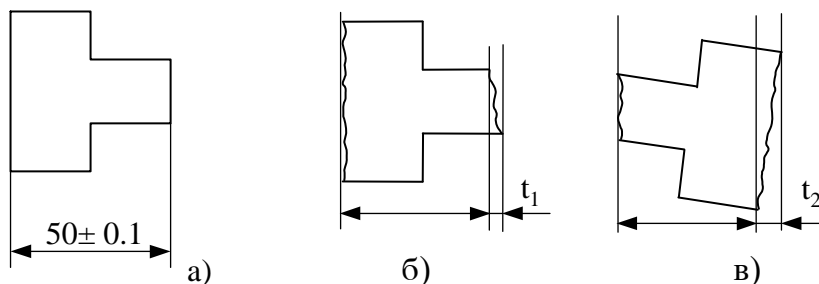
$a$  - материјална мера  
 $b$  - теоретска мера

Сл. 2.2. Материјални и теоретски мери

Мерите кои поврзуваат два теоретски геометриски елементи се **теоретски точни мери**. Пример за теоретски точни мери се мерите означени со  $b$  на сл. 1.2. При задавање на толеранција на положба, идеалната положба се задава со теоретски точни мери (со толеранција нула), кои се нарекуваат уште **базни мери** (англ. *basic dimension*). Базна мера обично се задава помеѓу два теоретски геометриски елементи (оска, средишна рамнина, референтна рамнина и сл.). Примената на базните мери ќе биде објаснета подетално кај толеранциите на профил, правец и положба.

### 2.3. Споредба помеѓу толеранциите на мери и геометриските толеранции

Во пракса се применуваат два метода на задавање на толеранциите: толеранции на мери и геометриски толеранции. Еден од проблемите со примената на толеранциите на мери е што не е точно нагласено што и како треба да се контролира. На пример, иако според логика можеме да претпоставиме дека при изработка и контрола на мерата, делот треба да се постави на подолгата страна како на сл. 2.3б, тоа никаде не е нагласено. Доколку делот се постави на покусата страна, како на сл. 2.3в, истиот дел ќе покаже поголемо отстапување отколку во претходниот случај.



Сл. 2.3. Разлика поради начинот на мерење кај толеранции на мери

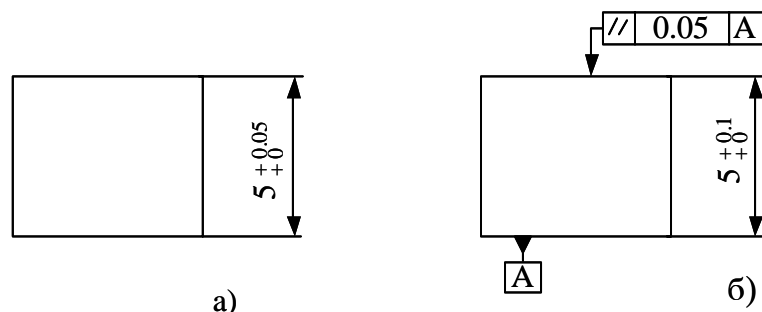
Во пракса често се јавува потреба за контрола на специфични карактеристики што ги наметнува функцијата на делот. На пример, за одредена површина може да се бара таа да биде доста рамна (заради намалување на триењето) но положбата на површината да не е толку критична за правилно

остварување на функцијата. Ваквото барање не може да се претстави со толеранциите на мери, освен ако истото се објасни со текст. Друг начин е барањето за добра рамност на површината да се искаже со примена на геометриска толеранција за рамност на површина. Геометриските толеранции се задаваат со низа од симболи, броеви и букви.

За споредба помеѓу толеранциите на мери и геометриските толеранции, ќе анализираме релативно едноставен дел за кој се бара: долната и горната површина да бидат паралелни со отстапување од 0.05 mm, додека севкупната толеранција на висината на делот да е во рамките на 0.1 mm.

На сл. 2.4а ова барање е исполнето со намалување на толеранцијата на висината на 0.05 mm, односно висината треба да биде помеѓу 5.00 и 5.05 mm. Ова решение е неприфатливо од две причини: се губи информацијата за потребната толеранција на висината за сметка на задоволување на потребата од паралелност, и од друга страна, се поставува барање за поголема точност отколку што навистина е потребно.

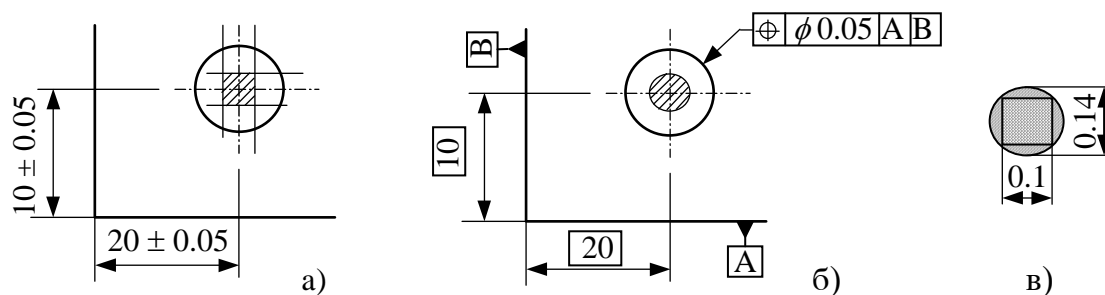
На сл. 2.4б двете барања се зададени со примена на толеранција на мера и геометриската толеранција на паралелност. Информацијата во рамката се чита од лево кон десно и значи: се бара паралелност на горната површина, чии точки треба да се наоѓаат внатре во толерантното поле помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0.05 mm и поставено паралелно во однос на долната површината (база) означена со А. Во овој случај се зададени двете барања, прво: висината на делот да биде помеѓу 5.0 и 5.1 mm (толерантното поле на мерата е 0.1 mm) и второ: отстапувањето од паралелност на горната во однос на долната површина да е во рамките на 0.05 mm. Толерантното поле за паралелност се наоѓа внатре во толерантното поле на висината (погоре или подолу), со што при контролата ќе се прифатат како точно изработени многу повеќе делови отколку во претходниот случај (на пр. делови со висина 5.01÷5.06, 5.02÷5.07, 5.04÷5.09 и сл.)



Сл.2.4. Рамна површина со ограничување на отстапување од паралелност со: а) толеранција на мера, б) геометриска толеранција за паралелност и поширока толеранција на мера

Еден од примерите каде примената на геометриските толеранции е многу пожелна е ограничувањето на отстапувањето на положбата на отворите. Со примена на толеранции на мери, на сл. 2.5а е зададено толерантно поле на двете мери  $10 \pm 0.05$  и  $20 \pm 0.05$  при што толерантното поле за центарот на отворот е квадар со страни 0.1 mm во дадената проекција. Според обликот на зададеното толерантно поле, ако оската на отворот се наоѓа блиску до аглиите на квадратот таа може да се наоѓа на растојание од 0.07 mm од центарот на квадратот (идеалната положба), а ако е блиску до средината на страниците, растојанието до

центарот треба да биде помало, односно 0.05 mm. Ваквото толерантно поле не е во согласност со природата на отстапувањето на центарот на цилиндричниот отвор, па се добива нееднаква толеранција во различни насоки. За да се одбегне оваа нерамномерност во барањето за дозволената положба на отворот, пожелно е да се примени геометриска толеранција на положба. Со толеранцијата на положбата се одредува цилиндрично толерантно поле околу теоретски идеалната оска на отворот (сл.2.5б). Ако отстапувањето од 0.07 mm од идеалната положба е навистина прифатливо, цилиндричното толерантно поле може да биде со дијаметар  $\phi$  0.14 mm, со што ќе биде за 57% поголемо отколку во претходниот случај. Ова јасно се гледа кога ќе се преклопат овие полиња како на сл.2.5в.



Сл. 2.5. Задавање на толеранција на положба на оска на отвор: а) со толеранции на мери, б) со геометриска толеранција на положба, в) споредба на големините на толеранциите полиња за а) и б)

## 2.4. Символи за означување на толеранции

Симболите со кои се означуваат геометриските толеранции според ISO 1101, ISO 5459, ISO 286 и ISO 10579 се прикажани во табелите 2.1 и 2.2.

При задавањето на геометриските толеранции се смета дека делот е составен од ограничени геометриски елементи - страници кои можат да бидат рамни, цилиндрични, конусни, сферни, торусни и др. (сл. 2.1). Делот може да поседува и теоретски геометриски елементи како оска, средишна рамнина и др.

**Геометриска толеранција се означува со рамка (таб 2.1) во која се впишани симболот за видот на толеранцијата (таб. 2.2), обликот и големината на толерантното поле и, каде што е потребно, во продолжение се дадени големи букви со кои се означуваат референциите (базите). Стрелката ја поврзува ознаката на геометриската толеранција со толерираниот геометриски елемент. Стрелката е насочена во правец на простирање на толерантното поле.**

Со геометриски толеранции може да се контролираат и отстапувањата на теоретските геометриски елементи (оска, симетрична рамнина, центар на сфера), при што стрелката со која се поврзува ознаката на толеранцијата се поставува во продолжение на котата на сопствената материјалната мера (дијаметар на цилиндар, ширина на жлеб, дијаметар на сфера) (таб.2.1).

Изгледот и големината на симболите за означување на различни видови толеранции (таб.2.2) се исто така стандардизирани. Толеранциите дадени во табелата се групирани воглавно на две групи: толеранции за кои не се користи референција и толеранции за кои се потребни референции. Толеранциите понатаму се поделени на толеранции на облик, правец, положба и издаденост.

Табела 2.1. Символи за означување на геометриските толеранции

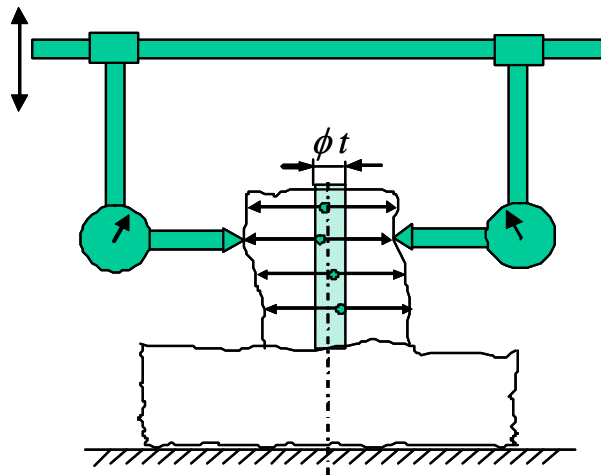
Симбол	Значење
	<p>Референтен систем</p> <p>Референтен геометриски елемент</p> <p>Големина на толерантното поле</p> <p>Симбол за цилиндрично толерантно поле</p> <p>Симбол на геометриска толеранција</p>
	Стрелката го означува толерираниот геом. елемент
	Затемнет триаголник и правоаголна рамка со која се означува геом. елемент кој претставува референција
	Оска или средишна рамнина означени како толеритан геом. елемент и како референција
	Изводница или површина означени како толеритан геом. елемент и како референција
	Теоретски точна мера
	Толеранција за ограничен дел од геом. елемент
	Толеранција на ограничен дел од геометриски елемент со произволна положба
	Принцип на обвивка
	Услов на максимум материјал
	Услов на минимум материјал
	Услов на реципрочност
	Продолжено толерантно поле
	<p>Репер:</p> <p>Големина на реперот</p> <p>Ознака и број на реперот</p>
	Репер во вид на точка
	Репер во вид на круг
	Репер во вид на линија

Табела 2.2. Видови геометриски толеранции и нивни ознаки

Геометриски толеранции за кои не треба референција (толеранции на обликот)		
Профил (облик) на линија *		
Правост		
Кружност		
Профил (облик) на површина *		
Рамност		
Цилиндричност		
Геометриски толеранции кои се задаваат во однос на референција		
<i>Правец</i>		
Аголност		
Паралелност		
Нормалност		
<i>Положба</i>		
Положба		
Коаксијалност		
Симетричност		
<i>Издаденост (фрлање)</i>		
Кружна издаденост		
Кружна радијална издаденост		
Кружна аксијална издаденост		
Вкупна издаденост		
Вкупна радијална издаденост		
Вкупна аксијална издаденост		

\* Толеранција на профил на линија или површина може да се зададе и во однос на референција

Кога геометриската толеранција е зададена за идеален геометриски елемент (оска или средишна рамнина), точките кои ја одредуваат оската (сл.2.6) или средишната рамнина се средини на мерењата добиени од две спротивни страни на елементот.



Сл.2.6. Контрола на нормалност на оска во однос на долната површина

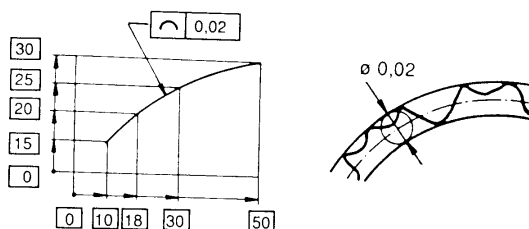
## 2.5. Толеранции на облик на линии

На сл. 2.7а е зададена геометриска толеранција на **профил на линии** за означената крива површина. Обликот на номиналната (теоретски точната) линија е дефиниран со теоретски точни мери како на сликата. Во било кој пресек паралелен на проекционата рамнина во која е зададена толеранцијата, контурата на реалниот дел треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со две линии на меѓусебно растојание 0.02mm, еднакво оддалечени на двете страни од теоретскиот профил. Линиите кои го ограничуваат толерантното поле се дефинираат како допирки на кружници со дијаметар колку ширината на толерантното поле и со центри на линијата со теоретски точен профил.

