

УСЛОВ НА МАКСИМУМ МАТЕРИЈАЛ

Услов на максимум материјал - значење

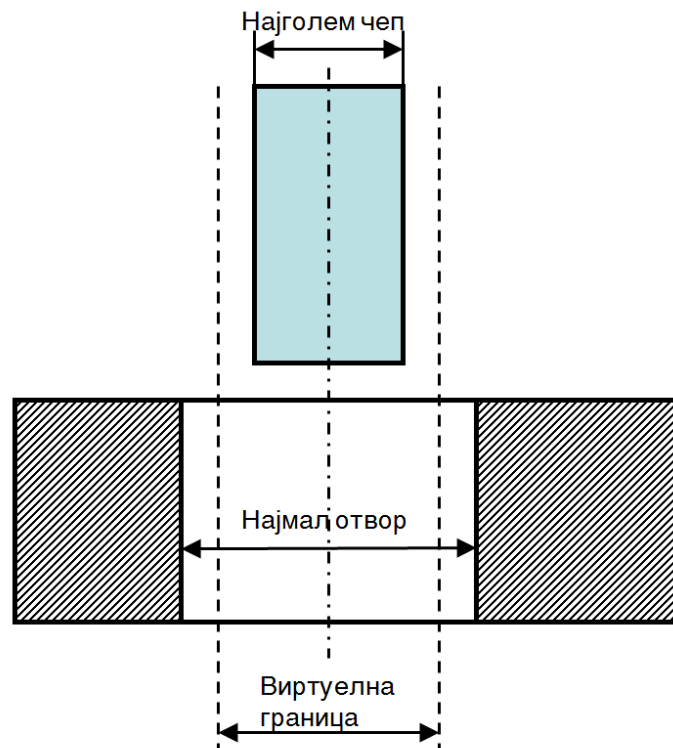
Контрола при УММ

Услов на максимум материјал (МКС EN ISO 2692)

- ▶ **Условот на максимум материјал (УММ) - (анг. Maximum Material Condition - MMC) се применува за да се обезбеди непречено спојување на делови во склоп при економични (пошироки) толеранции.**
- ▶ Се означува со **M**.
- ▶ УММ може да се зададе само за геометриски елементи со сопствена мерка (цилиндар, ширина на жлеб и др).
- ▶ **Функцијата непречено спојување** е важно да се запази кај скоро сите **неподвижни посредни врски со зјај**, како што се врските со завртки, заковици, чивии и сл. за да се овозможи брза и едноставна монтажа, а зјаевите може да се искористат за прифаќање на поголем број делови.

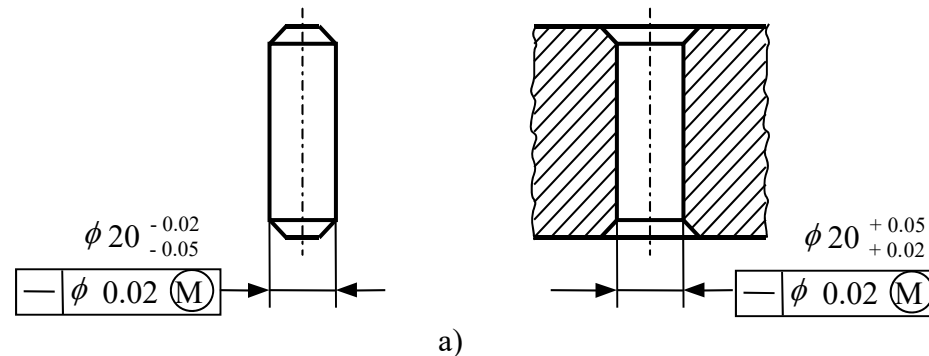
Услов на максимум материјал

- ▶ Отворот и оската на сликата се со ист номинален дијаметар.
- ▶ **Најлош случај на спојување имаме кога оската е изработена со најголема мерка во рамките на толерантното поле, а отворот е со најмала мерка, при што имаме МИНИМАЛЕН ЗЈАЈ.**



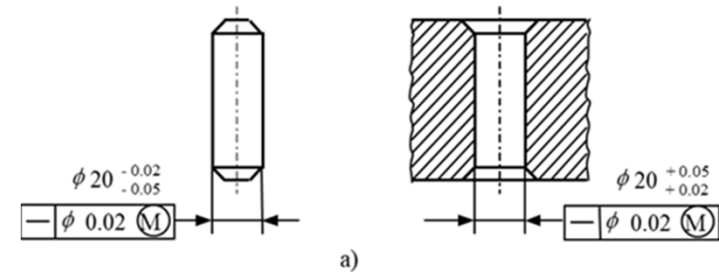
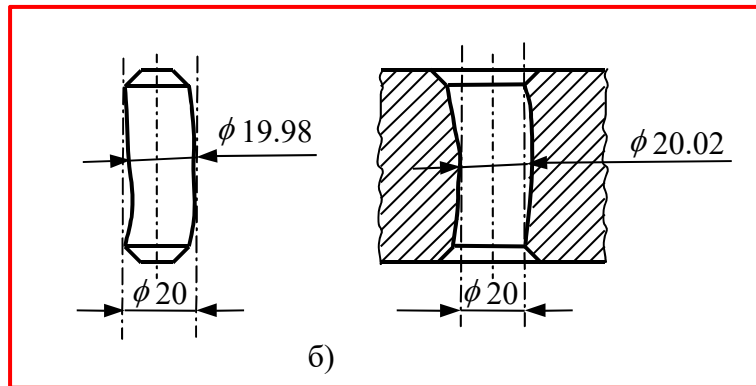
- ▶ За да се обезбеди напречно спојување, се запазува една заедничка мерка наречена **ВИРТУЕЛНА ГРАНИЦА** (обично на средина на зјајот).
- ▶ **Минималниот зјај помеѓу елементите што се спојуваат се распределува (обично по половина) и на отворот и на оската во вид на дозволено геометриско отстапување.**

Услов на максимум материјал - пример



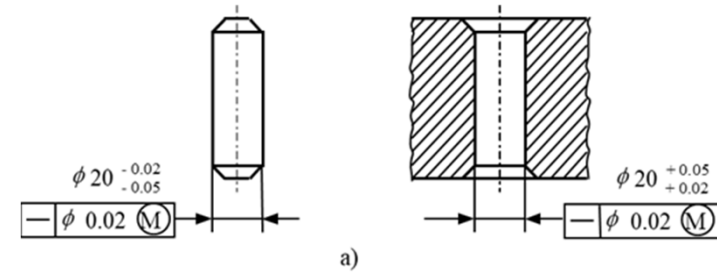
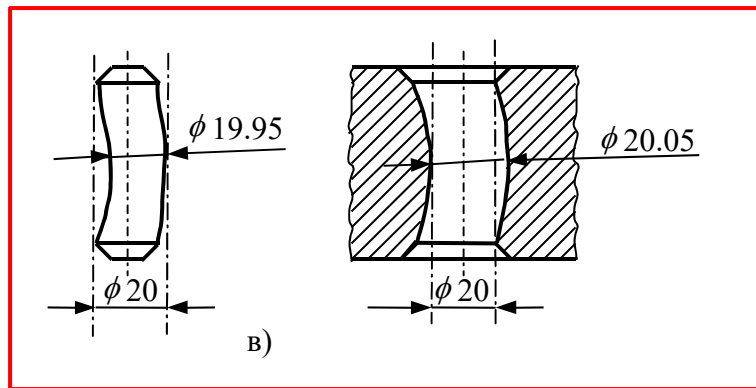
- ▶ На сликата се прикажани осовинка и отвор, со геометриска толеранција на правост на изводниците при максимум материјал. Осовинката и отворот треба непречено да се спојуваат.
- ▶ КОМЕНТАР:
- ▶ Минималниот зјај изнесува (најмал отвор – најголема осовина):
$$20,02 - 19,98 = 0,04$$
- ▶ Минималниот зјај е распределен на двата дела подеднакво во вид на дозволено отстапување од правост на изводниците (геометриска толеранција), односно по 0,02.

Услов на максимум материјал - пример



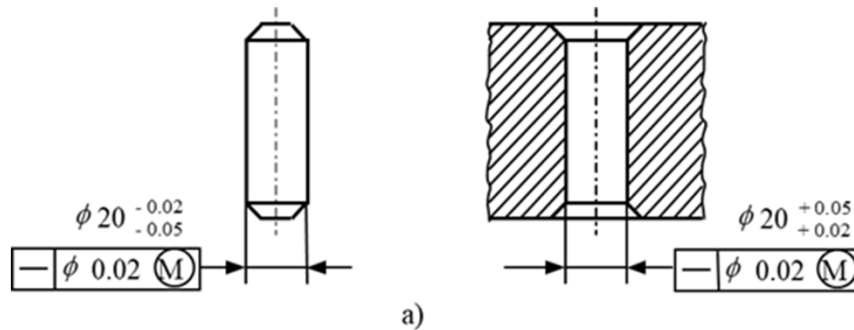
- ▶ Кај отворот и кај оската е запазена една заедничка мерка ($\phi 20$), наречена виртуелна граница. Оската не смее да зафати простор поголем од $\phi 20$, а отворот не смее да навлезе во просторот $\phi 20$.
- ▶ За оската, виртуелната граница се пресметува:
виртуелна граница = најголем дијаметар на оската + ГеомТол при УММ
 $19.98 + 0.02 = 20$
- ▶ За отворот, виртуелната граница се пресметува:
виртуелна граница = најмал дијаметар на отворот – ГеомТол при УММ
 $20.02 - 0.02 = 20$
- ▶ Виртуелната граница за отворот и за оската се најчесто исти.

Услов на максимум материјал - пример



- ▶ Ако деловите се изработени со мерка која не е блиску до мерката на најголемата осовина или најмалиот отвор, тогаш дозволеното отстапување за правост е поголемо.
- ▶ За оската, $20 - 19,95 = 0,05$
- ▶ За отворот $20,05 - 20 = 0,05$
- ▶ Тоа значи дека ќе бидат прифатени како исправни поголем број на делови кои имаат и поголеми геометриски отстапувања, но кои што може непречено да се спојат.

