

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

INTRODUCERE

OBIECTUL DISCIPLINEI TCD. CUPRINS.

BIBLIOGRAFIE

Conținut.

- 1. Obiectul disciplinei TCD.**
- 2. Necesitatea cunoașterii toleranțelor dimensionale și geometrice.**
- 3. Structura cursului, pe capitole**
- 4. Bibliografie**

Iași, 2020

Cuvânt înainte

Prezentul suport de curs conține noțiunile de bază necesare însușirii temeinice a cunoștințelor privind toleranțele și controlul dimensional în construcția de mașini, de către studenții din anul al II- lea, studii de licență, care se instruiesc pentru a deveni specialiști în activitatea de inginerie a structurilor mecanice.

Suportul de curs cuprinde două părți distincte:

- o parte de toleranțe (capitolele I- al XI- lea), structurată pe două secțiuni: toleranțe dimensionale și geometrice la piese cu formă simplă (prima secțiune), toleranțe ale suprafețelor complexe și ajustaje ale asamblărilor utilizate frecvent în construcția de mașini (a doua secțiune);
- o parte de control dimensional (capitolele al XII- lea- al XV- lea).

În lucrare sunt introduse noțiuni și termeni specifice toleranțelor și controlului dimensional, în conformitate cu fișa disciplinei și cu reglementările standardelor în vigoare; fiecare capitol conține întrebări recapitulative și aplicații rezolvate cu scopul de a oferi un sistem de instruire care să dea studenților o imagine de ansamblu a activității ingineresti în construcția de mașini, astfel încât să asigure viitorilor specialiști cunoștințe și aptitudini pentru a fi în măsură să rezolve aspecte concrete în proiectarea constructivă și tehnologică a structurilor mecanice.

Prin structura și conținutul ei, lucrarea se adresează, în primul rând studenților din anul al II- lea ai facultății de Construcții de Mașini și Management Industrial, studii de licență, domeniile inginerie industrială, inginerie mecanică și inginerie managerială. Mare parte a lucrării poate fi utilă și studenților din anul al II- lea, studii de licență, ai facultăților de Mecanică și S.I.M.

Autorii

INTRODUCERE

1. Obiectul disciplinei Toleranțe și control dimensional

Un produs finit (gata pentru utilizare sau pentru montare) este precizat prin desenul produsului finit sau desenul de reper. Pe desenul de reper sunt indicate toate condițiile tehnice necesare executării produsului: dimensiunile liniare și/sau unghiulare, toleranțele acestora, condiții pentru rugozitatea suprafețelor, toleranțe pentru abateri de formă, orientare, poziție relativă ale suprafețelor, condiții de tratament termic, etc.

Pentru a asigura calitatea funcțională a produsului, toți acești parametri trebuie să aibă prevăzute valori limită între care se poate considera că produsul funcționează corect.

În cazul dimensiunilor, valorile limită pentru acestea se stabilesc deoarece este imposibilă executarea unei piese cu dimensiunile la valorile precis matematice; nici nu este absolut necesar acest lucru, pentru că o piesă poate funcționa la fel de bine și într- un interval de dimensiuni calculat corespunzător.

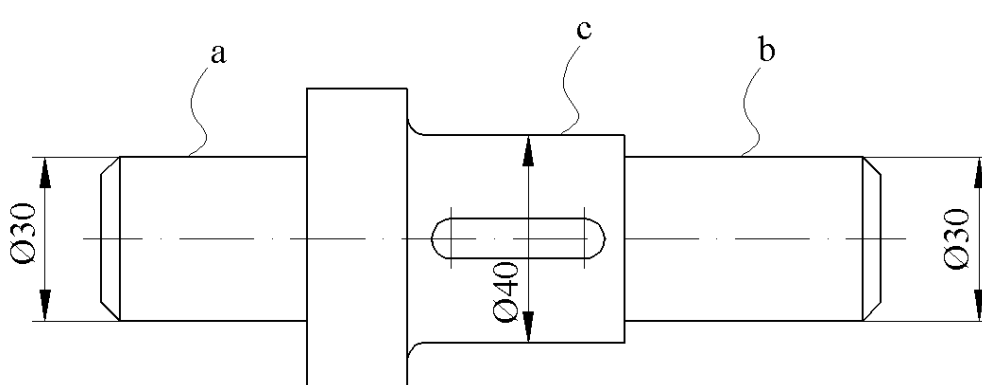


Fig. 1
Desen de reper- arbore
(cotare incompletă)

Exemplu: se consideră un arbore care are la capete două fusuri de lagăr (fig. 1); acestea trebuie executate la dimensiunea de 30 mm. Pentru că, practic, nu se pot realiza la valoarea matematic exactă, se prevede un interval în care se poate găsi diametrul fusurilor, interval cuprins între două dimensiuni limită (dimensiunea maximă și dimensiunea minimă); dacă diametrul obținut în urma prelucrării se va afla între aceste dimensiuni limită, atunci este asigurată buna funcționare a produsului. De aici rezultă faptul că nici nu este necesară executarea arborelui la valoarea exactă de 30 mm, deoarece el va funcționa la fel de bine în intervalul de dimensiuni prevăzut. Acest interval, respectiv aceste dimensiuni limită nu se stabilesc la întâmplare, ci se calculează astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a piesei.

În ceea ce privește forma suprafețelor **a**, **b** și **c**, datorită impreciziei procesului de prelucrare, nu se pot realiza perfect cilindrice ci, se vor obține cu abatere la forma de cilindru. De aceea, pentru ca piesa să funcționeze corect, se va stabili o zonă corespunzătoare în care se va găsi forma reală fiecărei suprafețe.

De asemenea, cele două suprafețe de capăt, **a** și **b**, nu pot fi realizate coaxiale atât între ele cât și în raport cu suprafața **c**, fiind necesară stabilirea unei valori maxime admise pentru abaterea la coaxialitate a suprafețelor cilindrice, pentru ca piesa să funcționeze corect.

În același fel se procedează nu numai în cazul dimensiunilor liniare și/sau unghiulare, ci și pentru forma, orientarea, poziția relativă, rugozitatea suprafețelor și nu numai la piese cilindrice netede, ci și la piese (organe de mașini) cu diferite forme: conice, filetate, canelate, dințate, etc; pentru aceste caracteristici dimensionale și geometrice, se stabilesc intervale de valori, respectiv, abateri maxime admise, toate acestea fiind denumite toleranțe.

Stabilirea intervalului de valori limită între care se pot realiza parametrii geometrici ai pieselor, reprezintă obiectul părții de disciplină: Toleranțe.

Pentru a se stabili dacă produsul realizat (executat) are parametrii geometrici (dimensiuni, formă, orientare, poziție relativă, rugozitate) cuprinși între valorile limită impuse, este necesar ca acești parametri să fie controlați; aceasta implică cunoașterea metodelor de măsurare a diferiților parametri geometrici la diverse organe de mașini, precum și a mijloacelor de control corespunzătoare.

Stabilirea metodelor și mijloacelor de măsurare pentru controlul parametrilor geometrici ai pieselor reprezintă obiectul părții de disciplină: Control dimensional.

Concluzie.

Obiectul disciplinei Toleranțe și control dimensional îl constituie stabilirea (și cunoașterea modului de stabilire) intervalului de valori limită (toleranțe) între care trebuie realizați parametrii dimensionali și geometrici ai organelor de mașini și alegerea metodelor și mijloacelor de control al acestor parametri.

2. Necesitatea cunoașterii toleranțelor dimensionale și geometrice

Dimensiunile și geometria organelor de mașini din structurile mecanice se obțin prin diferite procedee de prelucrare, pe baza condițiilor tehnice de execuție stabilite de proiectanți, astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a pieselor în ansamblurile în care acestea sunt montate.

Aceste condiții tehnice de execuție sunt:

- toleranțe dimensionale cu indicare individuală și toleranțe dimensionale fără indicare individuală (generale);
- toleranțe geometrice (de formă, de orientare, de poziție relativă a suprafețelor) cu indicare individuală și fără indicare individuală (generale);
- valori pentru parametrii de rugozitate a suprafețelor cu indicare individuală și fără indicare individuală (generale);
- alte condiții: de tratament termic, valori minime pentru indicii de duritate a materialului piesei, acoperiri metalice, etc.

Indicarea toleranțelor dimensionale și geometrice pe desenele de reper se realizează cu ajutorul unor simboluri grafice, literale și numerice numite **specificații**, stabilite convențional și reglementate prin standard.

Prin utilizarea acestor simboluri stabilite convențional, se asigură indicarea clară și precisă, fără ambiguități, a condițiilor tehnice de execuție; în acest fel, se evită interpretări necorespunzătoare și nu se lasă la aprecierea utilizatorilor desenelor de reper (cei care execută și montează piesele și le controlează) realizarea parametrilor dimensionali și geometrici ai pieselor cu alte valori decât cele prescrise de către proiectant.

Fiind reglementate prin standard, aceste specificații, trebuie cunoscute, atât de către cei care elaborează documentația de execuție, cât și de către utilizatorii desenelor de reper:

- proiectanții care proiectează structurile mecanice și elaborează documentația de execuție a pieselor din structurile mecanice pe care le proiectează, trebuie să cunoască aceste specificații pentru a nota corect condițiile de execuție care asigură funcționarea pieselor;
- proiectanții care proiectează tehnologiile de execuție ale reperelor și/sau stabilesc tehnologiile de control dimensional ale caracteristicilor dimensionale și geometrice ale pieselor, fiind utilizatori ai documentației de execuție, trebuie să cunoască aceste specificații, pentru a identifica corect, pe desenele de reper, toleranțele în limitele cărora trebuie realizați parametrii dimensionali și geometrici, respectiv, pentru a stabili ce parametri trebuie controlați, iar după efectuarea controlului, dacă valorile efective ale acestora se află în toleranțele prescrise.

3. Structura cursului, pe capitole.

INTRODUCERE

- CAP. I. PRECIZIA PRELUCRĂRII. INTERSCHIMBABILITATEA.**
- CAP. AL II- LEA PRECIZIA DIMENSIUNILOR.**
- CAP. AL III- LEA PRECIZIA FORMEI SUPRAFETELOR.**
- CAP. AL IV- LEA PRECIZIA ORIENTĂRII ȘI A POZIȚIEI RELATIVE A SUPRAFETELOR.**
- CAP. AL V- LEA INDICAREA TOLERANȚELOR DIMENSIONALE ȘI GEOMETRICE PE DESENE.**
- CAP. AL VI- LEA LANȚURI DE DIMENSIUNI.**
- CAP. AL VII- LEA TOLERANȚELE ASAMBLĂRIILOR CU RULMENȚI.**
- CAP. AL VIII- LEA TOLERANȚELE SUPRAFETELOR CONICE NETEDE.**
- CAP. AL IX- LEA TOLERANȚELE SUPRAFETELOR FILETATE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRIILOR FILETATE.**
- CAP. AL X- LEA TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE ȘI PENE DISC.**
- CAP. AL XI- LEA PRECIZIA ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE ȘI A ANGRENAJELOR CILINDRICE.**
- CAP. AL XII- LEA CONTROL DIMENSIONAL.**
- CAP. AL XIII- LEA CONTROLUL DIMENSIUNILOR LINIARE CU MIJLOACE DE MĂSURARE UNIVERSALE.**
- CAP. AL XIV- LEA CONTROLUL DIMENSIUNILOR UNGHIULARE CU MIJLOACE DE MĂSURARE UNIVERSALE.**
- CAP. AL XV- LEA CONTROLUL FORMEI SUPRAFETELOR**
- CAP. AL XVI- LEA CONTROLUL ORIENTĂRII ȘI AL POZIȚIEI RELATIVE ALE SUPRAFETELOR**

4. Bibliografie

1. CIOATĂ, F., Toleranțe și control dimensional, Note de curs.
2. CIOATĂ, F., MUNTEANU A., PĂDURARU E., Îndrumar de laborator , în format electronic (PDF), la disciplina Toleranțe și control dimensional, Iași, 2020, disponibil la <http://www.cmmi.tuiasi.ro/docs/cursuri/TCD-Laboratoare.pdf>
3. CIOATĂ, F., MUNTEANU A., Suport de curs la disciplina T.C.D. (format electronic), modulele: principiul interschimbabilității, precizia dimensiunilor, precizia formei, precizia orientării, precizia poziției relative, toleranțe generale, Iași, 2016, disponibil la <http://www.cmmi.tuiasi.ro/docs/cursuri/TCD-Curs.pdf>
4. CROITORU, I., UNGUREANU C., Control tehnic, Chișinău, Ed. Tehnica Info, 2004.
5. DRAGU, D. Toleranțe și măsurători tehnice, București, Ed. Didactică și pedagogică, 1982.
6. LĂZĂRESCU, I, ȘTEȚU, C. E., Toleranțe. Ajustaje. Calculul cu toleranțe. Calibre, București, Ed. Tehnică, 1984.
7. MINCIU CONSTANTIN, *Precizia și controlul angrenajelor*, Ed Tehnică București 1984;
8. MIRCEA, D. Controlul dimensional în construcția de mașini, Iași, Ed. Tehnopress, 2004.
9. MUNTEANU A., CIOATĂ F., Aparate și sisteme moderne de măsurare, Iasi, 178 pagini, Editura Performantica, 2017, ISBN 978-606-685-548-8
10. POPA V, ș.a., Toleranțe și control dimensional, Chișinău, Ed. Tehnica Info, 2006.
11. P x x x, SR ISO 1302- 1995, Starea suprafețelor. Sistemul liniei medii. Parametrii de profil ai rugozității.
12. x x x, ISO 1101: 2012, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Tolerare geometrică. Toleranțe de formă, de orientare, de poziție relativă, la bătaie radială și frontală (versiunea în limba engleză).
13. x x x, ISO 14405- 1: 201, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Tolerare dimensională. Partea 1: Dimensiuni liniare (versiunea în limba engleză).
14. x x x, SR EN ISO 286-1: 2010, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Sistem de codificare ISO pentru toleranțe la dimensiuni liniare. Partea 1: Baze de toleranțe, abateri și ajustaje. x x x,
15. x x x, SR EN ISO 286-2: 2010, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Sistem de codificare ISO pentru toleranțe la dimensiuni liniare. Partea 2: Tabele de clase de toleranțe și abateri limită pentru alezaje și arbori.
16. x x x, SR ISO 1302- 1995, Starea suprafețelor. Sistemul liniei medii. Parametrii de profil ai rugozității.
17. x x x, SR EN ISO 1302- 2002, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Indicarea stării suprafeței în documentația tehnică de produs.

18. x x x, SR ISO 1502: 2012, Filete metrice ISO de uz general. Calibre limitative și de verificare.

19. x x x, SR EN ISO 3040: 212, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Cotare și tolerare. Conuri (versiunea în limba engleză).

20. x x x, SR EN ISO 3650: 2001, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Etaloane de lungime. Cale plan-paralele.

21. x x x, SR EN ISO 4287: 2003/ AC: 2009, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Starea suprafeței: Metoda profilului. Termeni, definiții și parametri de stare ai profilului.

22. x x x, SR EN ISO 5459: 2012, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Toleranțe geometrice. Baze de referință și sisteme de baze de referință.

23. x x x, SR EN ISO 8785: 2002, Specificații geometrice pentru produse (GPS). Neregularități de suprafață. Termeni, definiții și parametric.

24. x x x, SR EN 22768- 1: 1995, Toleranțe generale. Partea 1: Toleranțe pentru dimensiuni liniare și unghiulare fără indicarea toleranțelor individuale.

25. x x x, SR EN 22768- 2: 1995, Toleranțe generale. Partea 2: Toleranțe geometrice pentru elemente fără indicarea toleranțelor individuale.

26. x x x, STAS 2980/ 1- 87, Calibre și contracalibre limitative netede fixe pentru verificarea alezajelor și arborilor. Simbolizare și clasificare.

27. x x x, STAS 2980/ 1- 87, Filete metrice ISO. Calibre și contracalibre pentru verificarea filetelor metrice de uz general. Simbolizare și clasificare.

28. x x x, STAS 7391/1, 2, 3, 4, 5- 91, Toleranțe geometrice. Toleranțe la forma orientarea și poziția relativă, cu indicație individuală.

29. x x x, STAS 1004- 86, Asamblări cu pene paralele. Dimensiuni

30. x x x, STAS 1005- 86, Asamblări cu pene disc. Dimensiuni

31. x x x, STAS 2810- 86, Mijloace de măsurare. Terminologie.

32. X x x, STAS 6283- 91, Toleranțele roților dințate cilindrice și ajustajele angrenajelor cilindrice.

33. x x x, STAS 7391- 91, Toleranțe geometrice cu indicație individuală.

34. x x x, Organe de mașini. Elemente de asamblare (culegere de standarde).

35. x x x, Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje (culegere de standarde).

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL I

PRECIZIA PRELUCRĂRII. INTERSCHIMBABILITATEA

Conținut.

1. Precizia prelucrării.

2. Interschimbabilitatea

2.1. Clasificare, tipuri de interschimbabilitate.

2.2. Legătura interschimbabilității cu procesul de fabricație.

3. Întrebări recapitulative.

Iași, 2020

PRECIZIA PRELUCRĂRII. INTERSCHIMBABILITATEA

1. Precizia prelucrării.

Calitatea unui produs depinde de un complex de mărimi ale căror valori sunt stabilite în faza de proiectare constructivă a produsului cât și faza tehnologică de executare a acestuia.

Indiferent de procedeul de prelucrare a pieselor (turnare, matrițare, aşchiere, deformare plastică, etc), calitatea acestora este determinată de valorile efective ale parametrilor caracteristici (dimensionale, geometrice, fizico-mecanici).

Datorită factorilor care intervin în timpul prelucrării pieselor, acești parametri se obțin cu abateri numite abateri de prelucrare.

Abaterile de prelucrare sunt diferențele cu care se obțin dimensiunile, forma, orientarea și poziția relativă a pieselor în timpul prelucrării lor.

Cauzele apariției abaterilor de prelucrare sunt elementele procesului de prelucrare: mașina-unealtă, sculele, dispozitivul de prindere a sculei, dispozitivul de prindere a semifabricatului, semifabricatul, operatorul,

Ordinul de mărime a abaterilor de prelucrare determină precizia prelucrării pieselor.

Precizia prelucrării este gradul de concordanță dintre parametrii dimensionali și geometrice ai piesei prelucrate și aceiași parametri stabiliți prin desenul de execuție.

Precizia prelucrării se evaluează pe baza următoarelor componente:

- precizia dimensională, definită drept gradul de concordanță dintre dimensiunile piesei executate și dimensiunile specificate pe desenul de execuție; se evaluează prin mărimea abaterilor dimensionale;
- precizia formei suprafețelor este gradul de concordanță dintre forma cu care se obține piesa în urma prelucrării și forma prescrisă pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de formă macro și microgeometrică a suprafețelor;
- precizia orientării suprafețelor, definită drept gradul de concordanță dintre orientarea cu care se obține piesa în urma prelucrării și orientarea specificată pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de orientare a suprafețelor;
- precizia poziției relative a suprafețelor, definită drept gradul de concordanță dintre poziția relativă a suprafețelor obținute în urma prelucrării și poziția relativă a suprafețelor specificată pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de poziție relativă a suprafețelor.

2. Necesitatea cunoașterii toleranțelor dimensionale și geometrice

Un produs finit (gata spre a fi utilizat sau montat) este precizat prin desenul produsului finit sau desenul de reper (de execuție).

Pe desenul de reper sunt indicate toate condițiile tehnice necesare executării produsului: dimensiuni liniare și unghiulare și toleranțele lor, condiții pentru rugozitatea suprafețelor, toleranțe pentru abaterile de formă, orientare și poziție relativă, condiții de tratament termic, etc.

Pentru a asigura calitatea funcțională a produsului, toți parametrii dimensionali și geometrici trebuie să aibă prevăzute valori limită între care se poate considera că produsul funcționează corect.

În cazul dimensiunilor liniare, valorile limită se stabilesc pentru că este imposibilă execuția unei piese cu dimensiunile la valorile precise matematice (datorită impreciziei procesului de prelucrare); nici nu este necesar acest lucru pentru că o piesă poate funcționa la fel de bine având dimensiunile într-un interval calculat corespunzător.

Spre exemplu, se consideră o piesă de tip arbore care are executate prin pe suprafața cilindrică **a**, două suprafețe plane **b** și **c**, cu distanța dintre ele de 25 mm (fig. 1).

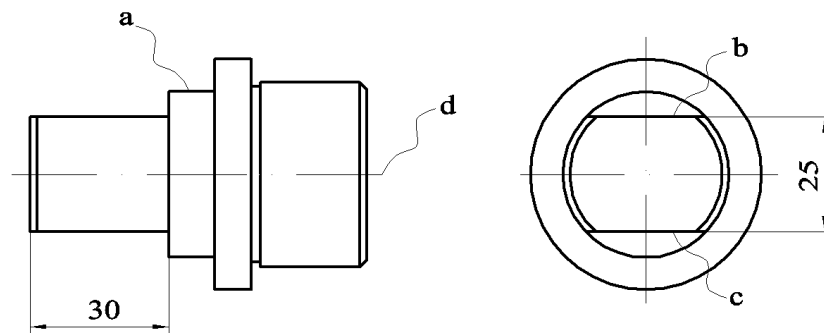


Fig. 1.
Piesă tip arbore

Pentru că, practic, această dimensiune nu se poate realiza la valoarea matematică exactă, se prevede un interval în care se poate găsi dimensiunea efectivă, interval cuprins între două dimensiuni limită (o dimensiune maximă și o dimensiune minimă). Dacă dimensiunea obținută la prelucrarea prin frezare se va afla între aceste limite, este asigurată buna funcționare a piesei.

De aici rezultă faptul că, nici nu este necesară executarea suprafețelor plane la valoarea exactă prescrisă de 25 mm, pentru că va funcționa la fel de bine și în intervalul de dimensiuni stabilit. Acest interval, respectiv, aceste dimensiuni limită nu se stabilesc la întâmplare, ci, se calculează astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a piesei.

În ceea ce privește forma suprafețelor **b** și **c**, nu se pot realiza plane ci se vor obține cu abatere de la planitate. De aceea, pentru ca piesa să funcționeze corect, se va stabili o zonă corespunzătoare în care se va găsi forma fiecărei suprafețe.

De asemenea, cele două suprafețe nu pot fi realizate simetric față de axa de rotație **d**, a piesei, fiind necesară stabilirea unei abateri maxime admise pentru abaterea de la simetria suprafețelor pentru ca piesa să funcționeze corect. În același fel se procedează pentru toate dimensiunile liniare și unghiulare, pentru forma macro și microgeometrică, orientarea și poziția relativă a suprafețelor piesei, pentru care se stabilesc intervale de valori, respectiv, abateri maxime admise, toate acestea fiind denumite toleranțe.

Toleranțele dimensionale și geometrice ale parametrilor dimensionali și geometrici ai pieselor se înscriu pe desenele de reper prin simboluri grafice, literale și numerice, stabilite convențional prin standarde.

Modul de stabilire a toleranțelor dimensionale și geometrice și de notare pe desenele de execuție trebuie cunoscut de către proiectanți pentru a se asigura funcționarea corectă a pieselor proiectate.

Deasemenea tehnologii și executanții, ca utilizatorii desenelor de reper trebuie să fie în măsură să identifice toleranțele dimensionale și geometrice prescrise de proiectanți și să cunoască semnificația acestora, pentru a realiza piesele cu parametri dimensionali și geometrici care să asigure rolul funcțional al pieselor.

3. Interschimbabilitatea

Piese din componența ansamblurilor și subansamblurilor (mecanisme, dispozitive, echipamente, mașini, utilaje, etc.) trebuie să îndeplinească o serie de cerințe care să asigure calitatea funcționării ansamblului din care fac parte și anume:

- să execute mișcările în limitele impuse;
- să reziste la solicitările la care sunt supuse;
- să aibă parametrii geometrici și de calitate între limitele stabilite;
- să poată fi montate fără ajustări suplimentare;
- să poată fi înlocui ușor piese noi, în caz de defectare.

Dacă piesele îndeplinesc și ultimile două cerințe, înseamnă că sunt interschimbabile, adică se pot executa independent una de alta, în locuri diferite, se pot monta, la locul de funcționare, fără a fi ajustate (prelucrate) suplimentar, iar în caz de defectare, se pot înlocui rapid cu altele noi, de același fel.

Interschimbabilitatea este un principiu tehnico- economic conform căruia orice produs industrial trebuie să satisfacă cerințele de fabricație și exploatare, prin executarea parametrilor geometrici și de calitate între anumite limite pecificate, astfel încât piesele să poată fi realizate independent și să se poată monta fără prelucrări suplimentare.

3.1. Clasificare, tipuri de interschimbabilitate.

Interschimbabilitatea se clasifică după următoarele criterii:

C1. După modul în care se realizează:

- **interschimbabilitate totală (completă)** conform căreia piesele se pot monta la locul de funcționare fără nici o ajustare, realizându-se jocul sau strângerea de montare (se păstrează caracterul ajustajului);

Exemple:

- o piuliță cu o dimensiune dată se va îmbina cu un șurub cu aceeași dimensiune, indiferent de locul și data executării celor două piese;
- cheia fixă folosită la strângerea unei piulițe trebuie să se aplice cu un anumit joc la toate piulițele cu aceeași dimensiune.

- **interschimbabilitate parțială (incompletă)** conform căreia piesele se pot monta la locul de montare fără a fi ajustate, dar nu se mai realizează jocul sau strângerea în îmbinare (se schimbă caracterul ajustajului).

Exemplu:

se consideră îmbinarea dintre locașul filetat dintr- un bloc motor și prezonul folosit pentru montarea chiulasei; îmbinarea filetată se realizează cu o strângere specificată, care nu poate fi asigurată de piesele conjugate, cu toate că se montează fără ajustări. Pentru menținerea strângerii necesare (realizarea unei interschimbabilități totale) piesele conjugate se împart pe grupe de dimensiuni, montându- se apoi piesele pereche din aceeași grupă.

C2. După dimensiunile unităților de montare (ansamblări) la care se referă:

- **interschimbabilitate exterioară** este interschimbabilitatea unităților de montare care se referă la dimensiunile de montare ale acestora;

Exemplu: se consideră un rulment radial cu bile (fig, 2); este o unitate de montare compusă din mai multe repere: inel exterior 1, inel interior 2, corpuri de rostogolire 3 (bile), colivie 4, fiecare piesă având dimensiunile ei de montare în rulment.

La montarea rulmentului în ansamblul în care funcționează se iau în considerare numai trei dimensiuni: diametrul exterior d , al inelului exterior, diametrul interior D , al inelului interior, lățimea B a inelelor.

Dacă aceste dimensiuni asigură montarea rulmentului fără ajustări suplimentare, atunci s-a realizat interschimbabilitatea exterioară

- **interschimbabilitate interioară** este interschimbabilitatea pieselor care compun unitățile de montare și se referă la dimensiunile cu care se montează piesele în unitățile de montare.

Exemplu: se consideră rulmentul radial cu bile din figura 5.1; piesele componente ale acestuia se montează, pe baza interschimbabilității totale sau parțiale, la fabricarea rulmentului, fără a interesa pe utilizatorul rulmentului.

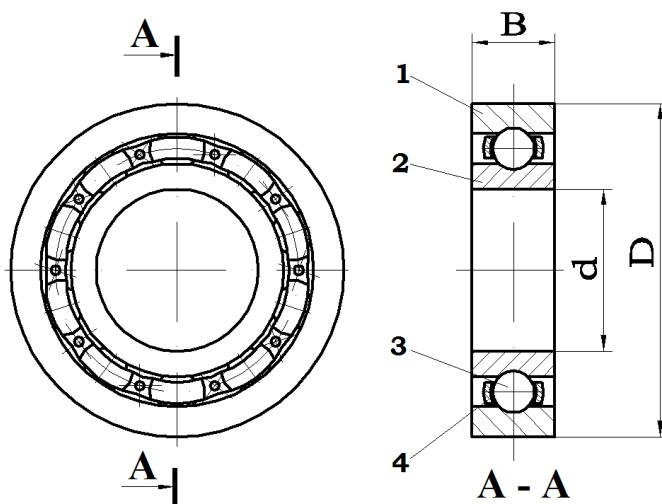


Fig. 2
Rulment radial cu bile

3.2. Legătura interschimbabilității cu etapele procesului de fabricație.

Interschimbabilitatea este rezultatul preciziei de prelucrare, fiind determinată de toate etapele procesului de prelucrare, începând cu etapa de proiectare, prelucrare efectivă, control, exploatare și întreținere.

Principiul interschimbabilității are o importanță deosebită în cazul producției de serie sau de masă, prezentând următoarele avantaje:

- mecanizarea și automatizarea procesului de fabricație, organizarea acestuia în flux, pe operații simple;
- simplificarea trecerii de la prelucrarea unui produs la altul, permițând realizarea unor piese sau subansambluri în unități de producție diferite;
- ușurarea întreținerii în exploatare ale mașinilor la înlocuirea pieselor uzate cu altele noi, fără prelucrări sau adaptări;
- controlul pieselor interschimbabile executate în serie necesită utilizarea de mijloace de măsurare automate și metode preventive de control, care să prevină apariția rebuturilor.

Legătura interschimbabilității cu etapele proceselor de concepere, de proiectare constructivă, de fabricație, de mentenanță a unui produs, se manifestă și în sens invers, prin faptul că toate aceste etape trebuie să asigure realizarea de produse interschimbabile:

- **legătura interschimbabilității cu proiectarea:** pentru realizarea de piese interschimbabile, este necesară proiectarea organelor de mașini cu forme cât mai simple și cât mai tehnologice, în scopul obținerii acestora cu preț de cost mic al prelucrării;
- **legătura interschimbabilității cu fabricația:** legătura dintre interschimbabilitate și procesul de producție este hotărâtoare în producția de serie mare și de masă a pieselor; în cazul pieselor interschimbabile, procesul de producție se poate organiza în flux, pe operații simple, utilizându-se mașini prelucătoare specializate, automate și agregate. Se simplifică trecerea prelucrării de la un produs la altul și face posibilă executarea de piese diferite în unități de producție diferite;
- **legătura interschimbabilității cu controlul:** controlul pieselor interschimbabile executate în serie se poate realiza cu mijloace de măsurare automate și elemente normalizate, putându-se aplica metode preventive de control, care să asigure prevenirea apariției de repere necorespunzătoare;
- **legătura interschimbabilității cu exploatarea și întreținerea produselor:** la exploatarea mai multor echipamente, utilaje de același tip constituite din piese interschimbabile, se pot asigura, din timp, piese de schimb interschimbabile; aceasta reduce foarte mult timpul de staționare a utilajelor pentru reparare, înlăturarea defecțiunilor făcându-se prin înlocuirea pieselor defecte cu piese de schimb executate din timp.