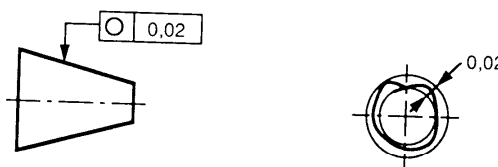
На сл. 2.7б е зададена геометриска толеранција на **кружност** за конусна површина. Во секој напречен пресек на површината, контурата земена од реалниот дел треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со две концентрични кружници на растојание 0.02 mm.

На сл. 2.7в е зададена геометриска толеранција на **правост** на изводниците на рамна површина. Во било кој пресек паралелен на проекционата рамнина во која е зададена толеранцијата, контурата треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со две паралелни линии на растојание 0.03 mm.

а) Толеранција на профил на линии



б) Кружност



в) Правост



Сл. 2.7. Толеранции на обликот на линии, ознаки и толерантни полиња

## 2.6. Толеранции на облик на површини

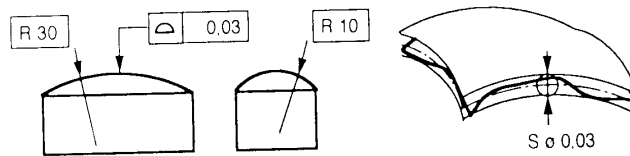
Толеранција на профил на површина (сл. 2.8а). Номиналната (теоретската, геометриски идеалната) површина се дефинира со базни (теоретски точни) мери. Изработената површина треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со две површини кои се на еднакво растојание една од друга (еквидистантни) и кои се дефинираат како допирки на сферите со дијаметар колку толерантното поле (на

пример 0.03 mm), чии центри се наоѓаат на површината со номинален (геометриски идеален) облик.

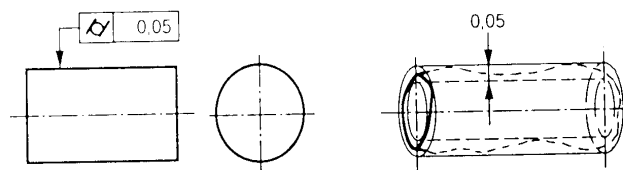
*Цилиндричност* (сл. 2.8б). Реалната површина на делот треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со два коаксијални цилиндри на радијално растојание колку зададената толеранција (на пример 0.05 mm).

*Рамност* (сл. 2.8в). Сите точки од реалната површина треба да се наоѓаат во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини на меѓусебно растојание колку што е зададената толеранција (на пример 0.05 mm).

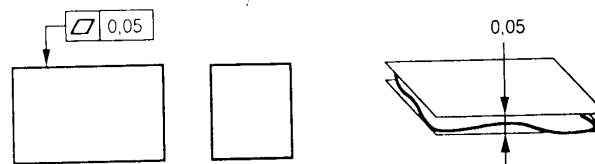
а) Толеранција на профил на површина



б) Цилиндричност



в) Рамност



Сл. 2.8. Толеранции на обликот на површини, ознака и толерантно поле

## 2.7. Толеранции на правец

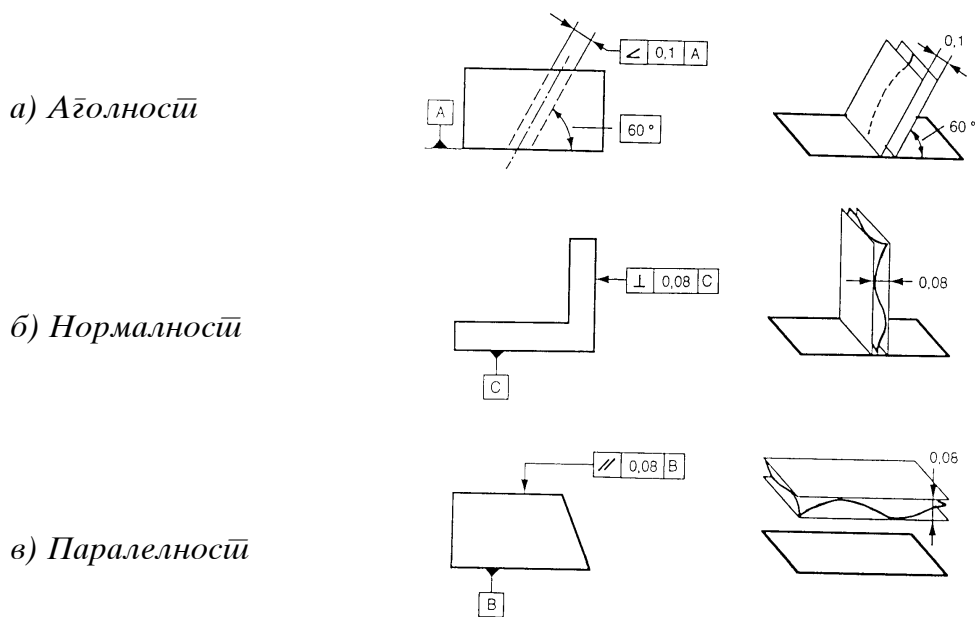
Толеранциите на правец се однесуваат пред сè на агол помеѓу два геометриски елементи. Аголот може да биде различен од  $0^\circ$  (аголност), еднаков на  $90^\circ$  (нормалност) и еднаков на  $0^\circ$  (паралелност). Овој вид толеранции можат да се зададат помеѓу две рамнини, права и рамнина или две прави. Толерантното поле за рамнина е ограничено со две паралелни рамнини. Толерантното поле за оската може да има: 1) облик на цилиндар, или 2) толерантното поле е ограничено со две паралелни рамнини.

*Аголност* (сл. 2.9а). Толерантното поле за оската на отворот е ограничено со две паралелни рамнини на растојание колку толерантното поле (сл. 2.8а). Толерантното поле зафаќа теоретски точен агол од  $60^\circ$  во однос на референтната површина А.

*Нормалност* (сл. 2.9б). Толерантното поле за вертикалната површина е ограничено со две паралелни рамнини на зададено растојание (на пример 0.08). Толерантното поле е нормално на референтната рамнина С.

*Паралелност* (сл. 2.9в). Толерантното поле за горната површина е ограничено со две паралелни рамнини на зададено растојание (на пример 0.08 mm). Толерантното поле е паралелно на референтната рамнина В.

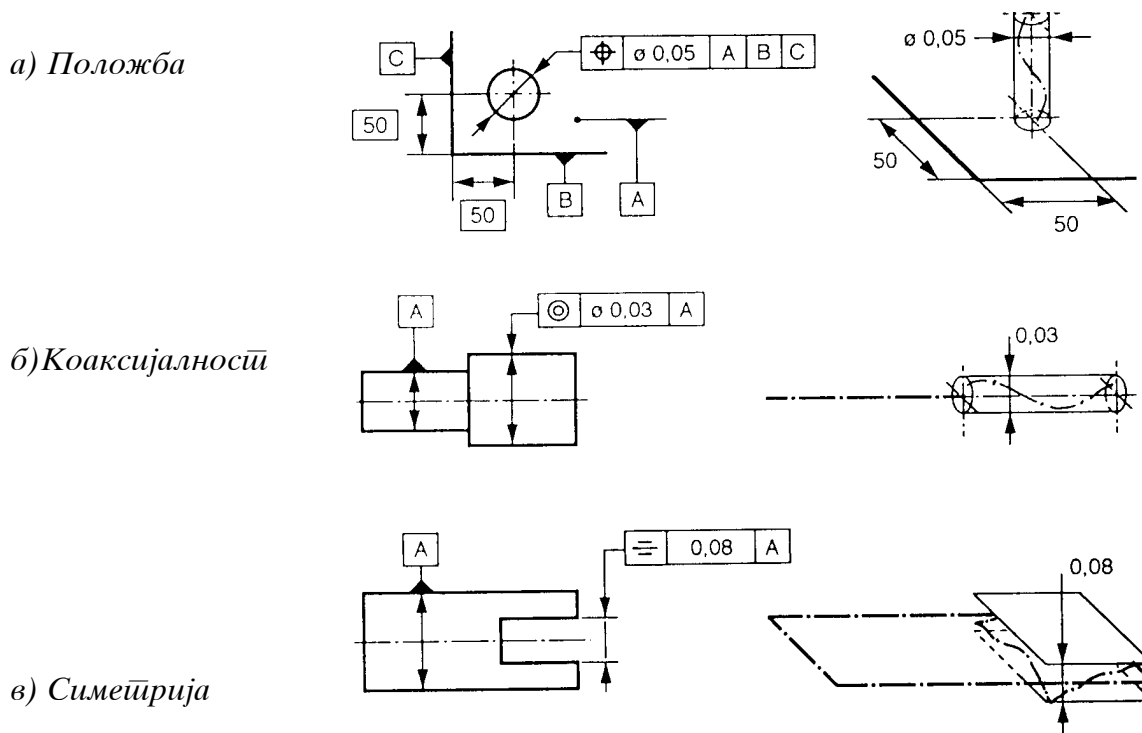




Сл. 2.9. Толеранции на ѓравец, означување и ѓтолеранѓни ѓолиња

## 2.8. Толеранции на положба

*Положба* (сл. 2.10а). Зададена е толеранѓја на положба за оската на отворот. Сите точки од оската треба да се наоѓаат внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар колку вредноста на толеранѓјата (на пр.  $\phi 0,05$ ). Теоретски точната положба на толерантното поле се дефинира со теоретски точни мери во однос на референтните рамнини А, В и С. Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А и се наоѓа на теоретски точни растојанија (на пример 50mm) во однос на референтните рамнини В и С.



Сл. 2.10. Толеранции на ѓоложба, означување на црѓеж и ѓтолеранѓно ѓоле

*Коаксијалноста* (сл. 2.10б). Оската на поголемиот цилиндар треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар според зададената толеранција (на пример  $\phi 0.03$  mm). Толерантното поле е коаксијално со референтната оска А од помалиот цилиндар. Коаксијалност може да се зададе и за рамни делови со мала дебелина (од лим) со ист облик како на сликата.

*Симетрија* (сл. 2.10в). Средишната рамнина на изработениот жлеб треба да се наоѓа во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини на растојание според зададената толеранција (на пример 0.08 mm). Толерантното поле е симетрично поставено во однос на референтната средишна рамнина А на делот.

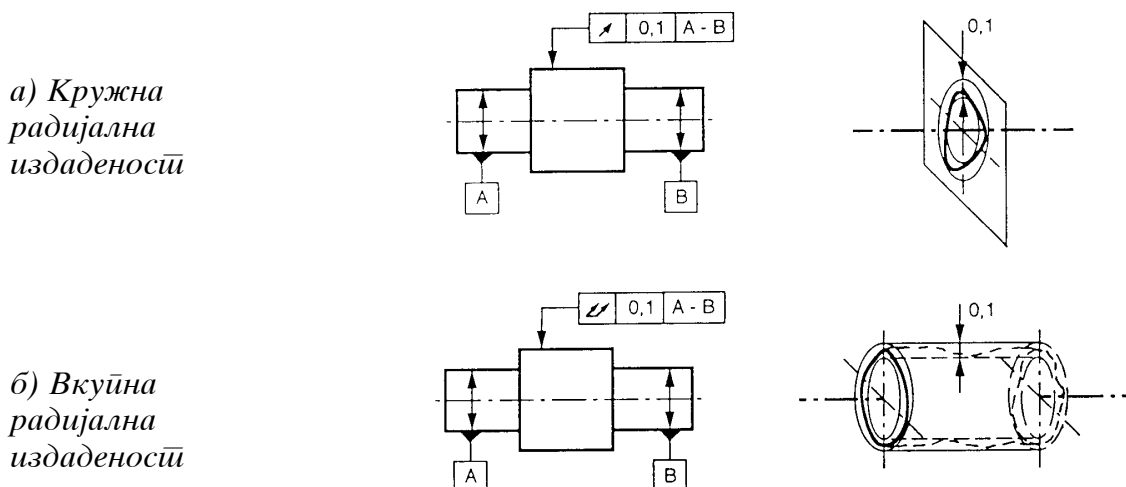
## 2.9. Толеранции на радијална издаденост

Толеранциите на издаденост се сложени толеранции и овозможуваат истовремено да се контролира обликот и положбата на површината во однос на нејзината оска. Кружната радијална издаденост е комбинација од кружност и коаксијалност, а вкупната радијална издаденост е комбинација од цилиндричност и коаксијалност.

*Кружна радијална издаденост* (сл. 2.11а). Во секоја рамнина нормална на заедничката референтна оска А-В контурата на пресекот треба да се наоѓа во толерантно поле помеѓу два концентрични круга на растојание колку толеранцијата (на пример 0.1 mm). Толерантното поле е со центар во збирната референтна оска А-В која се одредува при потпирање на делот на двата ракавци.

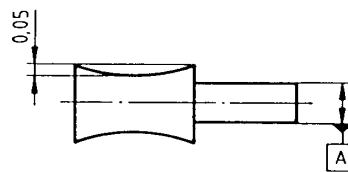
*Вкупна радијална издаденост* (сл. 2.11б). Површината за која е зададена геометриската толеранција треба да се наоѓа во толерантно поле помеѓу два цилиндра кои се на меѓусебно растојание колку зададената толеранција (на пример 0.1 mm). Толерантното поле е коаксијално со референтната оска А-В.