Услов на максимум материјал - пример



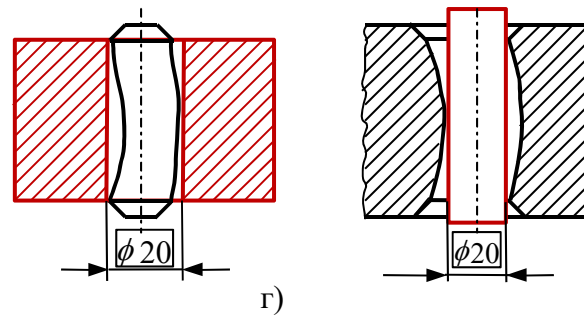
- Во табелите е дадено како се менува големината на толерантното поле за геометриската толеранција во зависност од мерката со која е изработен делот, во рамките на толерантното поле за мерка .

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	

- Толерантното поле за геометриската толеранција варира: од **зададената ГеомТол**, до **ГеомТол + Толеранција на мерка** (0.02 до 0.05).

Услов на максимум материјал - пример

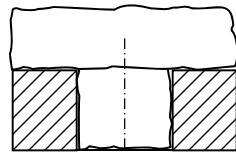


помагалото е
означено со
црвена боја

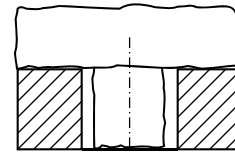
- ▶ Во услови на сериско производство, деловите може да се контролираат едноставно, а и автоматски.
- ▶ Помагалото е скапо, но контролата е брза, само со ОДИ-НЕ ОДИ
- ▶ Мерката на помагалото е колку виртуелната граница. Толеранциите за помагалото се многу мали во однос на толеранциите на делот, па го сметаме за „идеално“.
- ▶ Осовинката е добра ако може да навлезе во цилиндричен мерен отор $\phi 20$ со должина колку осовината.
- ▶ Отворот е добар ако низ него може да помине цилиндричен мерен трн $\phi 20$ со должина колку отворот.

Правила за примена на условот максимум материјал

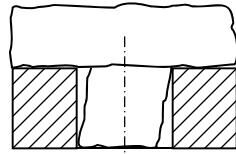
- ▶ Една од карактеристиките на споевите формирани од делови изработени по УММ концептот е што почесто доаѓа до директен допир на површините на деловите во спој.
- ▶ Можноста за допирање на деловите кога не се применува УММ е доста помала, па имаме порамномерен зјај помеѓу површините во спој. Од друга страна, ова остава можност за отфрлање на поголем број делови што инаку би можеле да се спојат.



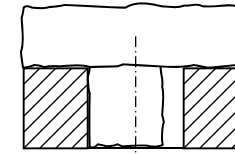
а) чепот е изработен со мерка блиска до ММ



б) чепот е изработен со минимални геометриски отстапувања



в) чепот е изработен со максимална законеност



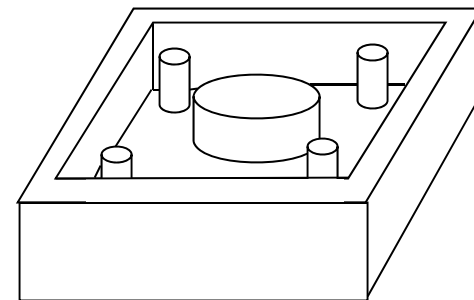
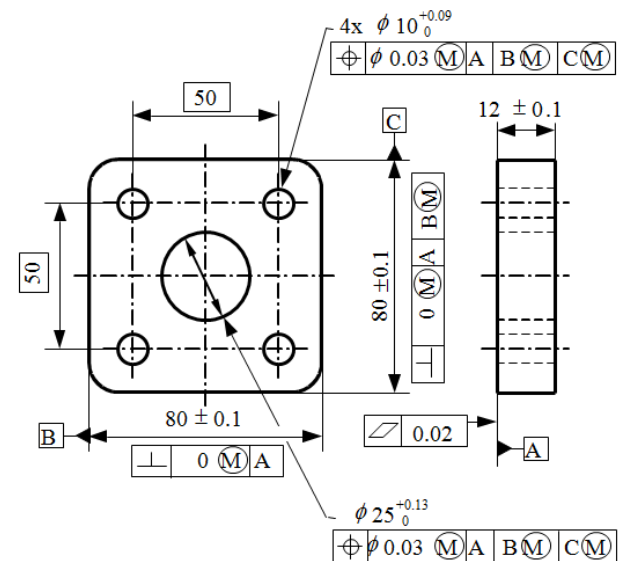
г) чепот е изработен со максимално отстапување од положбата

Правила за примена на условот максимум материјал

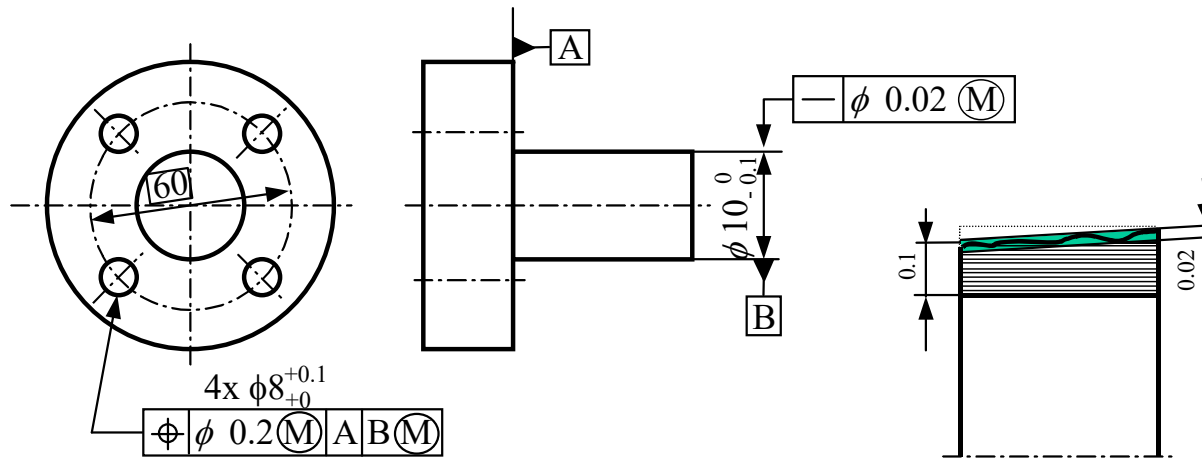
- ▶ Условот на максимум материјал овозможува прифаќање на делови кога оската не мора да се монтира точно во средина на отворот.
- ▶ Доколку функционалното барање е деловите да можат **непречено да се спојат и притоа не е важна рамномерноста на зјајот** помеѓу деловите, тогаш условот на максимум материјал 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 големината на толеранцијата, тогаш ефектот врз рамномерноста на масите на делот во склопот е незначителен, бидејќи тоа не повлекува опасност од ексцентричност при монтажата.
- ▶ Меѓутоа, **доколку условот на максимум материјал се примени за референца, тогаш може да дојде до ексцентрично поставување на целиот дел, односно ексцентричен распоред на масите во склоп.**
- ▶ **Кога се работи за дел кој ротира, условот на максимум материјал не би требало да се примени кај референтните елементи.**

Пример: условот максимум материјал

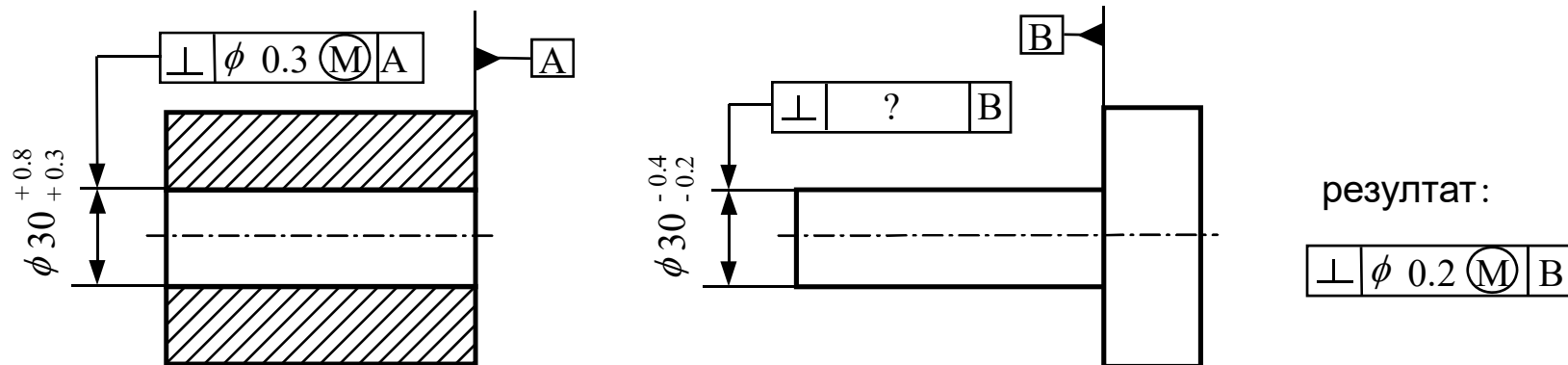
- ▶ Освен прифаќањето на поголем број на делови што може да се монтираат, предност на условот на максимум материјал е и **едноставната контрола во услови на сериско производство.**
- ▶ Помагалото за контролата потсетува на „негатив“ од обликот на делот. Дијаметрите на чеповите на помагалото се колку што изнесуваат соодветните виртуелни граници.
- ▶ Контролата е по принципот оди-не оди.
- ▶ Пресметајте ги мерките на помагалото.



Примери за условот на максимум материјал



Напомена: Полето за геометриска толеранција при услов на максимум материјал излегува надвор од толерантното поле на мерката (зошто се користи дел од просторот на зјајот помеѓу елементите)!