4. Întrebări recapitulative

- ce este precizia prelucrării?
- care sunt componentele preciziei de prelucrare?
- ce este interschimbabilitatea?
- după modul în care se realizează, ce tipuri de interschimbabilitate pot fi?
- ce este interschimbabilitatea totală? Dați exemple.
- ce este interschimbabilitatea parțială? Dați un exemplu.
- după dimensiunile unităților de montare, ce tipuri de interschimbabilitate pot fi?
- ce este interschimbabilitatea exterioară? Exemplu.
- ce este interschimbabilitatea interioară? Exemplu.
- pentru a realiza piese interschimbabile, cum trebuie proiectate organele de mașini?
- cum se poate organiza producția la fabricarea pieselor interschimbabile, în serie mare?
- ce metode de control se pot aplica și ce mijloace de măsurare se pot utiliza, la controlul pieselor interschimbabile?
- cum se reduce timpul de reparare a echipamentelor constituite din piese interschimbabile?

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL II- LEA
PRECIZIA DIMENSIUNILOR

Conținut.

1. Dimensiuni. Abateri limită. Toleranța dimensiunii.

- 1.1. Dimensiuni; criterii de clasificare a dimensiunilor.
- 1.2. Abateri limită.
- 1.3. Toleranța dimensiunii.

2. Reprezentarea grafică a dimensiunilor, a abaterilor limită și a toleranțelor.

- 2.1. Reprezentarea grafică pe desenul piesei.
- 2.2. Reprezentarea grafică completă.
- 2.3. Reprezentarea grafică simplificată.

3. Ajustaj, tipuri de ajustaje.

- 3.1. Joc și strângere în îmbinări de piese.
- 3.2. Ajustajul. Elementele caracteristice ale ajustajului.
- 3.3. Sisteme de ajustaje.
- 3.4. Tipuri de ajustaje.

4. Sistemul ISO de toleranțe dimensionale și ajustaje.

5. Utilizarea sistemelor de ajustaje și a tipurilor de ajustaje.

- 5.1. Utilizarea sistemelor alezaj unitar și arbore uitar.
- 5.2. Utilizarea tipurilor de ajustaje.

6. Întrebări recapitulative.

7. Aplicații rezolvate.

PRECIZIA DIMENSIUNILOR

Precizia dimensiunilor reprezintă gradul de corespondență dintre dimensiunile cu care se obțin piesele în urma prelucrării și dimensiunile precise de proiectant pe desene.

Precizia dimensiunilor este o componentă a preciziei de prelucrare, prin care aceasta se evaluează, determinând nivelul de calitate al unui produs.

1. Dimensiuni. Abateri limită. Toleranța dimensiunii

1.1. Dimensiuni; criterii de clasificare a dimensiunilor.

Dimensiunea este numărul care exprimă, în unitatea de măsură stabilită, valoarea numerică a unei lungimi sau a unui unghi.

Exemple: valoarea diametrului unei suprafețe cilindrice, adâncimea unei găuri, înălțimea unei piese, valoarea unghiului dintre două suprafețe plane, etc.

Cota este dimensiunea înscrisă pe desen.

Când este necesar, cota este însoțită de simboluri, prescurtări, cuvinte prin care se precizează elementul geometric cotate (înscrise înaintea valorii numerice a dimensiunii):

<u>Simbol</u>	<u>Semnificație</u>
Φ	- este cotate un diametru;
R	- este cotate o rază;
\square	-este cotate latura unui pătrat;
\triangleright sau \triangleleft sau "Conicitate"	- este cotate o conicitate;
$<$ sau $>$ sau "Înclinație"	- este cotate o înclinație;
Sferă Φ ...	- se cotează diametrul unei sfere;
Sferă R...	- se cotează raza unei sfere;
Gros...	- se cotează grosimea pereților subțiri.

Dimensiunile întâlnite în construcția de mașini se clasifică după mai multe criterii, în funcție de:

- caracteristica dimensională;
- rolul funcțional;
- modul de obținere în proiectarea constructivă;
- modul de obținere în proiectarea tehnologică de fabricație;
- modul de obținere în proiectarea tehnologică de control;
- limitele intervalului stabilit prin toleranța dimensională;
- limitele de material.

C1. După natura mărimii pe care o caracterizează:

- **dimensiuni liniare:** exprimă valoarea numerică a unei lungimi, în unitatea de măsură a lungimii: metrul [m] (în construcția de mașini, pentru exprimarea dimensiunilor liniare se utilizează ca unitate de măsură milimetrul [mm]);
- **dimensiuni unghiulare:** exprimă valoarea numerică a unui unghi, în unitatea de măsură corespunzătoare: radiani sau grade.

C2. După poziția suprafețelor la care se referă (fig. 1):

- **dimensiune exterioară sau arbore:** dimensiunea unei suprafețe exterioare sau cuprinsă, chiar dacă nu este cilindrică;
- **dimensiune interioară sau alezaj:** dimensiunea unei suprafețe interioare sau cuprinzătoare, chiar dacă nu este cilindrică.

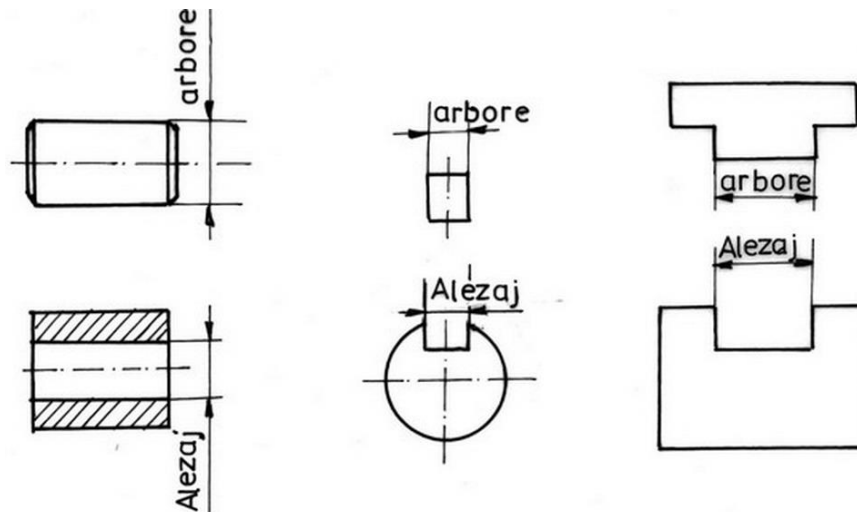


Fig. 1
Exemple de arbori și alezaje

Notă: noțiunile de arbore și alezaj, cu sens de dimensiuni, nu trebuie confundate cu noțiunile de arbore și alezaj cu sens de suprafețe cuprinse, respectiv cuprinzătoare; în calcule notațiile pentru arbori se fac cu literă mică;

Notă: noțiunile de arbore și alezaj, cu sens de dimensiuni, nu trebuie confundate cu noțiunile de arbore și alezaj cu sens de organe de mașini de tip arbore, respectiv de tip alezaj; în calcule, notațiile pentru alezaje se fac cu literă mare.

C3. După modul în care se obțin:

- **dimensiune nominală:** este dimensiunea stabilită de proiectant din considerente funcționale sau din calculul de rezistență; față de dimensiunea nominală se stabilesc dimensiunile, respectiv abaterile limită și toleranța dimensiunii; dimensiunile nominale se mai cunosc drept dimensiuni ideale sau teoretice, deoarece ele nu pot fi realizate la valorile prescrise. Dimensiunea nominală se notează cu litera mare N, atât pentru arbori cât și pentru alezaje;

- **dimensiune teoretic exactă:** dimensiunea pentru care nu se prescrie toleranță; ea determină poziția unor elemente geometrice (dreaptă, plan, suprafață) ale unei piese. Se înscrie pe desen, încadrată într- un dreptunghi (de aceea se mai numește dimensiune încadrată);

- **dimensiune reală:** dimensiunea cu care se obține piesa în urma prelucrării mecanice; valoarea ei este diferită de dimensiunea nominală, datorită abaterilor de prelucrare;

- **dimensiune efectivă:** dimensiunea care se obține în urma măsurării dimensiunii reale; valoarea ei este diferită de dimensiunea reală, respectiv nominală, datorită erorilor de măsurare.

C4. După rolul (utilizarea) pe care îl au în funcționarea pieselor (fig. 2):

- **dimensiuni constructive** sunt dimensiunile înscrise în documentația de proiectare a pieselor; se împart în:

- **dimensiuni funcționale:** dimensiuni stabilite din condiții de funcționare corectă, de rezistență la solicitări și de rigiditate;
- **dimensiuni de montare:** dimensiunile după care se montează piesele în îmbinări și formează ajustaje; ele pot coincide cu dimensiunile funcționale;
- **dimensiuni nefuncționale (libere):** dimensiunile ale căror suprafețe nu vin în contact cu alte suprafețe, deci nu formează ajustaje;
- **dimensiuni auxiliare:** dimensiunile care se obțin prin sumarea altor dimensiuni și determină gabaritul pieselor; pe desen, se indică între paranteze;

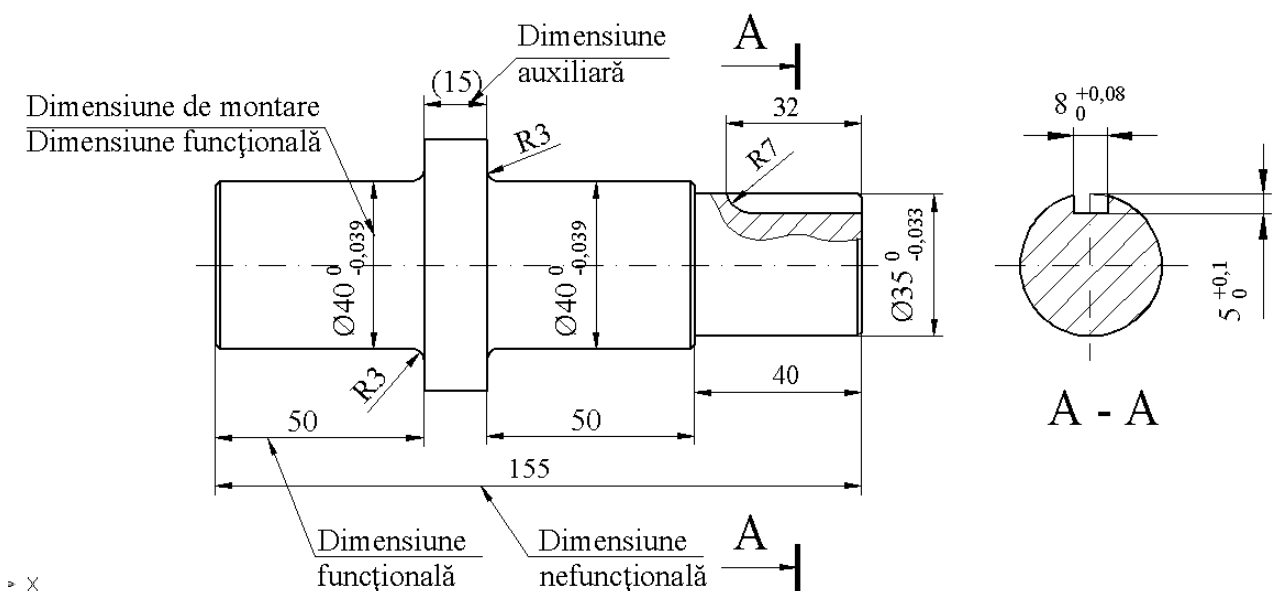


Fig. 2

Dimensiuni de montare, funcționale, nefuncționale și auxiliare

- **dimensiuni tehnologice** (de execuție sau intermediare): dimensiunile cu care se obțin piesele în fazele procesului de fabricație, de la stadiul de semifabricat la cel de piesă finită.

C5. După limitele intervalului de dimensiuni pe care îl determină:

- **dimensiune maximă**: este dimensiunea cea mai mare a intervalului de valori stabilit; se notează astfel (fig. 3):

- pentru arbori: d_{\max} ;
- pentru alezaje: D_{\max} .

- **dimensiunea minimă**: este dimensiunea cea mai mică a intervalului de valori stabilit; se notează:

- pentru arbori : d_{\min} ;
- pentru alezaje: D_{\min} .

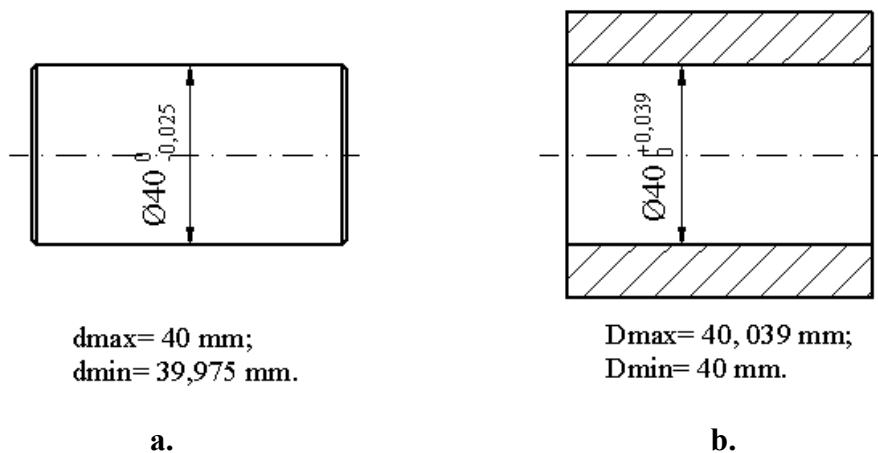


Fig. 3
Dimensiuni limită
a.- arbori; b.- alezaje

Notă: dimensiunile maximă și minimă se numesc **dimensiuni limită** și stabilesc limitele intervalului de valori între care se află dimensiunea efectivă a piesei, obținută în urma prelucrării și cunoscută la măsurare.

C6. După limitele de material pe care le caracterizează (fig. 4):

- **dimensiune la maxim de material, MMS** (limită „Trece”): este dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material și care este :

- pentru arbori: d_{\max} ;
- pentru alezaje: D_{\min} .

- **dimensiune la minim de material, LMS** (limită „Nu Trece”): este dimensiunea limită corespunzătoare minimului de material și care este :

- pentru arbori: d_{\min} ;
- pentru alezaje: D_{\max} .

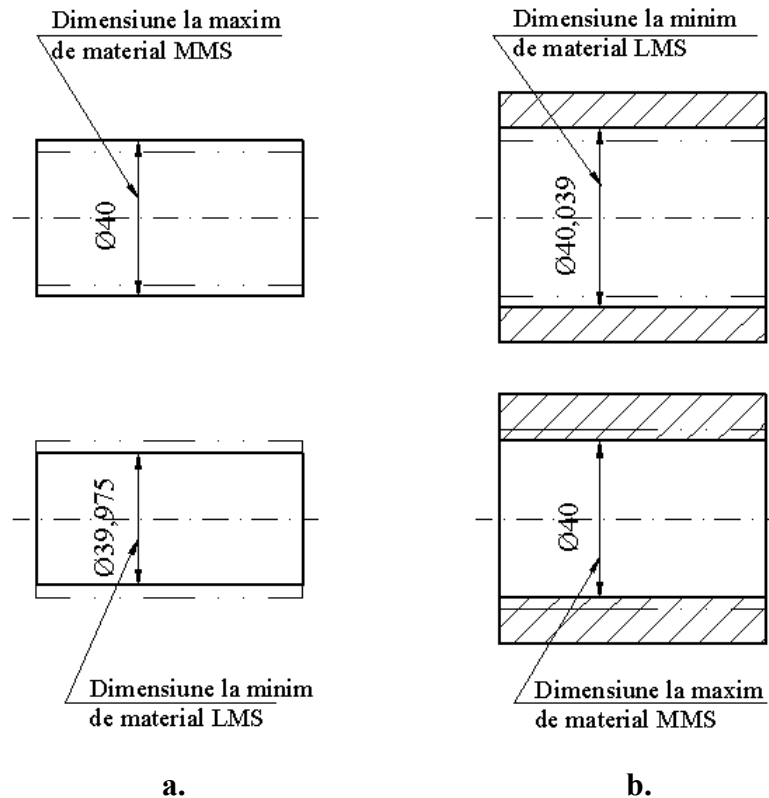


Fig. 4

Dimensiune la maxim de material; dimensiune la minim de material

a. arbori: $MMS = d_{max}$, $LMS = d_{min}$; b. – alezaje: $MMS = D_{min}$, $LMS = D_{max}$.

1.2. Abateri dimensionale

Abaterile dimensionale sunt diferențele dintre dimensiunea efectivă și dimensiunea nominală, respectiv, diferențele dintre dimensiunile limită și dimensiunea nominală.

De aceea, se definesc următoarele abateri dimensionale:

Abatere efectivă: este diferența dintre dimensiune efectivă și dimensiunea nominală; abaterile efective se mai cunosc drept *abateri de prelucrare*, fiind abaterile cu care se obțin dimensiunile pieselor, în urma prelucrării (pentru asigurarea preciziei prelucrării, ele trebuie să se încadreze între abaterile limită stabilite). Abaterile efective se notează:

- pentru arbori: $a = E_d - N$;
- pentru alezaje: $A = E_D - N$.

Abateri limită: sunt diferențele dintre dimensiunile limită prescrise și dimensiunea nominală; deoarece caracterizează dimensiunea maximă, respectiv, dimensiunea minimă, abaterile limită se clasifică în:

- **abaterea superioară:** este diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea nominală; se notează:

- pentru arbori: $es = d_{max} - N$; se obține: $d_{max} = N + es$;

– pentru alezaje. $ES = D_{\max} - N$; se obține: $D_{\max} = N + ES$.

• **abatere inferioară:** este diferența dintre dimensiunea minimă și dimensiunea nominală; se notează:

– pentru arbori: $ei = d_{\min} - N$; se obține: $d_{\min} = N + ei$;

– pentru alezaje. $EI = D_{\min} - N$; se obține: $D_{\min} = N + EI$.

1.3. Toleranța dimensională.

Toleranța dimensională este diferența dintre dimensiunile limită (dimensiunea maximă și dimensiunea minimă) sau diferența dintre abaterile limită (abaterea superioară și abaterea inferioară). Se calculează astfel:

• pentru arbori:

$$ITa = d_{\max} - d_{\min}.$$

În relație, se scriu dimensiunile limită în funcție de valoarea nominală și abaterile limită:

$$ITa = d_{\max} - d_{\min} = N + es - (N + ei);$$

se obține toleranța arborelui în funcție de abaterile limită ale acestuia:

$$ITa = es - ei;$$

• pentru alezaje:

$$ITA = D_{\max} - D_{\min}.$$

În relație, se scriu dimensiunile limită în funcție de valoarea nominală și abaterile limită:

$$ITA = D_{\max} - D_{\min} = N + ES - (N + EI);$$

se obține toleranța alezajului în funcție de abaterile limită ale acestuia:

$$ITA = ES - EI.$$

Notă: toleranța are o valoare pozitivă, întotdeauna (deoarece reprezintă diferența dintre o dimensiune maximă și o dimensiune minimă, respectiv, diferența algebrică a abaterilor limită, chiar și atunci când abaterile limită sunt negative).

2. Reprezentarea grafică a dimensiunilor, a abaterilor limită și a toleranțelor

Pentru reprezentarea grafică a dimensiunii nominale, a dimensiunilor și abaterilor limită și a toleranțelor, este necesară definirea următoarelor noțiuni:

• **linia zero** sau linia dimensiunii nominale este linia aleasă, convențional, pentru definirea abaterilor limită și a toleranțelor; față de ea se determină abaterile superioară și inferioară și se stabilește poziția toleranței dimensiunii considerate. Pe reprezentarea grafică, linia *zero* este o dreaptă notată 00 (este linia abaterilor egale cu zero) și corespunde dimensiunii nominale.

- **linia abaterilor** este linia perpendiculară pe linia *zero*, care se folosește pentru determinarea mărimii și semnului abaterilor limită: abaterile situate deasupra liniei *zero* au semnul +, iar cele aflate sub linia *zero*, au semnul –.

- **câmp (zonă) de toleranță** este spațiul dintre liniile dimensiunilor sau abaterilor limită. Câmpul de toleranță se reprezintă sub formă de dreptunghi cu lățimea egală cu toleranța dimensiunii și lungime (pe direcția liniei *zero*) oricât de mare sau de mică (atât cât este necesar); câmpul de toleranță se notează și se hașurează astfel:

- pentru arbori se notează cu litere mici, și se hașurează cu linii înclinate de la stânga la dreapta mai dese;
- pentru alezaje se notează cu litere mari, și se hașurează cu linii înclinate de la dreapta la stânga mai rare.

Mărimea câmpului de toleranță este dată de mărimea toleranței, iar poziția acestuia față de linia zero este determinată de abaterea fundamentală.

- **abatere fundamentală** este abaterea limită cea mai apropiată de linia *zero* și care determină poziția câmpului de toleranță față de linia *zero*; ea are aceeași notație ca și a câmpului de toleranță și poate fi:

- abaterea inferioară, pentru câmpurile situate deasupra liniei *zero*;
- abaterea superioară, pentru câmpurile situate sub linia *zero*.

Dimensiunile, abaterile limită și toleranțele dimensionale se reprezintă grafic, în trei moduri:

- reprezentarea pe desenul piesei;
- reprezentarea grafică completă;
- reprezentarea grafică simplificată.

Pentru exemplificare, se consideră două piese prelucrate prin procedeul de frezare: o piesă de tip alezaj (fig. 5.a), la care lățimea **D**, a canalului este o dimensiune interioară (un alezaj) și o piesă de tip arbore – o riglă (fig. 5.b), la care lățimea **d**, este o dimensiune exterioară (un arbore).

Din desen, se obțin următoarele elemente dimensionale ale alezajului și arborelui:

	Pentru alezaj	Pentru arbore
• valoarea nominală:	N = 30 mm;	N = 30 mm;
• abaterea superioară:	ES = 0,033 mm;	es = -0,007 mm;
• abaterea inferioară:	EI = 0;	ei = -0,028 mm;
• toleranța dimensiunii:	IT_A = ES – EI = 0,033 mm;	IT_a = es – ei = 0,021 mm.

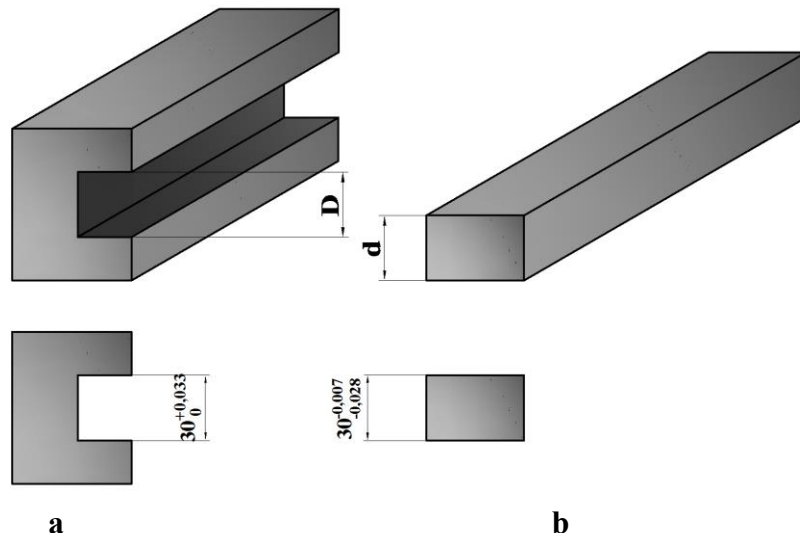


Fig. 5
Desene piese (cotare incompletă)
 a. piesă tip alezaj; b.- piesă tip arbore

2.1. Reprezentarea grafică pe desenul piesei

Abaterile limită și câmpul de toleranțe se reprezintă direct pe desenul de execuție al piesei considerate (fig. 6).

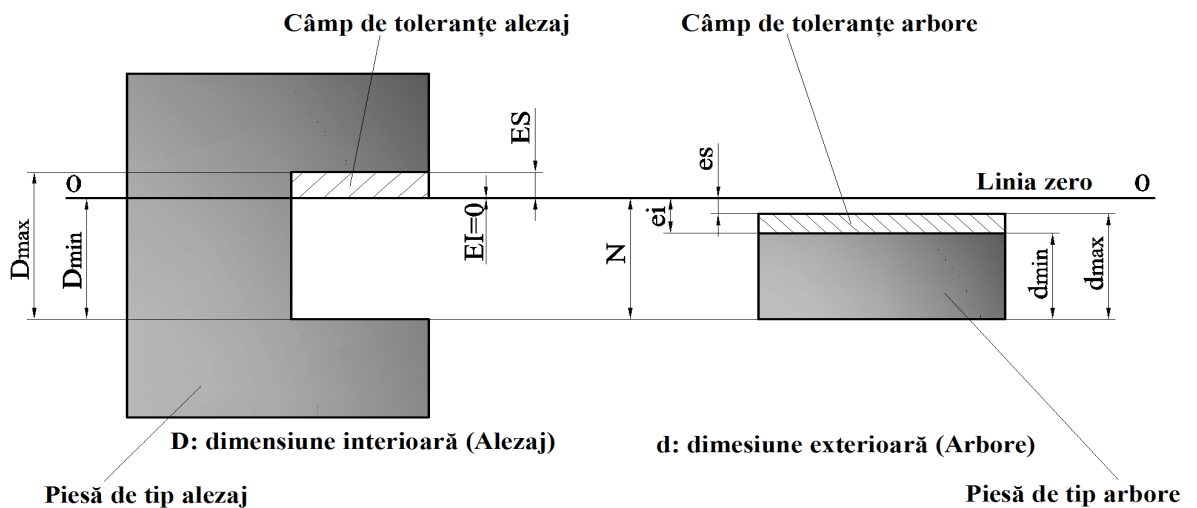


Fig. 6
Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranțe pe desenul piesei

Câmpurile de toleranțe și baterile limită ale alezajului și arborelui se reprezintă într-o parte a dimensiunii nominale N , care corespunde liniei zero. În funcție de semnul abaterilor limită, dimensiunea nominală poate fi între dimensiunile limită, egală cu una din dimensiunile limită sau, în afara intervalului determinat de dimensiunile limită.

2.2. Reprezentarea grafică completă.

Reprezentarea grafică completă a apărut din necesitatea economiei de timp, fiind posibilă deoarece nu mai este necesar reprezentarea conturului piesei considerate.

Reprezentarea grafică completă se realizează într- un sistem de coordonate rectangulare, în care se ia, ca axă a absciselor, linia *zero*, iar ca axă a ordonatelor, linia abaterilor exprimate în μm (fig. 7).

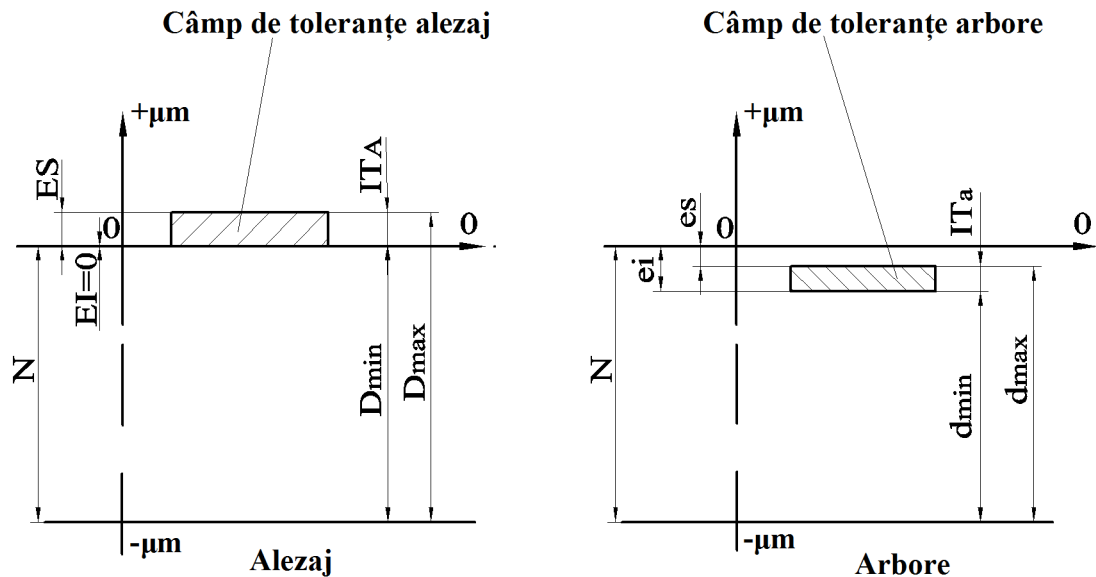


Fig. 7
Reprezentarea grafică completă a câmpurilor de toleranțe

Pe reprezentare grafică completă se cotează dimensiunile limită (maximă și minimă), abaterile limită (superioară și inferioară), precum și toleranța dimensiunii.

2.3. Reprezentarea grafică simplificată.

Pentru economicitatea reprezentării grafice și, deoarece este necesar să fie reprezentate numai câmpurile de toleranțe și poziția lor față de linia zero, se utilizează frecvent reprezentarea grafică simplificată, în care mărimea câmpurilor de toleranțe este redată, la scară, cu valori în micrometri.

În figura 8 sunt reprezentate câmpurile de toleranțe corespunzătoare celor două dimensiuni luate spre exemplificare.

Abaterile limită fiind date în micrometri, nu mai este reprezentată și a doua bază de cotare a dimensiunii nominale (cu valori în milimetri); pe reprezentarea grafică simplificată se trec numai liniile abaterilor limită se notează în stînga liniei abaterilor, valorile abaterilor limită se înscriu în dreapta câmpului de toleranțe și se cotează numai toleranța dimensiunii.