Толеранцијата на вкупната радијална издаденост ја контролира и правоста на надолжните изводници, за разлика од кружната радијална издаденост каде поедините напречени пресеци се контролираат засебно. Оваа разлика може да се согледа од сл. 2.12, каде кружните изводници на површината се идеално концентрични во однос на оската, но вкупната радијална издаденост е поголема од нула.



Сл. 2.11. Толеранции на радијална издаденост

кружна радијална издаденост = 0  
 вкупна радијална издаденост = 0.05



Сл.2.12. Дел со вкупна радијална издаденост, но без кружна радијална издаденост

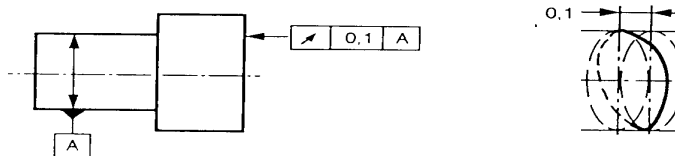
## 2.10. Толеранции на аксијална издаденост

*Кружна аксијална издаденост* (сл.2.13а). Секоја контролна кружница од челната рамнина, земена концентрично со референтната оска, треба да се содржи во толерантно поле помеѓу две концентрични кружници кои се со еднеков дијаметар. Толерантното поле е концентрично со референтната оска А.

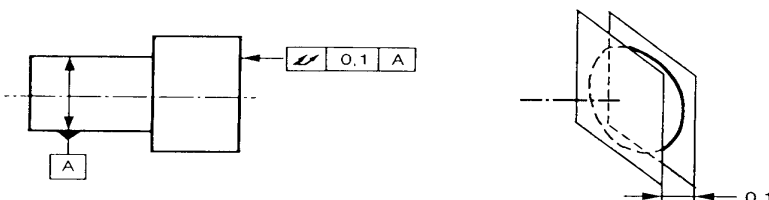
*Вкупна аксијална издаденост* (сл. 2.13б). Страничната површина за која е зададена толеранцијата треба да е внатре во толерантно поле ограничено со две паралелни рамнини кои се на меѓусебно растојание колку толерантното поле (на пример 0.1). Толерантното поле е нормално на референтната оска А.

Толеранцијата на вкупната аксијална издаденост ја контролира истовремено и рамноста на челната површина на која се однесува, како и нормалноста на површината со оската, што може да се види од сл. 2.14.

а) Кружна аксијална издаденост

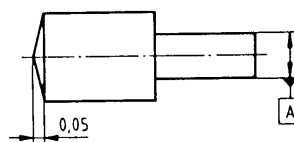


б) Вкупна аксијална издаденост



Сл.2.13. Толеранции на аксијална издаденост, означување и толерантно поле

вкупна аксијална издаденост = 0.05  
 кружна аксијална издаденост = 0



Сл.2.14. Дел со вкупна аксијална издаденост, но без кружна аксијална издаденост

## 2.11. Хиерархија помеѓу различните видови толеранции

Толеранциите на слободните мери се со најголемо толерантно поле (најгруби). Кога се задаваат посебни толеранции за одредени мери (на пр. за

дијаметри) тие треба да се потесни (пофини) од толеранциите на слободните мери.

Толеранциите на положба, издаденост и профил се потесни (пофини) од толеранциите на слободни мери. Кај овој вид толеранции целосно е одредена положбата на толерантното поле за толерираниот геометриски елемент во однос на референтниот систем.

Толеранциите на правецот се попречизни од претходно споменатите видови толеранции. Толерантното поле за контрола на правецот се наоѓа внатре во толерантното поле на мерите или толерантното поле за положба. Толерантното поле за толеранцијата на правецот е ограничено по големина и по правец во однос на референцијата, но може да се најде на различни места во рамките на поголемото толерантно поле на мерата (види пример на сл.1.2).

Толеранциите на обликот се најтесни од сите геометриски толеранции. Толерантното поле за толеранциите на обликот не е ограничено по правец и по положба (има 6 степени на слобода) и може да се најде на произволно место во рамките на првото поголемо толерантно поле (за правец, положба или мерки) за истиот геометриски елемент (сл.1.2).

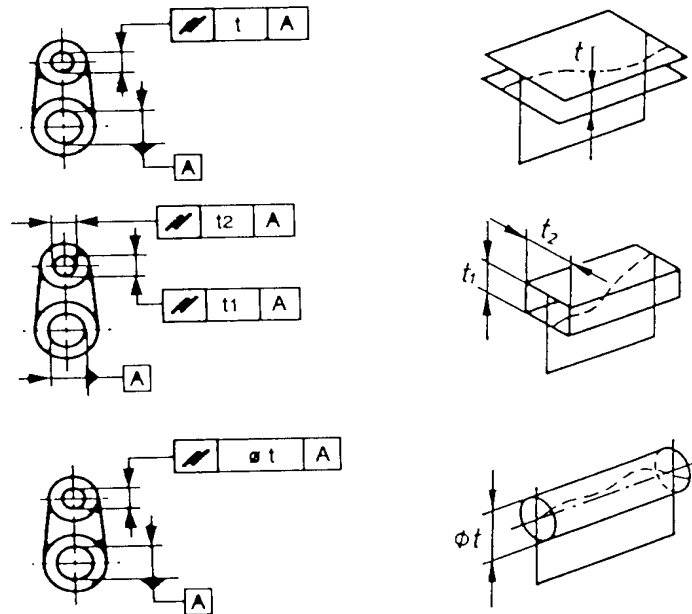
## **2.12. Облик на толерантното поле кај геометриските толеранции**

Обликот на толерантното поле зависи од видот на геометриската толеранцијата, толерираниот геометриски елемент и од референцијата. Ако пред вредноста на толеранцијата стои симболот  $\phi$  толерантното поле е цилиндрично (сл. 2.10а,б). Ако не е даден симболот  $\phi$ , тогаш толерантното поле е ограничено со две линии (прави, кругови или контури) или две површини (рамнини, цилиндрични или други површини), кои се на растојание еднакво на толеранцијата. Толерантното поле се простира во насока на покажувачката стрелка со која е поврзана толеранцијата (ISO 1101).

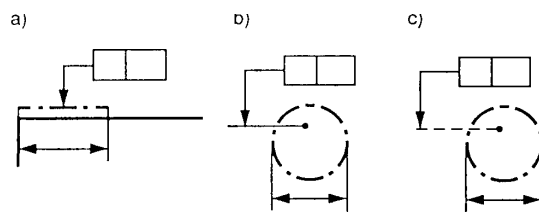
Кога толеранцијата се однесува на одреден поглед или пресек на геометрискиот елемент, како при правост, кружност и сл., толерантното поле е дводимензионално (сл. 2.7).

Толерантното поле за оски и рамнини на симетрија е тридимензионално (освен ако предметот е од тенок лим). На сл.2.15 се прикажани три вида контроли на паралелност на оската на горниот отвор во однос на оската на поголемиот отвор која е означена како референција А. Кога мерата е дадена во една насока, толерантното поле е ограничено со пар паралелни рамнини (сл. 2.15а). Ако пред толеранцијата стои симболот  $\phi$ , толерантното поле е цилиндрично (сл. 2.15в). Кога се зададени различни толеранции во две заемно нормални насоки, толерантното поле е паралелопипед (сл. 2.15б).

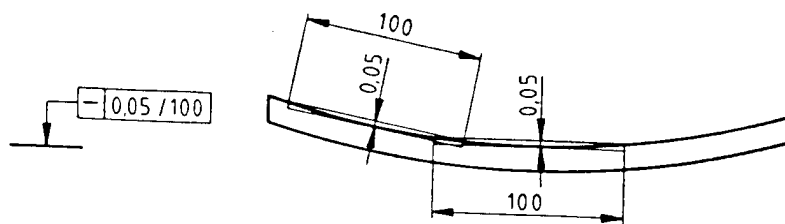
Ако не е зададено поинаку, толерантното поле се однесува на геометрискиот елемент во целост. На сл. 2.16 толеранцијата се однесува на дел од геометриски елемент, ограничен со дебела точка-црта линија. На сл. 2.17 е даден друг вид на толерантно поле со ограничени димензии, но во овој случај толеранцијата се однесува на било кој дел од геометрискиот елемент.



Сл. 2.15. Различни облици на толерантно поле на оска



Сл.2.16. Толерантно поле кое се однесува на ограничен регион а), в) од површината која се гледа, с) од задна површина



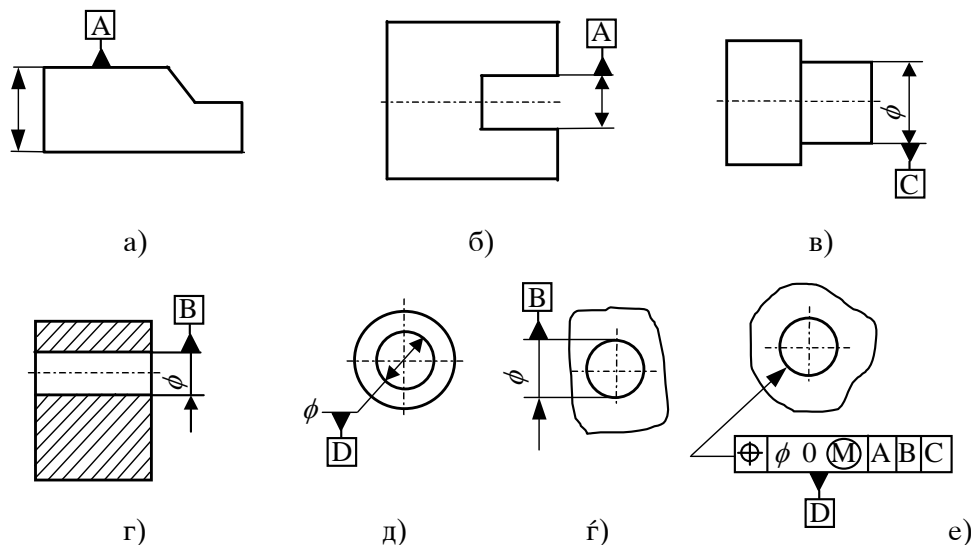
Сл. 2.17. Толерантно поле се однесува на ограничена должина било каде на површината

### 3. РЕФЕРЕНЦИЈА И РЕФЕРЕНТЕН СИСТЕМ

#### 3.1. Референции, дефиниција и означување

Референциите претставуваат идеални геометриски елементи кои служат како бази за контрола на толеранциите на правец, положба и издаденост. Идеалните геометриски елементи во пракса се симулираат со прецизно изработени површини и помагала за поставување и стегање на делот. Иако површините на помагалата не се идеални, сепак тие се изработени со квалитет што е неколку пати (обично повеќе од 10 пати) попрецизен од делот што се контролира, така што во однос на него може да се сметаат за идеални. Површините на делот кои се означени како референтни се доведуваат во контакт со површините на помагалата според дадениот редослед. **Мерењето понатаму се врши во однос на површините на помагалата за поставување на делот (референциите).**

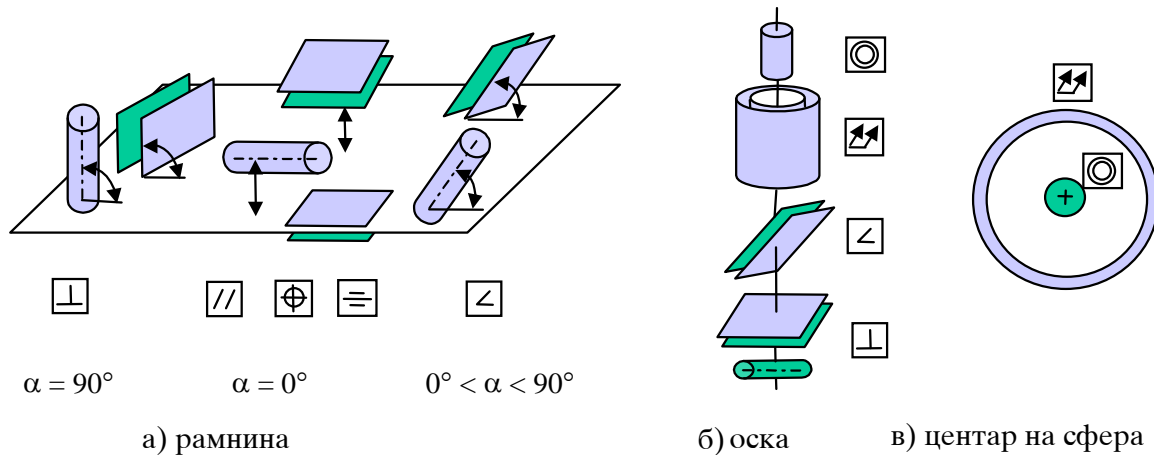
Референциите се означуваат со големи букви од латинската азбука впишани во рамка (таб. 2.1 и сл. 3.1). Референтни геометриски елементи најчесто се: 1) **рамнина**, 2) **средишна рамнина** на жлеб или ребро, 3) **оска** на цилиндар или цилиндричен отвор и 4) **центар на сфера**. Доколку референтниот геометриски елемент е рамна површина од делот, тогаш на површината или на линија во нејзино продолжение е поставен триаголник за кој е закачена рамката со името на референцијата (сл.3.1а). Кога за референција се усвојува некој од теоретските елементи на обликот, триаголникот се поставува во продолжение на котната линија со која се дефинира материјалната мера (дијаметарот на цилиндарот, ширината на жлебот, дијаметарот на сферата). Примери на референтни оски се дадени на сл.3.1 в, г, д, е, а средишна рамнина е користена како референција на сл.3.1б.