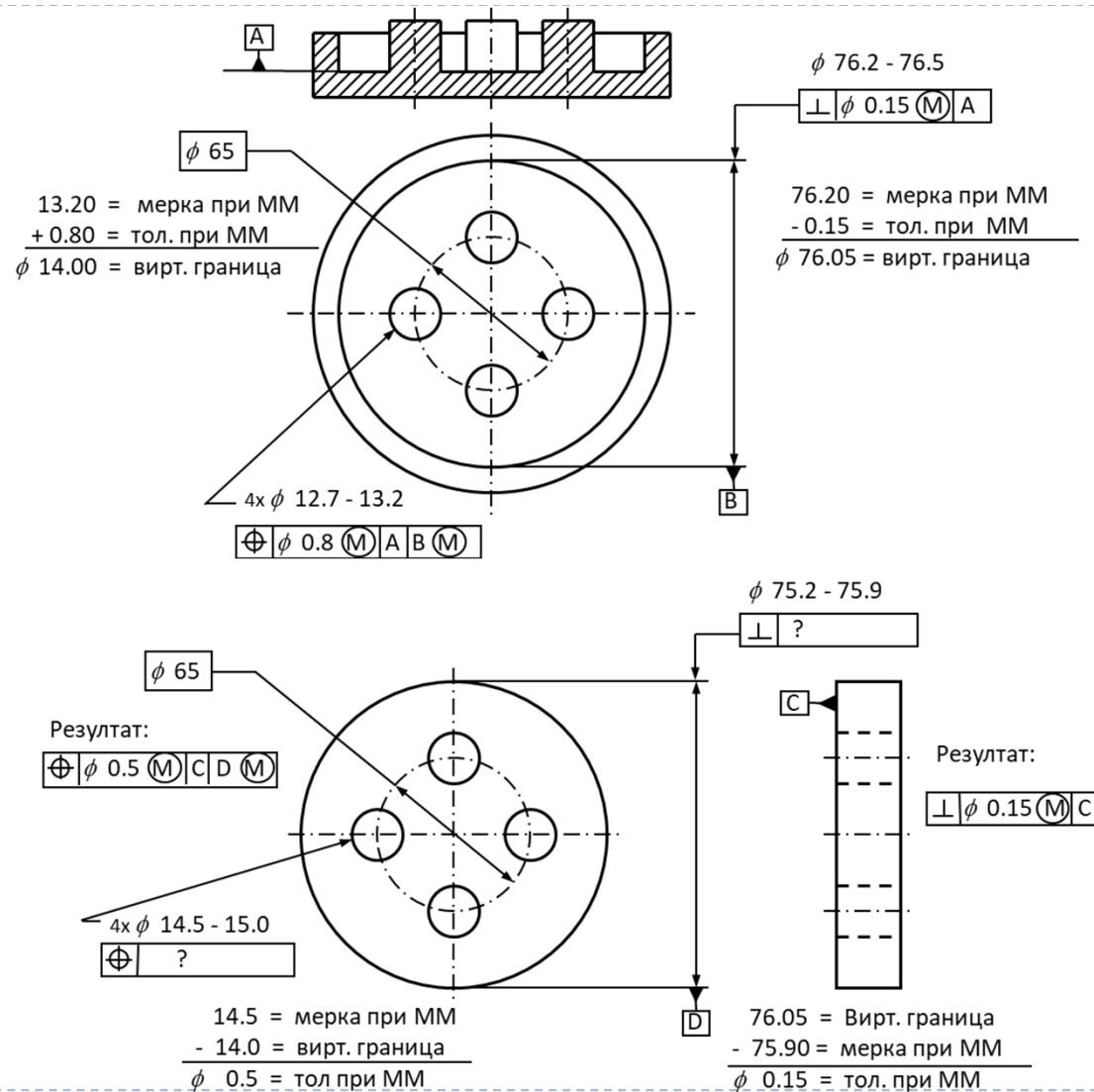


резултат:
 $\perp \phi 0.2 (M) B$

Примери за условот на максимум материјал

Плочката за хокеј (слика долу) 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.

Плочката се смета за исправна ако може да се спои со помагалото (слика горе), така што допирот да биде првенствено по рамната површина на плочката С и рамната површина на помагалото А

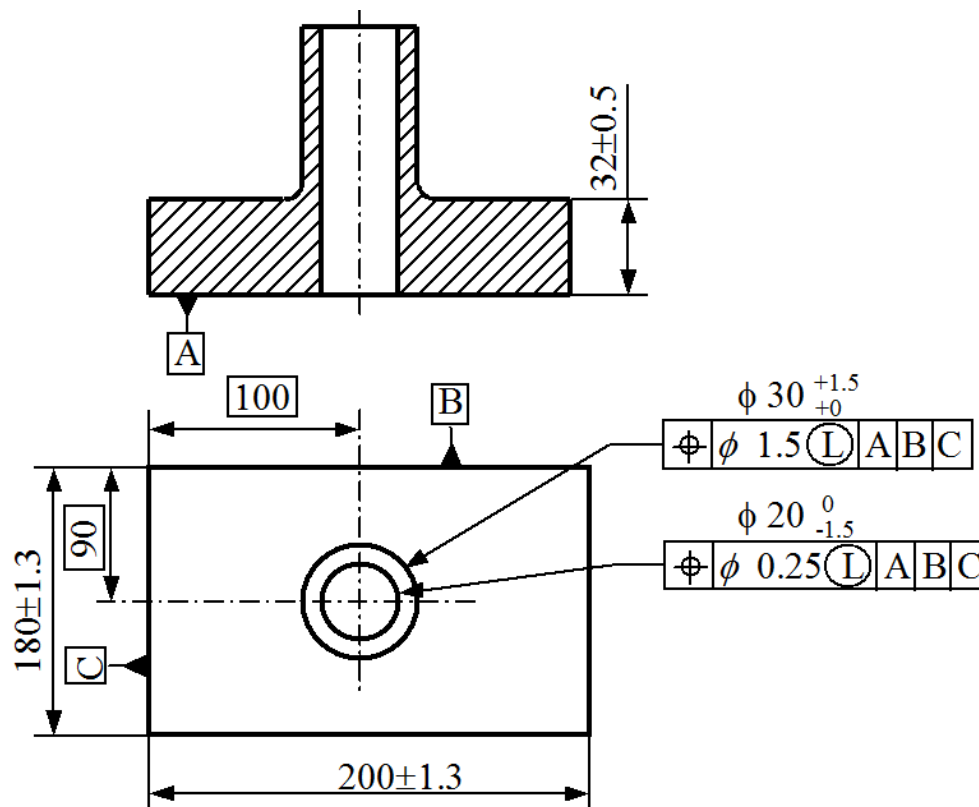


Услов на минимум материјал

- ▶ **Условот на минимум материјал** (Least Material Condition - LMC) се означува на цртеж со \textcircled{L} и се применува кога треба да се заштити минималната дебелина на сид 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 сидот е важна за да не се јави пречекорување на дозволените напони во делот поради намаливање на површината на некој критичен пресек.

Услов на минимум материјал

- ▶ За делот, критична е **ДЕБЕЛИНАТА НА СИДОТ** на цевчестата испакнатина (дизна). Во задачата се бара да се одреди минималната дебелина на сидот 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 сидот
 $(28.5 - 20.25) / 2 = 4.125$

Специфичности на поедини видови на геометриски толеранции

Толеранции за профил со референтен систем

Профил на конус

Сложена толеранција на положба

Толеранција на положба кај елементи за спојување

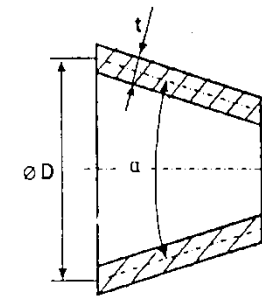
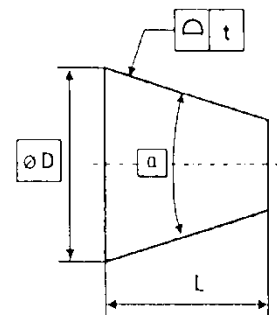
Специфичности на толеранциите на профил

- ▶ Толеранциите на профил се единствениот вид на геометриски толеранции што може да се зададе кај криви линии и површини со сложена геометрија.
- ▶ Толеранција на профил обично се задава без референтен систем при што претставува **толеранција на облик**, но може по потреба да се зададе и во однос на референтен систем. Во таков случај, служи дополнително и како **толеранција на превец или толеранција на положба на профилот**.
- ▶ Со толеранција на профил не се користи условот на максимум материјал.

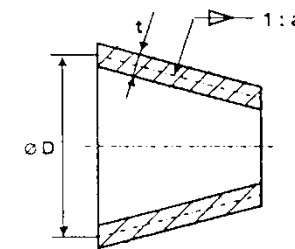
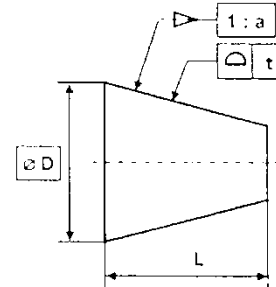
Толеранција на профил за конус

- ▶ **Профил за облик на конус** - Отстапувањата на конус од основниот облик:

- ▶ Тол. поле за профил на конус определен со дијаметар и агол



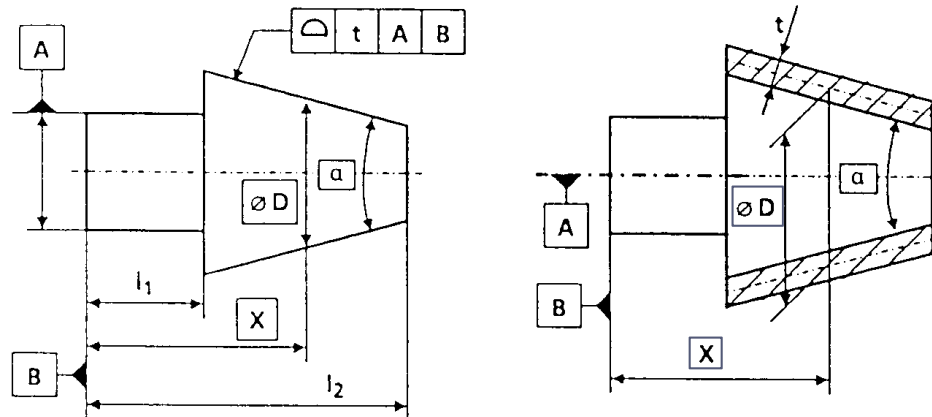
- ▶ Тол. поле за профил на конус определен со дијаметар и наклон