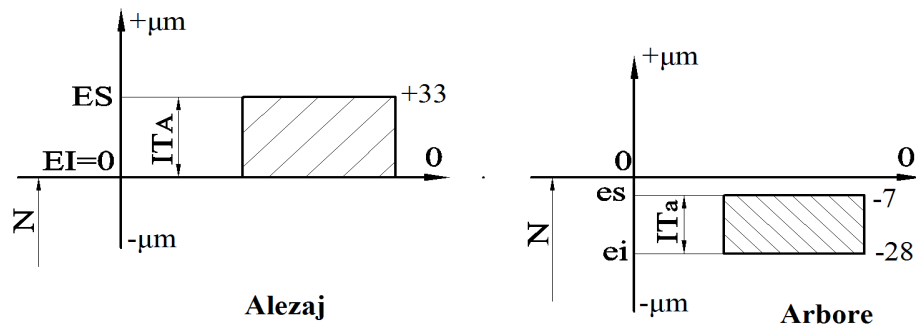


Fig. 8
Reprezentarea grafică simplificată a câmpurilor de toleranțe

3. Ajustaj; tipuri de ajustaje.

3.1. Joc și strângere în îmbinări de piese.

Un produs format din mai multe piese reprezintă un ansamblu sau subansamblu; piesele asociate pot fi cuprinse și cuprinzătoare, formând îmbinări sau ansamblări.

Imbinările dintre piese pot fi:

- **îmbinări mobile**, care permit deplasarea relativă dintre piesele îmbinate, fiind caracterizate printr- un joc între piese;
- **îmbinări fixe**, care nu permit deplasarea relativă dintre piesele îmbinate și care pot fi:
 - **îmbinări greu demontabile**, la care există o strângere puternică între piesele îmbinate;
 - îmbinări ușor demontabile**, caracterizate prin existența unui joc foarte mic sau a unei strângeri foarte mici,

Îmbinarea a două piese se poate realiza dacă ambele au aceeași dimensiune nominală a suprafețelor după care vin în contact; datorită faptului că dimensiunile efective ale pieselor conjugate nu sunt egale, între suprafețele în contact poate apare un joc sau o strângere.

Joc într- o îmbinare este diferența, înainte de montare între valorile efective ale alezajului și arborelui(fig. 9.a.).

Strângere într- o îmbinare este diferența (în valoare absolută), înainte de montare între valorile efective ale alezajului și arborelui, atunci când aceasta este negativă (fig. 9.b.)

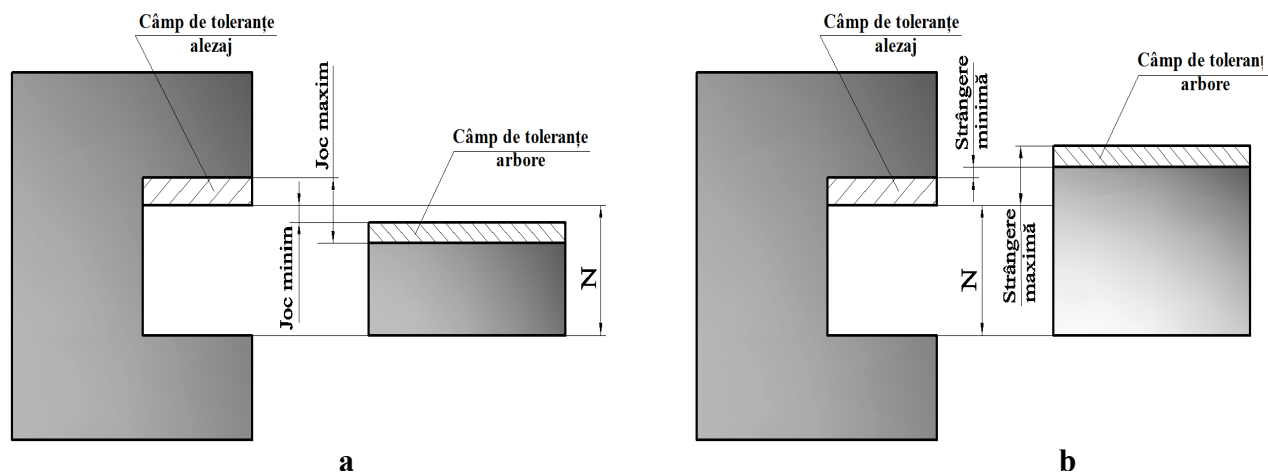


Fig. 9

Jocuri și strângeri în îmbinări de piese

a. joc în îmbinare; b. strângere în îmbinare.

3.2. Ajustajul. Elementele caracteristice ale ajustajului.

Ajustajul este o relație care rezultă din diferența, înainte de montare, între dimensiunile efective ale pieselor dintr-o îmbinare; se referă la mărimea jocului sau a strângerii care apare între două piese care se îmbină.

Ajustajul este caracterizat prin următoarele elemente:

- **dimensiunea nominală a ajustajului:** dimensiunea nominală comună a pieselor care se îmbină (valoarea nominală comună a arborelui și alezajului);
- **toleranța ajustajului, IT_{aj} :** suma toleranțelor arborelui și alezajului:

$$IT_{aj} = IT_a + IT_A.$$

3.3. Sisteme de ajustaje.

Sistemul de ajustaje este ansamblul de ajustaje în care jocurile sau strângerile se obțin prin asocierea de arbori și alezaje aparținând aceluiași sistem de toleranțe. În funcție de câmpul unitar, se deosebesc două sisteme de ajustaje

- **sistem de ajustaje arbore unitar:** totalitatea ajustajelor obținute prin asocierea unui arbore unic numit *arbore unitar*, cu toate alezajele din sistemul de toleranțe considerat;
- **sistem de ajustaje alezaj unitar:** totalitatea ajustajelor obținute prin asocierea unui alezaj unic numit *alezaj unitar*, cu toți arborii din sistemul de toleranțe considerat.

Se definesc, astfel două câmpuri unitare:

- **arboarele unitar**, care este arborele luat ca bază în subsistemul de ajustaje arbore unitar; câmpul de toleranță al *arborelui unitar* are o poziție particulară față de linia *zero*, fiind situat sub aceasta și alăturat ei;

- **alezaj unitar**, care este alezajul luat ca bază în subsistemul de ajustaje alezaj unitar; câmpul de toleranță al *alezajului unitar* are o poziție particulară față de linia *zero*, fiind situat deasupra acesteia și alăturat ei.

3.4. Tipuri de ajustaje.

În îmbinările mobile și fixe, în funcție de valorile efective ale dimensiunilor pieselor conjugate, se pot forma trei tipuri de ajustaje:

- ajustaje cu joc;
- ajustaje cu strângere;
- ajustaje intermediare.

Ajustaje cu joc.

Ajustajele cu joc sunt ajustajele care asigură totdeauna un joc. În reprezentarea grafică, la ajustajele cu joc, câmpul de toleranță al alezajului se află deasupra câmpului de toleranță al arborelui, la distanța egală cu jocul minim (fig. 10.).

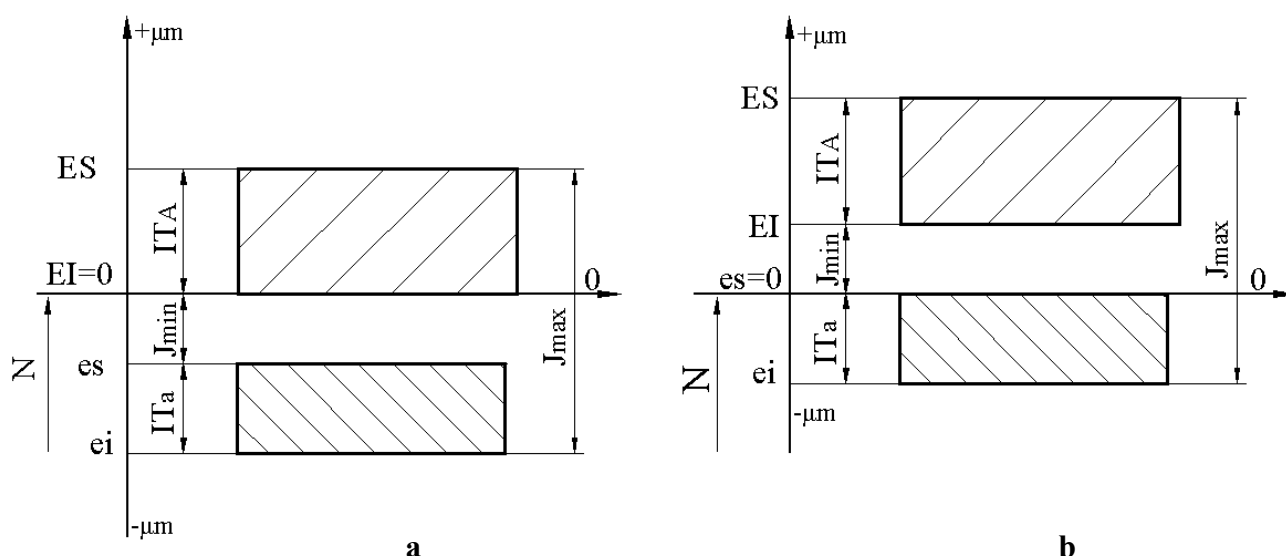


Fig. 10.

Reprezentarea grafică a unui ajustaj cu joc

a.- în sistem de ajustaje alezaj unitar; b.- în sistem de ajustaje alezaj unitar;

Se determină jocurile limită, jocul maxim și jocul minim și toleranța ajustajului:

Jocul maxim este diferența, înainte de montare, dintre valoarea maximă a alezajului și valoarea minimă a arborelui, respectiv, diferența dintre abaterea superioară a alezajului și abaterea inferioară a arborelui:

$$J_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

Jocul minim este diferența, înainte de montare, dintre valoarea minimă a alezajului și valoarea maximă a arborelui, respectiv, diferența dintre abaterea inferioară a alezajului și abaterea superioară a arborelui:

$$J_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

Toleranța ajustajului cu joc IT_j , se determină pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_j = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (ES - ei) - (EI - es)$$

Se obține:

$$IT_{aj} = J_{max} - J_{min}.$$

Ajustajele cu joc se folosesc la îmbinările mobile, deoarece asigură, totdeauna un joc între suprafețele în contact, permițând deplasarea relativă a pieselor conjugate.

Ajustaje cu strângere

Ajustajele cu strângere sunt ajustajele care asigură totdeauna o strângere. În reprezentarea grafică, la ajustajele cu strângere, câmpul de toleranță al alezajului se află sub câmpul de toleranță al arborelui, la distanța egală cu strângerea minimă (fig.11.).

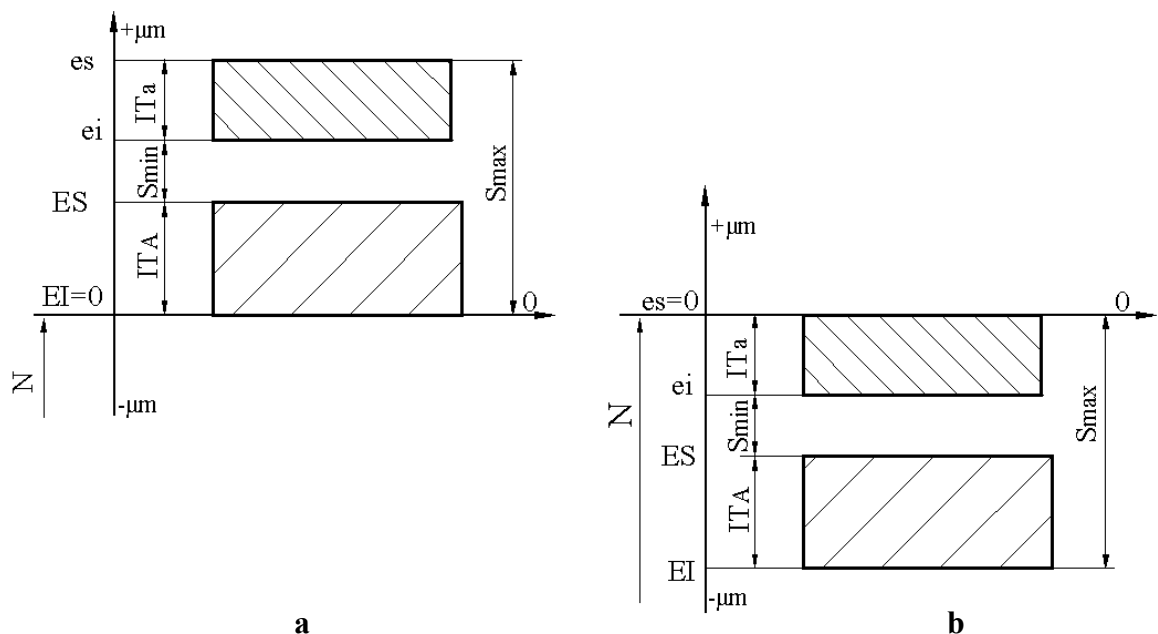


Fig. 11.

Reprezentarea grafică a unui ajustaj cu strângere

a.- în sistem de ajustaje alezaj unitar; b.- în sistem de ajustaje alezaj

Se determină strângerile limită, strângerea maximă și strângerea minimă și toleranța ajustajului:

Strângerea maximă este diferența, înainte de montare, dintre valoarea maximă a arborelui și valoarea minimă a alezajului, respectiv, diferența dintre abaterea superioară a arborelui și abaterea inferioară a alezajului:

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI.$$

Strângerea minimă este diferența, înainte de montare, dintre valoarea minimă a arborelui și valoarea maximă alezajului, respectiv, diferența dintre abaterea inferioară a arborelui și abaterea superioară a alezajului:

$$S_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

Toleranța ajustajului cu strângere IT_s , se determină pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_s = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (es - EI) - (ei - ES).$$

Se obține:

$$IT_{aj} = IT_s = S_{\max} - S_{\min}$$

Ajustajele cu strângere se folosesc la îmbinări fixe greu demontabile, unde este necesară realizarea unei strângeri mari între suprafețele în contact, care să asigure preluarea momente de torsiune mari, fără elemente suplimentare.

Ajustaje intermediare.

Ajustajele intermediare sunt ajustajele care asigură un joc mic sau o strângere mică, între piesele din îmbinare. În reprezentarea grafică, la ajustajele intermediare, câmpurile de toleranță al alezajului și al arborelui se suprapun parțial (fig. 12.a și b), sau total (fig. 12.c.).

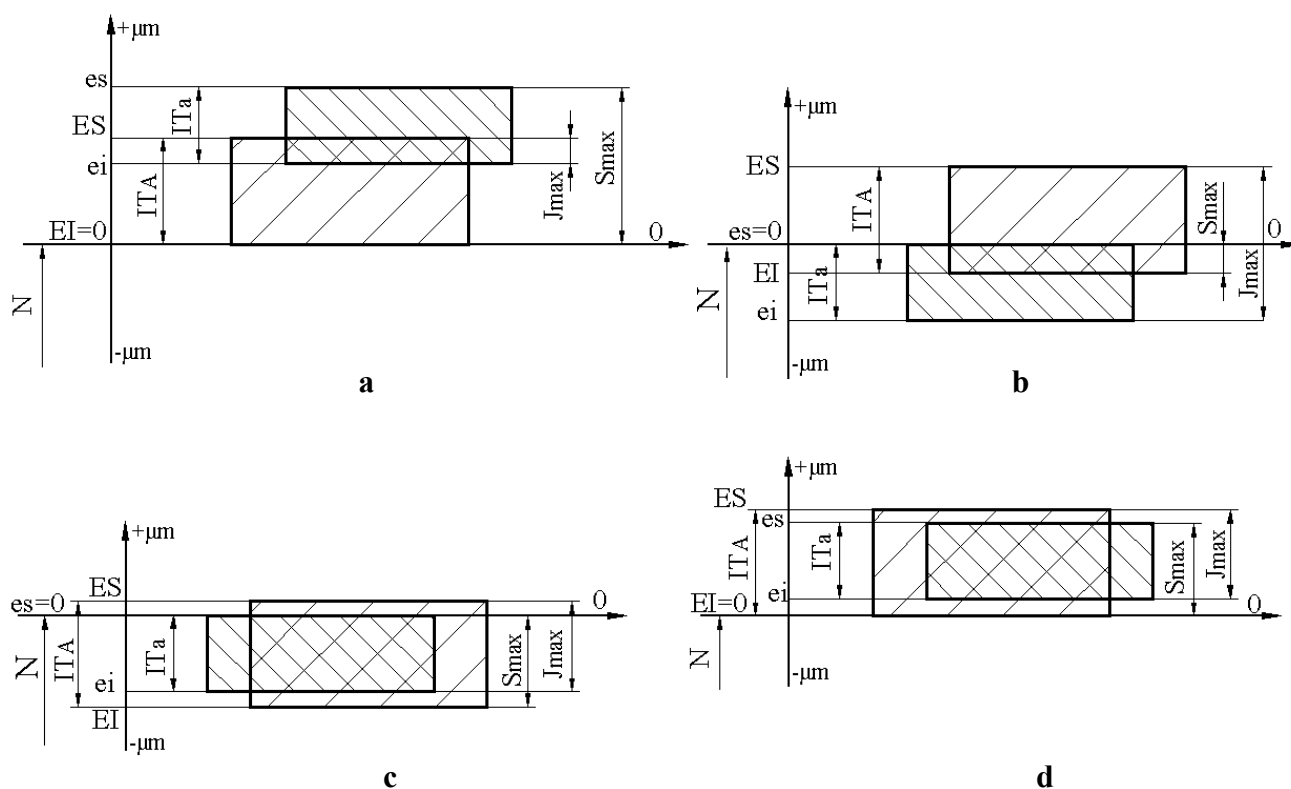


Fig. 12.

Reprezentarea grafică a unui ajustaj intermediar

- a- cu suprapunere parțială (în sistem de ajustaje alezaj unitar);
- b- cu suprapunere parțială (în sistem de ajustaje arbore unitar);
- c- cu suprapunere totală (în sistem de ajustaje alezaj unitar);
- d- cu suprapunere totală (în sistem de ajustaje arbore unitar).

Ajustajul intermediar se caracterizează prin strângere maximă și joc maxim.

Toleranța ajustajului intermediar se calculează pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (ES - ei) - (ei - ES)$$

Se obține:

$$IT_{aj} = J_{max} + S_{max}.$$

Ajustajele intermediare se folosesc la îmbinările fixe, ușor demontabile, la care sunt necesare o strângere sau un joc foarte mici, cu scopul de a asigura un contact cât mai bun între suprafețele pieselor conjugate.

Sistem de toleranțe dimensionale și ajustaje: este ansamblul de toleranțe dimensionale și de ajustaje corespunzătoare, standardizate, general și obligatoriu de respectat la un anumit nivel: internațional, național, departamental; ajustajele dintr- un sistem de toleranțe și ajustaje sunt grupate cele două subsisteme de ajustaje (subsistemul arbore unitar și subsistemul alezaj unitar) în care se formează.

4. Sistemul ISO de toleranțe dimensionale și ajustaje

Sistemul de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO stabilește abaterile fundamentale, treptele de toleranțe, toleranțele fundamentale, clasele de toleranțe și ajustajele pentru dimensiuni (împărțite pe intervale de dimensiuni până la 40.000 mm) care formează ajustaje în îmbinări de piese (pentru dimensiunile de montare).

Sistemul de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO este reglementat prin standardele SR EN 20286-1:1997, SR EN 20286-2: 1997, SR ISO 1929:1997, STAS 8100/5,6- 1990.

Caracteristicile sistemului de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO.

Intervale de dimensiuni: abaterile fundamentale și treptele de toleranțe se stabilesc în funcție de domeniul de dimensiuni în care se încadrează dimensiunea considerată; standardul stabilește următoarele domenii de dimensiuni:

- dimensiuni obișnuite, cu valori până la 500 mm;
- dimensiuni mari, cu valori peste 500 până la 3150 mm;
- dimensiuni foarte mari, cu valori peste 3150 până la 10.000 mm, respectiv peste 10.000 până la 40.000 mm;

Dimensiunile din fiecare domeniu sunt împărțite în intervale de dimensiuni principale, iar în interiorul acestora, în intervale secundare sau subintervale. În acest fel toleranța fundamentală nu se determină pentru fiecare dimensiune, ci se calculează o singură valoare pentru toate dimensiunile dintr- un interval sau subinterval; în relația de calcul a toleranței fundamentale se introduce media geometrică a limitelor intervalului considerat.

Câmpuri de toleranțe:

- pentru dimensiuni până la 3150 mm, s- au stabilit câte 28 de câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje, simbolizate cu o literă sau un grup de litere ale alfabetului latin, mici pentru arbori și mari pentru alezaje;
- pentru dimensiuni peste 3150 mm până la 10.000 mm, s- au stabilit 14 câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje;
- pentru dimensiuni peste 10.000 mm până la 40.000 mm, s- au stabilit două câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje.

În fig. 13 sunt reprezentările grafice ale câmpurilor de toleranțe pentru arbori și alezaje, raportate la linia zero pentru domeniul de dimensiuni normale, până la 500 mm.

Observând pozițiile relative ale câmpurilor de toleranțe ale alezajelor și al arborilor, pe reprezentarea grafică a acestora, se pot forma cele trei tipuri de ajustaje (cu joc, cu strângere și intermediare), care se obțin prin asocierea arborilor și alezajelor.

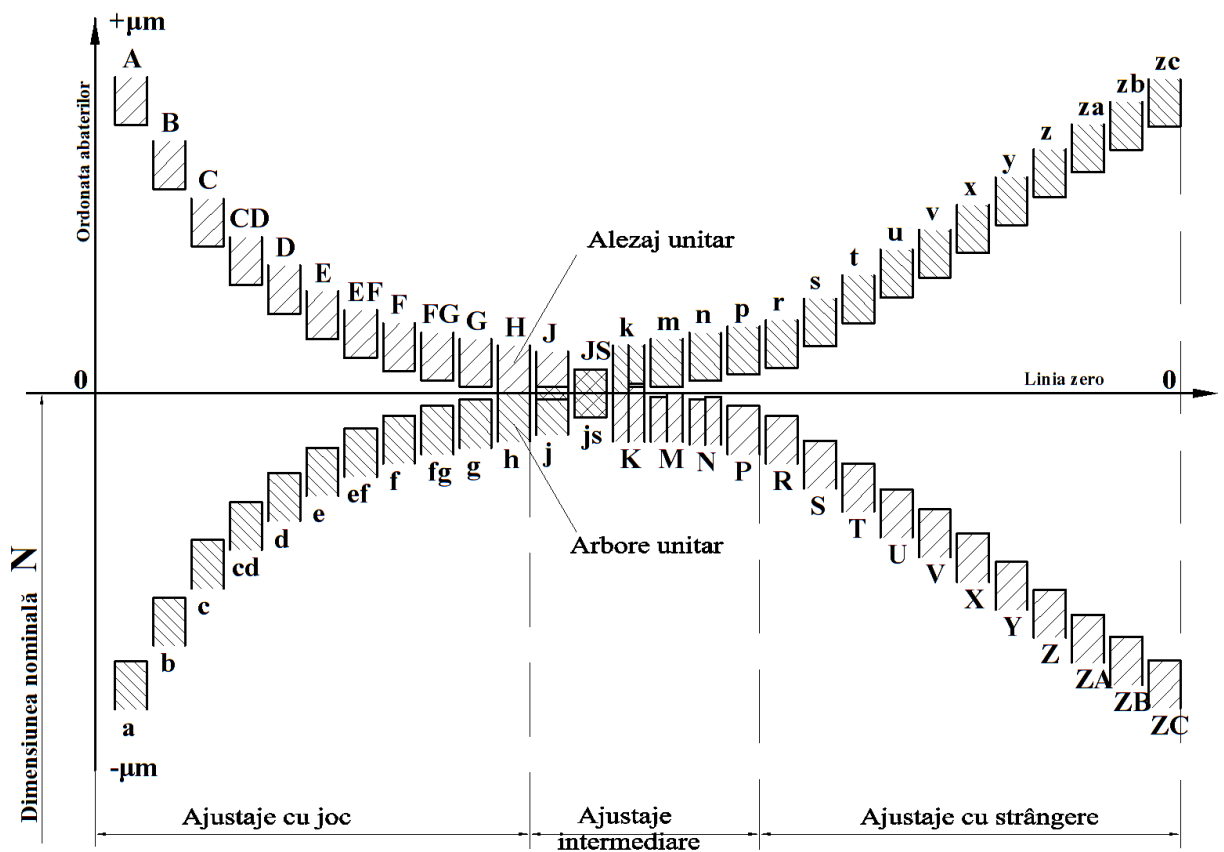


Fig. 13
Câmpuri de toleranțe în sistemul ISO

Trepte de toleranțe: numărul de trepte de toleranțe stabilit diferă în funcție de domeniul de dimensiuni la care se referă:

- pentru dimensiuni până la 500 mm sunt prevăzute 20 trepte de toleranțe notate: 01; 0; 1; 2;; 18;

- pentru dimensiuni peste 500 mm până la 3150 mm, sunt stabilite 18 trepte de toleranțe, notate de la 1 la 18;

- pentru dimensiuni peste 3150 mm până la 10.000 mm, respectiv peste 10.000 mm până la 40.000 mm, sunt stabilite 12 trepte de toleranțe, notate de la 5 la 18.

În fig. 14 sunt redate domeniile de utilizare ale treptelor de toleranțe, pentru domeniul de dimensiuni până la 500 mm.

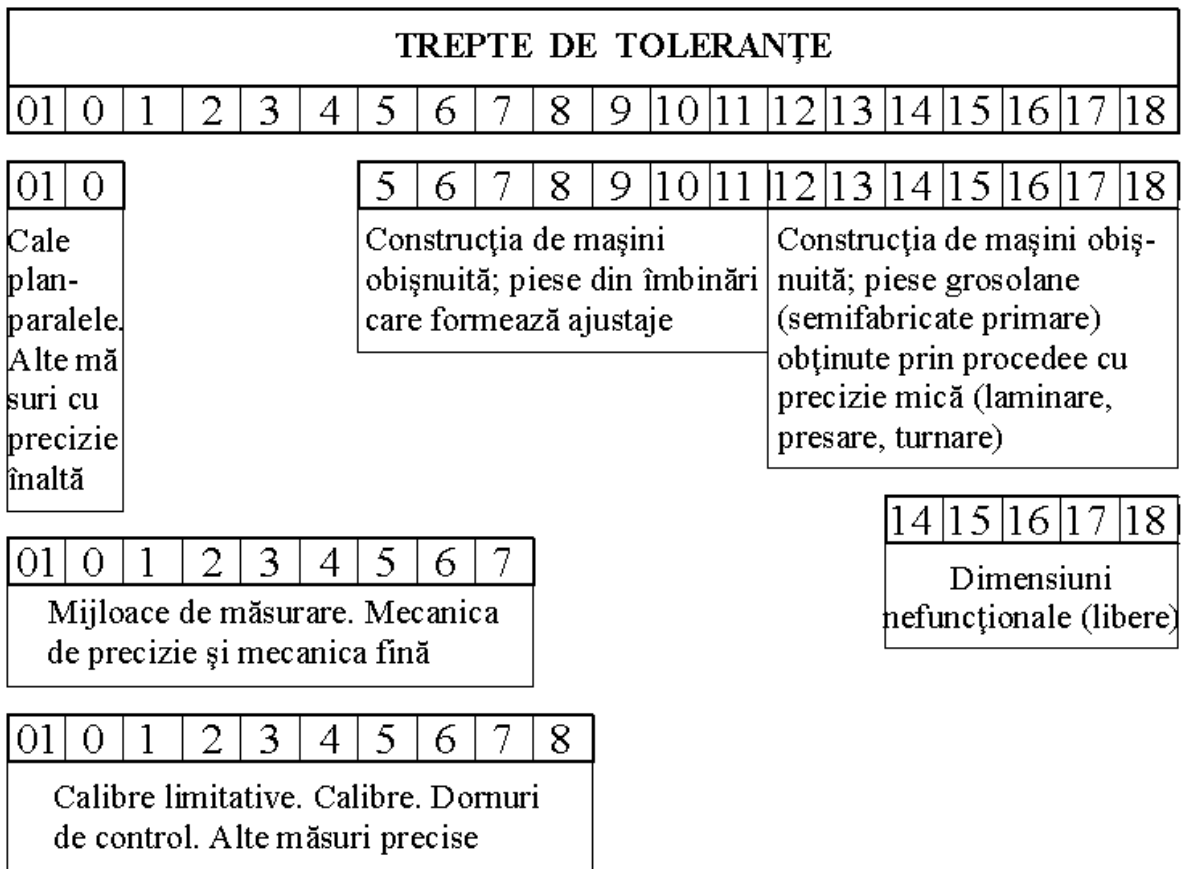


Fig. 14
Domenii de utilizare a treptelor de toleranțe ISO

Toleranțe fundamentale: s-au calculat cu relația generală de forma: $IT_x = n_x \cdot i$, sau $IT_x = n_x \cdot I$. Toleranțele fundamentale sunt determinate de dimensiunea caracteristică unui interval de dimensiuni (media geometrică a limitelor intervalului) și treapta de toleranță.

Dacă se consideră un interval de dimensiuni și o treaptă de toleranță date, toți cei 28 de arbori, respectiv cele 28 de alezaje vor avea aceeași toleranță fundamentală (toate dimensiunile din acel interval au câmpurile de toleranță cu aceeași mărime, egală cu toleranța fundamentală calculată). Toleranțele fundamentale se folosesc pentru

determinarea abaterilor limită. Pentru dimensiuni până la 500 mm, toleranțele fundamentale ISO sunt prezentate în ANEXA I.

Abateri fundamentale: fiind abaterile limită cele mai apropiate de linia zero, ele stabilesc poziția câmpului de toleranțe față de linia zero; sunt abaterile inferioare, pentru câmpurile situate deasupra liniei zero și abaterile inferioare, pentru câmpurile situate sub linia zero (fig. 13). Abateri fundamentale se folosesc pentru determinarea abaterilor limită.

Clase de toleranțe: sunt asocieri dintre abaterea fundamentală și treapta de toleranță; aceasta înseamnă că, pentru un interval de dimensiuni dat, se pot obține un număr de 28 înmulțit cu numărul treptelor de toleranță stabilit pentru acel interval (exemplu: pentru orice interval de dimensiuni până la 3150 mm, se obțin: $28 \cdot 20 = 560$ clase de toleranță). Acest număr mare de clase de toleranță îngreunează activitatea de proiectare și execuție; pentru simplificare, se reduce numărul acestora, prin stabilirea de clase de toleranțe preferențiale, considerate cele mai bune pentru majoritatea situațiilor concrete; clase de toleranțe preferențiale se împart în:

- clase de toleranțe preferențiale de ordinul 1 (șirul 1), evidențiate, în standard, prin scrierea lor cu litere și cifre îngroșate și încadrate;
- clase de toleranțe preferențiale de ordinul 2 (șirul 2), evidențiate, în standard, prin scrierea lor cu litere și cifre îngroșate.