Сл.3.1. Различни начини на означување на референција

На сл. 3.2 се прикажани толерантни полиња за неколку видови толеранции за кои е доволен само еден референтен елемент. Ако референцијата е рамнина или средишна рамнина (сл.3.2а), тогаш може да се контролира аголот што толерантното поле го зафаќа со рамнината (паралелност, нормалност, аголноста)

или растојанието на толерантното поле од рамнината (симетричност, положба). Ако референцијата е оска (сл.3.2б), тогаш може да се контролира аголот што го зафаќа толерантното поле со оската (нормалност, паралелност, аголноста) или растојанието на толерантното поле од оската (коаксијалност, издаденост). Ако референцијата е центар на сфера (сл.3.2в), тогаш може да се дефинира само толерантно поле во однос на центарот на референтната сфера (издаденост).



Сл.3.2. Контрола на толерантното поле во однос на едини референции

### 3.2. Референтен систем

При контрола на толеранциите на положба обично е потребно целосно прикрепување на делот, за што се потребни две или три референции. **Кога се користат повеќе референции, се формира референтен систем.** Референтниот систем се користи за одредување на номиналниот (теоретски точен) правец и/или положба на толерантното поле на толерираниот геометриски елемент.

**Редоследот на референциите во референтниот систем е важен и затоа се нарекуваат прва, втора и трета референција.** При поставување, делот прво се доведува во допир со првата референција, потоа со втората, и на крај со третата.

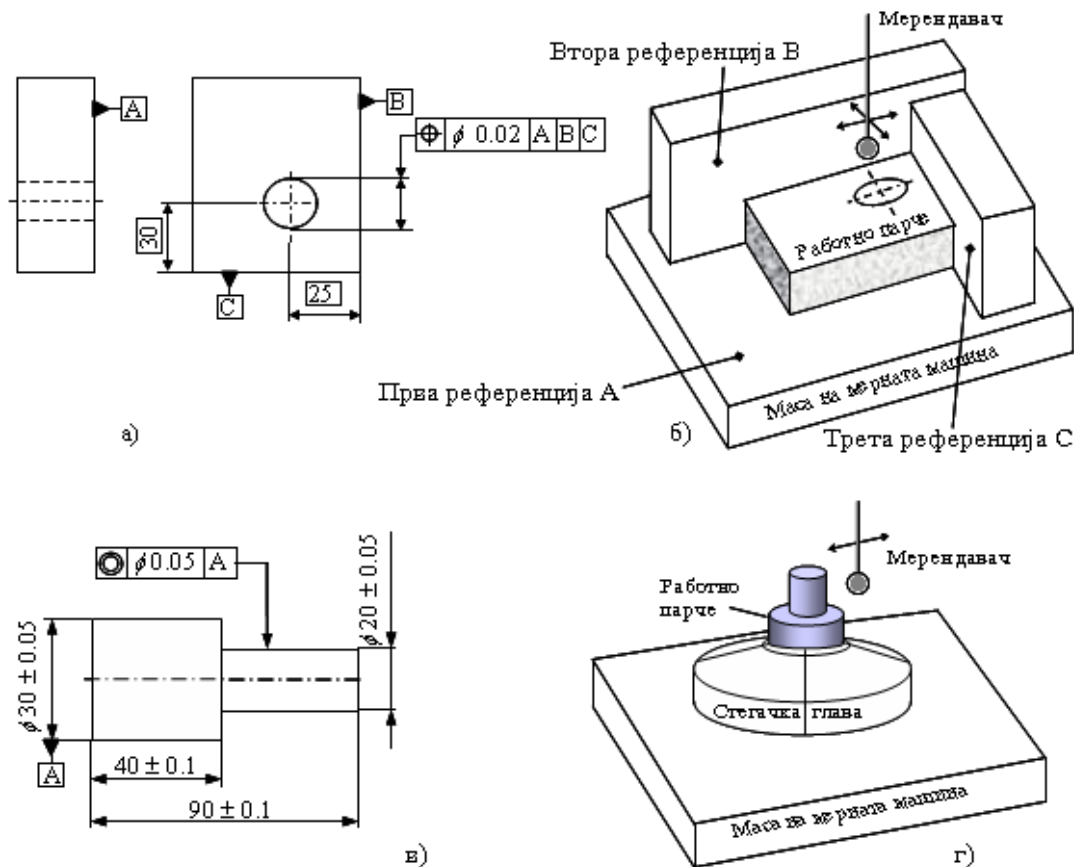
Референтниот систем се впишува на крајот од рамката на геометриската толеранција, а имињата на референциите се ставаат во одделни полиња од рамката според нивниот редослед (сл. 3.3а).

На сл.3.3а,б е прикажан референтниот систем составен од три заемно нормални рамнини, кој се користи при контрола на положбата на еден отвор. Ознаката за толеранцијата дадена во рамката на сл.3.3а се чита од лево кон десно:

- 1) Зададена е толеранција на положба за оската на отвор.
- 2) Толерантното поле за оската е во форма на цилиндар со дијаметар  $\varnothing 0.02$  mm.
- 3) Толерантното поле е нормално на референтната рамнина А и е на теоретски точно растојание 20 mm од референтната рамнина В и на теоретски точно растојание 18 mm од референтната рамнина С.

За да се контролира отстапувањето на положбата на оската (3.3б), делот треба да се прикрепи во помагало, при што неговите референтни површини се доведуваат во допир со површините од помагалото. Делот се поставува најпрвин да ја допира референтната рамнина А, што се остварува во најмалку три највисоки точки од површина на изработениот дел. Потоа делот се доведува во

допир со втората референтна рамнина В во барем две највисоки точки. Третата референтна рамнина С го допира делот во барем една највисока точка од површината. Мерниот давач се движи низ отворот и ги одредува средините на отсечките што поврзуваат парови точки од спротивни страни на отворот.



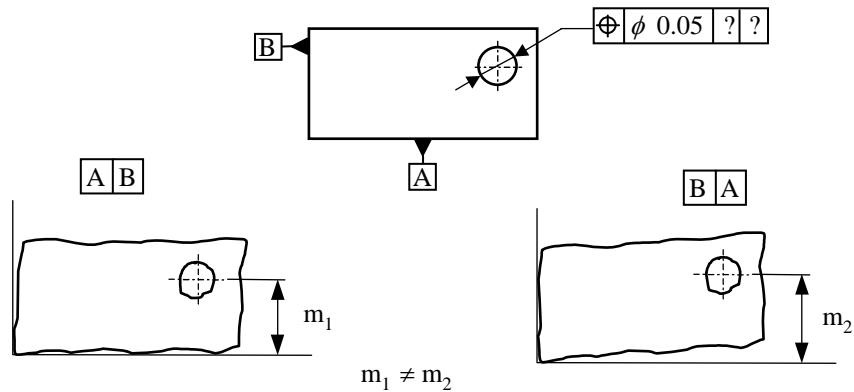
Сл.3.3. Три заемно нормални рамнини како референциен систем, според ISO 5459 (а,б); оска како референција (в,г)

На сл.3.3в,г е прикажан дел за кој е зададена геометриска толеранција на коаксијалност на оската на помалиот цилиндар. Толерантното поле за оската е цилиндрично со дијаметар  $\phi 0.05$ . Толерантното поле е коаксијално со референтната оска А од поголемиот цилиндар. При контрола на коаксијалноста на оската на малиот цилиндар, поголемиот цилиндар се поставува во стегачка глава од мерната машина (сл.3.3г) со што машината ја определува неговата оска А. Отстапувањето се проверува со повеќе мерења во различни точки од површината на помалиот цилиндар, врз основа на кои се пресметува положбата на неговата оска.

Влијанието на изборот на редоследот на референциите се гледа од сл. 3.4 каде, заради појаснување, отстапувањата на површините се прикажани зголемено. Од сликата се гледа дека големината на измереното отстапување за истиот отвор зависи од редоследот на прикрепување кон референциите А и В. Ако делот прво се потпре со подолгата страна на референтната рамнина А се добива помало отстапување на положбата на отворот, отколку ако истиот дел прво се потпре со покусата страна кон референтната рамнина В. Од овој пример се гледа дека површината која се одбира за прва референција треба да биде со



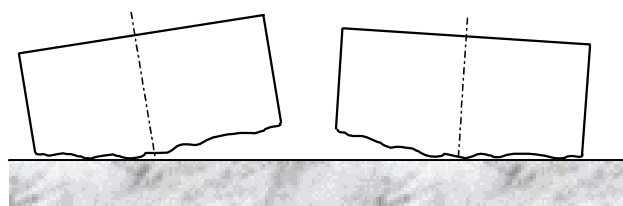
поголеми димензии, за поточно одредување на отстапувањето на толерираниот геометриски елемент. Пред се, битно е да се знае од која површина се вршени мерењата, за при повторна проверка да се добијат исти вредности. Правилниот избор на референциите е многу важен за постигнување на саканата точност на делот и повторливост на мерените голедини.



Сл. 3.4. Влијание на различниот редослед на референциите

### 3.3. Примена на репери

Кога е зададена референтна рамнина, површината од делот се доведува во допир со теоретски идеална површина (површината на помагалото), така што можноста за клатење на делот да биде минимална. Ако постои можност за поинтензивно клатење на делот при поставување на референтаната рамнина, тоа може да доведе до слаба повторливост на резултатите од мерењето, односно при друго поставување на делот да се добијат различни резултати (сл. 3.5). Конструктотот треба да го има ова предвид при изборот на површините за референции. Референтните површини со мала должина можат да доведат до голема несигурност при мерењето и затоа треба да се одбегнуваат, особено како први референции.



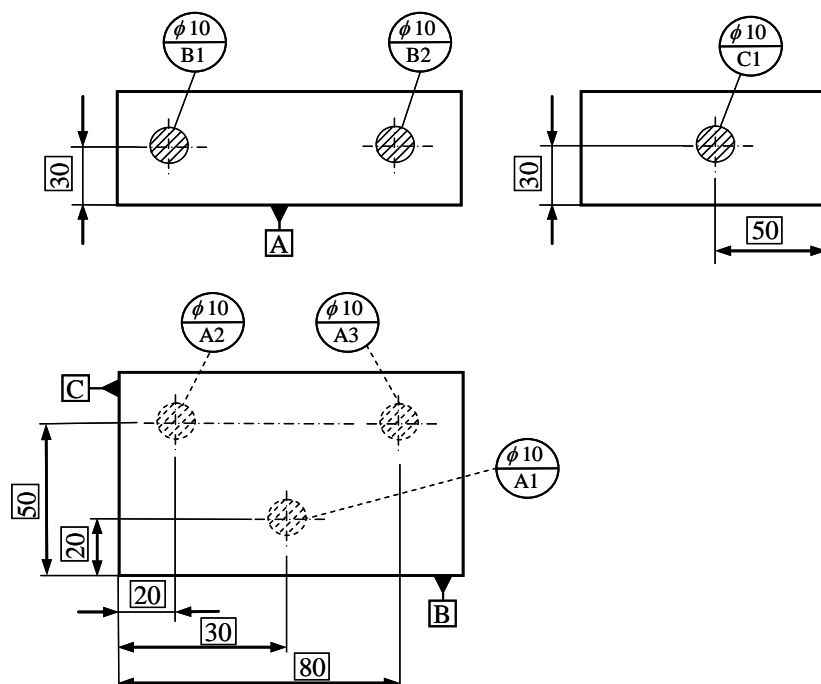
Сл.3.5. Клапење на делот на референтната рамнина доведува до грешки при контрола на отстранувањата

Кај деловите со груби површини или специфичен облик (одливки, отковки), каде референтните површини од делот имаат релативно големи отстапувања во однос на геометриските толеранции, наместо целата површина, се користат нејзини далови наречени **репери**.

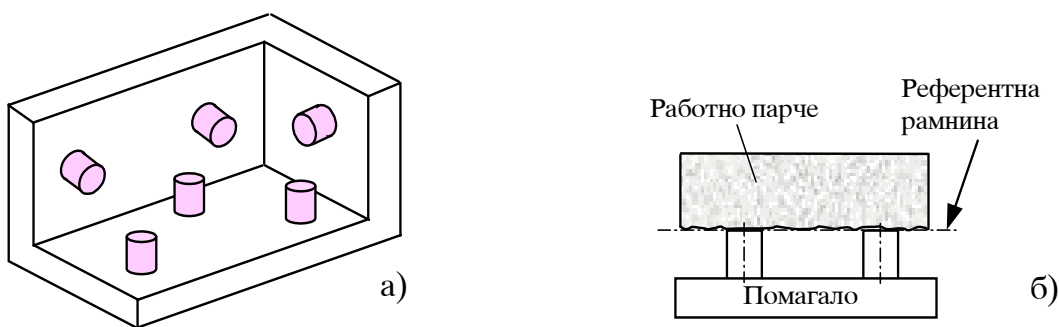
Реперите може да бидат во облик на цилиндар, при што допирот е по круг (кружен репер), конусни со врв при што допирот е во точка (точкаст репер) или во вид на тристрана призма при што допирот со делот е по линија (линиски репер), како што е прикажано во продолжението на табела 2.1. Во истата табела е

дадено и означувањето на реперите. Во горниот дел на знакот за репер се дадени неговите димензии (само за кружен репер), а во долната половина е дадена ознаката на реперот која се состои од името на референтниот елемент и бројот на реперот.