- ▶ Напомена: Толерантното поле има шест степени на слобода во простор

Толеранција на профил за конус

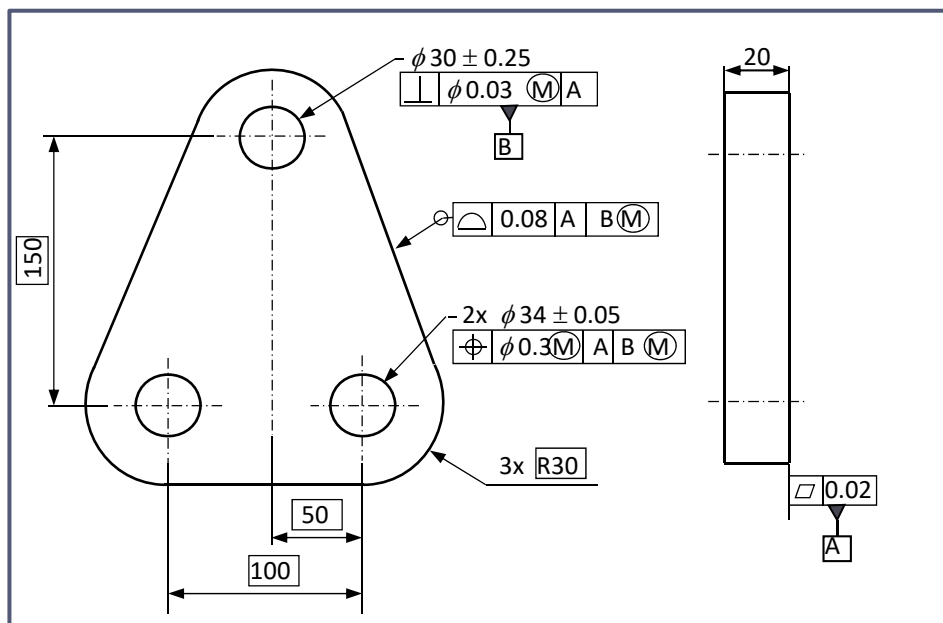
- ▶ Профил и за облик и положба на конус:
 - ▶ Зададена е толеранцијата на профил за конусната површина. Теоретски точниот конус е определен со теоретски точните мерки за агол α и среден дијаметар ϕD .
 - ▶ Толерантно поле е ограничено со два коаксијални конуси на растојание колку вредноста на толеранцијата t , еднакво оддалечени од двете страни на теоретскиот конус.
 - ▶ Толерантното поле е поставено коаксијално со референтната оска A и е на теоретски точно растојание X од страничната површина.



- ▶ Толерантното поле е неподвижно во однос на референтниот систем.

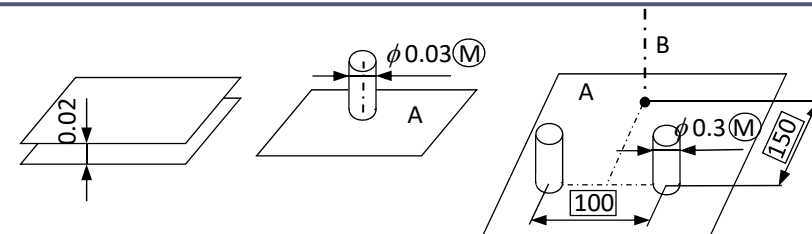
Пример:Толеранција на профил со положба

- ▶ Пример на дел со толеранција на профил зададена за целата контура



Толеранцијата на профил е истовремено толеранција на положба на профилот во однос на референтниот систем формиран од реф. рамнина А и реф. оска В.

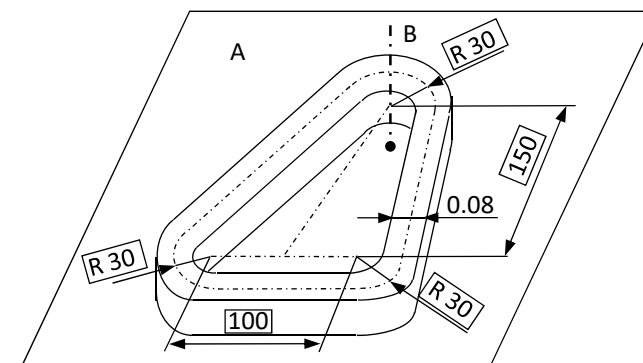
Толерантното поле има еден преостанат степен на слобода - ротација околу оската В.



рамност

нормалност

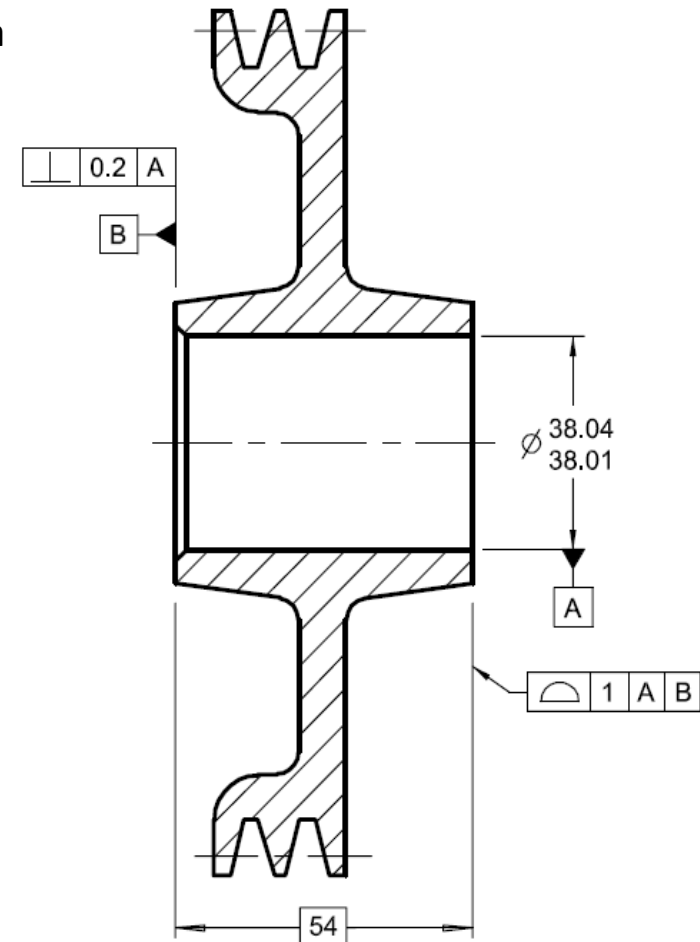
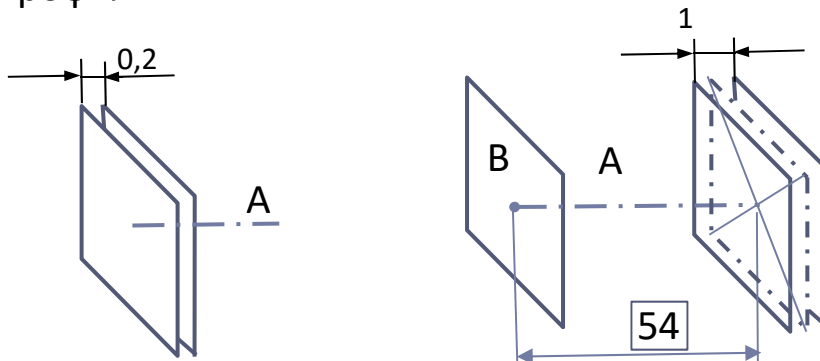
положба



профил на сите странични површини

Пример:Толеранција на профил наместо мерка

- ▶ Зададена е толеранција на нормалност за рамната страна лево. Толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на растојание 0,2mm. Толерантното поле е нормално на референтната оска A (прв референтен елемент).
- ▶ Зададена е толеранција на профил на површина за рамната површина десно. Теоретскиот профил е рамнина која е нормална на референтната оска A и е на растојание 54 од прободот со референтната рамнина B (втор реф. елемент). Толерантното поле со ширина 1 е по една половина од двете страни на теоретскиот профил.



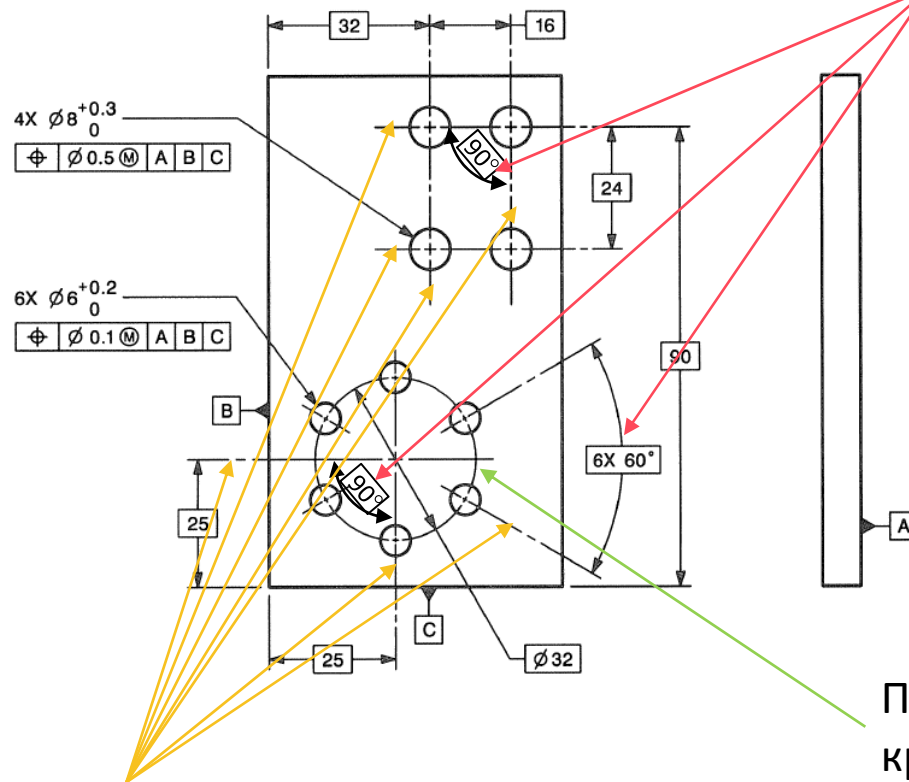
Специфичности на толеранцијата на положба

- ▶ При задавање на толеранција на положба, теоретски точната положба на геометрискиот елемент се задава со теоретски точни мерки во однос на референтни елементи или во однос на друг теоретски геометриски елемент. Толерантното поле е симетрично поставено во однос на теоретски точната положба.
- ▶ **Толеранциите на положбата не се собираат (акумулираат) кога имаме надоврзани мерки (не се формира мерна верига).**
- ▶ Со толеранција на положба може да се користи условот на максимум материјал, кога постои зјај помеѓу површините кои се спојуваат.