Notă: dacă pentru o situație dată, nu sunt convenabile clasele de toleranță din cele două șiruri, se vor utiliza clase de toleranță din afara șirurilor 1 și 2.

Abateri limită: sunt abaterea superioară și abaterea inferioară, care se obțin cu ajutorul abaterii limită și a toleranței fundamentale, conform fig. 15.a, pentru alezaje și fig. 15.b, pentru arbori:

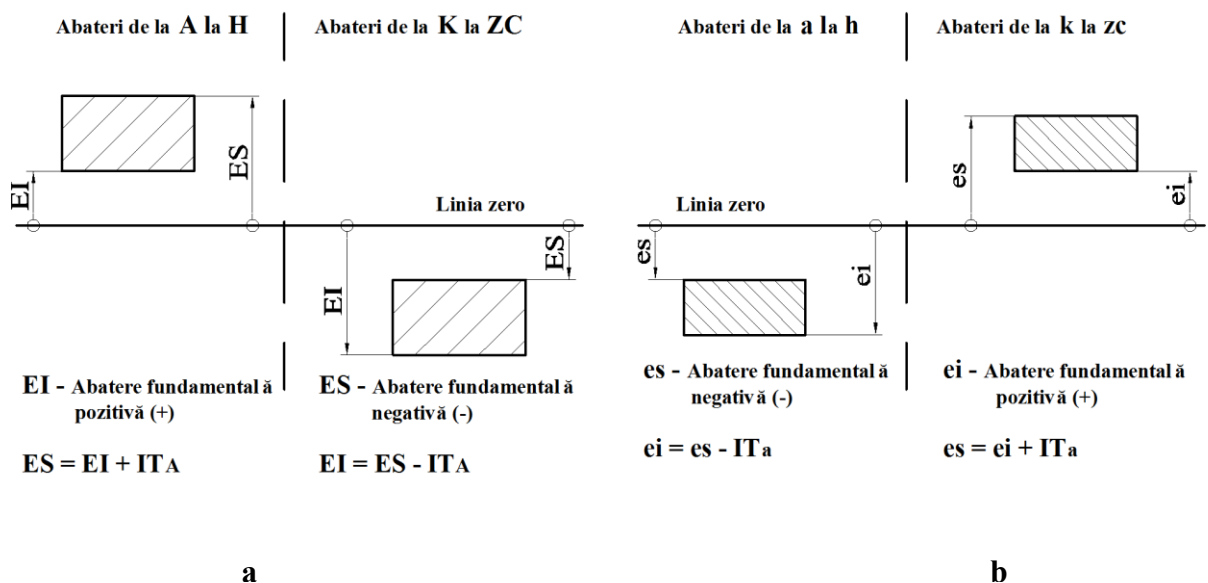


Fig. 14
Abateri fundamentale ISO

- pentru câmpurile situate deasupra liniei *zero* (chiar dacă o intersectează): abaterea fundamentală este abaterea inferioară, ei (EI); abaterea superioară es (EI), se obține adunând toleranța fundamentală;
- pentru câmpurile situate sub linia *zero* (chiar dacă o intersectează): abaterea fundamentală este abaterea superioară, es (ES); abaterea inferioară ei (EI), se obține scăzând toleranța fundamentală;
- pentru câmpul situat deasupra liniei *zero* și alăturat ei (caz particular): abaterea fundamentală, abaterea inferioară, ei (EI) este egală cu zero; abaterea superioară es (ES), este egală cu toleranța fundamentală;
- pentru câmpul situat sub linia *zero* și alăturat ei (caz particular): abaterea fundamentală, abaterea superioară, es (ES) este egală cu zero; abaterea inferioară ei (EI), este egală cu toleranța fundamentală, luată cu semnul $-$;

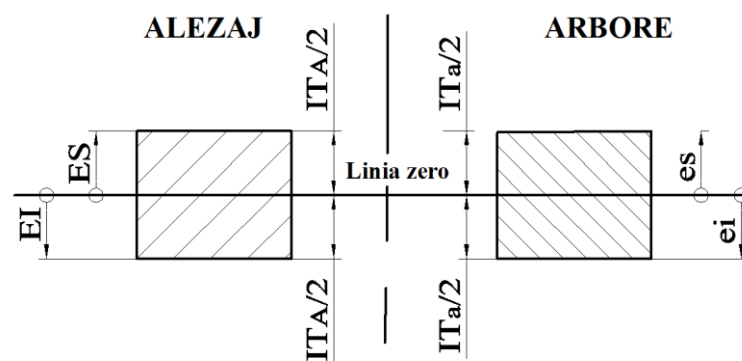


Fig. 15

Abateri fundamentale simetrice față de linia zero

- pentru câmpurile situate simetric față de linia *zero* (caz particular): abaterea fundamentală poate fi sau abaterea inferioară, ei (EI) sau abaterea superioară es (EI), ele fiind egale și de semn contrar (se obțin împărțind toleranța fundamentală la doi), (fig. 16).

În ANEXA II sunt prezentate o parte din abaterile limită (pentru trepte de toleranțe uzuale) pentru alezaje, iar, în ANEXA III, abateri limită pentru arbori (extrase di SR EN 20268-2).

Câmpuri de toleranță unitare: câmpurile de toleranță luate ca bază la formarea ajustajelor în cele două subsisteme de ajustaje, arbore unitar și alezaj unitar, au o poziție particulară față de linia *zero* (alăturate ei):

- pentru sistemul de ajustaje arbore unitar, arborele unitar este câmpul **h**, care este situat sub linia *zero* și alăturat ei, având abaterea superioară, $es = 0$, iar abaterea inferioară, $ei = -IT_a$;

- pentru sistemul de ajustaje alezaj unitar, alezajul unitar este câmpul **H**, care este situat deasupra liniei *zero* și alăturat ei, având abaterea inferioară, $ES = 0$, iar abaterea superioară, $ES = IT_A$.

Temperatura de referință: dimensiunile, abaterile fundamentale, abaterile limită și toleranțele dimensionale care fac parte din sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, sunt valabile pentru temperatura de *referință*, stabilită, prin standard, la valoarea de 20°C.

5. Utilizarea sistemelor de ajustaje și a tipurilor de ajustaje

5.1. Utilizarea sistemelor alezaj unitar și arbore unitar

Ajustajele se pot forma în două moduri, obținându-se două sisteme de ajustaje: sistemul alezaj unitar și sistemul arbore unitar:

sistemul alezaj unitar este cel mai utilizat, fiind considerat subsistem de ajustaje preferențial; folosirea cu preponderență a acestui subsistem de ajustaje se bazează pe faptul că alezajele (dimensiunile suprafețelor interioare) fiind mai dificil de executat decât arborii (dimensiunile suprafețelor exterioare), este mai convenabilă execuția unui alezaj unitar, care se obține cu un preț de cost al execuției mai mic;

sistemul arbore unitar este utilizat în situațiile în care, datorită condițiilor de funcționare, de montare sau tehnologice, este costisitoare sau chiar imposibilă folosirea subsistemului alezaj unitar.

Cazuri în care se utilizează sistemul arbore unitar: pentru îmbinări dintre două sau mai multe piese de tip alezaj cu o singură piesă de tip arbore, în care, același arbore formează ajustaje cu caracter diferit cu mai multe alezaje; dacă un ajustaj cu joc se formează între două ajuateje cu strângere sau intermediare, în cazul folosirii subsistemului alezaj unitar, montarea pieselor nu este posibilă decât prin complicarea soluției constructive;

5.2. Utilizarea tipurilor de ajustaje

Ajustajele cu joc se utilizează atunci când piesele asamblate execută, una față de alta, în timpul funcționării, mișcări de rotați sau/și translație sau când piesele se montează sau se demontează des sau se înlocuiesc frecvent. Mărimea toleranțelor la dimensiuni (precizia dimensională) și mărimea jocurilor în asamblare se stabilesc în funcție de mărimea și caracterul solicitărilor, de viteză relativă dintre elementele asamblării, de durata mișcărilor, lungimea asamblării, frecvența înlocuirilor, regimul de temperatură și ungere, e.t.c.

Ajustajele intermediare se utilizează pentru asigurarea unei centrări precise a arborelui în alezaj, pentru obținerea de îmbinări etanșe și pentru cazurile în care montarea și demontarea pieselor asamblării trebuie să se facă relativ ușor și fără deteriorarea suprafețelor de contact [2]. La aceste ajustaje pentru garantarea imobilității pieselor îmbinării este necesar să se prevadă elementele de siguranță (știfturi, pene e.t.c.).

O problemă importantă la aceste ajustaje este cea a cunoașterii probabilității jocurilor și strângerilor ce apar la asamblare. Ajustajul probabil se consideră acel joc sau aceea strângere care rezultă la asamblarea pieselor, dacă dimensiunea lor efectivă este la $1/3$ din toleranța fundamentală, respectiv față de dimensiunea limită corespunzătoare maximumului de material. Valorile date în standard sunt pentru ipoteza ca procesul de producție este reglat în consecință, în caz contrar probabilitatea ajustajului calculându-se funcție de dimensiunea la care se consideră reglat procesul tehnologic.

Ajustaje cu strângere se folosesc acolo unde la anumite solicitări și temperaturi de regim, imobilitatea relativă a pieselor conjugate se realizează fără utilizarea unor elemente suplimentare de fixare. Prin strângere, pe suprafețele de contact se crează o stare de tensiuni proporțională cu mărimea strângerii. Din cauza deformării materialului pieselor și a dificultăților de montare și demontare, aceste ajustaje se prescriu atunci când, până la sfârșitul perioadei de funcționare nu este necesară demontarea pieselor asamblate.

În general, cu cât solicitările mecanice și termice ale asamblării sunt mai mari, cu atât strângerile trebuie luate mai mari. La proiectarea acestor ajustaje se va avea în vedere faptul că, în urma amplasării rugozităților strângerea efectivă va fi mai mică decât cea calculă pe baza diferenței dimensiunilor efective.

6. Întrebări recapitulative

- ce este dimensiunea?
- cum se numește dimensiunea înscrisă pe desen?
- ce este un alezaj? Dar un arbore?
- ce este dimensiunea nominală?
- ce este dimensiunea teoretic exactă? Cum se înscrie pe desen?
- ce este dimensiunea reală?
- cum se numește dimensiunea obținută prin măsurare?
- care sunt dimensiunile constructive?
- ce sunt dimensiunile de montare?
- ce sunt dimensiunile tehnologice?
- care sunt dimensiunile limită și cum se simbolizează?
- care sunt dimensiunile la limită de material? Cum se mai numesc și cum sunt simbolizate?
- ce sunt abaterile limită și cum se calculează?
- ce este toleranța unei dimensiuni și cum se calculează?
- ce este abaterea fundamentală?
- câte moduri de reprezentare grafică a câmpurilor de toleranțe sunt utilizate?
- ce este jocul într- o îmbinare?
- ce este strângerea într- o îmbinare?

- ce se înțelege prin ajustaj și care sunt elementele caracteristice ale acestuia?
- cum se reprezintă grafic un ajustaj cu joc, care sunt relațiile de calcul ale jocurilor limită și a toleranței acestuia?
- cum se reprezintă grafic un ajustaj cu strângere, care sunt relațiile de calcul ale strângerilor limită și a toleranței acestuia?
- cum se reprezintă grafic un ajustaj intermediar, care este relația de calcul a toleranței acestuia?
- care sunt caracteristicile sistemului ISO de toleranțe dimensionale și ajustaje?

7. Aplicații rezolvate

Aplicatia nr. 1.

Se dau dimensiunile: **20H8** și **20h7**.

Se cere:

- să se determine abaterile limită (se folosesc anexele II și III, cu abateri limită pentru arbori și alezaje) și să se calculeze valorile limită și toleranța arborelui și alezajului;
- să se reprezinte grafic câmpurile de toleranțe ale arborelui și alezajului;
- să se precizeze ce tip de ajustaj formează cele două dimensiuni (cu joc, cu strângere sau intermediar) și în ce sistem de ajustaje (alezaj unitar sau arbore unitar); argumentare;
- să se calculeze jocurile limită sau strângerile limită și toleranța ajustajului.

Rezolvare.

Pentru dimensiunea 20 H8:

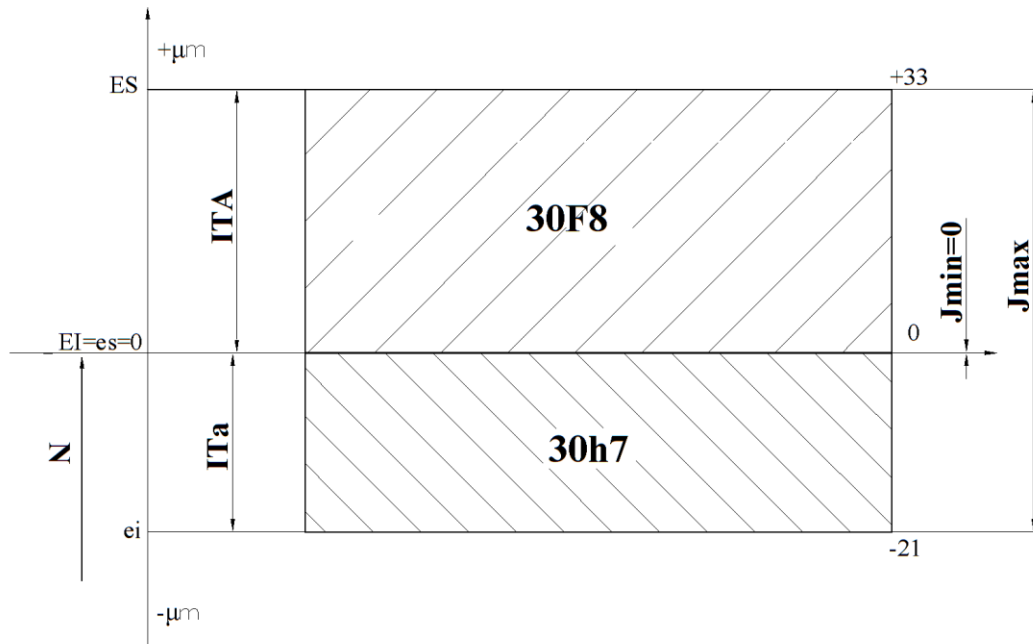
$ES=+33 \mu\text{m}$, $EI=0$ (din ANEXA II)
 $D_{\max} = N+ES=20+0,033=20,033 \text{ mm}$;
 $D_{\min} = N+EI=20+0=20 \text{ mm}$;
 $IT_A=ES-EI=33-0=33 \mu\text{m}$.

Pentru dimensiunea 20 h7:

$es=0$, $ei=-21 \mu\text{m}$ (din ANEXA III)
 $d_{\max} = N+es=20+0=20 \text{ mm}$;
 $d_{\min} = N+ei=20-0,021=19,979 \text{ mm}$;
 $IT_a=es-ei=0-(-21)=21 \mu\text{m}$.

Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranțe pentru cele două dimensiuni este dată în figură.

Ajustajul 20H8/h7



Cele două dimensiuni formează un ajustaj cu joc. 20H8/ h7;

argumentare: pe reprezentarea grafică a ajustajului 20H8/ h7 (fig.3), câmpul de toleranță al alezajului este situat deasupra câmpului de toleranță al arborelui.

Acest ajustaj face parte atât din sistemul de ajustaje alezaj unitar, cât și din sistemul de ajustaje arbore unitar:

argumentare: sunt prezente ambele câmpuri unitare: alezajul unitar **H** și arborele unitar **h**;

$$J_{\max} = ES - ei = 33 - (-21) = 54 \mu\text{m};$$

$$J_{\min} = EI - es = 0 - 0 = 0 \mu\text{m};$$

$$IT_{aj} = IT_A + IT_a = 33 + 21 = 54 \mu\text{m}.$$

Fiind un ajustaj cu joc:

$$IT_{aj} = IT_j = J_{\max} - J_{\min} = 54 - 0 = 54 \mu\text{m}.$$

Notă: ajustajul **20H8/ h7**, este un ajustaj cu joc minim egal cu 0.

Aplicatia nr. 2.

Se dau dimensiunile: **65J7** și **65h6**.

Sunt aceleași cerințe ca la aplicația nr. 1.

Rezolvare.

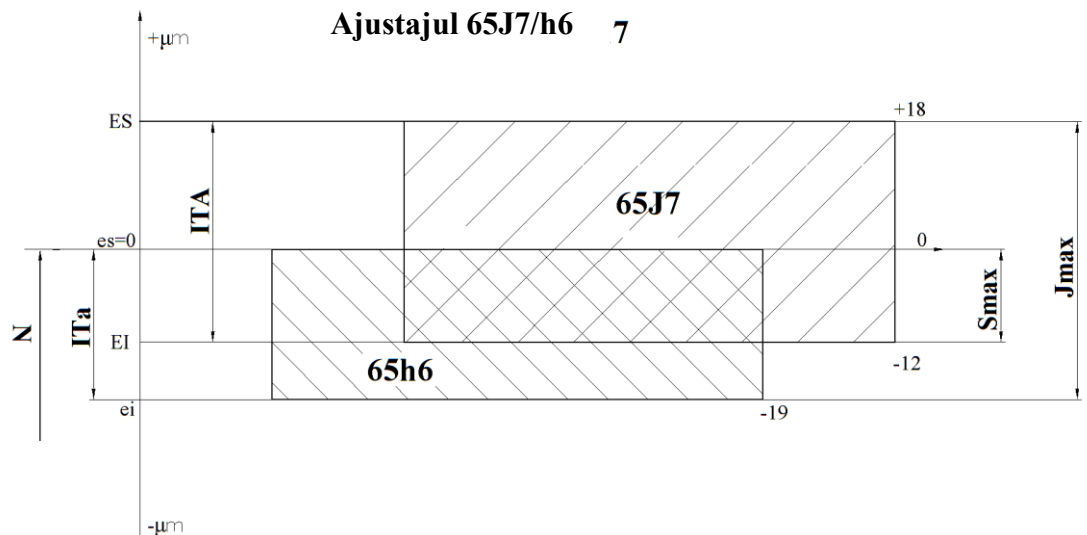
Pentru dimensiunea 65J7:

$ES = +18 \mu\text{m}$, $EI = -12 \mu\text{m}$ (din ANEXA II)
 $D_{\max} = N + ES = 65 + 0,018 = 65,018 \text{ mm}$;
 $D_{\min} = N + EI = 65 - 0,012 = 64,988 \text{ mm}$;
 $IT_A = ES - EI = 18 - (-12) = 30 \mu\text{m}$.

Pentru dimensiunea 65h6:

$es = 0 \mu\text{m}$, $ei = -19 \mu\text{m}$ (din ANEXA III)
 $d_{\max} = N + es = 65 + 0 = 65 \text{ mm}$;
 $d_{\min} = N + ei = 65 - 0,019 = 64,981 \text{ mm}$;
 $IT_a = es - ei = 0 - (-19) = 19 \mu\text{m}$.

Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranțe pentru cele două dimensiuni este dată în figură.



Cele două dimensiuni formează un ajustaj intermediar. 65J7/ h6, în sistem de ajustaje arbore unitar.

argumentare: pe reprezentarea grafică a ajustajului 65J7/ h6, câmpul de toleranță al alezajului și cel al arborelui se întrepătrund și este prezent arborele unitar **h**.

$$J_{\max} = ES - ei = 18 - (-19) = 37 \mu\text{m};$$

$$S_{\max} = es - EI = 0 - (-12) = 12 \mu\text{m};$$

$$IT_{aj} = IT_A + IT_a = 30 + 19 = 49 \mu\text{m}.$$

Fiind un ajustaj intermediar:

$$IT_{aj} = IT_i = J_{\max} + S_{\max} = 37 + 12 = 49 \mu\text{m}.$$

Aplicatia nr. 3.

Se dau dimensiunile: **55T7 și 55h6.**

Sunt aceleași cerințe ca la aplicația nr. 1.

Rezolvare.

Pentru dimensiunea 55T7:

$ES = -66 \mu\text{m}$, $EI = -96 \mu\text{m}$ (din ANEXA II)

$D_{\text{max}} = N + ES = 55 - 0,066 = 54,934 \text{ mm}$;

$D_{\text{min}} = N + EI = 55 + 0,096 = 54,904 \text{ mm}$;

$IT_A = ES - EI = +66 + (-96) = 30 \mu\text{m}$.

Pentru dimensiunea 55h6:

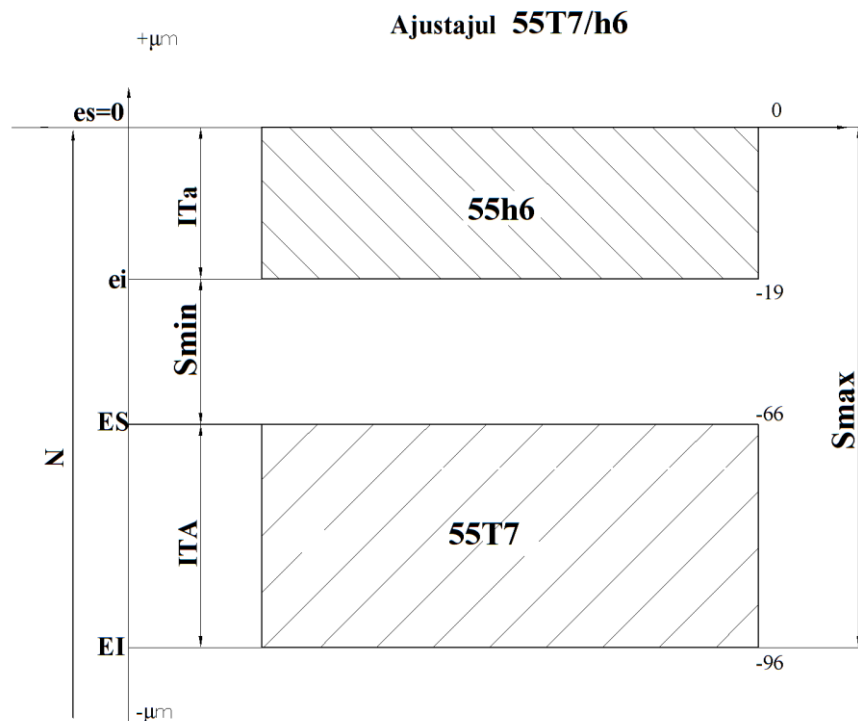
$es = 0 \mu\text{m}$, $ei = -19 \mu\text{m}$ (din ANEXA III)

$d_{\text{max}} = N + es = 55 + 0 = 55 \text{ mm}$

$d_{\text{min}} = N + ei = 55 - 0,019 = 54,981 \text{ mm}$;

$IT_a = es - ei = 0 - (-19) = 19 \mu\text{m}$.

Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranțe pentru cele două dimensiuni este dată în figură.



Cele două dimensiuni formează un ajustaj cu strângere, 55T7/h6, în sistem de ajustaje arbore unitar.

argumentare: pe reprezentarea grafică a ajustajului 55T7/h6, câmpul de toleranță al alezajului este poziționat sub cel al arborelui, la o distanță egală cu Smin și este prezent arborele unitar **h**.

$$S_{\text{max}} = es - EI = 0 - (-96) = 96 \mu\text{m};$$

$$S_{\text{min}} = ei - ES = -19 - (-66) = 47 \mu\text{m};$$

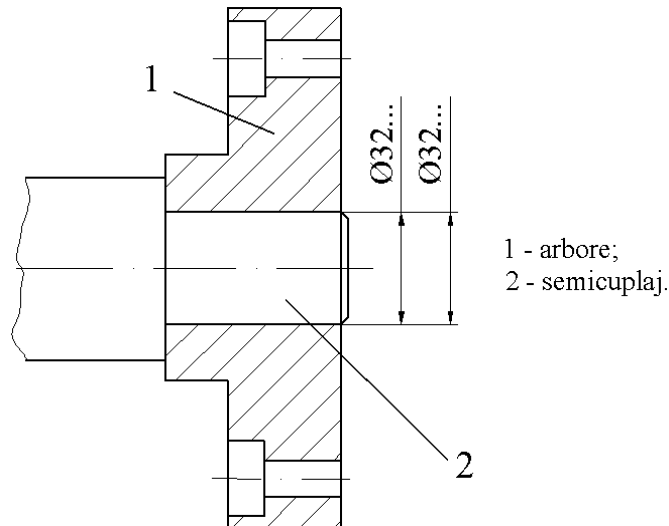
$$IT_{\text{aj}} = IT_A + IT_a = 30 + 19 = 49 \mu\text{m}.$$

Fiind un ajustaj cu strângere:

$$IT_{\text{aj}} = IT_s = S_{\text{max}} - S_{\text{min}} = 96 - 47 = 49 \mu\text{m}.$$

Aplicatia nr. 4.

Se consideră îmbinarea (realizată cu ajustaj cu strângere în sistem de ajustaje alezaj unitar) dintre semicuplajul 1 și arborele 2, din figură.



Se cunosc următoarele elemente:

diametrul nominal al îmbinării este $N = 32$ mm; din condiția de bună funcționare a îmbinării se calculează: valoarea minimă a strângerii 0,020 mm (pentru asigurarea transmiterii momentului de torsiune de la semicuplaj la arbore), valoarea maximă a strângerii 0,060 mm (pentru asigurarea rezistenței materialului semicuplajului); se impune treapta de toleranțe 7, pentru diametrul semicuplajului.

Se cere:

să se găsească ajustajul ISO necesar pentru asigurarea bunei funcționări a îmbinării dintre semicuplaj și arbore (pentru asigurarea unei strângeri efective între strângerile limită necesare).

Rezolvare.

Deoarece, în enunț se precizează că ajustajul face parte din sistemul de ajustaje alezaj unitar, se obține abaterea fundamentală a alezajului unitar H; treapta de toleranțe este impusă: treapta de toleranțe 7.

Deci, alezajul este **32H7**, cu abaterile limită (din ANEXA II): $ES = +25 \mu\text{m}$ și $EI = 0$.

Pentru a stabili clasa de toleranțe a arborelui, se scriu relațiile strângerilor limită:

$$S_{\text{max}} = es - EI;$$

$$S_{\text{min}} = ei - ES.$$

Din relațiile strângerilor limită, se calculează abaterile limită ale arborelui:

$$es = S_{\text{max}} + EI = S_{\text{max}} = 60 \mu\text{m}.$$

$$ei = S_{\text{min}} + ES = 20 + 25 = 45 \mu\text{m}.$$

În ANEXA II, din intervalul de dimensiuni care cuprinde dimensiunea nominală $N = 32$ mm, se găsește un arbore care să aibă abaterile limită cât mai apropiate de abaterile limită calculate; se obține arborele **32s6**, cu abaterile limită: $e_i = +43 \mu\text{m}$; $e_s = +59 \mu\text{m}$.

Se obține ajustajul cu strângere: **32H7/r6**.

Se verifică dacă strângerile limită ale ajustajului stabilit se încadrează între strângerile limită impuse:

$S_{\text{max}} = e_s - EI = 59 - 0 = 59 \mu\text{m} < S_{\text{max}}$ impusă; deci materialul semicuplajului va rezista.

$S_{\text{min}} = e_i - ES = 43 - 25 = 18 \mu\text{m} < S_{\text{min}}$ impusă; deci nu se asigură, în totalitate, transmiterea momentului de torsiune de la semicuplaj la arbore.

În ANEXA III, se caută un alt arbore cu abaterile limită apropiate de cele calculate, dar, care să îndeplinească ambele cerințe. Se găsește arborele **32t5**, cu abaterile limită: $e_i = +48 \mu\text{m}$; $e_s = +59 \mu\text{m}$

Se obține ajustajul **32H7/t5**.

Se calculează strângerile limită ale ajustajului:

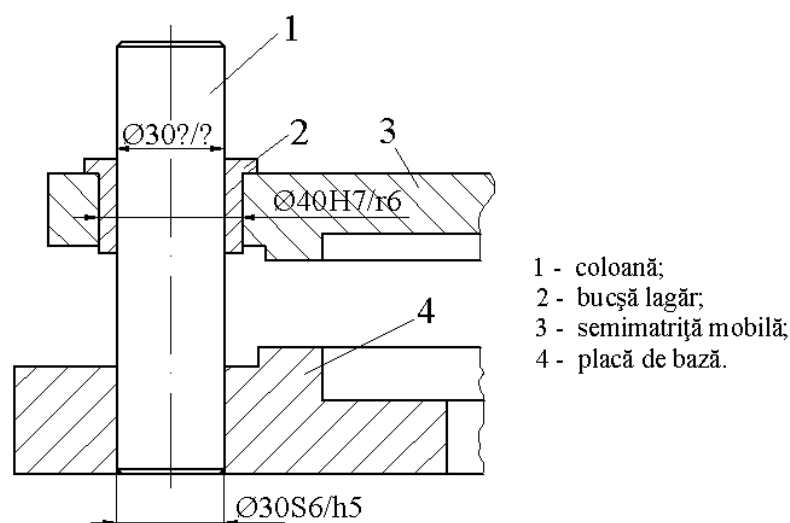
$S_{\text{max}} = e_s - EI = 59 - 0 = 59 \mu\text{m} < S_{\text{max}}$ impusă; deci materialul semicuplajului va rezista.

$S_{\text{min}} = e_i - ES = 48 - 25 = 23 \mu\text{m} > S_{\text{min}}$ impusă; deci se asigură transmiterea momentului de torsiune de la semicuplaj la arbore.

Deoarece sunt îndeplinite ambele cerințe impuse, ajustajul din imbinarea dintre semicuplajul 1 și arborele 2, este ajustajul **32H7/t5**.

Aplicatia nr. 4.

Se consideră asamblarea coloana 1- bucușă lagăr 2- semimatrița superioară mobilă 3- semimatrița inferioară fixă 4, din figură.



Se cunosc următoarele elemente (pentru imbinarea bucușă lagăr 2- coloană 1):

- se stabilește un ajustaj cu joc minim egal cu zero;
- din condiția de bună funcționare a îmbinării se calculează: valoarea maximă a jocului 0,030 mm (pentru asigurarea unei centrări corespunzătoare a celor două organe de mașini);
- se impune treapta de toleranțe 7, pentru alezaj.

Se cere:

să se stabilească ajustajul care asigură buna funcționare a îmbinării bucușă lagăr 2- coloană 1; să se calculeze toleranța ajustajului obținut.