Кога три заемно нормални референтните рамнини се симулираат со репери, првата референтна рамнина треба да се позира на три репери, втората на два и третата на еден репер (сл.3.6 и 3.7). На сл. 3.6, референтната рамнина A е симулирана со три кружни репери A1, A2 и A3, втората референтна рамнина е заменета со два кружни репера B1 и B2, а третата референтна рамнина е заменета со еден кружен репер C1. Помагалото со реперите врз кои се поставува делот е прикажано на сл. 3.7.



Сл.3.6. Прва, втора и третата референтна рамнина зададени со кружни репери



Сл.3.7. Помагало со кружни репери

### 3.4. Правила за избор на референции

Основно правило при избор на референциите е дека **начинот на прикрепување на делот врз референции треба да одговара на начинот на прикрепување на делот во склопот**. Со тоа се осигурува дека при изработката и контролата на делот сите мерења ќе се вршат во однос на функционално важните

површини на делот и дека се создадени услови да се постигне бараната точност на функционалните мери. Функционално важни се оние површини по кои делот се допира со други делови во склопот заради остварување на одредена функција (пренос на сили, релативно движење, остварување на неподвижна врска и др.).

- Доколку делот се допира со друг дел во склопот и ако сакаме добро налегнување на допирните површини, ваквата површина може да се избере за прва референција. Доколку толеранциите на мерите не се доволно прецизни, пожелно е кај ваквите површини да се контролира и рамноста. Најголемо можно отстапување (клатење) на допирните површини е еднакво на збирот на толеранциите на рамност на двете површини. Бидејќи сите мерења се вршат во однос на референциите, референтните површини со подобар квалитет овозможуваат стабилно поставување на делот и прецизна контрола на отстапувањата на другите геометриски елементи во однос на референцијата.
- Кандидати за референција не се само рамните површини што се во допир, туку и цилиндричните налегнувања. Цилиндричните налегнувања често служат за различни функции (водење, центрирање, пренос на силина) поради што толеранциите на овие површини се обично потесни. Поради тоа, тие претставуваат добар кандидат за референција. Ако цилиндрична површина се користи како прва референција, пожелна е контрола на нејзината цилиндричност. Ако цилиндричната површина треба да биде втора референција, пожелно е да се ограничи нормалноста на нејзината оска во однос на првата референција.
- Доколку постојат неколку кандидати за референција со еднаква функционалност, се одбира оној геометриски елемент кој има најголема површина и/или е најдостапен за прицврстување на делот.
- Референтниот систем не служи само за да се претстават важните релации помеѓу геометриските елементи на делот, туку и да обезбеди таква ориентација на делот при изработка и контрола, каква треба да заземе и при монтажата во склоп.

Заради сите претходно наведени причини потребно е референтните површини да бидат:

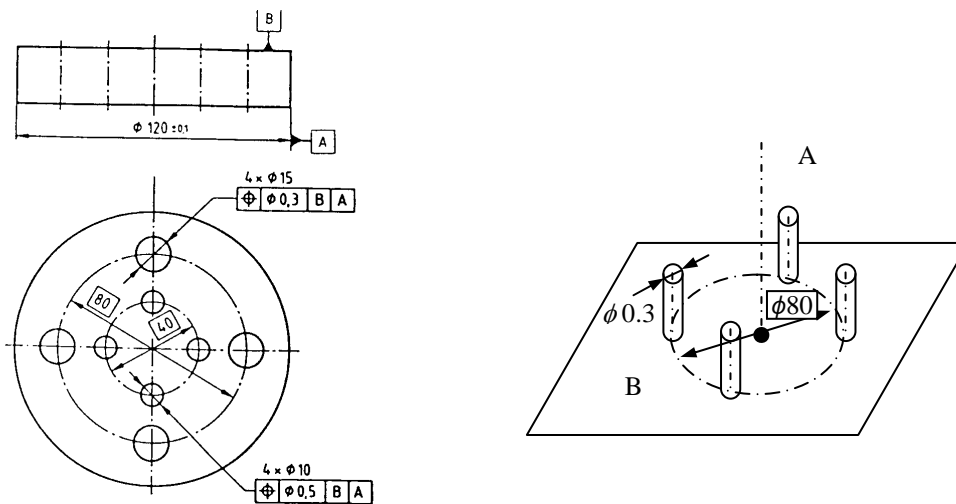
1. **функционални** односно да бидат во функција на точно прикрепување на делот во склопот,
2. **достапни**, односно при изработката и контролата да можат да се доведат во допир со помагала и во однос на нив да се контролираат отстапувањата на други геометриски елементи,
3. **повторливи**, односно квалитетни, за да се сведе на минимум можноста за клатење на делот врз референтната рамнина, со што се постигнува рамномерна точност на деловите и економичност),
4. **претставителни**, односно доволно големи во однос на други слични површини, за да се осигури стабилност на делот при изработка, како и добро налегнување на делот со другите делови во склопот.

Пожелно е референтните површини да се оправдани од аспект на функцијата на делот, но и да можат да се користат при изработката и контролата на делот. Ако се користат различни референци за изработка и контрола, може да се случи делот да не може да се изработи или да биде премногу скап.

### 3.5. Примери на референтни системи

Во праксата се применуваат различни референтни системи кои служат за контрола на различни видови отстапувања. Во продолжение се дадени неколку примери на референтни системи, кои чест се среќаваат во практиката.

На сл.3.8 е прикажан дел во облик на плочка со осум отвори. За отворите се зададени две толеранции на положба на нивните оски. Референтниот систем за контрола на положбата на отворите е ист за двете групи отвори и се состои од рамната површина В (прва референција) и оската на надворешната цилиндрична површина А (втора референција). Во ваков референтен систем можат да се контролираат сите видови отстапувања освен аголот околу референтната оска А.

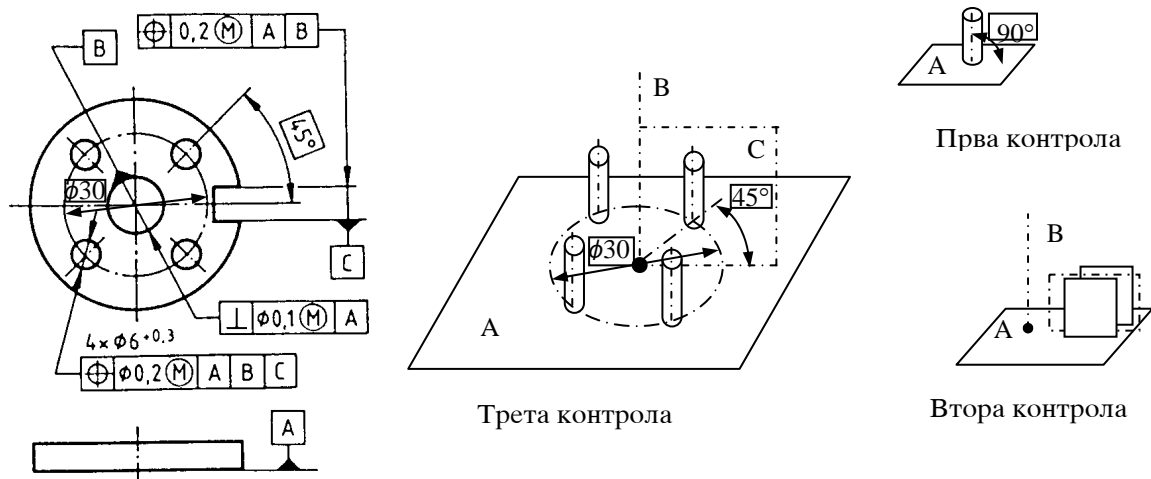


Сл.3.8. Положбата на отворите се проверува во однос на референтен систем составен од референтна рамнина В и референтна оска А

Зададената толеранција се чита на следниот начин: 1) Зададена е толеранција на положба на оските на група од четири отвори. 2) Толерантните полиња за оските се цилиндрични со дијаметар  $\phi 0.08$  mm. 3) Толерантните полиња се нормални на референтната рамнина В (прва референција) и се рамномерно распоредени по круг со теоретски точен дијаметар  $\phi 80$ , чиј центар е во референтната оска А на надворешниот цилиндар (втора референција). На сличен начин се чита и толеранцијата за положба на другата група отвори. Двете групи отвори се поставени меѓусебно под ист агол, ако не е нагласено поинаку. Бидејќи положбата на двете групи отвори се проверува во однос на ист референтен систем, двете толеранции се проверуваат едновременно (симултано).

Делот на сл.3.9 е кружна плочка, кај која аголот на положбата на групата отвори во однос на жлебот ( $45^\circ$ ) е важен за правилно спојување на делот со други делови од склопот. Кај делот се зададени три геометриски толеранции во различни референтни системи. Референтните системи имаат меѓусебен редослед.

Секој нов референтен систем претставува нов чекор при контрола на делот. Се започнува со читање прво на онаа толеранција за која се зададени најмалку референции. Толеранциите зададени на цртежот на сл.3.9 се читаат на следниот начин:



Сл.3.9. Положбаиња на група од четири отвори се контролира во референциен систем составен од рамнина A, оска на централен отвор B и средина рамнина на жлеб C

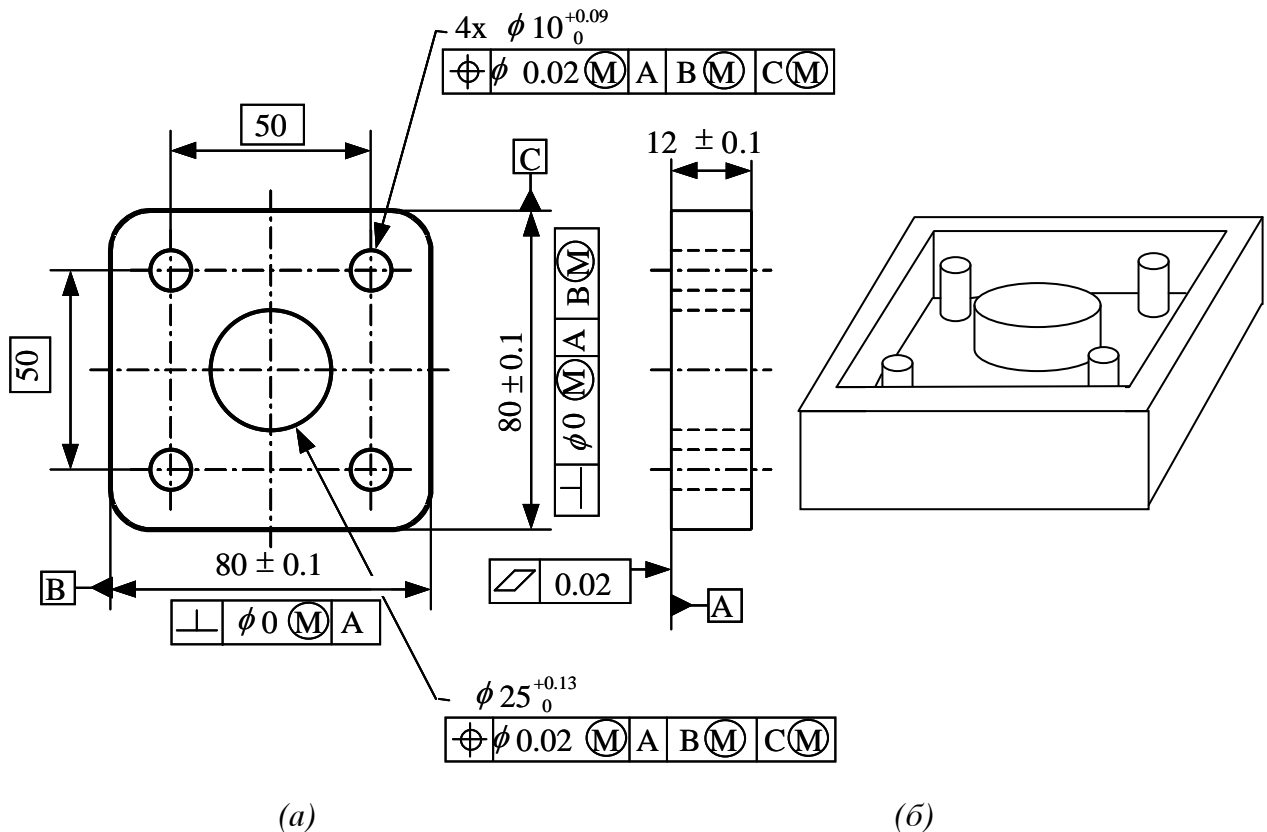
- Зададена е толеранција на нормалност за оската на средишниот отвор. Оската треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар  $\phi 0.1\text{mm}$  при максимум материјал. Толерантното поле е нормално на референтната рамнина A.
- Потоа е зададена толеранција на положба за средишната рамнина на жлебот. Средишната рамнина на жлебот треба да се наоѓа внатре во толерантно поле ограничено со пар паралелни рамнини на растојание  $0.2\text{mm}$  при максимум материјал. Толерантното поле е нормално на референтната рамнина A и е симетрично поставено (растојание нула) во однос на оската на средишниот отвор B (втора референција).
- Зададена е толеранција на положба на оските на група од четири отвори. Толерантните полиња за оските се цилиндрични со дијаметар  $\phi 0.2\text{mm}$  при максимум материјал. Толерантните полиња стојат нормално на рамнината A (прва референција) и се распоредени рамномерно по круг со теоретски точен дијаметар и со центар во оската на средишниот отвор B (втора референција). Толерантните полиња се распоредени почнувајќи од централен агол  $45^\circ$  во однос на средишната рамнина на жлебот C (трета референција) и меѓусебно под агол од  $90^\circ$ .