Специфичности на толеранцијата на положба

- ▶ Геометриски елементи кои се подразбираат како идеални елементи при задавањато на толеранција на положба се:
 - ▶ Симетрични рамнини на делот
 - ▶ Помошни рамнини, помошни цилиндри, линии и оски за заемен распоред на група на елементи, други елементи означени со црта-точка линија.
- ▶ Мерки кои не се означуваат, а се сметаат за теоретски точни мерки:
 - ▶ теоретски точни агли помеѓу геометриски елементи кои се рамномерно распоредени по круг,
 - ▶ теоретски точните агли 90° , 0° или 180° и
 - ▶ растојание еднакво на 0 помеѓу рефернтни геометриски елементи и толерирани геометриски елементи.

Специфичности на толеранцијата на положба



Теоретски точен агол
што се подразбира

На вашите скици
цртајте ги и помошните
геометриски елементи,
заедно со реферците,
толерантните полиња и
потребните мерки.

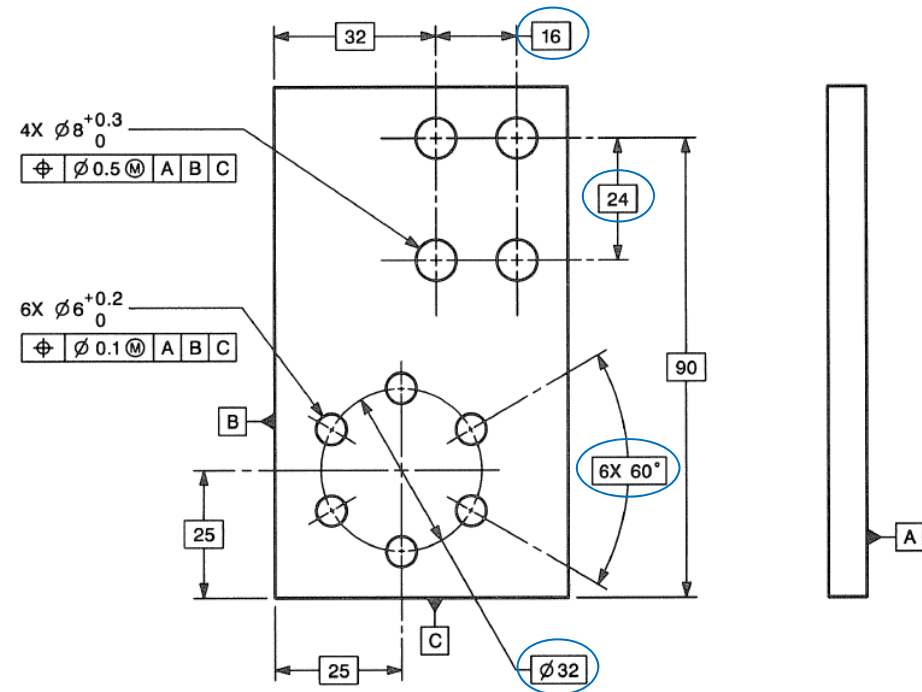
Помошна
кружница

Помошна оска

Помошни геометриски елементи кои се сметаат за теоретски точни, и мерки кои се подразбираат и се сметаат за теоретски точни

Специфичности на толеранцијата на положба

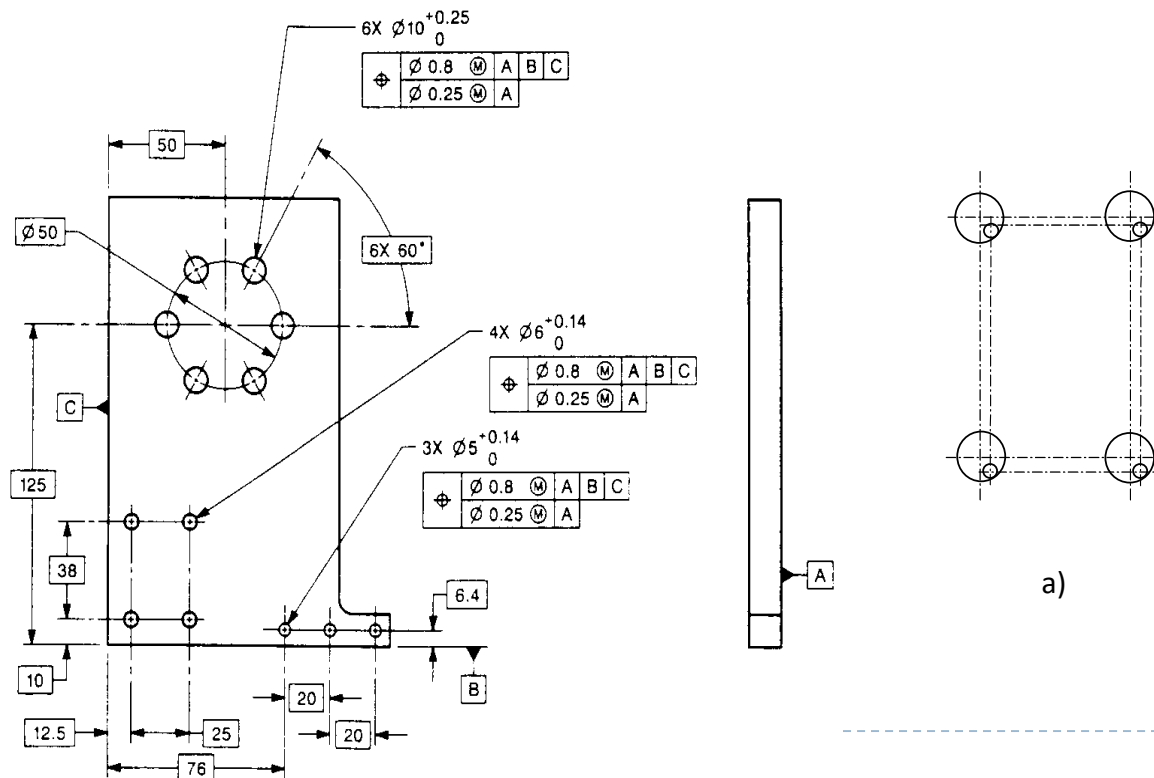
- ▶ **Референците од референтниот систем и геометриските елементи за кои е зададена толеранција на положба треба да се заемно ограничени со теоретски точни мерки.**
- ▶ Толеранцијата на положба е единствениот вид на геометриска толеранција што може да се зададе за правилни **групи од исти геометриски елементи**
- ▶ Групата од исти геометриски елементи треба да е заемно ограничена со **теоретски мерки за заемна положба на елементите во групата** (на сликата се истакнати со заокружување).



ASME Y14.5

Сложени толеранции на положба

- ▶ Пораката на конструкторот со задавање на сложена толеранција е:
 - ▶ се бара поголема точност на **меѓусебната положба на отворите** 0.25 (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 0.8 (не е функционална мерка).



ASME Y14.5

Сложени толеранции на положба

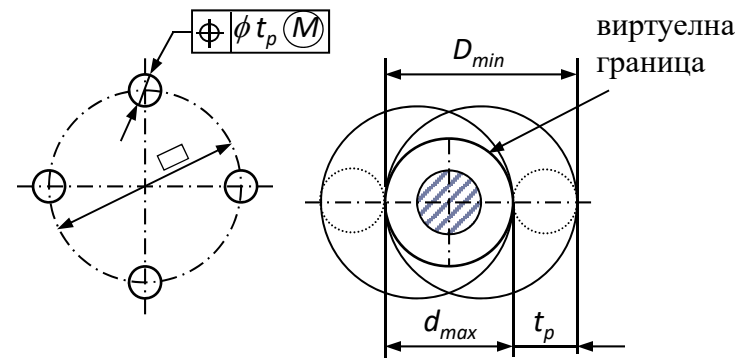
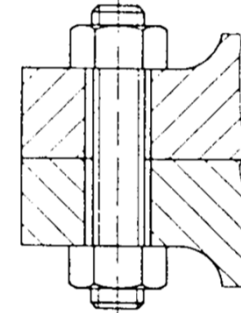
- ▶ Сложена толеранција на положба се задава со еден знак за положба и две рамки за две заемно условени толеранции:
 - ▶ толеранција што ја определува положбата на целата група толерирани геометриски елементи во однос на референциите, која се задава во горната рамка,
 - ▶ толеранција на меѓусебната положба на елементите во групата, која се задава во долната рамка споена под претходната.
- ▶ **Функционалното барање за точноста на спојот е определено со долната рамка!** Толеранцијата зададена со горната рамка го поефтинува производството.
- ▶ Толерантните полиња за заемана положба на групата се меѓусебно неподвижни (долна рамка), но целата група може да се најде на различни места во рамките на поголемото толерантно поле за целата група (горна рамка).