Rezolvare.

În enunț se precizează că este necesar un ajustaj cu joc minim nul; deci, câmpurile de toleranțe ale alezejului și arborelui sunt alăturate. Cum, cel puțin unul din cele două câmpuri trebuie să fie câmp unitar, înseamnă că unul din câmpuri este alăturat liniei zero; dar cele două câmpuri fiind alăturate, atunci ambele câmpuri de toleranțe vor fi alăturate liniei zero; deci ambele câmpuri de toleranțe sunt câmpuri unitare; **H** și **h**.

Impunându-se treapta de toleranțe 7, pentru alezaj, înseamnă că alezajul necesar este 30H7, cu abaterile limită: ES= 21 μm și EI= 0 (din ANEXA II).

Pentru arborele 30h, se cunoaște abaterea superioară es= 0 (din ANEXA III; este arbore unitar)

Abaterea inferioară calculată a arborelui necesar se obține din relația jocului maxim:

$$J_{\max} = ES - ei.$$

Se obține valoarea calculată a abaterii inferioare:

$$ei = ES - J_{\max} = 21 - 30 = -9 \mu\text{m}.$$

Deci este necesar un arbore ISO care să aibă abaterile limită es= 0 și ei= -9 μm.

În ANEXA III, pentru intervalul de dimensiuni, peste 18 până la 30 mm (inclusiv), se găsește arborele **30h5**, cu abaterile limită egale cu cele calculate.

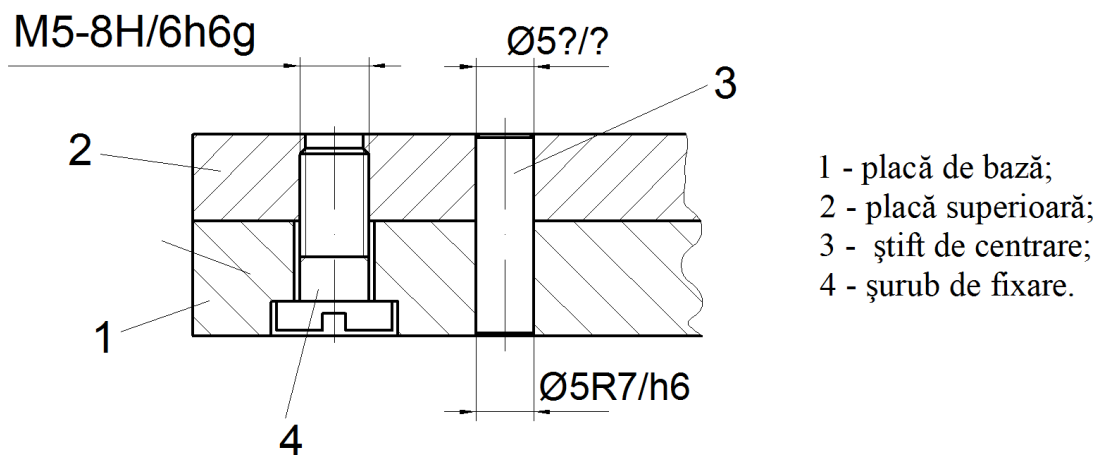
Deci, ajustajul care asigură condițiile de funcționare specificate, este **30H/h5**, pentru care jocurile limită sunt egale cu cele din cerințe:

$$J_{\max} = ES - ei = 21 - (-9) = 30 \mu\text{m};$$

$$J_{\min} = EI - es = 0.$$

Aplicatia nr. 4.

Pentru centrarea plăcii superioare 1 și a plăcii de bază 2, se folosește știftul de centrare 3 (cele două plăci fiind fixate, ulterior, cu șurubul 4), conform desenului de subansamblu din figură.



Se cunosc următoarele elemente (pentru îmbinarea placă superioară 2- știft de centrare 3):

- valoarea maximă calculată a strângerii 0,006 mm (din condiția de demontare ușoară a plăcii superioare);
- valoarea maximă calculată a jocului 0,014 mm (din condiția de centrare a plăcilor).

Se cere:

să se găsească, ajustajul ISO necesar pentru asigurarea bunei funcționări (centrare corectă și demontare ușoară) a îmbinării dintre placa superioară 2 și știftul de centrare 3.

Rezolvare.

Din enunț, fiind date J_{max} și S_{max} , se deduce că ajustajul necesar este un ajustaj intermediar.

Din desenul de subansamblu, se obține arborele necesar: **5h6**.

Argumentare: știftul de centrare 3, se montează în ambele plăci, formând cu cele două alezaje două ajustaje: **5R7/h6** (pentru îmbinarea știft- placă inferioară) și ajustajul necesar (pentru îmbinarea știft- placă superioară) care trebuie aflat; înseamnă că diametrul arborelui are aceeași clasă de toleranțe și anume: **5h6**.

Din ANEXA III, se obțin abaterile limită ale arborelui 5h6: $es = 0$; $ei = -8 \mu m$.

Pentru a calcula abaterile limită ale alezajului necesar, se scriu relațiile:

$$J_{max} = ES - ei;$$

$$S_{\max} = es - EI.$$

Din relații, se obțin abaterile limită calculate:

$$ES = J_{\max} + ei = 14 - 8 = 6 \mu\text{m};$$

$$EI = es - S_{\max} = 0 - 6 = -6 \mu\text{m}.$$

Se caută în ANEXA II, un alezaj ISO, care să aibă abaterile limită cât mai apropiate de cele calculate.

Se găsește alezajul **5J7**, cu abaterile limită: $ES = +6 \mu\text{m}$; $EI = -6 \mu\text{m}$.

Alezajul **5J7**, împreună cu arborele **5h6**, formează ajustajul **5J7/h6**, care este ajustajul necesar.

Se verifică dacă ajustajul găsit îndeplinește cerințele specificate: se calculează J_{\max} și S_{\max} :

$$J_{\max} = ES - ei = 6 - (-8) = 14 \mu\text{m};$$

$$S_{\max} = es - EI = 0 - (-6) = 6 \mu\text{m}.$$

Se observă că ajustajul găsit asigură aceleași valori pentru jocul maxim și strângerea maximă ca și cele necesare.

Deci, ajustajul ISO necesar pentru asigurarea bunei funcționări (centrare corectă și demontare ușoară) a îmbinării dintre placa superioară 2 și știftul de centrare 3, este ajustajul **5J7/h6**.

ANEXA I

Valorile numerice ale treptelor de toleranțe fundamentale IT.
pentru dimensiuni nominale până la 500 mm

Extras din SR EN 22768-1

Dimensiuni nominale [mm]	Trepțe de toleranțe fundamentale																	
	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Intervale	μm									mm								
≤	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
(3 - 10]	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
(10 - 18]	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,15	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
(18 - 30]	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
(30 - 50]	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
(50 - 80]	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
(80 - 120]	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
(120 - 180]	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
(180 - 250]	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
(250 - 315]	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
(315 - 400]	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
(400 - 500]	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7

(Pentru observații: a se vedea standardul SR EN 20286 - 1)

ANEXA II

Abateri limită pentru alezaje

Extras din SREN 20268- 2

Abateri în micrometri

Dimensiuni nominale [mm]		E			F			G			H			JS							
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	10
Intervale principale	Intervale secundare	+20	+24	+28	+12	+16	+20	+8	+12	+16	+4	+6	+10	+14	+25	±2	±3	±5	±7	±12.5	±20
		+14	+14	+14	+6	+6	+6	+2	+2	+2	0	0	0	0	0	0					
(3 - 6]	Până la 3 ^b)	+28	+32	+38	+18	+22	+28	+12	+16	+22	+6	+8	+12	+18	+30	±2.5	±4	±6	±9	±15	±24
		+20	+20	+20	+10	+10	+10	+4	+4	+4	0	0	0	0	0	0					
(6 - 10]		+34	+40	+47	+22	+28	+35	+14	+20	+27	+6	+9	+15	+22	+38	±3	±4.5	±7.5	±11	±18	±29
		+25	+25	+25	+13	+13	+13	+5	+5	+5	0	0	0	0	0	0					
(10 - 18]		+43	+50	+59	+27	+34	+43	+17	+24	+33	+8	+11	+18	+27	+43	±4	±5.5	±9	±13.5	±21.5	±35
		+32	+32	+32	+16	+16	+16	+6	+6	+6	0	0	0	0	0	0					
(18 - 30]		+53	+51	+73	+33	+41	+53	+20	+28	+40	+9	+13	+21	+33	+52	±4.5	±6.5	±10.5	±16.5	±26	±42
		+40	+40	+40	+20	+20	+20	+7	+7	+7	0	0	0	0	0	0					
(30 - 50]	(30 - 40)	+66	+75	+89	+41	+50	+64	+25	+34	+48	+11	+16	+25	+39	+62	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31	±50
		+50	+50	+50	+25	+25	+25	+9	+9	+9	0	0	0	0	0	0					
(40 - 50]		+66	+75	+89	+41	+50	+64	+25	+34	+48	+11	+16	+25	+39	+62	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31	±50
		+50	+50	+50	+25	+25	+25	+9	+9	+9	0	0	0	0	0	0					
(50 - 80]	(50 - 65]	+79	+90	+106	+49	+60	+76	+29	+40	+56	+13	+19	+30	+48	+74	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60
		+60	+60	+60	+30	+30	+30	+10	+10	+10	0	0	0	0	0	0					
(65 - 80]		+79	+90	+106	+49	+60	+76	+29	+40	+56	+13	+19	+30	+48	+74	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60
		+60	+60	+60	+30	+30	+30	+10	+10	+10	0	0	0	0	0	0					
(80 - 120]	(80 - 100]	+94	+107	+125	+58	+71	+90	+34	+47	+66	+16	+22	+36	+54	+84	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5	±70
		+72	+72	+72	+36	+36	+36	+12	+12	+12	0	0	0	0	0	0					
(100 - 120]		+94	+107	+125	+58	+71	+90	+34	+47	+66	+16	+22	+36	+54	+84	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5	±70
		+72	+72	+72	+36	+36	+36	+12	+12	+12	0	0	0	0	0	0					
(120 - 180]	(120 - 140]	+110	+125	+148	+68	+83	+106	+39	+54	+77	+18	+25	+40	+63	+100	±9	±12.5	±20	±31.5	±50	±80
		+85	+85	+85	+43	+43	+43	+14	+14	+14	0	0	0	0	0	0					
(140 - 180]		+110	+125	+148	+68	+83	+106	+39	+54	+77	+18	+25	+40	+63	+100	±9	±12.5	±20	±31.5	±50	±80
		+85	+85	+85	+43	+43	+43	+14	+14	+14	0	0	0	0	0	0					
(160 - 180]		+110	+125	+148	+68	+83	+106	+39	+54	+77	+18	+25	+40	+63	+100	±9	±12.5	±20	±31.5	±50	±80
		+85	+85	+85	+43	+43	+43	+14	+14	+14	0	0	0	0	0	0					
(180 - 200]	(180 - 200]	+129	+146	+172	+79	+96	+122	+44	+61	+87	+20	+29	+46	+72	+115	±10	±14.5	±23	±36	±57.5	±92.5
		+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	+15	0	0	0	0	0	0					
(180 - 250]	(200 - 225]	+129	+146	+172	+79	+96	+122	+44	+61	+87	+20	+29	+46	+72	+115	±10	±14.5	±23	±36	±57.5	±92.5
		+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	+15	0	0	0	0	0	0					
(225 - 250]		+129	+146	+172	+79	+96	+122	+44	+61	+87	+20	+29	+46	+72	+115	±10	±14.5	±23	±36	±57.5	±92.5
		+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	+15	0	0	0	0	0	0					
(250 - 280]	(250 - 280]	+142	+162	+191	+88	+108	+137	+49	+69	+98	+23	+32	+52	+81	+130	±11.5	±16	±26	±40.5	±65	±105
		+110	+110	+110	+56	+56	+56	+17	+17	+17	0	0	0	0	0	0					
(280 - 315]	(280 - 315]	+142	+162	+191	+88	+108	+137	+49	+69	+98	+23	+32	+52	+81	+130	±11.5	±16	±26	±40.5	±65	±105
		+110	+110	+110	+56	+56	+56	+17	+17	+17	0	0	0	0	0	0					
(315 - 355]	(315 - 355]	+161	+182	+214	+98	+119	+151	+54	+75	+107	+25	+36	+57	+89	+140	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70	±115
		+125	+125	+125	+62	+62	+62	+18	+18	+18	0	0	0	0	0	0					
(315 - 400]	(315 - 400]	+161	+182	+214	+98	+119	+151	+54	+75	+107	+25	+36	+57	+89	+140	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70	±115
		+125	+125	+125	+62	+62	+62	+18	+18	+18	0	0	0	0	0	0					

Abateri limită pentru alezaje (continuare)

Extras din SR EN 20268-2

Abateri în micrometri

Dimensiuni nominale [mm]	J			K			M			N			P			R			S			T				
	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8		
Intervale principale																										
Intervale secundare																										
Până la 3 ¹⁾																										
(3 - 6]	+2	+4	+6	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-14	
(6 - 10]	-4	-6	-8	-6	-10	-14	-8	-12	-16	-16	-8	-10	-14	-18	-12	-16	-16	-12	-16	-16	-11	-16	-20	-24	-24	
(10 - 18]	+5	+6	+10	+2	+3	+5	-1	0	+2	+3	+3	-5	-4	-2	-9	-8	-9	0	-8	-12	-11	-16	-15	-15		
(18 - 30]	-3	-6	-8	-6	-9	-13	-9	-12	-16	-16	-9	-13	-16	-20	-17	-20	-17	-12	-9	-16	-13	-20	-24	-27		
(30 - 40]	+5	+8	+12	+2	+5	+6	-3	0	+1	+2	+3	-4	-3	-4	-12	-11	-12	0	-12	-9	-16	-20	-17	-17		
(40 - 50]	-4	-7	-10	-7	-10	-16	-12	-15	-21	-21	-15	-16	-19	-25	-21	-24	-21	-24	-25	-28	-28	-32	-32	-32		
(50 - 65]	+6	+10	+15	+2	+6	+8	-4	0	+2	+2	-4	-9	-5	-3	-15	-11	-11	0	-11	-11	-20	-25	-21	-21		
(65 - 80]	+8	+12	+20	+2	+6	+10	-15	-18	-25	-25	-15	-20	-23	-30	-26	-29	-31	-34	-36	-39	-34	-44	-36	-39		
(80 - 100]	-5	-9	-13	-11	-15	-23	-17	-21	-29	-29	-17	-24	-28	-36	-31	-35	-37	-41	-44	-48	-44	-54	-48	-54		
(100 - 120]	+10	+14	+24	+3	+7	+12	-4	0	+5	+5	-4	-12	-8	-3	-21	-17	-29	-25	-38	-34	-44	-38	-43	-39		
(120 - 140]	-6	-11	-15	-13	-18	-27	-20	-25	-34	-34	-20	-28	-33	-42	-37	-42	-45	-50	-54	-59	-54	-66	-59	-64		
(140 - 160]	+10	+14	+24	+3	+7	+12	-4	0	+5	+5	-4	-12	-8	-3	-21	-17	-29	-25	-38	-34	-44	-38	-43	-39		
(160 - 180]	+13	+18	+28	+4	+9	+14	-5	0	+5	+5	-5	-14	-9	-4	-26	-21	-35	-30	-42	-42	-47	-60	-55	-55		
(180 - 200]	-6	-12	-18	-15	-21	-32	-24	-30	-41	-41	-24	-33	-39	-50	-45	-51	-54	-60	-66	-72	-72	-85	-79	-85		
(200 - 225]	+13	+18	+28	+4	+9	+14	-5	0	+5	+5	-5	-14	-9	-4	-26	-21	-35	-30	-42	-42	-47	-60	-55	-55		
(225 - 250]	+16	+22	+34	+4	+10	+16	-6	0	+6	+6	-6	-16	-10	-4	-30	-24	-44	-38	-58	-58	-66	-84	-78	-84		
(250 - 280]	+16	+22	+34	+4	+10	+16	-6	0	+6	+6	-6	-16	-10	-4	-30	-24	-44	-38	-58	-58	-66	-84	-78	-84		
(280 - 315]	+18	+26	+41	+4	+12	+20	-8	0	+8	+8	-8	-20	-12	-4	-36	-28	-56	-48	-72	-72	-85	-106	-107	-107		
(315 - 355]	-7	-14	-22	-21	-28	-43	-33	-40	-55	-55	-33	-45	-52	-67	-61	-68	-81	-88	-110	-117	-117	-140	-147	-147		
(355 - 400]	+18	+26	+41	+4	+12	+20	-8	0	+8	+8	-8	-20	-12	-4	-36	-28	-56	-48	-72	-72	-85	-106	-107	-107		
	+18	+26	+41	+4	+12	+20	-8	0	+8	+8	-8	-20	-12	-4	-36	-28	-56	-48	-72	-72	-85	-106	-107	-107		
	+18	+26	+41	+4	+12	+20	-8	0	+8	+8	-8	-20	-12	-4	-36	-28	-56	-48	-72	-72	-85	-106	-107	-107		
	+22	+30	+47	+5	+13	+22	-8	0	+9	+9	-8	-22	-14	-5	-41	-33	-68	-60	-113	-113	-125	-152	-159	-159		
	+22	+30	+47	+5	+13	+22	-8	0	+9	+9	-8	-22	-14	-5	-41	-33	-68	-60	-113	-113	-125	-152	-159	-159		
	+22	+30	+47	+5	+13	+22	-8	0	+9	+9	-8	-22	-14	-5	-41	-33	-68	-60	-113	-113	-125	-152	-159	-159		
	+22	+30	+47	+5	+13	+22	-8	0	+9	+9	-8	-22	-14	-5	-41	-33	-68	-60	-113	-113	-125	-152	-159	-159		
	+22	+30	+47	+5	+13	+22	-8	0	+9	+9	-8	-22	-14	-5	-41	-33	-68	-60	-113	-113	-125	-152	-159	-159		
	+25	+36	+55	+5	+16	+25	-9	0	+9	+9	-9	-25	-14	-5	-47	-36	-85	-74	-149	-149	-169	-216	-225	-225		
	+25	+36	+55	+5	+16	+25	-9	0	+9	+9	-9	-25	-14	-5	-47	-36	-85	-74	-149	-149	-169	-216	-225	-225		
	+25	+36	+55	+5	+16	+25	-9	0	+9	+9	-9	-25	-14	-5	-47	-36	-85	-74	-149	-149	-169	-216	-225	-225		
	+25	+36	+55	+5	+16	+25	-9	0	+9	+9	-9	-25	-14	-5	-47	-36	-85	-74	-149	-149	-169	-216	-225	-225		
	+29	+39	+60	+7	+17	+28	-10	0	+11	+11	-10	-26	-16	-5	-51	-41	-97	-87	-179	-179	-226	-293	-304	-304		
	+29	+39	+60	+7	+17	+28	-10	0	+11	+11	-10	-26	-16	-5	-51	-41	-97	-87	-179	-179	-226	-293	-304	-304		
	+29	+39	+60	+7	+17	+28	-10	0	+11	+11	-10	-26	-16	-5	-51	-41	-97	-87	-179	-179	-226	-293	-304	-304		
	+29	+39	+60	+7	+17	+28	-10	0	+11	+11	-10	-26	-16	-5	-51	-41	-97	-87	-179	-179	-226	-293	-304	-304		
	-7	-18	-29	-29	-40	-61	-46	-57	-78	-78	-46	-62	-73	-94	-87	-98	-133	-144	-215	-215	-244	-319	-330	-330		
	+29	+39	+60	+7	+17	+28	-10	0	+11	+11	-10	-26	-16	-5	-51	-41	-97	-87	-179	-179	-226	-293	-304	-304		
	-7	-18	-29	-29	-40	-61	-46	-57	-78	-78	-46	-62	-73	-94	-87	-98	-133	-144	-215	-215	-244	-319	-330	-330		

ANEXA III

Abateri limită pentru arbori

Extras din SR EN 20268-2

Abateri în micrometri

Dimensiuni nominale [mm]		e			f			g			h			js							
		5	6	7	5	6	7	5	6	7	4	5	6	7	8	4	5	6	7	8	9
Intervale principale	Intervale secundare	-14	-14	-14	-6	-6	-2	-2	-2	0	0	0	0	0	0	±1.5	±2	±3	±5	±7	±12.5
		-18	-20	-24	-10	-12	-8	-8	-12	-12	-3	-4	-6	-10	-14	±1.5	±2	±3	±5	±7	±12.5
(3 - 6]	Până la 3 ¹⁾	-20	-20	-20	-10	-10	-4	-4	-4	0	0	0	0	0	0	±2	±2.5	±4	±6	±9	±15
		-25	-28	-32	-15	-18	-9	-12	-16	-16	-4	-5	-8	-12	-18	±2	±2.5	±4	±6	±9	±15
(6 - 10]		-25	-25	-25	-13	-13	-5	-5	-5	0	0	0	0	0	0	±3	±3	±4.5	±7.5	±11	±18
		-31	-34	-40	-19	-22	-11	-14	-20	-20	-4	-6	-9	-15	-22	±2.5	±4	±5.5	±9	±13.5	±21.5
(10 - 18]		-32	-32	-32	-16	-16	-6	-6	-6	0	0	0	0	0	0	±2.5	±4	±5.5	±9	±13.5	±21.5
		-40	-43	-50	-24	-27	-14	-17	-24	-24	-5	-8	-11	-18	-27	±3	±4.5	±6.5	±10.5	±16.5	±26
(18 - 30]		-40	-40	-40	-20	-20	-7	-7	-7	0	0	0	0	0	0	±3	±4.5	±6.5	±10.5	±16.5	±26
		-49	-53	-61	-29	-33	-16	-20	-28	-28	-6	-9	-13	-21	-33	±3.5	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31
(30 - 50]	(30 - 40]	-50	-50	-50	-25	-25	-9	-9	-9	0	0	0	0	0	0	±3.5	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31
		-61	-66	-75	-36	-41	-20	-25	-7	-7	-11	-16	-25	-39	-39	±3.5	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31
(50 - 80]	(40 - 50]	-50	-50	-50	-25	-25	-9	-9	-9	0	0	0	0	0	0	±3.5	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31
		-61	-66	-75	-36	-41	-20	-25	-7	-7	-11	-16	-25	-39	-39	±3.5	±5.5	±8	±12.5	±19.5	±31
(80 - 120]	(50 - 65]	-60	-60	-60	-30	-30	-10	-10	-10	0	0	0	0	0	0	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37
		-73	-79	-90	-43	-49	-23	-29	-8	-8	-13	-19	-30	-46	-46	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37
(120 - 180]	(65 - 80]	-60	-60	-60	-30	-30	-10	-10	-10	0	0	0	0	0	0	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37
		-73	-79	-90	-43	-49	-23	-29	-8	-8	-13	-19	-30	-46	-46	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37
(180 - 250]	(80 - 100]	-72	-72	-72	-36	-36	-12	-12	-12	0	0	0	0	0	0	±5	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5
		-87	-94	-107	-51	-58	-27	-34	-10	-10	-15	-22	-35	-54	-54	±5	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5
(250 - 315]	(100 - 120]	-72	-72	-72	-36	-36	-12	-12	-12	0	0	0	0	0	0	±5	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5
		-87	-94	-107	-51	-58	-27	-34	-10	-10	-15	-22	-35	-54	-54	±5	±7.5	±11	±17.5	±27	±43.5
(315 - 400]	(120 - 140]	-85	-85	-85	-43	-43	-14	-14	-14	0	0	0	0	0	0	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
		-103	-110	-125	-61	-68	-32	-39	-12	-12	-18	-25	-40	-63	-63	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
(180 - 250]	(140 - 160]	-85	-85	-85	-43	-43	-14	-14	-14	0	0	0	0	0	0	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
		-100	-110	-125	-61	-68	-32	-39	-12	-12	-18	-25	-40	-63	-63	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
(250 - 315]	(160 - 180]	-85	-85	-85	-43	-43	-14	-14	-14	0	0	0	0	0	0	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
		-103	-110	-125	-61	-68	-32	-39	-12	-12	-18	-25	-40	-63	-63	±6	±9	±12.5	±20	±31.5	±50
(315 - 400]	(180 - 200]	-100	-100	-100	-50	-50	-15	-15	-15	0	0	0	0	0	0	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
		-120	-129	-146	-70	-79	-35	-44	-14	-14	-20	-29	-46	-72	-72	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
(180 - 250]	(200 - 225]	-100	-100	-100	-50	-50	-15	-15	-15	0	0	0	0	0	0	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
		-120	-129	-146	-70	-79	-35	-44	-14	-14	-20	-29	-46	-72	-72	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
(250 - 315]	(225 - 250]	-100	-100	-100	-50	-50	-15	-15	-15	0	0	0	0	0	0	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
		-120	-129	-146	-70	-79	-35	-44	-14	-14	-20	-29	-46	-72	-72	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57.5
(315 - 400]	(250 - 280]	-110	-110	-110	-56	-56	-17	-17	-17	0	0	0	0	0	0	±8	±11.5	±16	±26	±40.5	±65
		-133	-142	-162	-79	-88	-40	-49	-16	-16	-23	-32	-52	-81	-81	±8	±11.5	±16	±26	±40.5	±65
(315 - 400]	(280 - 315]	-110	-110	-110	-56	-56	-17	-17	-17	0	0	0	0	0	0	±8	±11.5	±16	±26	±40.5	±65
		-133	-142	-162	-79	-88	-40	-49	-16	-16	-23	-32	-52	-81	-81	±8	±11.5	±16	±26	±40.5	±65
(315 - 400]	(315 - 355]	-125	-125	-125	-62	-62	-18	-18	-18	0	0	0	0	0	0	±9	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70
		-150	-161	-182	-87	-98	-43	-54	-18	-18	-25	-36	-57	-89	-89	±9	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70
(315 - 400]	(355 - 400]	-110	-110	-110	-62	-62	-18	-18	-18	0	0	0	0	0	0	±9	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70
		-133	-142	-162	-87	-98	-43	-54	-18	-18	-25	-36	-57	-89	-89	±9	±12.5	±18	±28.5	±44.5	±70

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL AL III- LEA

PRECIZIA FORMEI SUPRAFETELOR

Conținut.

1. Considerații generale.

2. Abateri de de formă macrogeometrice.

- 2.1. Abaterea la rectilinitate.
- 2.2. Abaterea planitate.
- 2.3. Abaterea la circularitate.
- 2.4. Abaterea la cilindricitate.
- 2.5. Abaterea la forma dată a profilului.
- 2.6. Abaterea la forma dată a suprafeței.

3. Rugozitatea suprafețelor.

- 3.1. Sistemul liniei medii..
- 3.2. Parametrii de rugozitate.

4. Întrebări recapitulative.

Iași, 2020

PRECIZIA FORMEI SUPRAFEȚELOR

1. Considerații generale.

Precizia formei suprafețelor este definită drept gradul de concordanță dintre forma suprafețelor reale, obținute în urma prelucrării și forma suprafețelor indicată de proiectant pe desene; este o componentă a preciziei de prelucrare.

Precizia formei se evaluează prin mărimea abaterilor de formă ale elementelor geometrice ale organelor de mașini. Elementele geometrice ale pieselor pot fi: drepte, profile, suprafețe plane, cilindrice, conice, filetate sau cu altă formă; pentru exprimarea concisă, aceste elemente geometrice se vor denumi suprafețe.

Abaterile la forma suprafețelor sunt diferențele cu care se obține forma suprafețelor prelucrate față de forma nominală a acelorași suprafețe, specificată în documentația de execuție.

Abaterile la forma suprafețelor se împart în patru ordine de mărime, în funcție de raportul dintre pasul și adâncimea neregularităților (fig. 1.):

- abateri de ordinul 1 sau abateri macrogeometrice: sunt caracterizate prin raportul pas/ adâncime: $S_F / Y_F > 1000$;
- abateri de ordinul 2 sau ondulații: aceste abateri, raportul pas/ adâncime este: $50 \leq S_W / Y_W \leq 1000$;
- abateri de ordinul 3 și 4 sau abateri microgeometrice pentru care raportul pas/ adâncime este: $S_R / Y_R < 50$.

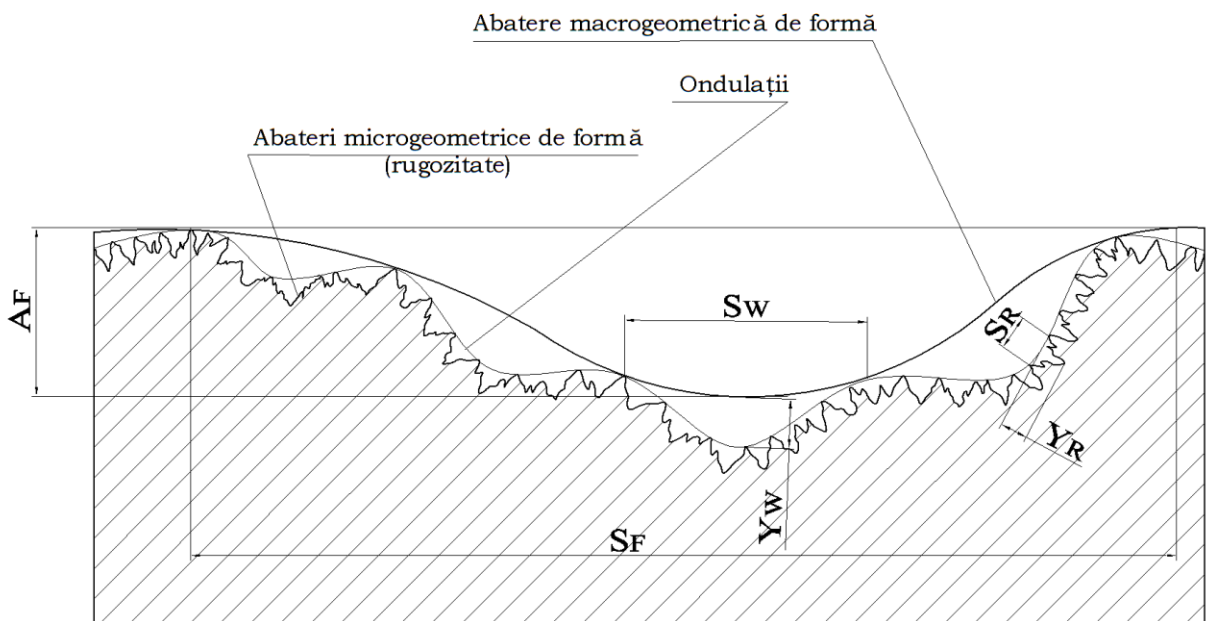


Fig. 1.
Abateri de formă (ordine de mărime)

2. Abateri macrogeometrice de formă.

Principalele abateri macrogeometrice de la forma suprafețelor sunt

- abaterea la rectilinitate;
- abaterea la planitate;
- abaterea la circularitate;
- abaterea la cilindricitate;
- abaterea la forma dată a profilului;
- abaterea la forma dată a suprafeței.