Делот на сл. 3.10 е симетричен и кај него како референции се користени средишните рамнини (рамнините на симетрија). Геометриските толеранции се зададени така да се запазува симетријата на делот, што овозможува делот непречено да се монтира во склопот во било која од четирите можни положби. На цртежот се зададени следните толеранции:

- Зададена е толеранција на рамност на задвата површина од делот. Сите точки од површината 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 при максимум материјал. Толерантното поле треба да е нормално на задната површина А (прва референција).

- 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 при максимум материјал. Толерантното поле треба да е нормално на задната површина А (прва референција) и на вертикалната средишна рамнина В (втора референција).



Сл.3.10. Толеранции за симетричен дел (а) и помагало за контрола(б)

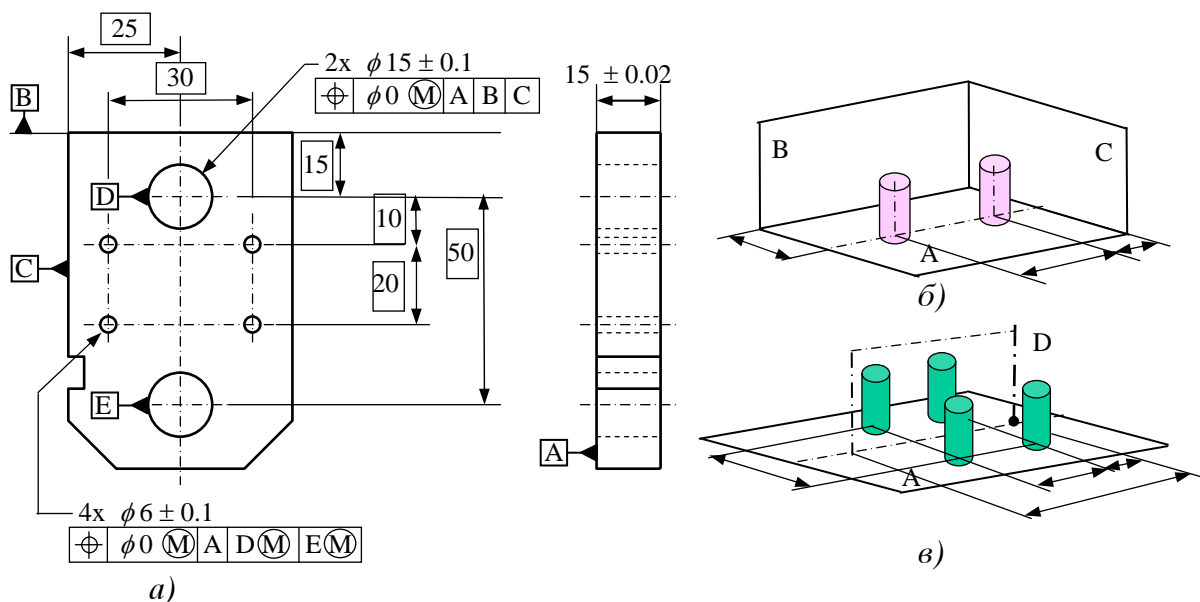
- За оската на средишниот отвор е зададена толеранција на положба. Оската треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар  $\phi 0,02\text{mm}$  при максимум материјал. Положбата на толерантното поле е определена така што тоа треба да е нормално на задната површина А (прва референција) и да е поставено точно во пресек (на растојание 0) на двете средишни рамнини В (втора референција) и С (трета референција).
- Зададена е толеранција на положба на оските на група од четири отвори. Секоја од оските треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар  $\phi 0,02\text{mm}$  при максимум материјал. Положбата на толерантните полиња е определена така што тие треба да се нормални на задната рамна површина А (прва референција), да се заемно распоредени на теоретски точни растојанија од 50 mm, и да се оддалечени по 25 mm од средишните рамнини В и С.

Бидејќи сите толеранции се зададени при примена на условот на максимум материјал и во сите референтни системи се применуваат истите референции, сите зададени толеранции може да се проверат наеднаш со примена на помагало што е

прикажано на сл. 3.10б. Помагалото има пет чепови и вдлабнатина која одговара на референтните елементи од делот. Ако изработена плочка може да се смести во помагалото, и ако задната површина од плочката налегнува на долната внатрешна површина од помагалото, тогаш делот без проблеми може да се монтира во склоп.

Кај примерот на сл. 3.11 се дефинирани пет референци: долната рамна површина А, страничната рамна површина В, страничната рамна површина С; оската на средишниот отвор D и оската на средишниот отвор E. Зададени се две геометриски толеранции во два различни референтни системи.

Прво е зададена толеранција на положба на оските на двата поголеми отвори. Оските треба да се наоѓаат внатре во цилиндрични толерантни полиња со дијаметар  $\phi 0$  при максимум материјал. Толерантните полиња се нормални на референтната рамнина А и се наоѓаат на теоретски точни растојанија  $\boxed{15}$ , односно  $\boxed{65}$  од референтната рамнина В и на теоретски точно растојание  $\boxed{25}$  од референтната рамнина С (сл. 3.11б).



Сл.3.11. Несиметричен дел поради начинот на задавање на толеранциите

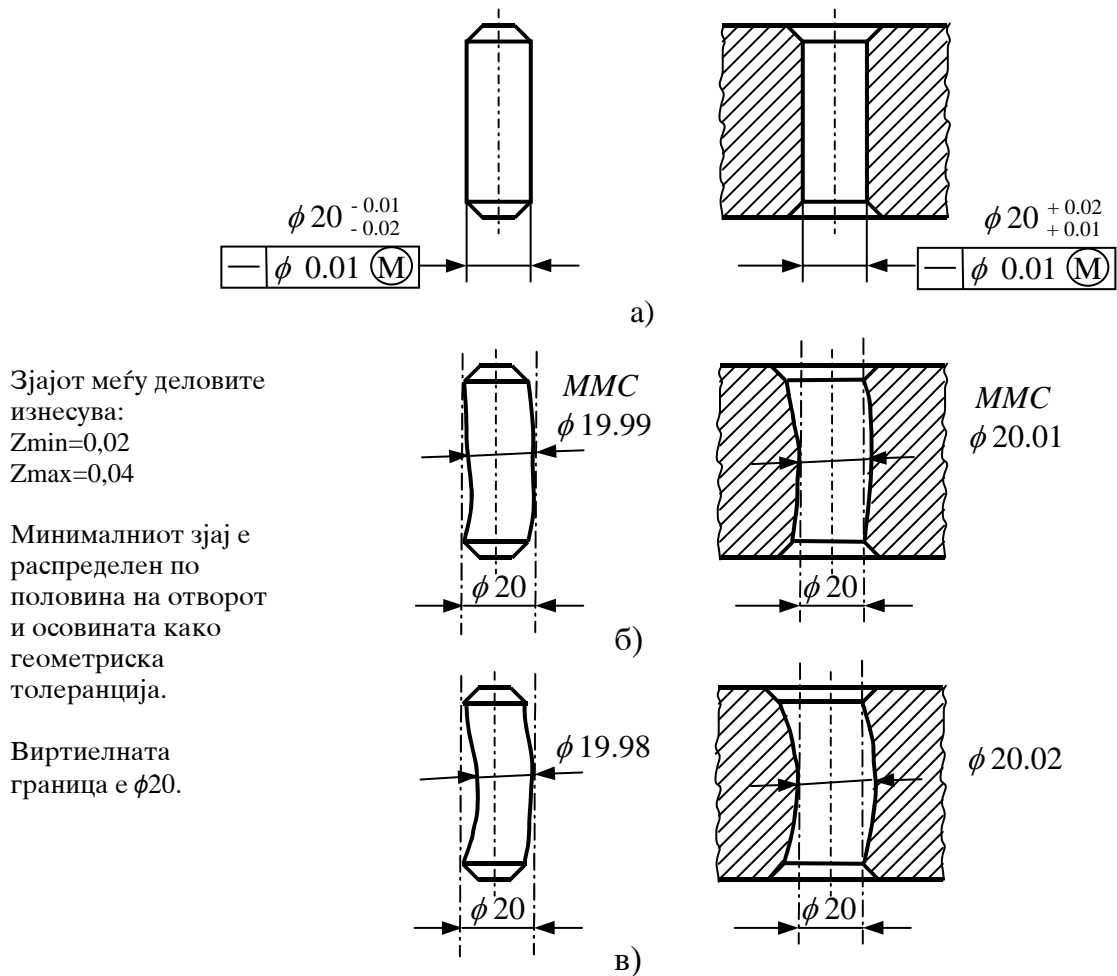
Потоа е зададена толеранција на положба на оските на група од четири помали отвори. Оските треба да се наоѓаат внатре во цилиндрични толерантни полиња со дијаметар  $\phi 0$  при максимум материјал. Положбата на толерантните полиња е определена со точните мерисбни растојанија од  $\boxed{20}$  и  $\boxed{30}$  mm, а растојанијата до референтните оски се  $\boxed{15}$  во хоризонтален правец и  $\boxed{10}$ , односно  $\boxed{20}$  во вертикален правец (сл. 3.11в).

За разлика од примерот со квадратната плочка, овој дел не е симетричен иако сите отвори се распоредени навидум симетрично во однос на симетричната рамнина на делот. Асиметричноста е потенцирана со жлеб од едната страна, за да не дојде до грешка при монтажата на делот. Со толеранциите се одредени важните функционални врски на делот во склопот. Бидејќи референтните системи се различни, двете проверки на толеранциите се прават посебно. Од начинот на задавање на толеранциите може да се заклучи дека делот во склоп е во контакт со два други дела.

## 4. УСЛОВ НА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ

### 4.1. Дефиниција на услов на максимум материјал

Условот на максимум материјал - УММ (анџ. *Maximum Material Condition*) се применува за да се обезбеди непречено спојување на деловите во склоп при економични толеранции. Условот на максимум материјал се означува со  $\textcircled{M}$ . Овој услов се задава при лабаво налегнување, односно зјајот меѓу деловите се користи како простор за дозволено геометриско ортстапување на двата дела во спојот (сл.4.1).



Сл.4.1 Осовинка и отвор со толеранција на правосиј на изводнициите при услов на максимум материјал

Функцијата непречено спојување е важно да се запази кај скоро сите неподвижни посредни врски со зјај, како што се врските остварени со завртки, заковици, чивии и сл. Логиката при примена на УММ е да се запази спојување без проблеми и да се прифатат сите делови кои може да се спојат, дури и оние со нешто поголеми геометриски отстапувања. Притоа се користи минималниот зјај помеѓу елементите што се спојуваат, кој се распределува (обично по половина) и на отворот и на оскичката како дозволено геометриско отстапување.