Пресметка на толеранциите на групни врски

- ▶ Пресметка на толеранција на положба t_p за делови споени со група неподесени завртки распоредени по круг

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

- ▶ каде, D_{min} е минималната мерка на отворот а d_{max} е максималната големина на завртката. Двата дијаметри се D_{min} и d_{max} се прикажани во екстремна положба на сликата.
- ▶ Дозволеното отстапување од положбата 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 минималниот зајаж меѓу отворот и завртката ($D_{min} - d_{max}$)**.

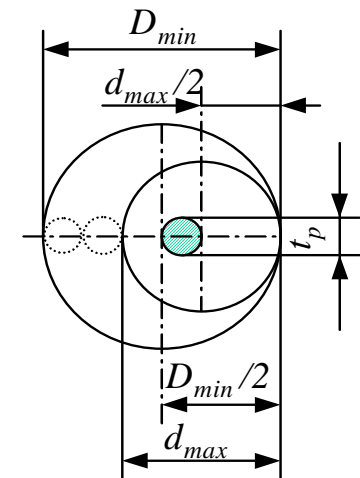
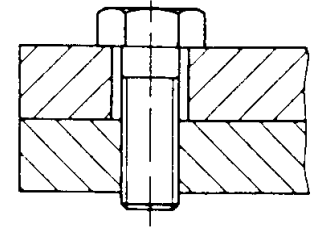


Пресметка на толеранциите на положба

- ▶ Пресметка на толеранција на положба за капак поврзан со завртки кои директно се навртуваат во куќиштето.
- ▶ Геометриската толеранција на положбата се пресметува:

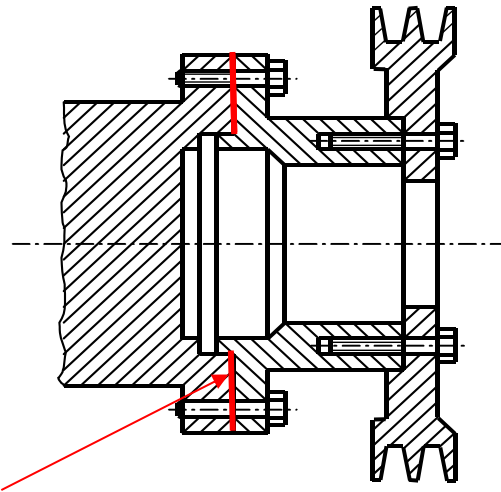
$$t_p = \frac{1}{2} (D_{min} - d_{max})$$

- ▶ Кај навојниот спој доаѓа до центрирање на завртката во навојниот отвор, па можноста за „зјај“ кај завртка во отворот практично ја нема.
- ▶ **Зјајот од едниот дел без навој мора да се распредели како геометриска толеранција на положба на двата дела, и тоа обично по пола, или пак на навојниот отвор кој потешко се издаботува може да му се даде и поголем дел.**

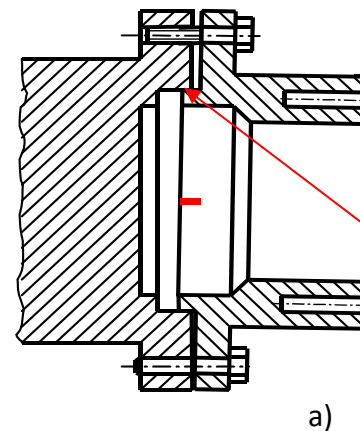


Постапка на задавања на геометриските толеранции

- ▶ Прв чекор е **правилно да се одбере првата референција**.
- ▶ Кандидати за први референтни елементи кај двата дела се површините на споевите – рамнски спој 1 и цилиндричен спој 2.
- ▶ Рамните површини од двата дела се одбираат за први референции, затоа што подобро ги ориентираат деловите во склоп, при што површината на едниот дел е означена со А, а на другиот дел со С



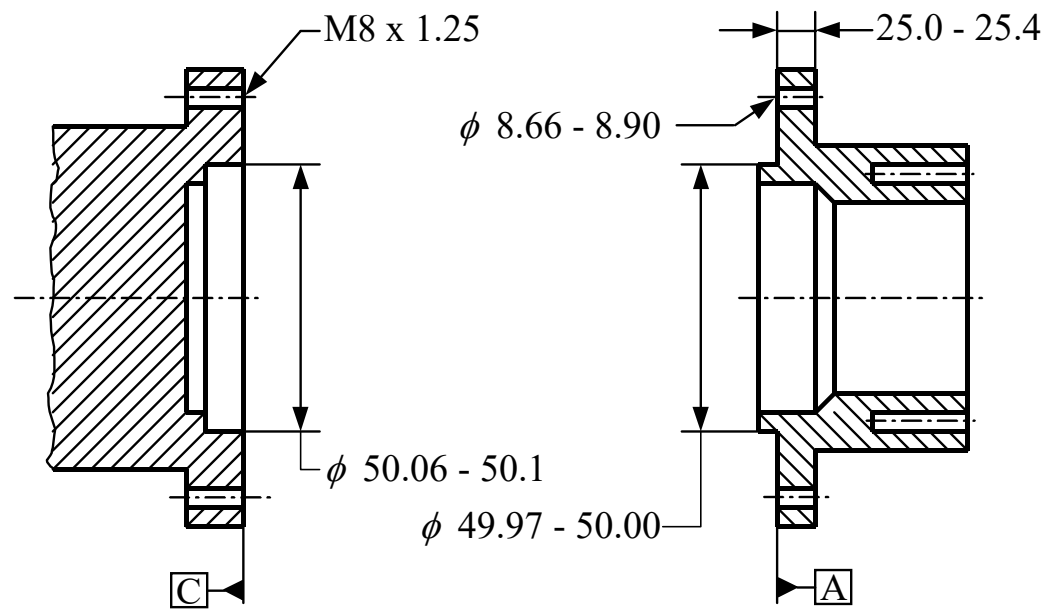
Пример на добро одбран прв референтен геометриски елемент – големите површини на рамнинскиот спој 1 на двата дела



Пример на лошо одбран прв референтен геометриски елемент – оските на кустиот цилиндричен спој 2 на двата дела

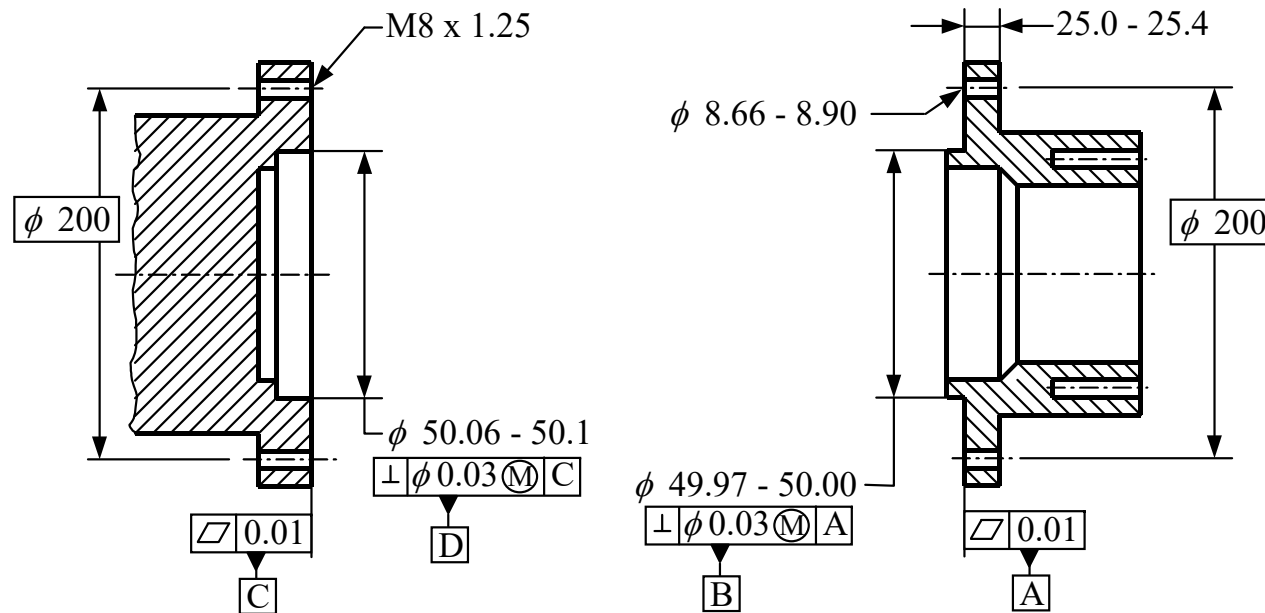
Постапка на задавања на геометриските толеранции

- ▶ Рамноста на референтните површини е ограничена од толеранцијата на мерката 25.0-25.4 и изнесува 0.4 mm.
- ▶ Цилиндричното налегнување има функција на заемно центрирање на деловите. Толерантните полиња на дијаметрите се 0.04 и 0.03.
- ▶ Бидејќи претходните толеранции се тесни, неопходно е првата референција да биде доволно прецизна и мора да се зададе рамност.