Pentru definirea abaterilor de orientare și de poziție relativă a suprafețelor, este necesară cunoașterea următoarelor noțiuni:

- suprafață nominală (geometrică): este suprafața ideală, teoretică, definită în documentația tehnică (desenul de reper);
- profil nominal (geometric): conturul obținut prin intersectarea unei suprafețe cu un plan;
- suprafață reală: suprafața care limitează piese separând-o de mediul înconjurător;
- profil real: profilul obținut prin intersectarea suprafeței reale cu un plan;
- muchie reală: muchia obținută prin intersectarea a două suprafețe reale;
- suprafață efectivă: suprafața rezultată în urma măsurării suprafeței reale;
- profil efectiv: profilul rezultat în urma măsurării profilului real;
- suprafață sau lungime de referință: suprafața sau lungimea în limitele căreia se definesc și se măsoară abaterile de formă; poate fi întreaga suprafață/ profil sau o porțiune a acestora;
- suprafață adiacentă: suprafața cu aceeași formă cu a suprafeței nominale, tangentă la suprafața reală astfel încât distanța dintre ele să fie minimă;
- profil adiacent: profilul cu aceeași formă cu a profilului nominal, tangent la profilul real astfel încât distanța dintre ele să fie minimă;
- dreaptă adiacentă: dreapta tangentă la profilul real, situată astfel încât distanța cea mai mare dintre ele să fie minimă, în limitele lungimii de referință;
- cerc adiacent: cercul cu diametrul minim circumscris secțiunii transversale a suprafeței cilindrice exterioare reale, respectiv cercul cu diametrul maxim înscris secțiunii transversale a suprafeței cilindrice interioare reale;
- cilindru adiacent: cilindrul cu diametrul minim circumscris suprafeței cilindrice exterioare reale, respectiv cilindrul cu diametrul maxim înscris suprafeței cilindrice interioare reale;

- abatere de formă: distanța maximă dintre elementul geometric adiacent (suprafață, profil, etc) și elementul geometric real (suprafață, profil, etc) real, măsurată în limitele suprafeței/ lungimii de referință;

- abatere limită de formă: valoarea maximă admisă a abaterii de formă;

- toleranța de formă: abaterea limită de formă;

- zonă de toleranțe: zona delimitată de elementul geometric adiacent (suprafață, profil) și un element geometric (suprafață, profil) de aceeași formă, ambele aflate la o distanță egală cu valoarea toleranței de formă.

2.1. Abaterea la rectilinitate.

Abaterea la rectilinitate este distanța maximă dintre profilul rectiliniu real și dreapta adiacentă acestuia, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 3.a).

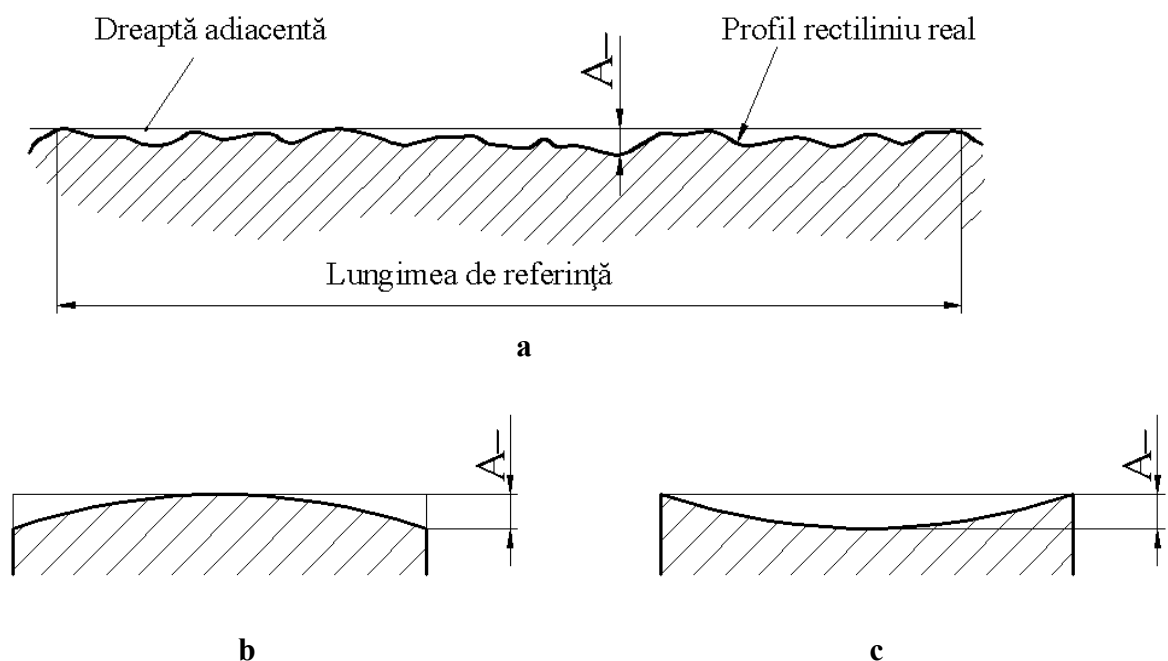


Fig. 3

Abaterea la rectilinitate

a.- schema de definire; b.- caz particular: convexitatea; c.- caz particular: concavitata.

Sunt două cazuri particulare ale abaterii la rectilinitate:

- convexitatea: cazul particular caracterizat prin scăderea distanței dintre dreapta adiacentă și profilul rectiliniu real, pornind de la margini spre centrul lungimii de referință (fig. 3.b);

- concavitata: cazul particular caracterizat prin creșterea distanței dintre dreapta adiacentă și profilul rectiliniu real, pornind de la margini spre centrul lungimii de referință (fig. 3.c).

Zona de toleranțe a abaterii la rectilinitate este o arie limitată de două drepte paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la rectilinitate (fig. 4).

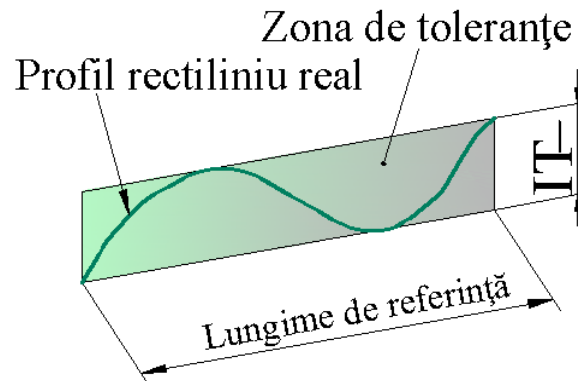


Fig. 4
Abaterea la rectilinitate
Zona de toleranțe

2.2. Abaterea la planitate.

Abaterea la planitate este distanța maximă dintre suprafața plană reală și planul adiacent acesteia, măsurată în limitele suprafeței de referință (fig. 5).

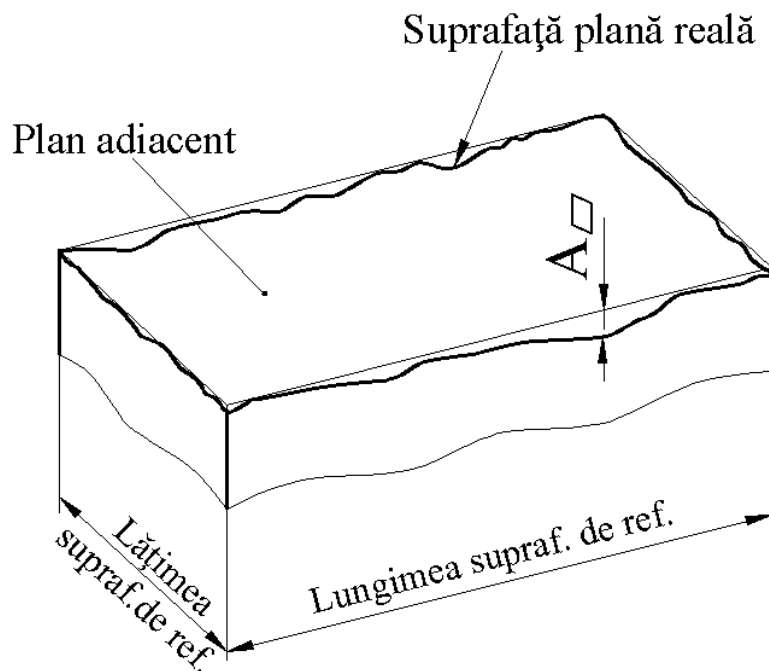


Fig. 5
Abaterea la planitate
Schema de definiție

Sunt două cazuri particulare ale abaterii la planitate:

- convexitatea: cazul particular caracterizat prin scăderea distanței dintre planu adiacent și suprafața plană reală, pornind de la margini spre centrul suprafeței de referință (fig. 6.a);
- concavitata: cazul particular caracterizat prin creșterea distanței dintre planul adiacent și suprafața plană reală, pornind de la margini spre centrul suprafeței de referință (fig. 6.b).

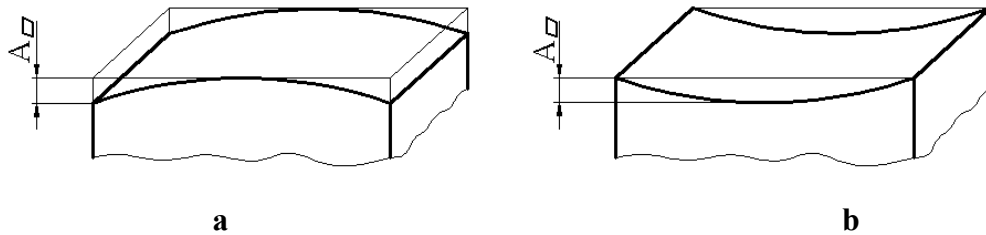


Fig. 6
Abaterea la planitate

a.- caz particular: convexitatea; b.- caz particular: concavitata.

Zona de toleranță a abaterii la planitate este un volum limitat de două plane paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la planitate (fig. 7).

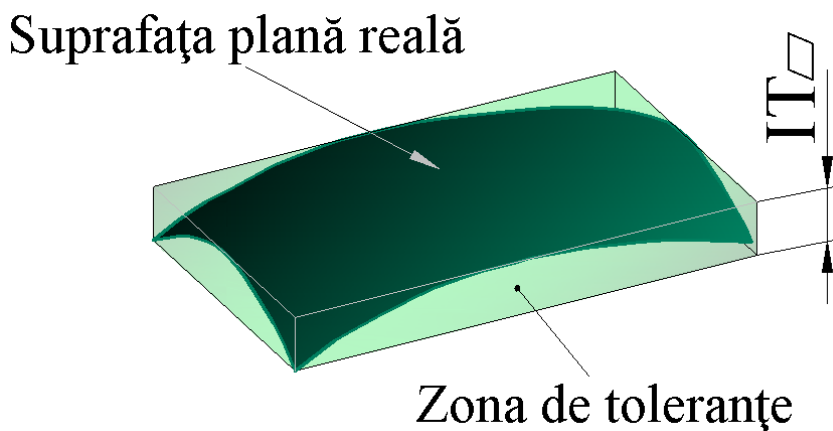


Fig. 7
Abaterea la planitate
Zona de toleranță

2.3. Abaterea la circularitate.

Abaterea la circularitate este distanța maximă dintre cercul adiacent și profilul circular real, măsurată într-o secțiune transversală a suprafeței cilindrice exterioare (fig. 8.a) respective, într-o secțiune transversală a suprafeței cilindrice interioare (fig. 8.b), în limitele lungimii de referință.

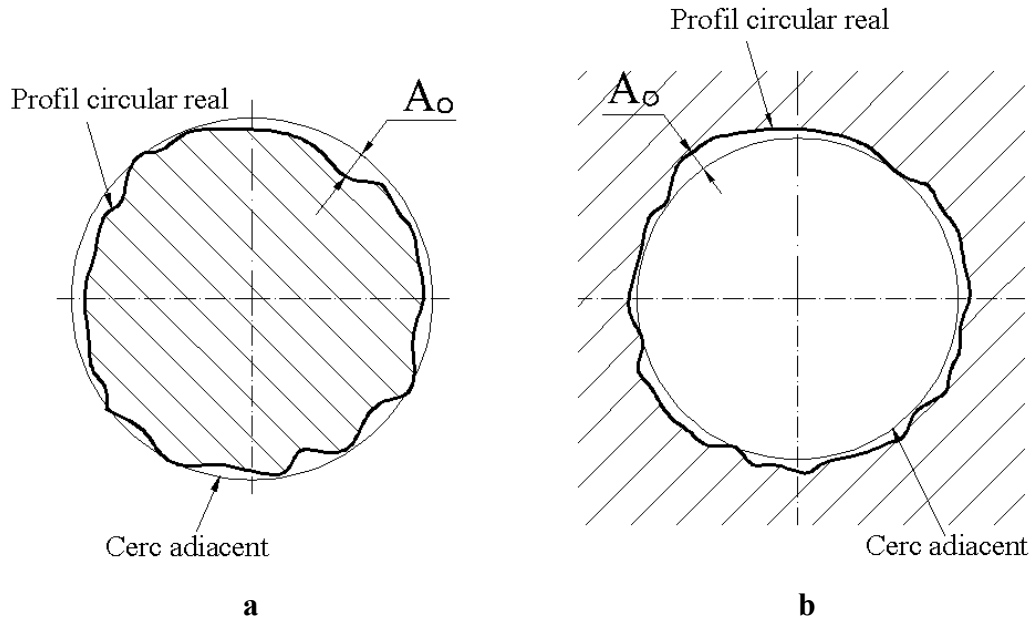


Fig. 8
Abaterea la rectilitate- scheme de definire
 a.- profil circular exterior; b.- profil circular interior

Sunt două cazuri particulare ale abaterii la circularitate:

- ovalitatea: cazul particular caracterizat prin forma de elipsă (oval) al profilului circular real, având diametrele extreme aproximativ perpendiculare (fig. 9.a);
- poligonalitatea: cazul particular caracterizat prin forma de poligon format din arce de cerc racordate al profilului circular real, (fig. 9.b).

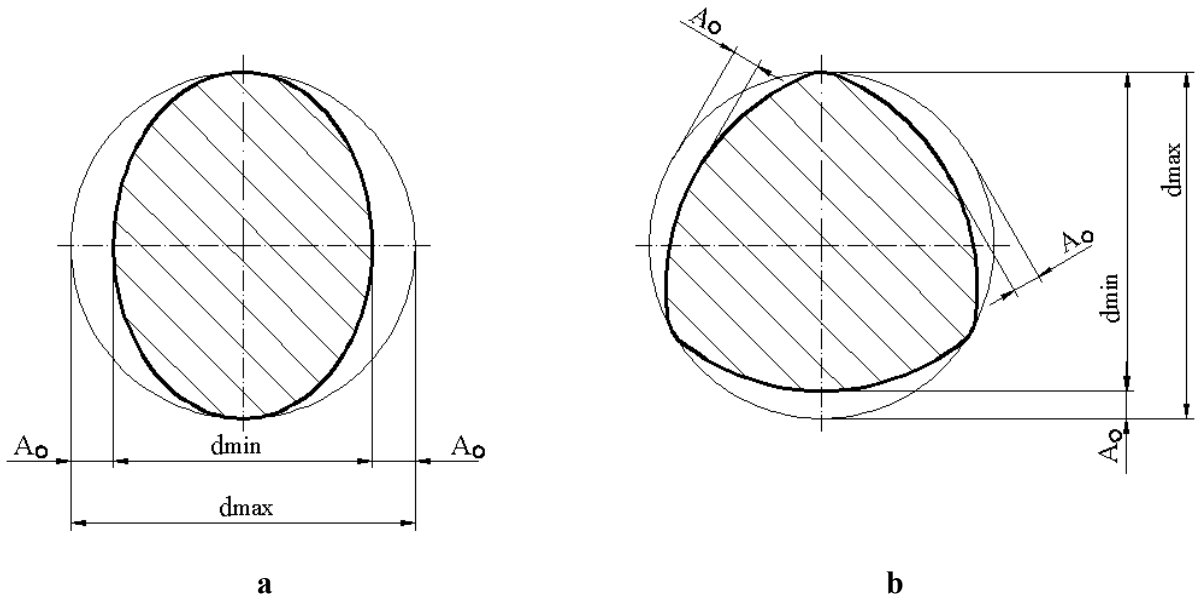


Fig. 9
Abaterea la circularitate- cazuri particulare
 a.- ovalitatea; b.- poligonalitatea

Notă: în cazul ovalității, abaterea la circularitate este semidiferența diametrelor extreme: $A_o = (d_{max} - d_{min}) / 2$, iar, în cazul poligonalității, abaterea la circularitate este diferența diametrelor extreme: $A_o = d_{max} - d_{min}$.

Zona de toleranțe a abaterii la circularitate este o arie limitată de două cercuri concentrice cu profilul circular real, având diferența razelor egală cu toleranța la circularitate prescrisă în secțiunea considerată (fig. 10).

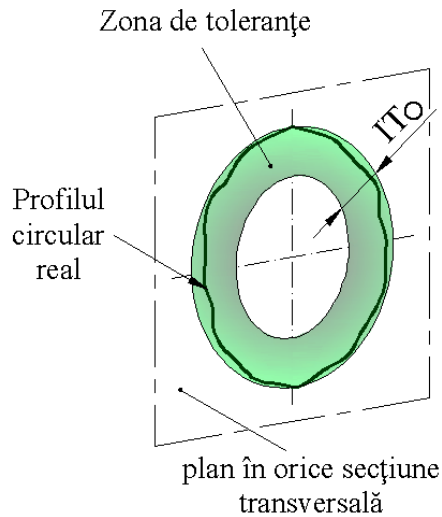


Fig. 10
Abaterea la rectilinitate
Zona de toleranțe

2.4. Abaterea la cilindricitate.

Abaterea la cilindricitate este distanța maximă dintre cilindrul adiacent și suprafața cilindrică reală, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 11).

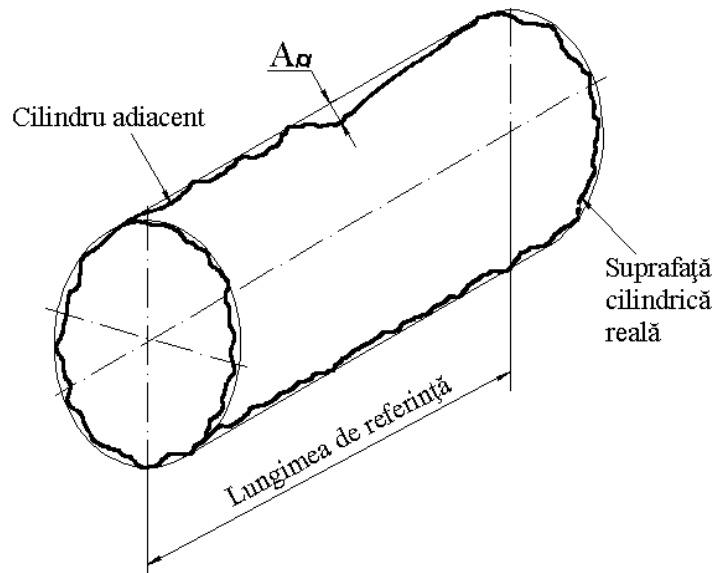


Fig. 11
Abaterea la cilindricitate
Schema de definiție

Sunt următoarele cazuri particulare ale abaterii la cilindricitate:

- dubla convexitate (forma de butoi): cazul particular caracterizat prin scăderea distanței dintre cilindrul adiacent și suprafața cilindrică reală, pornind de la margini spre centrul lungimii de referință (fig. 12.a);
- dubla concavitate (forma de șa sau, de mosor): cazul particular caracterizat prin creșterea distanței dintre cilindrul adiacent și suprafața cilindrică reală, pornind de la margini spre centrul lungimii de referință (fig. 12.b);

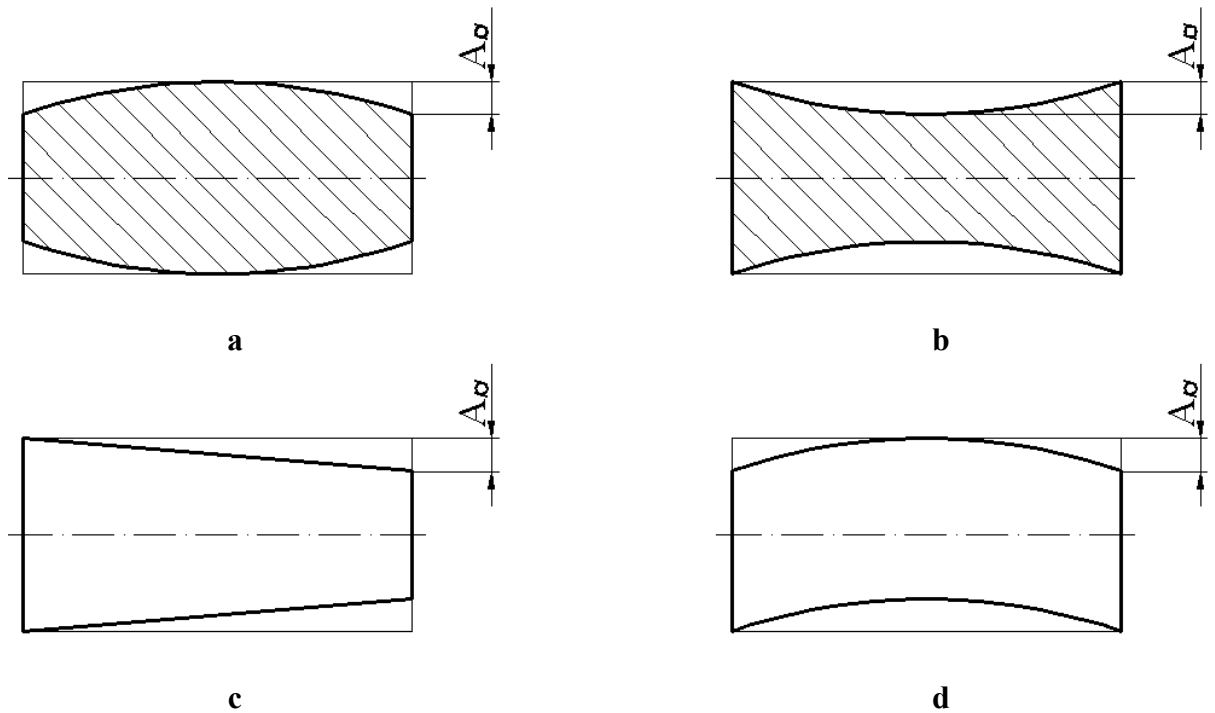


Fig. 12

Abateri la cilindricitate- cazuri particulare

a.- dubla convexitate; b.- dubla concavitate; c.- conicitatea; d.- curbarea

- conicitatea: cazul particular caracterizat prin generatoare rectilinii și neparalele ale suprafeței cilindrice reale (fig. 12.c);
- curbarea: cazul particular caracterizat prin forma neregulară (curbă) a liniei mediane (axei) a suprafeței cilindrice reale (fig. 12.d).

Zona de toleranțe a abaterii la cilindricitate este un volum limitat de doi cilindri coaxiali cu suprafața cilindrică reală, având diferența razelor egală cu toleranța la circularitate (fig. 13).

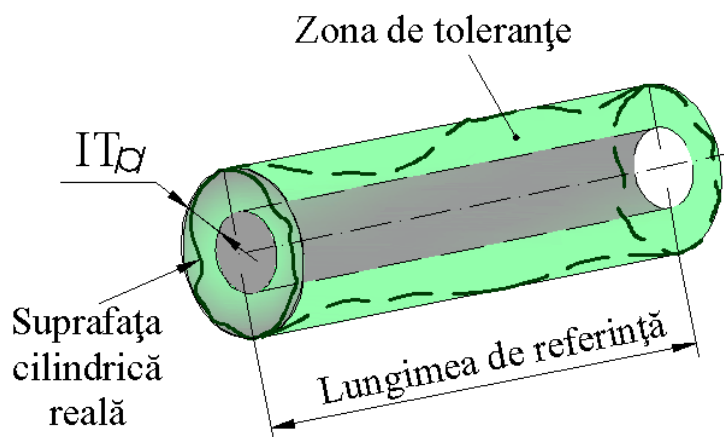


Fig. 13
Abaterea la cilindricitate
 Zona de toleranțe

2.5. Abaterea la forma dată a profilului.

Abaterea la forma dată a profilului este distanța maximă dintre profilul real și profilul adiacent acestuia, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 14).

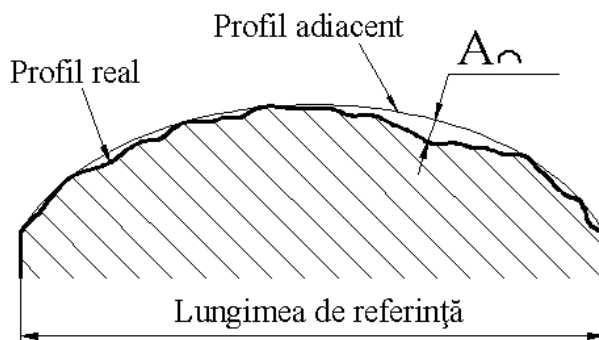


Fig. 14
Abaterea la forma dată a profilului
 Schema de definiție

Zona de toleranțe a abaterii la forma dată a profilului este o arie limitată de două profile înfășurătoare ale cercurilor cu diametrul egal cu toleranța și care au centrele situate pe profilul teoretic exact (fig. 15).

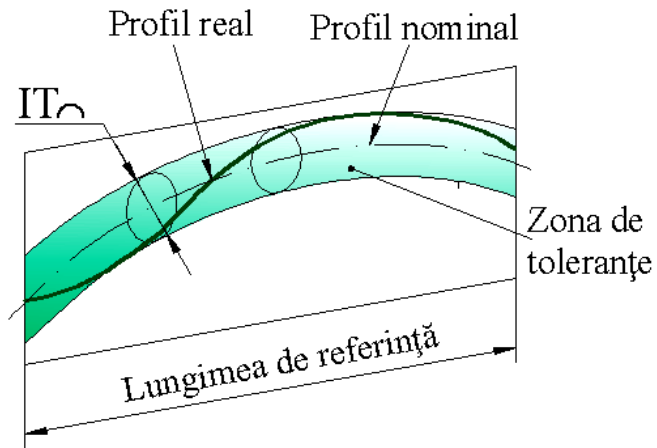


Fig. 15
Abaterea la forma dată a profilului
 Zona de toleranțe

2.6. Abaterea la forma dată a suprafeței.

Abaterea la forma dată a suprafeței este distanța maximă dintre suprafața profilată reală și suprafața adiacentă acesteia, măsurată în limitele suprafeței de referință (fig. 16).

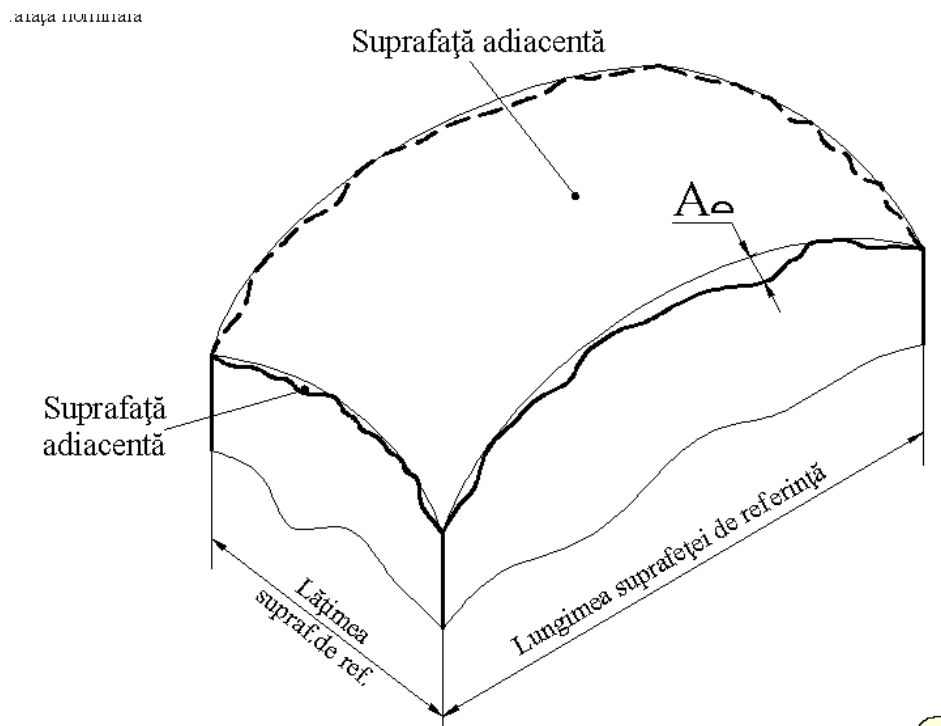


Fig. 16
Abaterea la forma dată a suprafeței
 Zona de toleranțe

Zona de toleranțe a abaterii la forma dată a suprafeței este un volum limitat de două suprafețe înfășurătoare ale sferelor cu diametrul egal cu toleranța și care au centrele pe suprafața nominală, cu forma teoretic exactă (fig. 17).

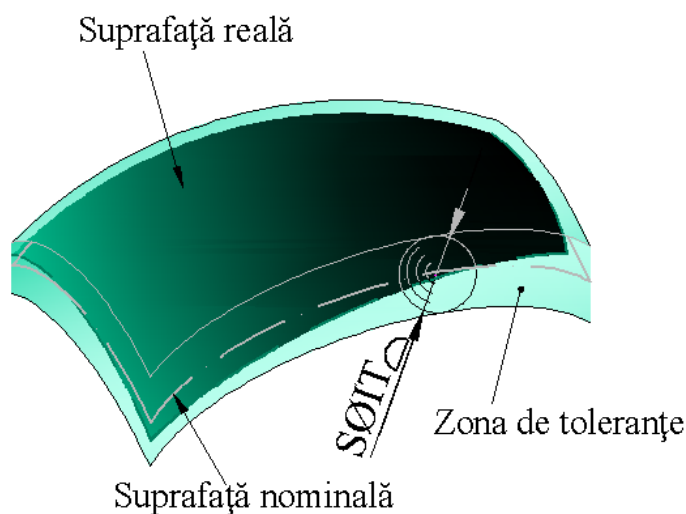


Fig. 17
Abaterii la forma dată a suprafeței
Zona de toleranțe

Notă: înscrierea toleranțelor de formă macrogeometrică cu indicație individuală și fără indicație individuală (toleranțe generale), pe desenul de reper, este prezentată într-un capitol separat, capitolul al V-lea.