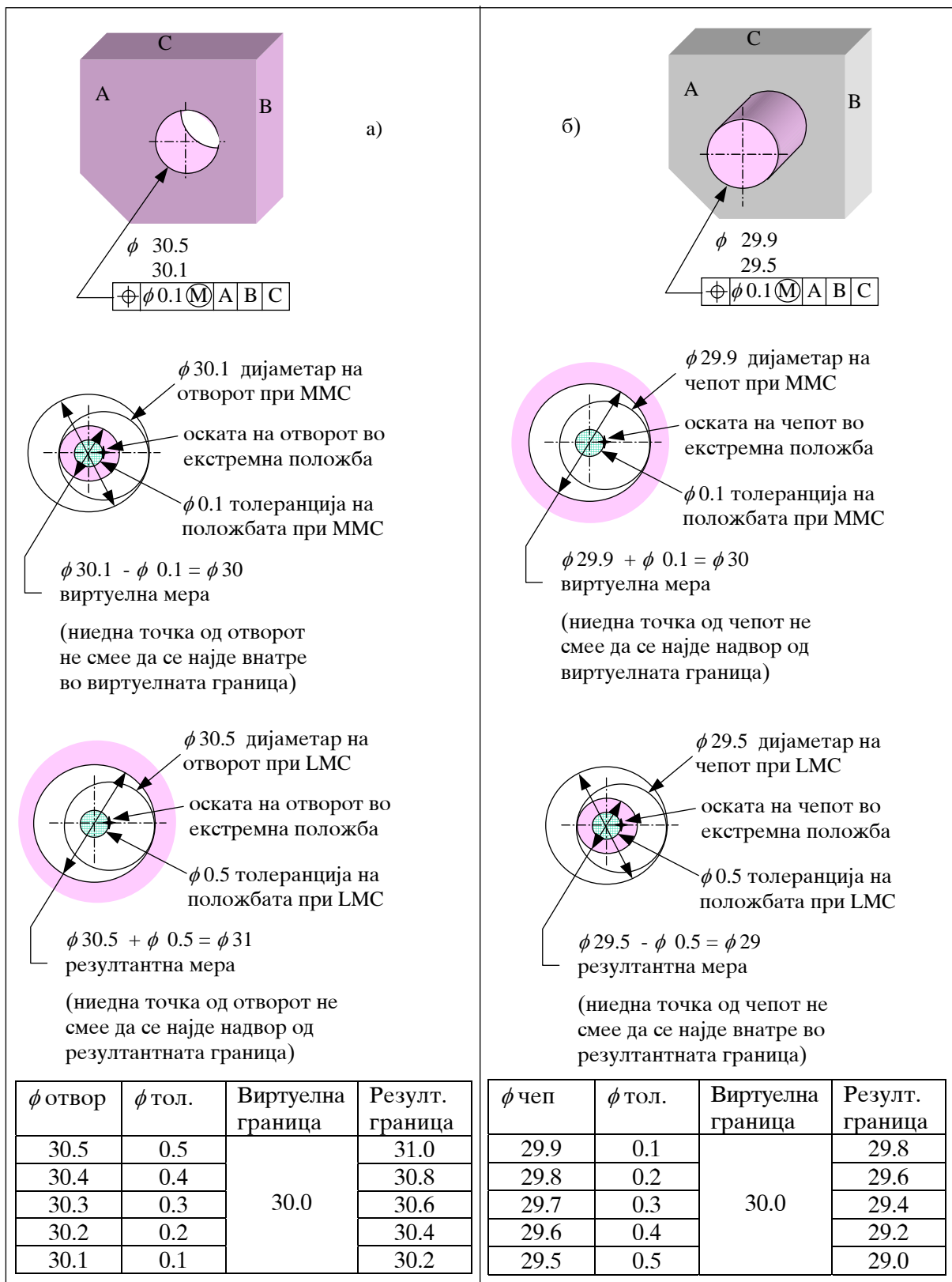


Како што се гледа на сл. 4.1б и сл. 4.1в, **кај отворот и кај оскичката е запазена една заедничка мера ( $\phi 20$ ), наречена виртуелна граница**, така што оскичката не смее да зафаќа простор поголем од  $\phi 20$ , а отворот не смее да навлезе во просторот  $\phi 20$ . **За оскичката, виртуелната граница се пресметува така што на мерата максимум материјал се додава геометриската толеранција за правост ( $19.99+0.01=20$ ). За отворот, виртуелната граница се пресметува така што од мерата максимум материјал се одзема геометриската толеранција на правост ( $20.01-0.01=20$ ).**

Придобивка од примената на условот на максимум материјал се пошироки толерантни полиња, што значи помали трошоци за производство. Геометриската толеранција за правост на оската на осовинката на сл. 4.1а е зададена  $\phi 0.01$  mm при максимум материјал. Оваа состојба е прикажана на сл. 4.1б, каде осовинката е изработена со мера максимум материјал и нејзината оска отстапува од правост за  $\phi 0.01$ . Кога осовинката е изработена со мера помала од мерата максимум материјал, на пр.  $\phi 19.98$  како на сл. 4.1в, тогаш може да се прифати и поголемо отстапување од правост на оската  $\phi 0.02$  mm, а притоа да не се доведе во опасност спојувањето. Тоа значи дека ако се оддалечуваме од мерата максимум материјал (оскичката е потенка) може да се прифати поголемо геометриско отстапување (искривеност на оската на осовинката) без да се наруши функцијата спојување. Во примерот на сл. 4.1, најмалото дозволено отстапување од правост е  $\phi 0.01$  при максимум материјал, а најголемо дозволено отстапување од правост е  $\phi 0.02$  кога осовинката е изработена со минимум материјал.

На сл. 4.2 се прикажани отвор и чеп со зададено отстапување од положба при примена на условот на максимум материјал. При монтажа на склопот, отворот и чепот треба непречено да се спојуваат. За чепот на сл.4.2б кој треба да се спои со отворот на сл.4.2а, целокупниот облик на чепот (правецот, положбата) може да биде помалку прецизен ако чепот е изработен со помала мерка (во рамките на толерантното поле на мерата). Од табелата се гледа дека кога дијаметарот на чепот се намалува, се зголемува толерантното поле за положбата на неговата оска (до  $\phi 0.5$ ). Обратно, ако чепот е изработен со димензии блиски до мерата максимум материјал, отстапувањето од положбата на оската треба да е сведено на минимум ( $\phi 0.1$ ). Ова може да се толкува како одреден бонус (пошироко толерантно поле), ако делот е изработен со мера подалеку од мерата при максимум материјал. Ваквиот пристап овозможува при контролата да бидат прифатени повеќе делови, со истовремено запазување на функцијата.

Толерантното поле за положба на оската на отворот на сл.4.2а, е најмало  $\phi 0.1$ , кога отворот е изработен со мера максимум материјал  $\phi 30.1$ . Кога отворот е најширок  $\phi 30.5$ , тогаш толерантното поле се зголемува до  $\phi 0.5$ . Толерантното поле варира од минималната  $\phi 0.1$  до максималната вредност  $\phi 0.5$ , што се добива како збир на геометриската толеранција и толеранцијата на сопствената мера на геометрискиот елемент.



Сл.4.2. Дефиниција на состојба на максимум материјал за а) отвор и б) чеп

## 4.2. Виртуелна граница и резултантна граница

Виртуелната граница може да се дефинира како најлошиот случај на спојување на деловите во рамките на дозволената геометријска толеранција. Виртуелната граница (граничната виртуелна површина на спојот), обично се зема заедничка (иста) за два дела кои се спојуваат, со што се осигурува нејречена монџажа.

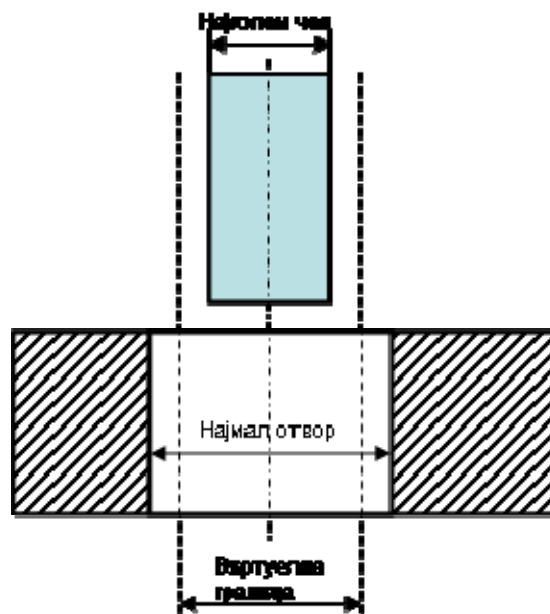
За **осовинка** и други надворешни геометриски елементи со сопствена мера, виртуелната граница се пресметува:

**виртуелна граница = дијаметар на осовинката при ММ +  
геометриска толеранција при ММ**

За **отвор** најлошиот случај на спојување се пресметува:

**виртуелна граница = дијаметар на отворот при ММ -  
геометриска толеранција при ММ**

Виртуелната граница обично се усвојува така да зјајот се дели на два и се доделува на двата дела подеднакво како дозволено геометриско отстапување (сл. 4.3).



Сл.4.3. Виртуелна граница

Кога вкупната толеранцијата не е раздвоена на толеранција на материјална мера и геометриска толеранција, туку двете отстапувања се содржани во исто толерантно поле (на материјалната мера), на цртежот тоа е означено со толеранција  $0 \text{ (M)}$ . Во овој случај мерата максимум материјал и виртуелната граница се поклопуваат. Коректно изработен дел во овој случај мора да се најде внатре во границите на обвивката со идеален облик при максимум материјал. Големината на толерантното поле за геометриската толеранција се движи од 0, при максимум материјал, до големината на толерантното поле на мерата, при минимум материјал.

Резултантната граница (сл. 4.2) го ограничува просторот во кој може да се најде отворот или чепот во најлош случај.

### 4.3. Правила за примена на условот на максимум материјал

Многу од изработените делови не би ја поминале контролата, ако не е применет условот на максимум материјал, иако истите лесно може да се монтираат во склоп. Условот на максимум материјал овозможува прифаќање на делови кога оскичката не мора да се монтира точно во средина на отворот. Ова отстапување може да биде поголемо кога отворите и чепот се изработени со мери подалеку од мерите при максимум материјал. Доколку функционалното барање е деловите да можат непречено да се спојат и притоа не е важна рамномерноста на зјајот помеѓу деловите, тогаш условот на максимум материјал може да се примени без да се доведе во опасност функцијата на деловите во склопот.

Кога условот на максимум материјал е зададен во рамката веднаш до вредноста на толеранцијата, ефектот врз рамномерноста на масите на делот во склопот не е значаен, бидејќи тоа не повлекува опасност од ексцентричност при монтажата. Меѓутоа доколку условот на максимум материјал се примени за референција, тогаш тоа може да доведе до прифаќање на делови со ексцентричен распоред на масите во однос на централната оска. **Кога се работи за дел кој ротира, условот на максимум материјал не би требало да се примени кај референциите.**

Заклучно, правилата за промена на условот на максимум материјал се:

- Условот на максимум материјал треба да се примени кога најважната функција е *непречено спојување на деловите*. Со тоа се овозможува при контролата да бидат прифатени сите делови кои можат да се монтираат. Притоа ќе бидат прифатени многу повеќе делови со што се намалуваат трошоците на производство. За сметка на тоа се дозволува деловите да имаат поголеми геометриски отстапувања.
- Доколку условот на максимум материјал се примени за референција, се дозволува да се прифатат некои делови кои може да се монтираат во положба вон од центарот, со дизбаланс и со нееднаков зјај помеѓу деловите во спој. Кога се работи за спојување на делови кои при работата ротираат, може да дојде до потреба од балансирање по монтажата.
- Условот на максимум материјал треба да се примени при толеранциите на положбата за да се обезбеди *консијантна граница на допирање* (виртуелна мера). Оваа граница се добива како збир (за чеп) или разлика (за отвор) од материјалната мера при ММ и толеранцијата на положбата при УММ.

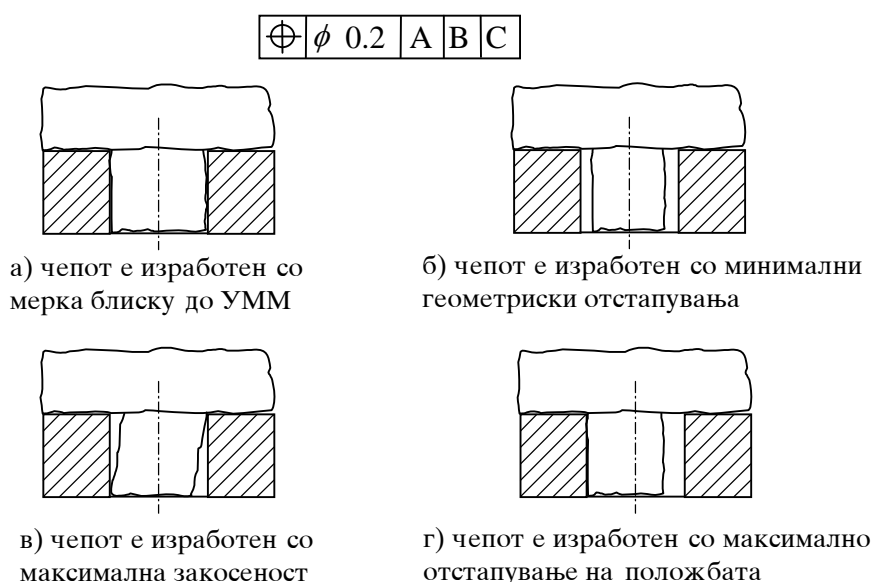
### 4.4. Споредба помеѓу толеранциите без и со примена на УММ

Толеранциите без примена на УММ овозможуваат попрецизна контрола на геометриските толеранции, бидејќи толерантното поле на отстапувањето на обликот, правецот и положбата е со точно зададена големина (не варира). Ова од друга страна остава можност за отфрлање на поголем број делови отколку при примена на УММ.

Една од карактеристиките на споевите формирани од делови изработени по УММ концептот е што почесто доаѓа до директен допир на површините на деловите во спој. Ова е илустрирано на сл. 4.4в каде допирот се јавува на краевите од спојот поради отстапување од нормалноста, а на сл. 4.4г допирот се јавува долж една изводница поради максимално отстапување од положбата.

Можноста за допирање на деловите кога не се применува УММ е доста помала, па имаме *порамномерен зјај помеѓу површините во спојот*.

Во случај кога е поважно да постои рамномерен зјај помеѓу површините во спојот (заради порамномерна ротација и сл.), отколку деловите само да можат да се спојат, и сметаме дека за сметка на ова барање треба да се жртвуваат сите заштеди од примената на УММ, тогаш е подобро да не се применува УММ за површините во спојот.



*Сл.4.4. Неколку случаи на екстремни отстапувања на делови. Секој од овие делови е исправен од аспект на зададената толеранција*

Треба да се има предвид дека примената на УММ овозможува при монтажа да се прифатат повеќе делови кои се изработени поинаку, посвиткано или понастрана од номиналната геометрија, кога мерите се подалеку од мерата при ММ. Треба да се знае и дека ако УММ се примени за референција, тоа ќе овозможи деловите да се монтираат со извесно поместување (ексцентрично) еден во однос на друг.