Постапка на задавања на геометриските толеранции

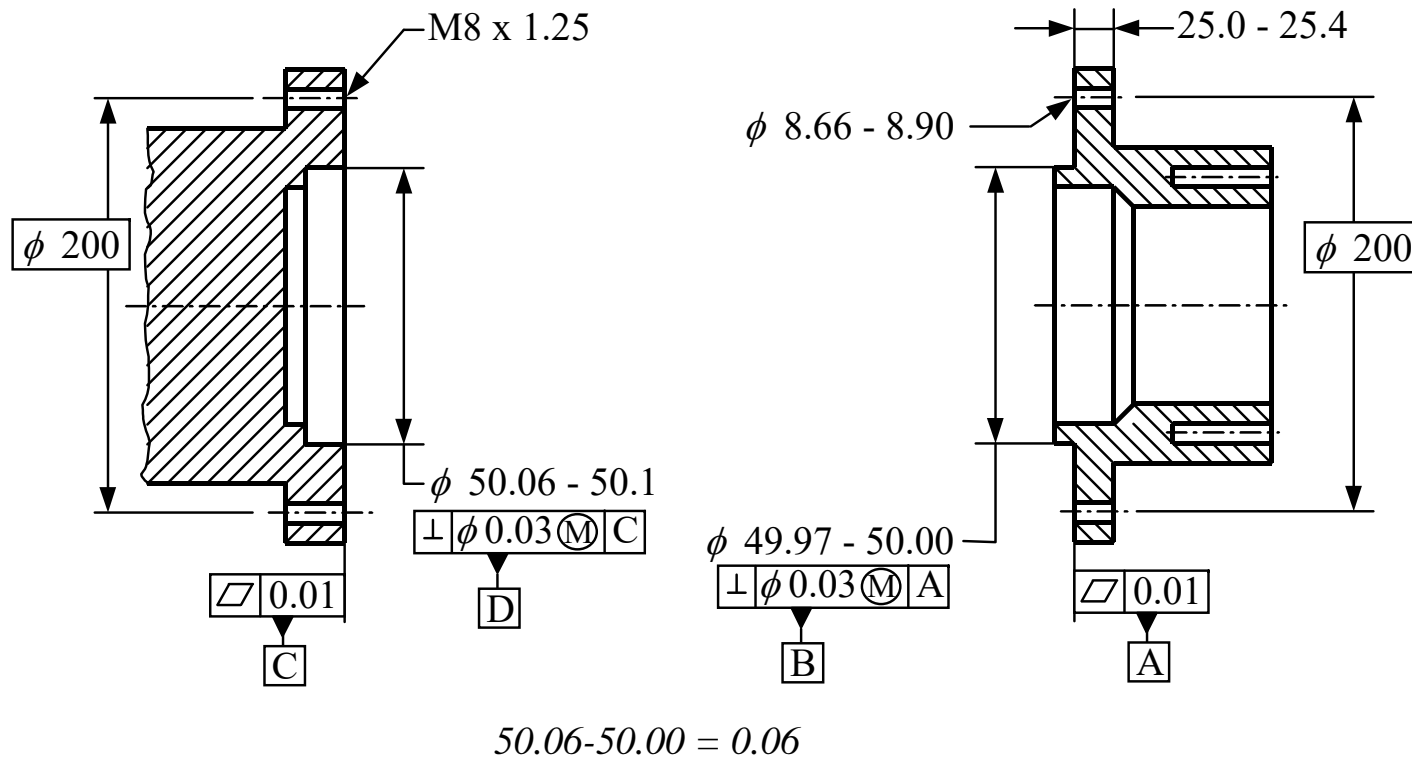
- ▶ Трба да се провери колкава рамност може да се постигне (со машините во погонот) а притоа да не се поскапи многу изработката на делот, на пример, **толеранција** 0.01 се задава за површините А и С.
- ▶ Втората референција треба да биде исто така функционален геометриски елемент по кој деловите се допираат, а тоа се централните оски на двата дела означени со В и D.



$$50.06 - 50.00 = 0.06$$

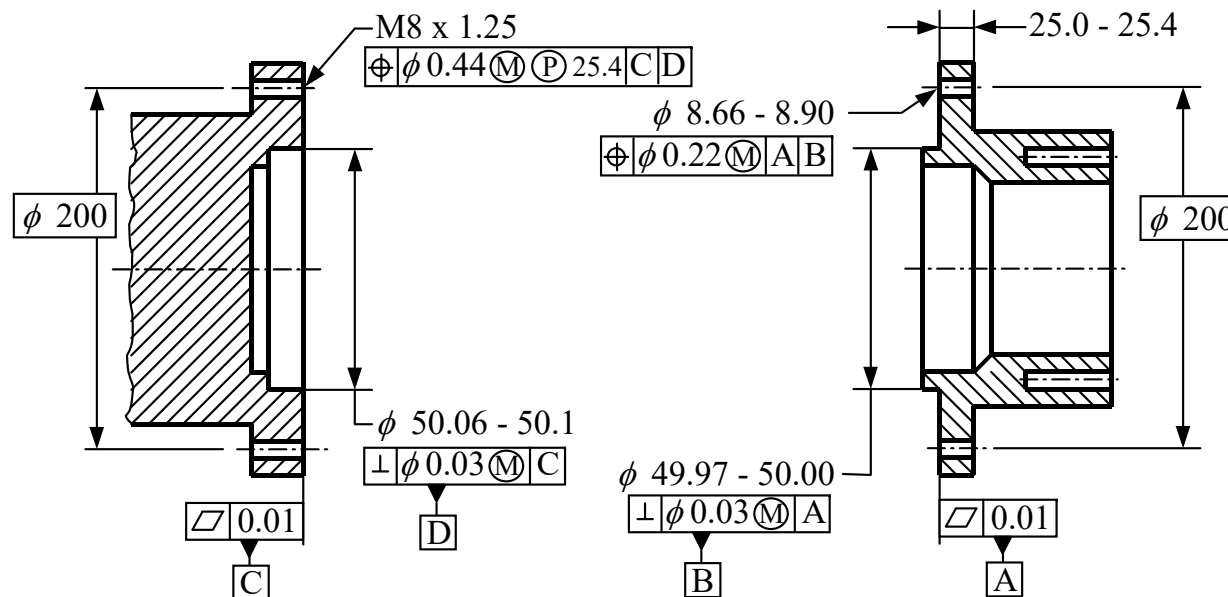
Постапка на задавања на геометриските толеранции

- ▶ Зјајот помеѓу двата дела при УММ, $50.06 - 50.00 = 0.06$ е распределен на двата дела подеднакво по 0.03 за отстапување од нормалност
- ▶ Референциите В и D се погодни за контрола на положбата на шесте отвори распоредени по круг



Постапка на задавања на геометриските толеранции

- ▶ Мерката MM за отворите на делот десно е $\phi 8.66$, а за завртките M8 е $\phi 8$, така што минималниот зјај е 0,66. Зјајот се распределува 0.44 за отстапување од положба на навојните отвори и 0.22 за обичните отворите од другиот дел.
- ▶ Поради дебелината на прирабницата, за навојните отвори се применува проектирана толеранција на положбата со должина на проектирното толерантно поле 25.4.



$$8.66 - 8.00 = 0.66$$

Постапка на задавања на геометриските толеранции

- ▶ Задавањето на геометриските толеранции произлегува од начинот на поставување и функционирање на делот во склопот.
- ▶ Минималните толеранции зависат пред се од функцијата на делот, но и од можноста за нивно постигнување со машините во погонот.
- ▶ Сепак, треба да се има предвид дека

НЕ СМЕРЕ ДА СЕ ЖРТВУВА ФУНКЦИЈАТА ЗАРАДИ ПОЕВТИНА ИЗРАБОТКА

- ▶ Зададените геометриски толеранции треба да го одразуваат редоследот на заемно прикрепување на деловите во склоп.
- ▶ Зададените геометриски толеранции овозможуваат да се одреди правилна и економична постапка за изработка на делот, при што се добиваат целосно дефинирани делови кои одговараат на зададените функции и се едноставни за производство. Тоа е всушност целта на задавањето на овие толеранции.

Мерни вериги

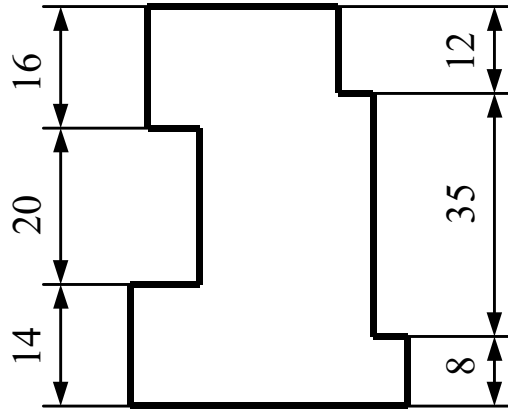
Метод на потполна заменливост
Непотполна заменливост

Мерни вериги

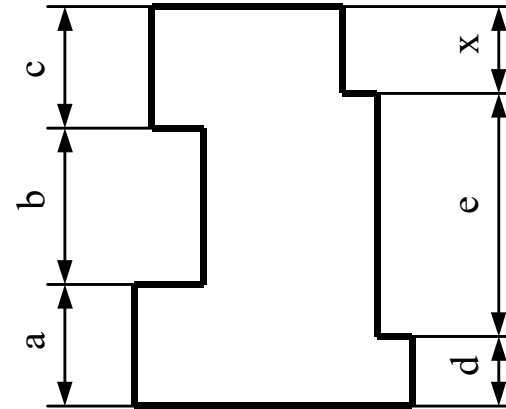
- ▶ Кога деловите се поставуваат еден до друг во склоп, отстапувањата на мерките се собираат.
- ▶ **Мерна верига претставува низа од мерки кои се надоврзани една на друга по затворена контура и кои ја одредуваат меѓусебната положба на геометриските елементи.**
- ▶ **Мерна верига може да се формира за еден дел (мерна верига за еден дел) или за повеќе делови од склоп (монтажна мерна верига).**
- ▶ **Кај линиска мерна верига, сите членови од мерната верига се паралелни со завршниот член.**
- ▶ Може да се јави и просторна мерна верига.

Мерна верига и акумулација на отстапувањата

- ▶ Делот не смее да биде прекотиран или недоволно котиран.
- ▶ **Низа од мерки надоврзани една на друга по затворена низа се нарекува мерна верига**
- ▶ Мерката која ја затвора мерната верига се нарекува **завршен член на мерната верига (зависна мерка)** и се пресметува според големините на останатите членови на мерната верига.