3. Rugozitatea suprafețelor.

3.2.1. Definiție, sistemul liniei medii de evaluare a rugozității.

Rugozitatea suprafețelor reprezintă abaterile geometrice de ordinul 3 și 4, constituind ansamblul neregularităților care formează relieful suprafeței reale, al căror pas S_R , este relativ mic în raport cu adâncimea Y_R ($S_R / Y_R \leq 50$).

Neregularitățile care formează relieful suprafeței prelucrate pot fi: striții, rizuri, goluri, smulgeri de material, urme de sculă, pori, sufluri, fisuri, etc., a căror formă și dimensiuni depind de procedeul de prelucrare, geometria sculei așchietoare, regimul de așchiere, modul de formare a așchii, caracteristicile materialului prelucrat.

Cauzele apariției abaterilor de ordinul 3 și 4 se datoresc factorilor care intervin la prelucrarea pieselor:

- neuniformitatea procesului de așchiere;
- mișcarea ondulatorie a vârfului sculei așchietoare;
- frecarea dintre suprafața prelucrată a piesei și tăișul sculei așchietoare;
- vibrațiile cu frecvență înaltă generate în sistemul tehnologic.

Rugozitatea suprafețelor constituie abateri geometrice de ordinul 3 și 4 astfel:

- abaterile de ordinul 3 reprezintă componenta cu caracter periodic a rugozității; sunt neregularitățile generate de cinematica procesului de așchiere și de factorii care intervin constant în timpul prelucrării;
- abaterile de ordinul 4 reprezintă componenta cu caracter aleatoriu a rugozității; sunt neregularitățile generate de factorii care intervin la întâmplare în timpul prelucrării.

Precizare: între rugozitatea suprafețelor și starea suprafețelor există deosebiri evidențiate de faptul că:

- starea suprafețelor este definită prin starea fizică și chimică a suprafețelor, definită de caracteristicile fizice și chimice ale stratului superficial al suprafeței și prin starea geometrică a suprafeței, caracterizată de abaterile geometrice ale suprafeței reale față de suprafața nominală;
- rugozitatea suprafețelor se referă numai la aspectul geometric al suprafețelor.

Evaluarea abaterilor microgeometrice se realizează folosind diferite sisteme de evaluare, iar parametrii de rugozitate se definesc pe profile filtrate.

Pentru evaluarea parametrilor de profil ai rugozității este necesară definirea unor noțiuni specifice:

- filtrarea abaterilor geometrice: separarea componentelor transmise de cele atenuate ale profilului efectiv; filtrarea poate fi mecanică, electrică sau combinată;
- profil filtrat: profilul modificat, obținut prin aplicarea filtrării; după componentele transmise ale profilului, se poate obține:
 - profil filtrat trece jos: este profilul obținut prin filtrare cu joasă frecvență care permite transmiterea componentelor cu frecvență joasă (sunt restituite abaterile de ordinul 1 și 2 și atenuate abaterile de ordinul 3 și 4);
 - profil filtrat trece sus: este profilul obținut prin filtrare cu înaltă frecvență care permite transmiterea componentelor cu frecvență înaltă (sunt restituite abaterile de ordinul 3 și 4 și atenuate abaterile de ordinul 1 și 2);
- sistem de evaluare a rugozității: o metodă de calcul folosită pentru aprecierea cantitativă a profilului efectiv; fiecare sistem are la bază o linie sau un profil de referință aleasă, convențional pentru evaluarea cantitativă a profilului efectiv. Se utilizează mai multe sisteme de evaluare:
 - sistemul liniei medii (sistemul M);
 - sistemul liniei înfișurătoare (sistemul E);
 - sistemul diferențelor variabile.

Notă: la baza standardizării rugozității se află sistemul liniei medii, în care se definesc următoarele elemente (fig.18):

- lungime de bază, l : lungimea secțiunii de suprafață aleasă pentru definirea parametrilor de rugozitate, astfel încât să se înlăture influența abaterilor de ordinul 1 și 2;
- lungimea secțiunii măsurate, L : lungimea secțiunii de suprafață aleasă pentru măsurarea parametrilor de profil; poate fi egală cu l sau un multiplu de lungimi de bază;
- linia medie a profilului, m : linia cu forma profilului geometric care împarte profilul efectiv astfel încât, în limitele lungimii l , suma pătratelor ordonatelor y_1, y_2, \dots, y_n , să fie minimă (fig. 18);

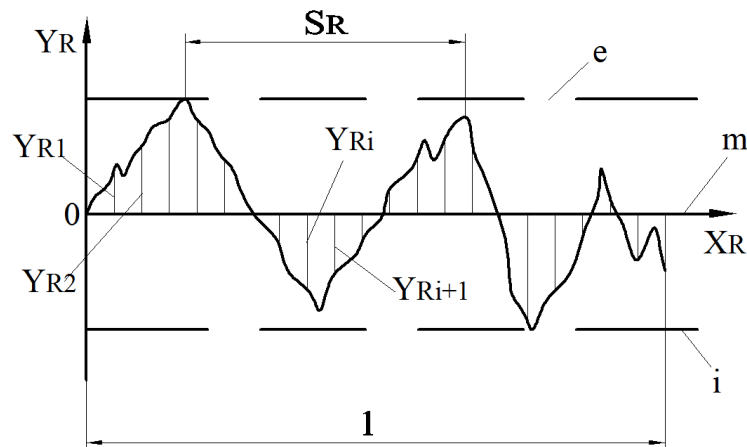


Fig. 18
Elementele sistemului liniei medii

- linia exterioară a profilului, e : linia echidistantă cu linia medie, tangentă la cele mai înalte vârfuri întâlnite pe suprafață, în limitele lungimii l (fig. 18);
- linia interioară a profilului, i : linia echidistantă cu linia medie, tangentă la cele mai joase goluri întâlnite pe suprafață, în limitele lungimii l (fig. 18);
- pasul neregularităților, S_R : distanța între punctele cele mai de sus aparținând la două proeminențe (vârfuri) consecutive ale profilului efectiv (fig. 18);
- nivel de secționare, p : distanța dintre linia e a profilului și o dreaptă paralelă cu aceasta care intersectează profilul;
- lungimea portantă a profilului, L_{Rp} : suma lungimilor segmentelor interceptate în interiorul profilului, în limitele lungimii de bază, pe dreapta care intersectează profilul la nivelul de secționare.

Evaluarea rugozității suprafețelor se realizează prin definirea și determinarea unor parametri caracteristici numiți parametri de profil, care sunt grupați în două categorii distincte: parametri fizici și parametri statistici.

Notă: din motive de utilizare practică, definițiile și relațiile parametrilor de profil ai rugozității sunt stabilite prin metoda grafică de evaluare a profilului efectiv și raportate la o lungime, L de măsurare; pe reprezentarea grafică a profilului filtrat, axa absciselor coincide cu linia exterioară, e , iar axa ordonatelor trece prin punctul zero al unghiului de măsurare, L .

3.2.2. Parametrii de profil ai rugozității

Determinarea cantitativă a rugozității se realizează cu ajutorul unor indicatori numiți parametri de profil ai rugozității.

În sistemul liniei medii se folosesc două categorii de parametri de profil:

- parametri fizici;
- parametri statistici.

Din motive de utilitate practică, definițiile și relațiile parametrilor de profil sunt stabilite prin metoda grafică de evaluare a profilului efectiv, care este raportat la o lungime de măsurare L ; axa absciselor trece prin punctul cel mai înalt al profilului, iar axa ordonatelor trece prin punctul de zero al lungimii de măsurare.

Parametrii fizici ai rugozității.

Parametrii fizici ai rugozității exprimă caracteristicile fizice de formă și de dimensiuni ale profilului real (efectiv); cei mai importanți și frecvent utilizați parametri fizici sunt următorii:

- **adâncimea totală (abaterea totală) a rugozității, R_{max}** este distanța, pe axa ordonatelor între punctul cel mai înalt și punctul cel mai de jos al profilului, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.19.); se determină cu relația:

$$R_{max} = Y_{Rmax} - Y_{Rmin}. \quad (1)$$

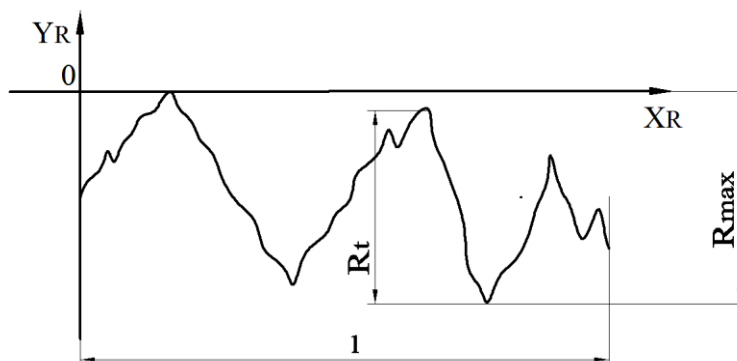


Fig. 19
Parametrii fizici ai rugozității: R_{max} ; R_t

- **adâncimea maximă (amplitudinea maximă) a rugozității , R_t** este cea mai mare din distanțele, pe axa ordonatelor, între o proeminență și un gol consecutive evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.19.).

- **adâncimea medie (amplitudinea medie) a rugozității, R_z** este media aritmetică a distanțelor, pe axa ordonatelor, între o proeminență și un gol succesive, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.20.):

$$R_z = (\sum R_i)/n, \quad (2)$$

unde $n = 5$.

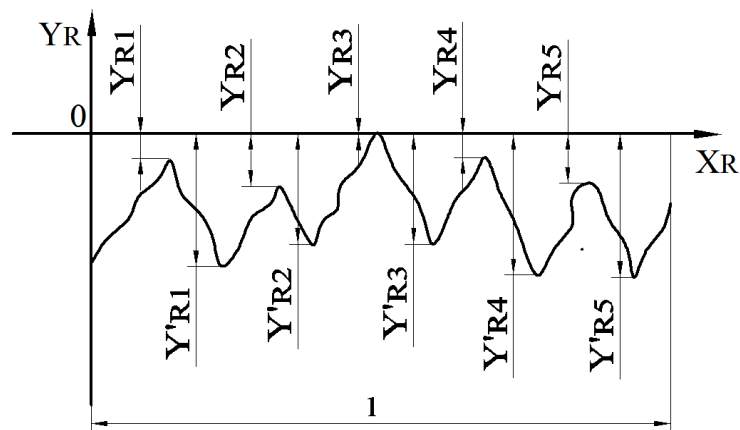


Fig. 20
Parametrii fizici ai rugozității: R_z

Parametrii statistici ai rugozității.

Parametrii statistici ai rugozității exprimă caracteristicile statistice ale profilului real (efectiv); cei mai importanți și des utilizați parametri statistici ai rugozității sunt:

- **procentajul portant al rugozității, T_{Rp}** : este raportul între lungimea portantă a profilului și lungimea de măsurare L , evaluat pe un profil filtrat trece sus.

$$T_{Rp} = 100 / L \cdot \sum (L_{Rp})_i. \quad (3)$$

- **adâncimea de nivelare a rugozității, R_p** este distanța între punctul cel mai înalt al profilului și linia medie, evaluată pe un profil filtrat trece sus:

$$R_p = 1 / L \cdot \int Y_R \cdot dx_R. \quad (4)$$

- **abaterea medie aritmetică a rugozității, R_a** este media aritmetică a valorilor absolute ale ordonatelor profilului efectiv, evaluată pe un profil filtrat trece sus:

$$R_a = 1 / L \cdot \int (Y_R - R_p) \cdot dx_R. \quad (5)$$

Coeficienții de formă ai rugozității.

Coeficienții de formă ai rugozității sunt indicatori caracterizează forma profilului prin raportarea parametrilor fizici sau statistici între ei, furnizând informații cu privire la aspectul și configurația neregularităților; dintre aceștia, mai importanți sunt:

- **gradul de umplere a profilului, K_{pR}** reprezintă raportul dintre adâncimea de nivelare și adâncimea medie a rugozității:

$$K_{pR} = R_p / R_z. \quad (6)$$

Notă: - dacă valoarea lui K_{pR} tinde spre valoarea 1, profilul are o configurație necorespunzătoare, caracterizat prin proeminențe ascuțite și goluri largi;
- dacă valoarea lui K_{pR} tinde spre valoarea 0, profilul are o configurație solidă, caracterizat prin proeminențe largi și goluri înguste.

- **gradul de vălurire a profilului, K_R** este definit ca raportul dintre pasul mediu și adâncimea medie a rugozității:

$$K_R = S_r / R_z. \quad (7)$$

Între coeficienții de formă ai profilului există relația:

$$K_R = 1 - K_{pR}. \quad (8)$$

3.2.3. Alegerea parametrilor de rugozitate.

Rugozitatea suprafețelor organelor de mașini influențează semnificativ funcționarea acestora, fiind implicată direct în definirea următoarelor caracteristici funcționale:

- rezistența la uzare a suprafețelor în contact;
- rezistența la oboseală;
- rezistența la coroziune;
- performanța îmbinărilor:
 - caracterul contactului dintre suprafețele conjugate;
 - etanșeitatea îmbinărilor;
 - modul de ungere;
 - stabilitatea la vibrații;
 - durabilitatea;
 - caracterul ajustajului;

De aceea, alegerea corectă a valorilor limită pentru parametrii de rugozitate trebuie realizată pe baza influenței microneregularităților asupra performanțelor pieselor și ale îmbinărilor de piese. Deasemenea, trebuie avut în vedere faptul că, pentru caracterizarea completă a profilului unei suprafețe, din punct de vedere al microgeometriei acesteia, este necesar un complex de indici nefiind suficientă numai stabilirea valorii limită pentru un parametru de rugozitate anume.

De aceea, la alegerea parametrilor de rugozitate, se vor respecta o serie de criterii, din care mai importante sunt:

- semnificația parametrului/ parametrilor de rugozitate în raport cu rolul funcțional al suprafeței considerate;
- tipul suprafețelor conjugate: de centrare sau de ghidare, de etanșare, solicitate la uzare, pentru acoperire, funcționale sau nefuncționale;
- dacă există sau nu, mișcare relativă între suprafețele conjugate;
- mărimea suprafeței de contact;
- tipul și mărimea solicitărilor;
- regimul termic;
- mediul în care lucrează îmbinările;
- modul de ungere;
- procedeul de prelucrare aplicat pentru obținerea suprafeței;
- compatibilitatea parametrului/ parametrilor de rugozitate ales/ aleși, în raport cu mijloacele de măsurare disponibile.

Valori mici pentru limita maximă a parametrilor de rugozitate, se stabilesc pentru:

- suprafețele active ale sculelor așchietoare;
- suprafețele active ale mijloacelor de măsurare;
- suprafețele de contact ale pieselor din îmbinări formate cu ajustaje cu joc sau cu stângeri mici;
- suprafețele de racordare (pentru a evita apariția concentratorilor de eforturi);
- suprafețele pieselor care lucrează în medii corozive;
- suprafețe libere, nefuncționare, pentru aspect.

Există o strânsă legătură între precizia dimensională (treapta de toleranțe a unei dimensiuni) și parametrii de rugozitate, determinată de rolul funcțional al suprafețelor.

În tabelul 1 sunt prezentate, informativ, valori maxime admise ale parametrului de rugozitate R_a , în funcție de toleranțele fundamentale ISO, pentru intervale de dimensiuni nominale până la 500 mm.

În tabelul 2, sunt prezentate valorile parametrului de rugozitate R_a , obținute prin aplicarea diferitelor procedee de prelucrare.

În tabelul 3 sunt prezentate, informativ, recomandări de alegere a valorii maxime admise pentru parametrul de rugozitate R_a , în funcție de domeniul de utilizare a suprafețelor, cu exemple concrete.

Legătura dintre precizia dimensională și parametrul de rugozitate Ra

Tabelul 1.

Dimensiuni nominale [mm]	Trepte de toleranțe fundamentale																
	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	
Intervale	Parametrul de rugozitate Ra [μm]																
≤ 3													1,6- -6,3		3,2- -12,5	6,3- -25	
(3 - 10]	0,025 -0,1	0,05- -0,2	0,1- -0,4	0,1- -0,4	0,1- -0,4	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,4- -1,6	0,4- -1,6	0,8- -3,2	0,8- -3,2	1,6- -6,3	1,6- -6,3	3,2- -12,5	3,2- -12,5	6,3- -25	12,5- -50
(10 - 18]					0,2- -0,8												
(18 - 30]					0,4- -1,6												
(30 - 50]	0,05 -0,2	0,1- -0,4	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,4- -1,6	0,4- -1,6	0,8- -3,2	0,8- -3,2	1,6- -6,3	1,6- -6,3	3,2- -12,5	3,2- -12,5	6,3- -25	6,3- -25	12,5- -50	12,5- -50
(50 - 80]					0,4- -1,6												
(80 - 120]					0,8- -3,2												
(120 - 180]	0,1- -0,4	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,4- -1,6	0,4- -1,6	0,8- -3,2	0,8- -3,2	1,6- -6,3	1,6- -6,3	3,2- -12,5	3,2- -12,5	6,3- -25	6,3- -25	12,5- -50	12,5- -50	12,5- -50
(180 - 250]					0,8- -3,2												
(250 - 315]					1,6- -6,3												
(315 - 400]	0,2- -0,8	0,2- -0,8	0,4- -1,6	0,4- -1,6	0,8- -3,2	0,8- -3,2	1,6- -6,3	1,6- -6,3	3,2- -12,5	3,2- -12,5	6,3- -25	6,3- -25	12,5- -50	12,5- -50	12,5- -50	25- -100	25- -100
(400 - 500]					1,6- -6,3												

Recomandări de alegere a parametrului de rugozitate Ra
Tabelul 3.

Parametrul Ra [μm]	Domeniul de utilizare	Exemple de utilizare
0,012	<ul style="list-style-type: none"> - Uzări foarte reduse la tensiuni de contact mari - Mijloace de măsurare de mare precizie 	<ul style="list-style-type: none"> - Căi de rulare la rulmenți de precizie - Suprafețe active la mijloace de măsurare optico-mecanice - Cale plan- paralele
0,025	<ul style="list-style-type: none"> - Uzări reduse la viteze mari și tensiuni de contact relativ mari - Mijloace de măsurare foarte precise 	<ul style="list-style-type: none"> - Pistoane și plunjere pentru pompe cu presiunea peste 10 MPa - Lagăre principale la mașini- unelt de mare precizie - Suprafețe de măsurare la micrometre - Cale plan- paralele
0,05	<ul style="list-style-type: none"> - Uzări reduse la suprafețe funcționale - Mijloace de măsurare precise 	<ul style="list-style-type: none"> - Distribuitoare și cilindri de pompe cu presiunea peste 10 MPa - Suprafețe de centrare precise la dornuri și scule de mare precizie - Suprafețe de măsurare la comparatoare, micrometer și calibre de lucru - Scări gradate la aparate optico- mecanice
0,10	<ul style="list-style-type: none"> - Jocuri mici între suprafețe de ghidare precise - Suprafețe de contact - Suprafețe exterioare precise - Mijloace de măsurare puțin precise 	<ul style="list-style-type: none"> - Etanșări fixe conice - Etanșări pretențioase la presiuni relative mari - Fusuri și cuzineți la articulații și lagăre la mecanisme și mașini- unelte de precizie și rapide - Ghidaje de rostogolire de mare precizie - Pistoane și cilindri dpentrupompe de injecție - Cilindri hidraulici - Arbori cotiți - Came - Role, bile, căi de rulare la rulmenți - Tije palpatoare la mijloace de măsurare - Suprafețe de măsurare la șublere - Calibre
0,20	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe supuse la frecare, de a căror uzură depinde precizia de lucru a mecanismelor 	<ul style="list-style-type: none"> - Etanșări fixe conice fără garniture - Etanșări mobile fără garniture - Lagărele arborilor cotiți și ale arborilor cu came - Cuzineți lepuiți - Fusuri de manivelă - Fusuri la turbine și reductoare de mare viteză - Pistoane și cilindri pentru distribuitoare și pompe cu presiunea sub 10 MPa - Piciorul supapei - Suprafața activă a camelor - Ghidaje de mașini- unelte - Conuri de prindere a sculelor - Știfturi de centrare ale dispozitivelor - Suprafețe de lucru la mijloace de măsurare - Suprafețe de lucru ale calibrelor

Tabelul 3 (continuare)

Parametrul R_a [μm]	Domeniul de utilizare	Exemple de utilizare
0,40	<ul style="list-style-type: none"> - Uzări reduse la viteze și tensiuni de contact mijlocii - Suprafețe de centrare - Suprafețe de contact greu solicitate - Suprafețe nefuncționale care se vor acoperi metallic (cromare, nichelare, etc) 	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe de etanșare la ventile, sertare, garnituri-manșetă, press- garniture (pentru mișcări rectilinii) - Cuzineți pentru arbori motor din metal antifricțiune - Lagăre ale arborilor de transmitere - Fusuri ale mașinilor electrice mari - Suprafețe de alunecare la pene - Inele colectoare, colectoare lamelare - Șiruburi conducătoare - Discuri de fricțiune - Suprafața activă a camelor - Suprafețe de măsurare ale șublerelor și calibrelor
0,80	<ul style="list-style-type: none"> - Uzări reduse la viteze și tensiuni reduse - Suprafețe de centrare - Suprafețe nefuncționale care se vor acoperi metallic (cromare, nichelare, etc) 	<ul style="list-style-type: none"> - Etanșări fixe fără garnituri (flanșe) - Suprafețe de etanșare pentru garnituri din pâslă - Cuzineși din bronz - Cuzineți rectificați - Lagărele arborilor de transmitere - Alezaje broșate - Suprafețe de alunecare la pene paralele - Asamblări filetate cu strângere supuse la vibrații - Flancurile danturilor rectificate sau șeveruite și ale roților dințate din bronz - Arbori excentrici - Tambure de frână - Glisiere și ghidaje ale mașinilor- unelte - Organe de comandă sau reazeme pentru mână (mânere, volane)
1,60	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe de ghidare și de centrare la mișcări periodice - Suprafețe de contact puțin solicitate 	<ul style="list-style-type: none"> - Etanșări cu garniture metalice - Alezajele lagărelor de alunecare - Îmbinări fixe obișnuite - Suprafețe active la îmbinări cu pene și la pene de reglare - Arbori și alezaje la reductoare - Suprafețe de contact la carcase din fontă - Suprafața activă a roților de curea - Ghidaje în formă de coadă de rândunică - Oglinda cilindrilor la mașini termice mari - Flancurile danturilor mortezate cu cuțite- roată sau cuțite- pieptene

Tabelul 3 (continuare)

Parametrul R _a [μm]	Domeniul de utilizare	Exemple de utilizare
3,2	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe de contact fixe - Transmisii cu uzare redusă - Condiții de aspect 	<ul style="list-style-type: none"> - Îmbinări fixe demontabile - Filete metrice, trapezoidale, rotunde și pentru țevi - Flancurile danturilor frezate - Suprafețele laterale ale flancurilor danturilor roților conice și de lanș, ale canalelor roților pentru curele trapezoidale, ale filetelor - Fusuri și lagăre la transmisii obișnuite - Cuzineți - Lagăre - Segmenti de piston - Flanșe și cuplaje - Ghidaje în formă de coadă de rândunică - Găuri de centrare
6,3	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe de contact fără centrare și nesolicitare - Suprafețele exterioare vizibile așle organelor de mașini 	<ul style="list-style-type: none"> - Etanșări cu garnituri nemetalice - Suprafața filetată la toate organelle de asamblare uzuale și semiprecise - Suprafețele frontale și laterale la șuruburi și piulițe precise - Tija și porțiunea filetată la șuruburi precise și semiprecise - Suprafețele de așezare ale pieselor cu dimensiuni și mase mijlocii - Suprafețe cu condiții de aspect
12,5- 25	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe de contact grosolane fixe - Suprafețele libere și nefuncționale ale orificiilor 	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe frontale ale arborilor roților dințate, bușelor și cuplajelor - Butuc- inel colector, butuc- collector, butuc- rotor - Bazele de așezare ale arcurilor elicoidale - Suprafețele de așezare ale pieselor mari și grele - Piese turnate în cochilă -
50- 100	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețe grosolane - Suprafețe neprelucrate, curățate 	<ul style="list-style-type: none"> - Suprafețele frontale ale conductelor - Fuduri de virole - Găuri fără importanță - Muchii și fețe prelucrate pentru sudare - Piese turnate în amestec de turnare - Suprafețe laminate, forjate, matrițate, ambutisate, tăiate.

4. Întrebări recapitulative

- ce este rugozitatea suprafețelor?
- cum se manifestă rugozitatea suprafețelor (sub ce formă pot fi microneregularitățile)?
 - care sunt cauzele care generează microneregularitățile?
 - care sunt elementele liniei medii?
 - ce este filtrarea abaterilor geometrice?
 - ce tipuri de profile filtrate se obțin prin filtrarea abaterilor geometrice?
 - în câte categorii se împart parametrii de profil ai rugozității?
 - ce este adâncimea totală a rugozității? Cum se simbolizează?
 - ce este adâncimea maximă a rugozității? Cum se simbolizează?
 - ce este adâncimea medie a rugozității? Cum se simbolizează?
 - ce este adâncimea medie aritmetică a rugozității? Cum se simbolizează?
 - care este simbolul grafic complet folosit pentru înscrierea valorilor maxime ale parametrilor de rugozitate?
- cum se specifică, pe desen, că este permisă îndepărtarea de material?
- cum se specifică, pe desen, că este interzisă îndepărtarea de material?
- cum se specifică, pe desen, că este permisă îndepărtarea de material?
- câte poziții sunt stabilite în jurul simbolului grafic, pentru înscrierea parametrilor de stare pe desen?
 - ce se înscrie în poziția **a**, a simbolului grafic complet?
 - ce se înscrie în poziția **b**, a simbolului grafic complet?
 - ce se înscrie în poziția **c**, a simbolului grafic complet?
 - ce se înscrie în poziția **d**, a simbolului grafic complet?
 - ce se înscrie în poziția **a**, a simbolului grafic complet?
- cum se notează, pe desen, condițiile de rugozitate fără indicație individuală?

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL AL IV- LEA

PRECIZIA ORIENTĂRII ȘI A POZIȚIEI RELATIVE

Conținut.

1. Considerații generale.

2. Abateri de orientare.

- 2.1. Abaterile la paralelism.
- 2.2. Abaterile la înclinare.
- 2.3. Abaterile la perpendicularitate.

3. Abateri de poziție relativă.

- 3.1. Abaterea la poziția nominală.
- 3.2. Abaterea la coaxialitate.
- 3.3. Abaterea la concentricitate.
- 3.4. Abaterea la simetrie.
- 3.5. Bătaia radială.
- 3.6. Bătaia frontală.

4. Întrebări recapitulative.

Iași, 2020

PRECIZIA ORIENTĂRII ȘI A POZIȚIEI RELATIVE

1. Considerații generale.

Precizia orientării și a poziției relative a suprafețelor reprezintă gradul de corespondență dintre orientarea și poziția relativă cu care se obțin elementele geometrice (axe, plane, suprafețe) în urma prelucrării și orientarea și poziția relativă a acelorași elemente geometrice stabilită de proiectant pe desen.

Datorită impreciziei procesului de prelucrare orientarea, respectiv, poziția relativă a suprafețelor nu se obține cu exactitate ci cu abateri numite abateri de orientare, respectiv, abateri de poziție relativă

Prin abaterile de orientare se evaluează precizia orientării suprafețelor pieselor, iar, prin abaterile de poziție relativă se evaluează precizia poziției relative a suprafețelor

Pentru definirea abaterilor de orientare și de poziție relativă a suprafețelor, este necesară cunoașterea următoarelor noțiuni:

- orientare nominală: orientarea unui element geometric al piesei (punct, dreaptă, plan, suprafață) determinată prin dimensiuni liniare și/ sau unghiulare față de baza de referință sau de alt element geometric al piesei;
- poziție nominală: poziția unui element geometric al piesei determinată prin dimensiuni nominale sau dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate);
- element de referință: elementul geometric real al piesei (vârf, muchie, suprafață) folosit pentru definirea bazei de referință;
- element de referință simulat: elementul geometric real (vârf, muchie, suprafață) al dispozitivului de prindere a piesei și care este în contact direct cu elementul de referință al piesei;
- bază de referință: elementul geometric ideal (punct, axă, plan, suprafață) care se obține la contactul dintre elementul de referință al piesei cu elementul de referință simulat și față de care se stabilește orientarea /poziția elementului tolerat; sunt definite următoarele tipuri de baze de referință:
 - bază de referință de tip plan geometric, definită prin contactul între suprafața plană reală a piesei și suprafața plană reală a elementului de orientare folosit (fig. 1);
 - bază de referință de tip axă de simetrie, materializată prin contactul între suprafața cilindrică reală a piesei și suprafața cilindrică exterioară a dornului folosit pentru materializarea bazei;
- bază de referință comună: baza de referință obținută prin reuniunea a două baze de referință singulare și față de care se stabilește orientarea /poziția elementului tolerat;

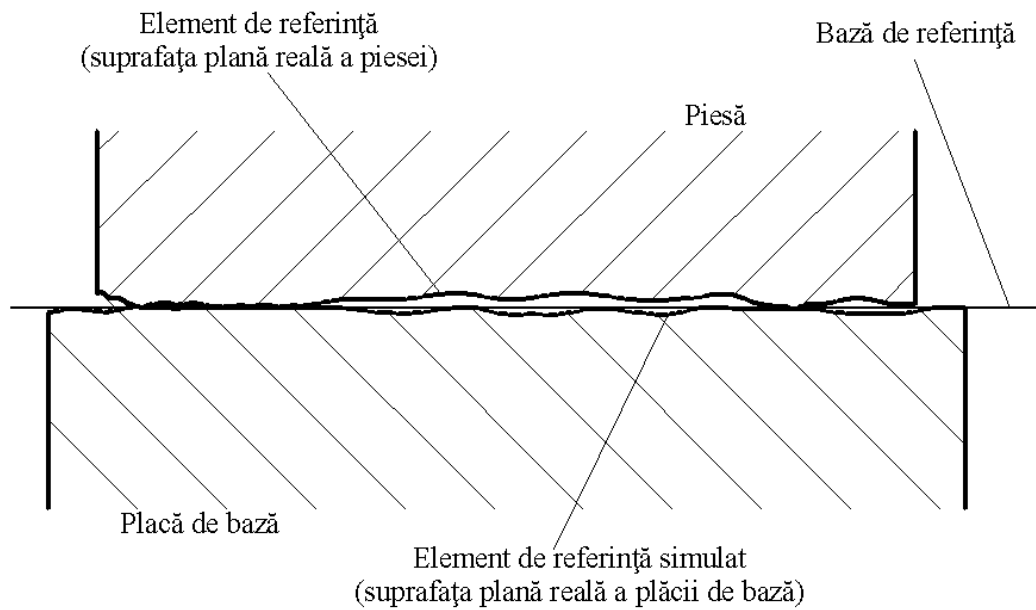


Fig. 1
Bază de referință de tip plan geometric

- sistem de baze de referință: ansamblul format din două sau mai multe baze de referință singulare, folosit pentru definirea poziției elementului geometric tolerat;
- abatere de orientare: abaterea de la orientarea nominală a unui element geometric al piesei față de o bază de referință;
- abatere de poziție relativă: abaterea de la poziția relativă nominală a unui element geometric al piesei, în raport cu o bază de referință sau un sistem de baze de referință;
- abatere limită de orientare: valoarea maximă admisă a abaterii de orientare;
- abatere limită de poziție relativă: valoarea maximă admisă a abaterii de poziție relativă;
- toleranța de orientare: zona delimitată de abaterea limită de orientare;
- toleranța de poziție relativă: zona delimitată de abaterea limită de poziție relativă;

2. Abateri de orientare.

Abaterile de orientare a suprafețelor sunt diferențe cu care se obține orientarea suprafețelor prelucrate față de orientarea teoretică specificată în documentația de execuție.