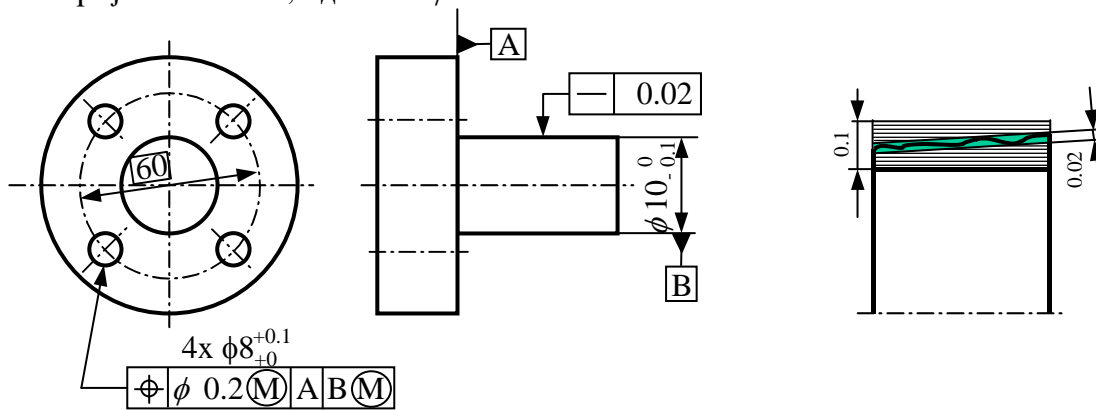
За правилно задавање на толеранциите треба да се имаат предвид сите добри страни на примената на УММ (пошироки толеранции, помалку шкарт и поекономично производство), како и ситуациите кога примената на УММ не е пожелна.

## 4.5. Примери на примена на УММ

### Пример 1.

За средишниот цилиндар на сл.4.5 е зададена толеранција на правост на изводниците и отстапување на материјалната мера. Овој чеп потоа претставува референција за групата од четири отвори. Бидејќи толеранцијата на правост на изводниците не е зададена при УММ, таа не ги менува границите на дозволеното отстапување за чепот. Толерантното поле на дијаметарот на чепот има константна големина 0.1 и е одредено со отстапувањата на дијаметарот, а толерантното поле за правост на изводниците од 0.02 треба да е внатре во

толерантното поле на дијаметарот. Најголемата мера е мерата максимум материјал за чепот, односно  $\phi 10$ .

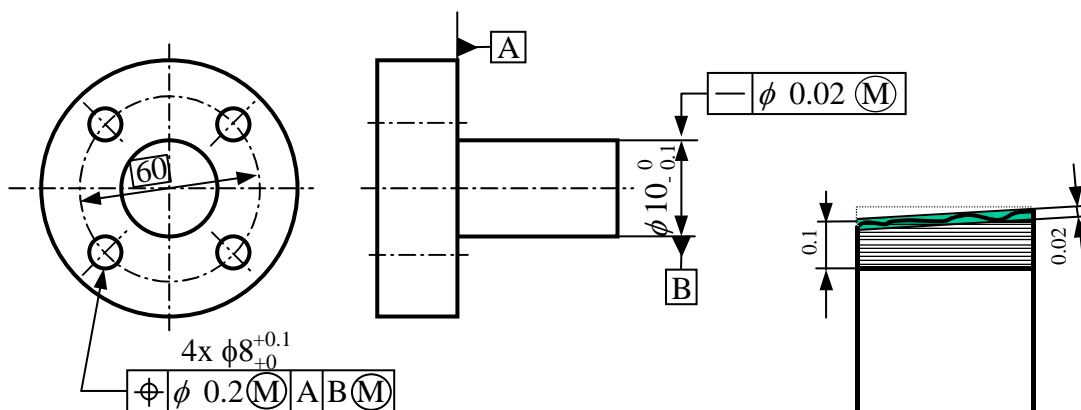


Сл.4.5. Толеранцијата на правост на изводниците за референцијата B нема влијание на граничните мери

### Пример 2.

За разлика од предходниот случај, на сл.4.6 толеранцијата на правост на оската е дадена при услов на максимум материјал. Тоа значи дека при мера максимум материјал имаме дополнително дозволено геометриско отстапување. Виртуелната граница се добива со собирање на геометриската толеранција  $\phi 0.02$  и мерата максимум материјал  $\phi 10$ , при што се добива  $\phi 10.02$ .

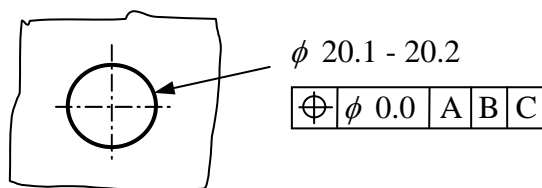
Виртуелната граница за четирите отвори изнесува  $\phi 7.8$ , а се добива кога од мерата при максимум материјал за отворот  $\phi 8$  ќе се одземе геометриската толеранција при максимум материјал  $\phi 0.2$ .



Сл.4.6. Толеранцијата на правост на изводниците за референцијата B мора да се земе предвид при одредување на УММ

### Пример 3.

На сл.4.7 е направена грешка при задавањето на толеранцијата на положба. Толеранцијата на положба не може да биде нула во случај кога не е применет условот на максимум материјал. Ако вака се зададе толеранцијата, тоа ќе значи дека положбата на отворите е идеално точна, што никогаш не може да се реализира.

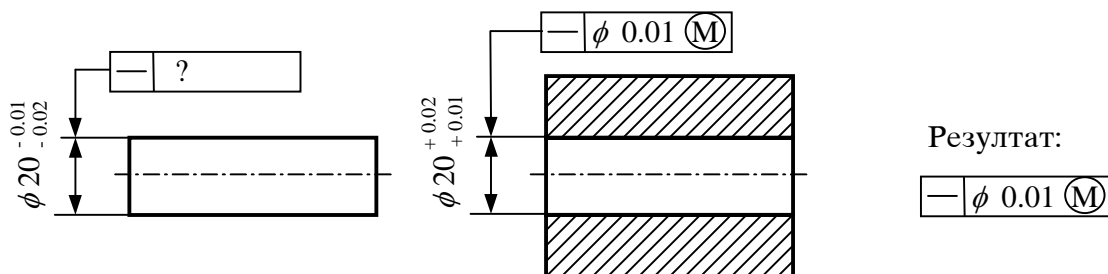


Сл.4.7. Погрешно зададена толеранција на положба

#### Пример 4.

На сл.4.8 се прикажани отвор и оскачка кои треба непречено да се спојуваат при монтажа. Толеранциите на отворот се потполно зададени. Се бара да се одреди колкава треба да биде геометриската толеранција на осовинката за да може да се спои со отворот и притоа да се применат економични толеранции (со најшироко дозволено толерантно поле). При решавањето на задачата е применето правилото за еднаквост на виртуелната граница за отворот и осовинката. Решението на задачата е следното:

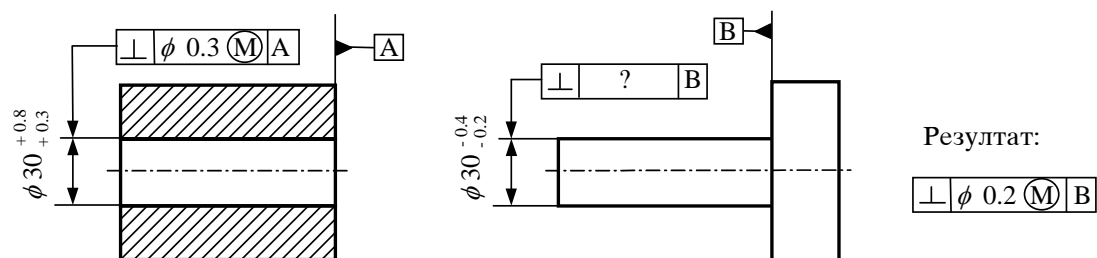
- мерата при максимум материјал за отворот е  $\phi 20.01$ ,
- виртуелната граница за отворот е  $20.01 - 0.01 = \phi 20$   
(мера при ММ за отворот - толеранција при УММ)
- мера на максимум материјал за осовинката е  $\phi 19.99$
- геометриската толеранцијата (правост на оската) на осовинката е  $20 - 19.99 = \phi 0.1$  (виртуелната граница - мера при ММ за чепот)



Сл.4.8. Услов на максимум материјал применет при толеранцијата на правост на оската

#### Пример 5.

На сл.4.9 се прикажани два дела со толеранција на нормалност при услов на максимум материјал. Толеранциите за чепот се целосно зададени, а се бара да се одреди големината на толеранцијата за нормалност на оската на отворот, за тој да може да се споепречено да се спои со чепот при примена на економични толеранции.



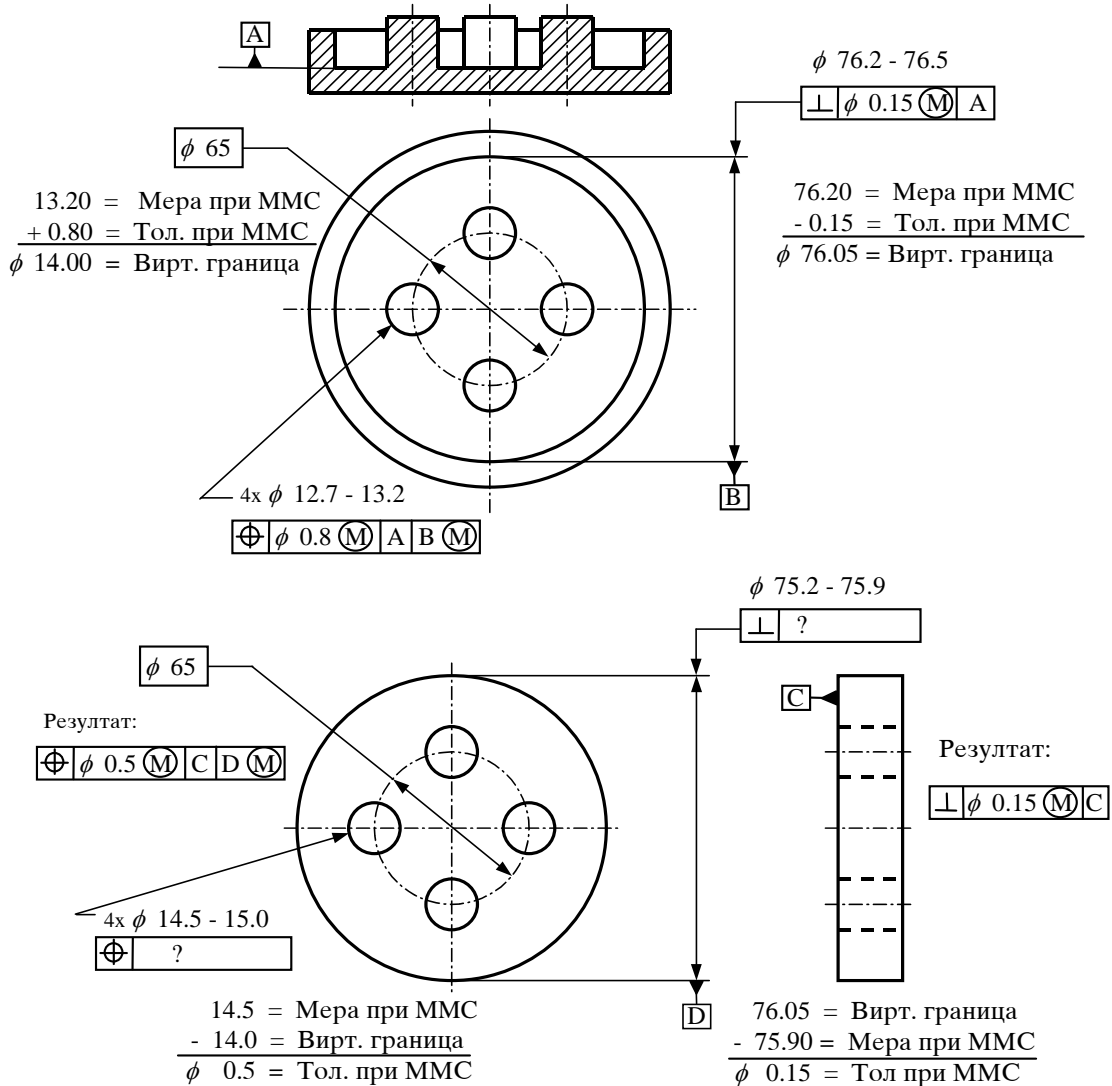
Сл.4.9. Одредување на геометриската толеранција за делови кои се спојуваат

Решението е следното:

- мерата при максимум материјал за отворот е:  $\phi 30.3$
- толеранција на нормалност при УММ за чепот е  $\phi 0.3$
- виртуелна граница за отворот е:  $30.3 - 0.3 = \phi 30$   
(виртуелната граница на чепот се зема иста)
- мерата максимум материјал за чепот е  $\phi 29.8$
- толеранцијата за нормалност на осовината при УММ:  $30 - 28.8 = \phi 0.02$

**Пример 6.**

Плочката за хокеј прикажана на сл.4.10б има четири отвори кои служат за намалување на тежината. Отворите треба да се поставени рамномерно по круг кој е концентричен со надворешната цилиндрична површина на плочката.



Сл. 4.10. Толеранции на положбаа за делови кои се спојуваат

Плочката се смета за исправна ако може да се спои со помагалото прикажано на сл.4.10а, така што допирот да биде првенствено по рамната површина на плочката А и рамната површина на помагалото С.

Мерите и дозволените отстапувања за помагалото се дадени на сл.4.10а. Се бара да се определат дозволените геометриски отстапувања на плочката. Решението на задачата е дадено на цртежот.