прекотиран
дел



a, b, c, d, e, x - мерна верига
x- завршен член на мерната
верига (некотирана мерка)

Мерна верига и акумулација на отстапувањата

- ▶ Векторска равенка за мерната верига:

$$a + b + c - d - e - x = 0, \quad \text{односно}$$

$$x = a + b + c - d - e$$

- ▶ Најголемата вредност x_g и најмалата вредност x_d на мерката x се пресметуваат според равенките:

$$x_g = a_g + b_g + c_g - d_d - e_d$$

$$x_d = a_d + b_d + c_d - d_g - e_g \quad \text{каде,}$$

a_g, b_g, c_g, d_g и e_g - се горни вредности на мерките

a_d, b_d, c_d, d_d и e_d - се долни вредности на мерките

- ▶ Толеранцијата на завршниот член на мерната верига T_x е:

$$T_x = x_g - x_d = a_g - a_d + b_g - b_d + c_g - c_d + d_g - d_d + e_g - e_d =$$

$$T_x = T_a + T_b + T_c + T_d + T_e$$

Мерна верига и акумулација на отстапувањата

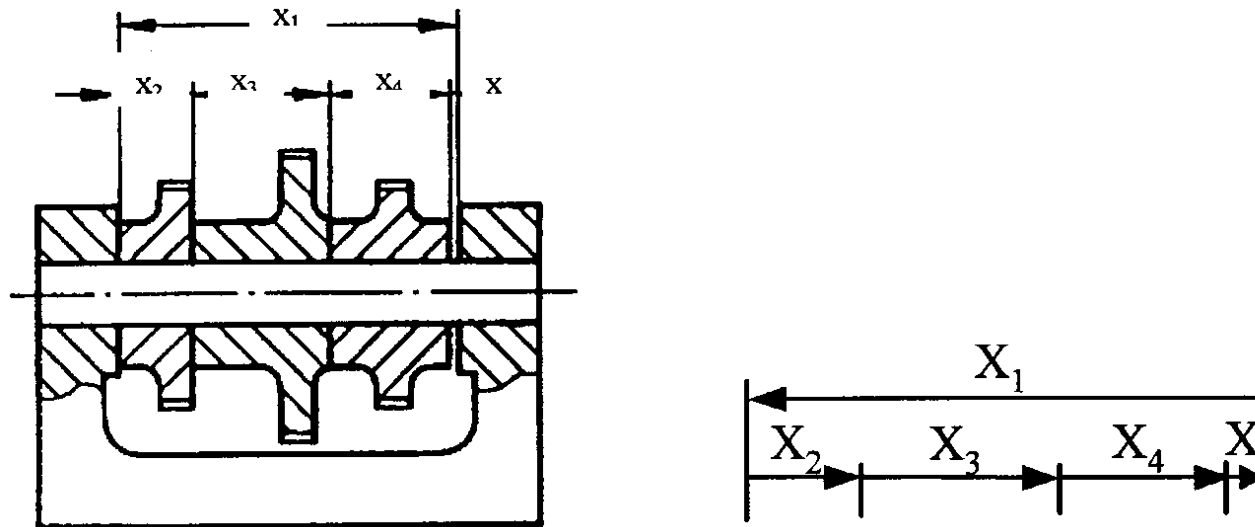
- ▶ Дефиниција: Толеранцијата на завршниот член на мерна верига T_x е еднаква на збирот на толеранциите на сите мерки T_i од мерната верига преку кои се пресметува таа мерка:

$$T_x = \sum T_i$$

- ▶ Наведената равенка важи за **методот на потполна заменливост**.
- ▶ Создавањето на мерна верига кај дел може да се избегне со паралелно котирање или со примена на толеранции на положба.
- ▶ Создавањето на мерна верига кај склоп, поради делови кои се поставуваат еден до друг, тешко се одбегнува и влијае на положбата на деловите во склопот.

Мерни вериги

- ▶ Прикажаната мерна верига за склоп 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.
- ▶ За да се пресмета толеранцијата на некоја мерка од веригата треба да се земат предвид толеранциите на останатите мерки од веригата, слично како во претходниот пример.



Методи за решавања на мерни вериги

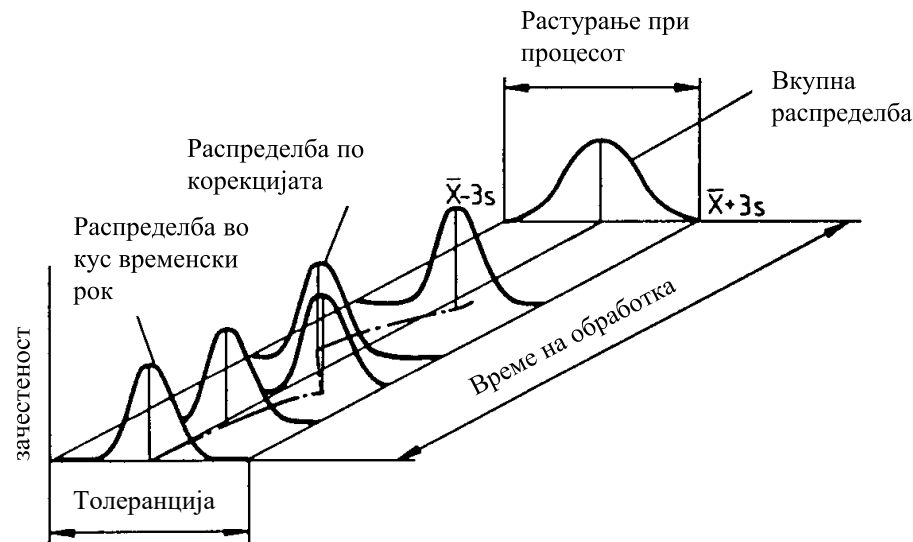
- ▶ При примена на методот на **потполна заменливост**, сите делови може да се монтираат и во случај кога се изработени со екстремни вредности на толеранциите.
- ▶ Методот на **непотполна заменливост** се потпира на претпоставката дека веројатноста да се јават делови изработени со екстремни вредности на толеранциите е мала. Поради тоа, се дозволува примена на нешто пошироки толеранции
- ▶ Кога се бараат тесни толеранции, често се применува методот на **заменливост на деловите во рамките на група**. 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 соодветна мерка кои треба да го сведат зјајот меѓу деловите на потребната големина.
- ▶ При **методот на регулирање**, се применува навој за притегање или пружина која ги компензира варијациите на мерките од мерната верига.

Метод на потполна заменливост

- ▶ 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 потсклопоови кои се вградуваат во ист производ.
- ▶ Покрај овие и други предности, методот на потполна заменливост ретко се пименува.
- ▶ 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 цената на изработката на деловите.
- ▶ Овој метод се применува воглавно кај куси мерни вериги (2 до 3 члена) и кај делови кај кои се бара висок степен на заменливост.

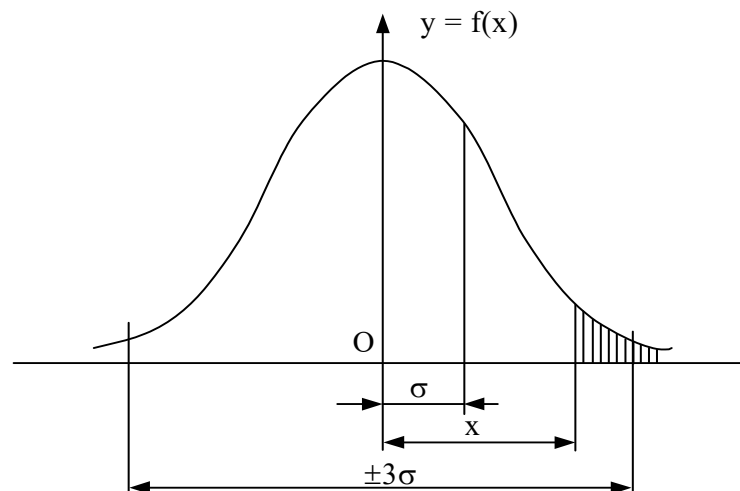
Распределба на мерките

- ▶ Распределбата на мерките добиени со некој од процесите на машинска обработка се однесува како на сликата
- ▶ Кога се зборува за **можностите на процесот за изработка на мерки** со одредена точност, треба да се следат мерките добиени во подолг временски период. При голем број на примероци (повеќе од 30) се забележува одредена правилност на групирањето на мерките



Метод на непотполна заменливост

- ▶ Мерките добиени со процес на машинска обработка нејчесто се распределуваат според нормалната, односно Гаусовата распределба.
- ▶ Веројатноста за појава на мерки со екстремни вредности на толеранциите е многу мала, и со одреден ризик може да се прошират границите на толерантното поле на мерките.
 - ▶ Карактеристика на распределбата е мерката σ - стандардна девијација.
 - ▶ Во интервалот $\pm 3\sigma$ се наоѓаат 99,73%, во интервалот $\pm 2\sigma$ се наоѓаат 95.44%, а во интервалот $\pm 1\sigma$ се наоѓаат 68.26% од мерките



Метод на непотполна заменливост

- ▶ Карактеристика на методот на непотполна заменливост е што се земаат поголеми вредности на толеранциите на мерките со свесно прифаќање на одреден ризик при некоја комбинација на мерки да се појави проблем при монтажата.
- ▶ Веројатноста за појава на незгодна комбинација на мерки се зема да биде доволно мала за да не се отежнува процесот на монтажа.
- ▶ Од друга страна, значително се зголемуваат толеранциите на мерките на членовите од мерната верига со што се поевтинува изработката на деловите.
- ▶ **При примена на методот на непотполна заменливост, кога толеранциите на членовите на мерната верига се усвоени во интервалот $\pm 3\sigma$, толеранцијата на завршниот член на мерната верига се определува според равенката:**

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

Метод на непотполна заменливост - пример

- ▶ Ако толеранциите на 4 членови од мерна верига се еднакви, на пример ± 0.05 , толеранцијата на завршниот член треба да биде:
- ▶ при потполна заменливост $T = 0.1+0.1+0.1+0.1= 0.4$
- ▶ поединечните толеранции се $T_i = T/4 = 0.25 T$
- ▶ при непотполна заменливост $T_s = \sqrt{0.1^2 + 0.1^2 + 0.1^2 + 0.1^2} = \sqrt{0.04} = 0.2$
- ▶ поединечните толеранции се $T_i = T_s/2 = 0.5 T_s$
- ▶ При примена на методот на непотполна заменливост во овој пример отстапувањето на завршниот член е реално два пати помало (во за исти вредности на толеранциите на членовите на веригата).
- ▶ Овој метод се користи претежно кај подолги мерни вериги и се нарекува метод на најмали квадрати (анг. Root Sum Square - RSS).
- ▶ Постојат повеќе статистички методи и софтвери за нивна примена.