Prin abaterile de orientare se evaluează precizia orientării suprafețelor pieselor.

Sunt stabilite, prin standard, următoarele categorii distincte de abateri de orientare:

- abaterile la paralelism;
- abaterile la înclinare;
- abaterile la perpendicularitate.

Fiecare din cele trei categorii de abateri de orientare prezintă mai multe cazuri particulare în funcție de tipul elementului geometric tolerat și de tipul elementului geometric specificat drept bază de referință (dreaptă, plan, suprafață cilindrică, etc).

În continuare, se vor defini abaterile de orientare, specificându-se următoarele elemente, pentru fiecare caz în parte: definiția abaterii, schema de definire, schema zonei de toleranțe corespunzătoare.

2.1. Abaterile la paralelism

Abateră la paralelism este diferența distanțelor maximă și minimă dintre elementele adiacente măsurate în limitele lungimii sau suprafeței de referință.

Sunt următoarele cazuri ale abaterii la paralelism:

- abaterea la paralelism a două drepte în plan;
- abaterea la paralelism a două drepte în spațiu;
- abaterea la paralelism a unei drepte față de un plan;
- abaterea la paralelism a două plane;

2.1.1. Abaterea la paralelism a două drepte în plan.

Abaterea la paralelism a două drepte în plan este diferența distanțelor maximă și minimă dintre dreptele adiacente dreptelor reale, măsurate în limitele lungimii de referință (fig. 2.a).

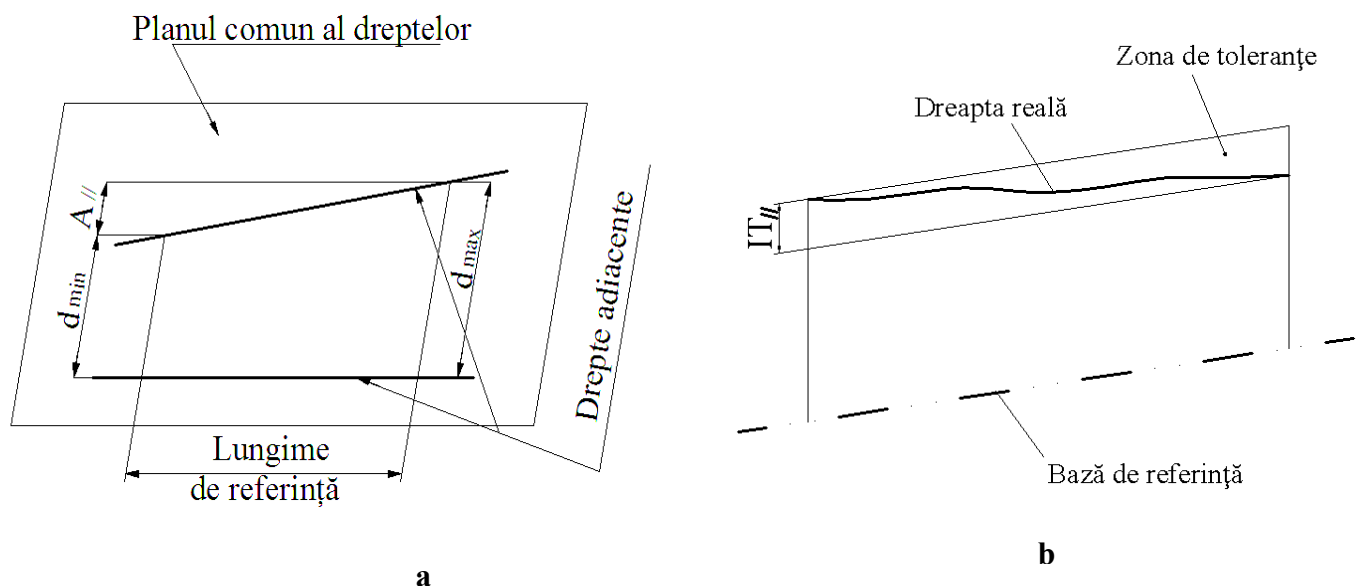


Fig. 2
Abaterea la paralelism a două suprafețe plane
a. schema de definire; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie limitată de două drepte paralele cu baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la paralelism (fig. 2.b).

2.1.2. Abaterea la paralelism a două drepte în spațiu.

Abaterea la paralelism a două drepte în spațiu este rădăcină pătrată din abaterile la paralelism ale proiecțiilor celor două drepte în două plane, din care unul din plane (planul H), conține una din drepte, iar celălalt plan (planul V), este perpendicular pe primul și trece printr- un punct extrem P, al celei de- a doua drepte (fig. 3.a).

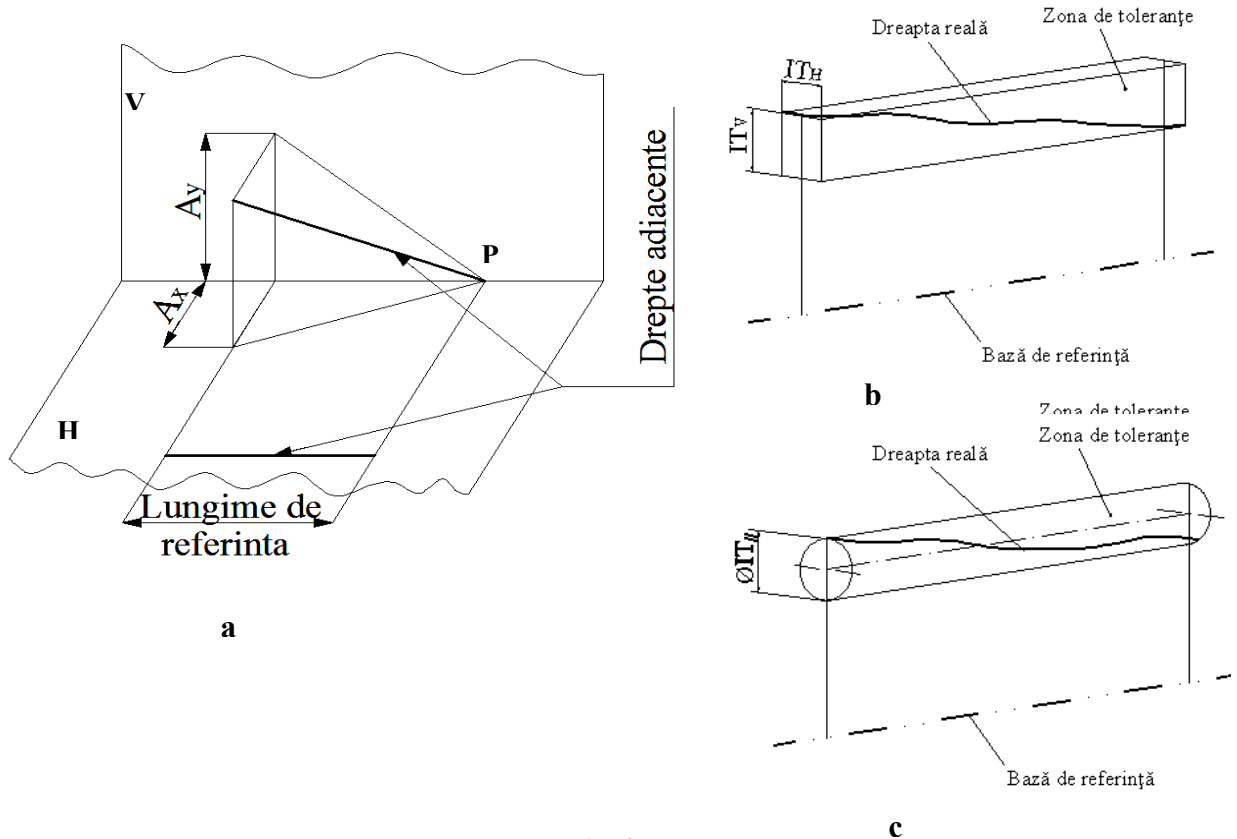


Fig. 3

Abaterea la paralelism a două drepte în spațiu
a. schema de definire; b, c. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie sau un volum, în funcție de direcția sau, direcțiile pe care este prescrisă toleranța la paralelism, astfel:

- este o arie limitată de două drepte paralele cu baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la paralelism, atunci când toleranța la paralelism se prescrie în planul de proiecție, adică, pe o singură direcție (cazul precedent, fig. 2.b).
- este un volum limitat de un paralelipiped cu muchiile paralele cu baza de referință, și având laturile secțiunii cu lungimea egală cu toleranța la paralelism prescrisă pe fiecare direcție, atunci când toleranța la paralelism se prescrie pe două direcții perpendiculare (fig. 3.b);

– este un volum limitat de un cilindru cu axa paralelă cu baza de referință și având diametrul egal cu toleranța la paralelism, atunci când aceasta se precizie în orice direcție (fig. 3.c).

2.1.3. Abaterea la paralelism a unei drepte față de un plan.

Abaterea la paralelism a unei drepte față de un plan este diferența distanțelor maximă și minimă dintre dreapta adiacentă și planul adiacent, măsurate în limitele lungimii de referință (fig. 4.a).

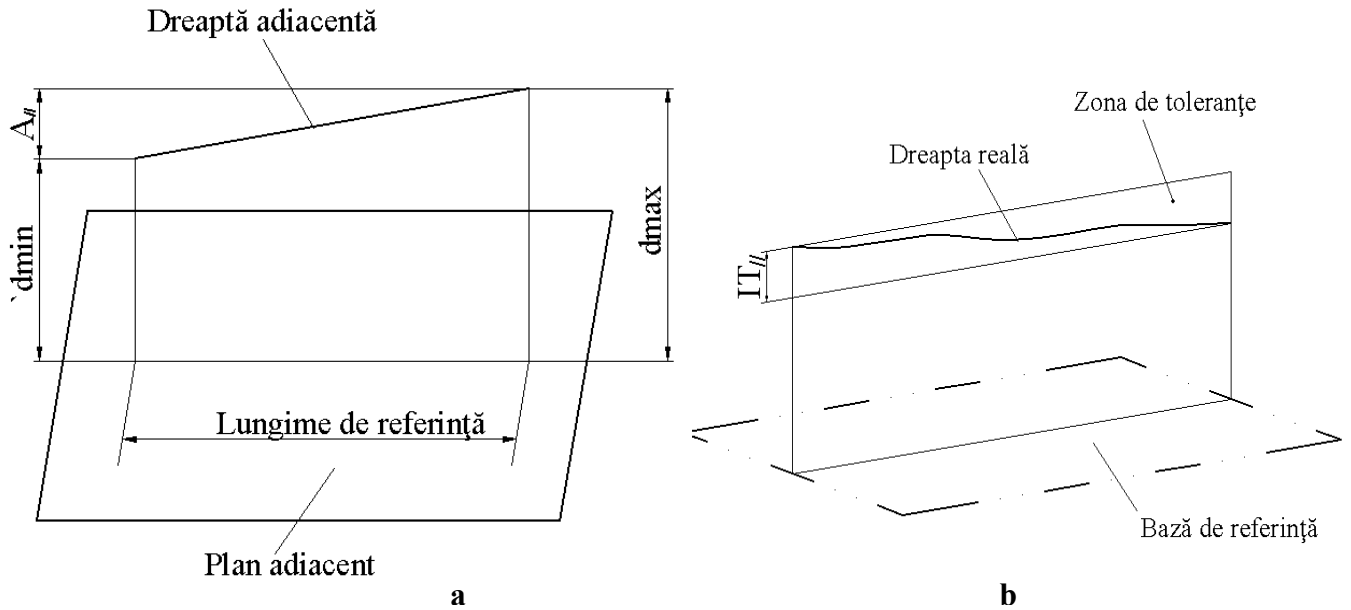


Fig. 4

Abaterea la paralelism a unei drepte față de un plan

a. schema de definire; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie limitată de două drepte paralele cu baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la paralelism (fig. 4.b).

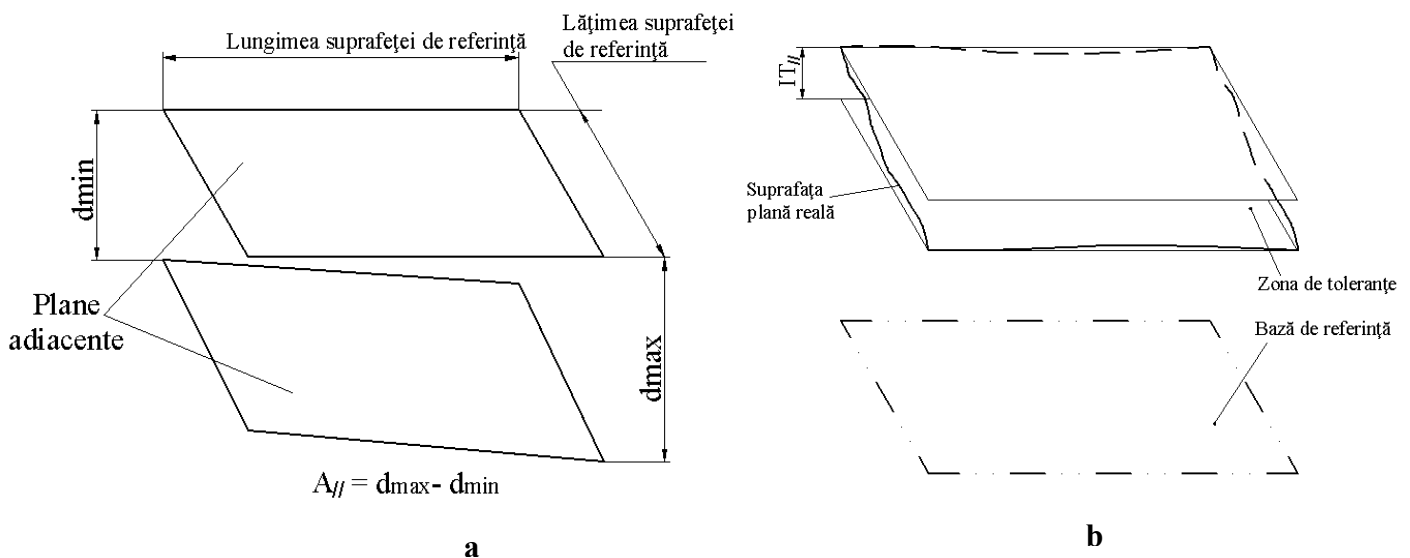


Fig. 5

Abaterea la paralelism a două suprafețe plane

a. schema de definire; b. zona de toleranțe

2.1.4. Abaterea la paralelism a două plane.

Abaterea la paralelism a două suprafețe plane este diferența distanțelor maximă și minimă dintre planele adiacente suprafețelor plane reale, măsurate în limitele suprafeței de referință, caracterizată printr-o lungime de referință și o lățime de referință (fig. 5.a).

Zona de toleranțe este un volum limitat de două plane paralele cu baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la paralelism (fig. 5.b).

2.2. Abaterile la înclinare

Abaterea la înclinare este diferența dintre unghiul format de elementele adiacente și unghiul nominal măsurată liniar, în limitele lungimii sau suprafeței de referință.

Sunt următoarele cazuri ale abaterii la înclinare:

- abaterea la înclinare a două drepte;
- abaterea la înclinare a unei drepte față de un plan;
- abaterea la înclinare a două plane;

2.2.1. Abaterea la înclinare a două drepte.

Abaterea la înclinare a două drepte este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente dreptelor reale și unghiul nominal măsurată liniar, în limitele lungimii de referință (fig. 6.a).

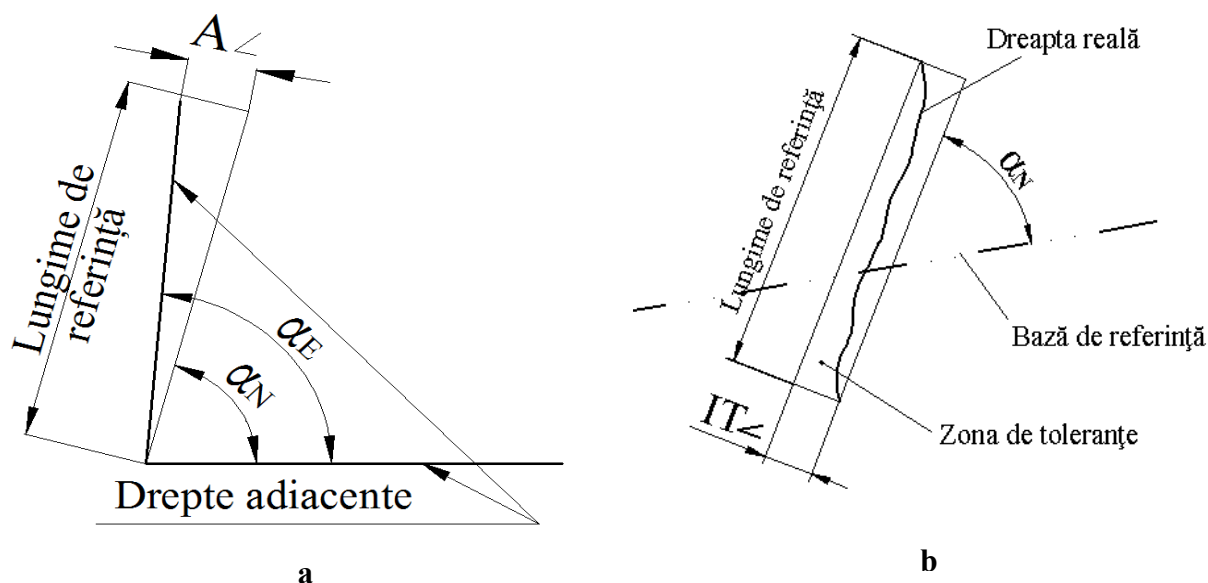


Fig. 6

Abaterea la înclinare a două drepte

a. schema de definire; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie limitată de două drepte paralele între ele și înclinate cu unghiul nominal față de baza de referință și având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (fig. 6.b).

2.2.2. Abaterea la înclinare a unei drepte față de un plan.

Abaterea la înclinare a unei drepte față de o suprafață plană este diferența dintre unghiul format de dreapta adiacentă cu planul adiacent și unghiul nominal măsurată liniar, în limitele lungimii de referință (fig. 7.a).

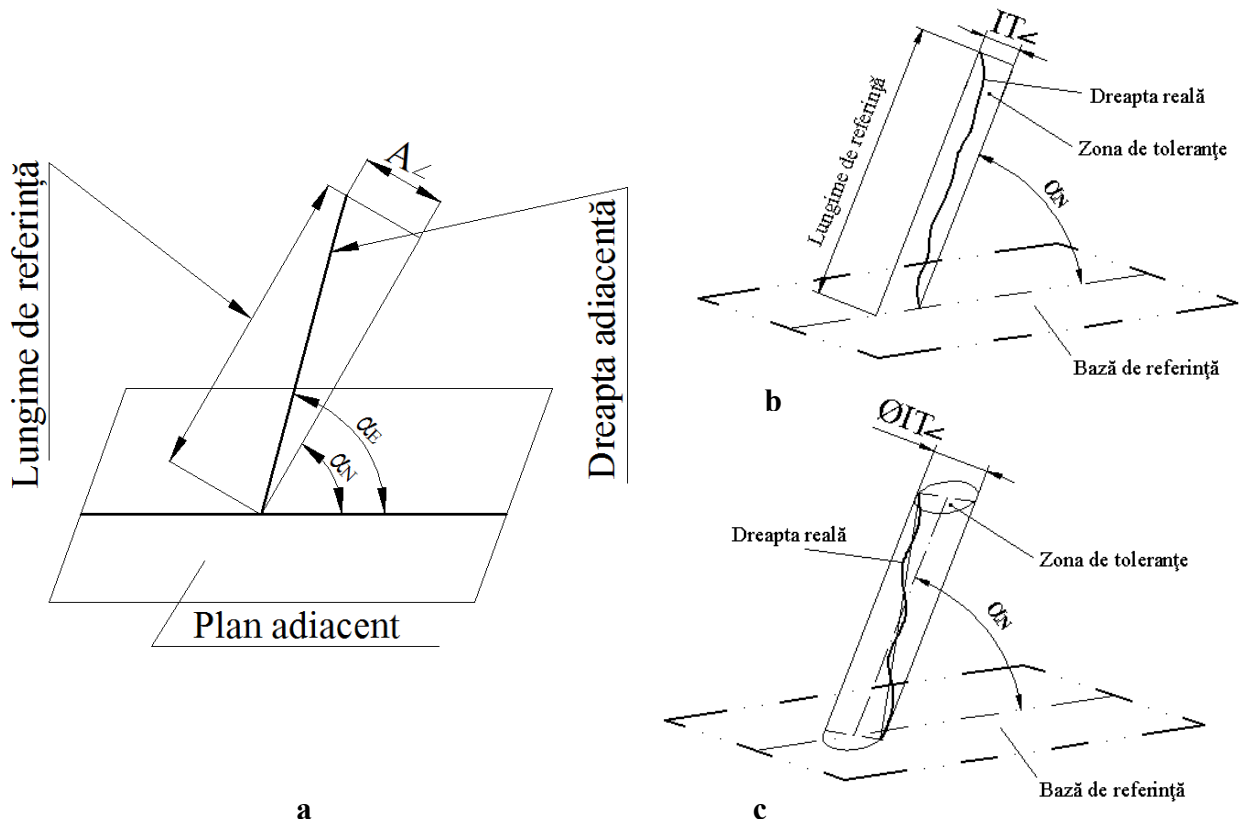


Fig. 7

Abaterea la înclinare a unei drepte față de o suprafață plană

a. schema de definire; b. c. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie sau un volum, în funcție de direcția sau, direcțiile pe care este prescrisă toleranța la înclinare, astfel:

- este o arie limitată de două drepte paralele între ele și înclinate cu unghiul nominal față de baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare, atunci când toleranța se prescrie în planul de proiecție, adică, pe o singură direcție (fig. 7.b);
- este un volum limitat de un cilindru cu axa înclinată cu unghiul nominal față de baza de referință și având diametrul egal cu toleranța la înclinare, atunci când nu este specificată direcția pe care se prescrie toleranța (fig. 7.c).

2.2.3. Abaterea la înclinare a două suprafețe plane.

Abaterea la înclinare a două suprafețe plane este diferența dintre unghiul format de planele adiacente suprafețelor plane reale și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele suprafeței de referință (fig. 8.a).

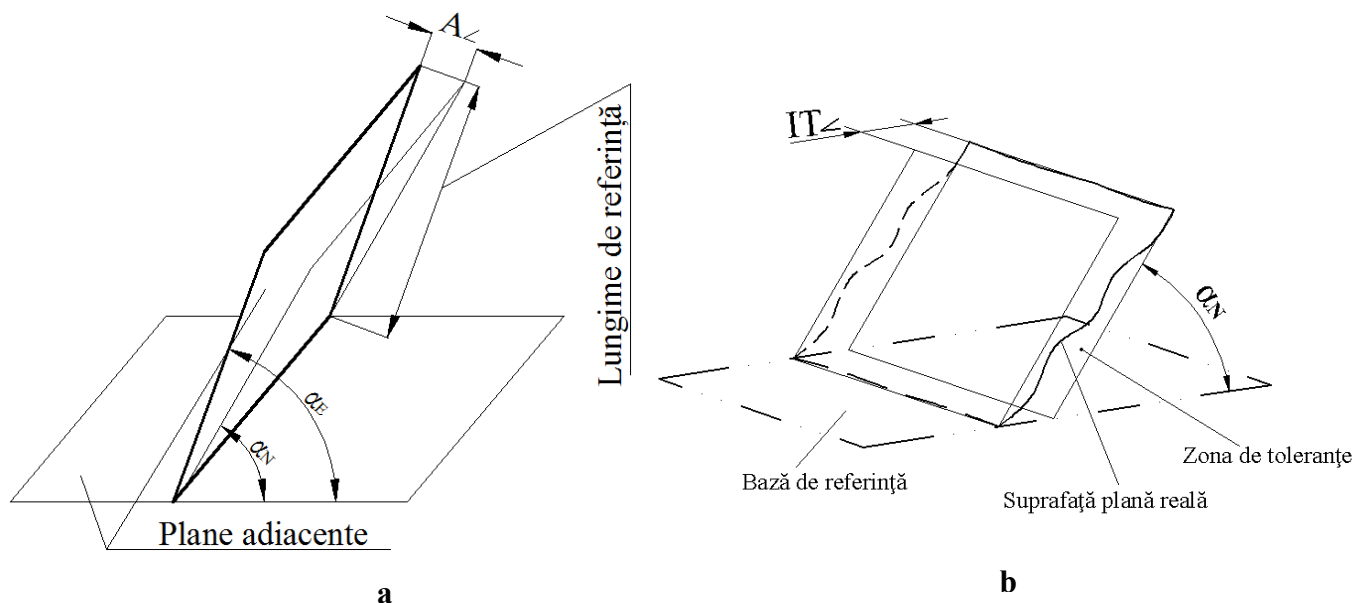


Fig. 8
Abaterile la înclinare a două suprafețe plane
 a. schema de definire; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o un volum limitat de două plane paralele între ele și înclinate cu unghiul nominal față de baza de referință și având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (fig. 8.b).

2.3. Abaterile la perpendicularitate.

Abaterile la perpendicularitate sunt un caz particular al abaterii de la înclinare, când unghiul nominal este 90° și reprezintă diferența dintre unghiul format de elementele adiacente și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele lungimii sau suprafeței de referință.

Sunt următoarele cazuri ale abaterii la perpendicularitate:

- abaterea la perpendicularitate a două drepte;
- abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de un plan;
- abaterea la perpendicularitate a două plane;

2.3.1. Abaterile la perpendicularitate a două drepte.

Abaterile la perpendicularitate a două drepte este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente dreptelor reale și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele lungimii de referință (fig. 9).

Zona de toleranțe este o arie limitată de două drepte paralele între ele și perpendiculare pe baza de referință și având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (fig. 9.b).

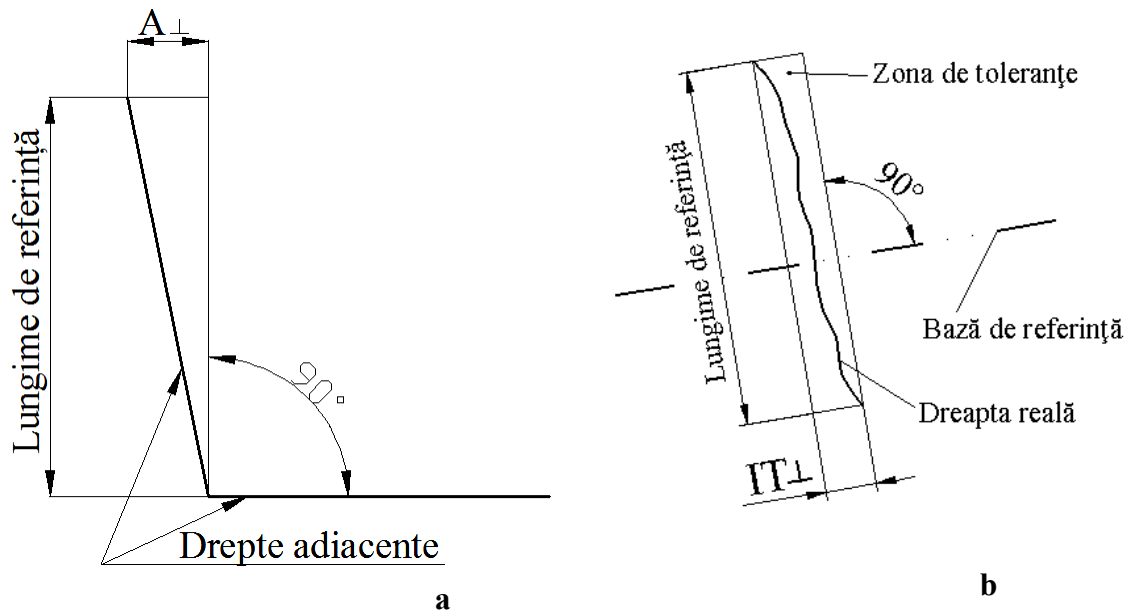


Fig. 9
Abaterea la perpendicularitate a două drepte.
 a. schema de definiție; b. zona de toleranțe

2.3.2. Abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de un plan.

Abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de o suprafață plană este diferența dintre unghiul format de dreapta adiacentă cu planul adiacent și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele lungimii de referință (fig. 10.a).

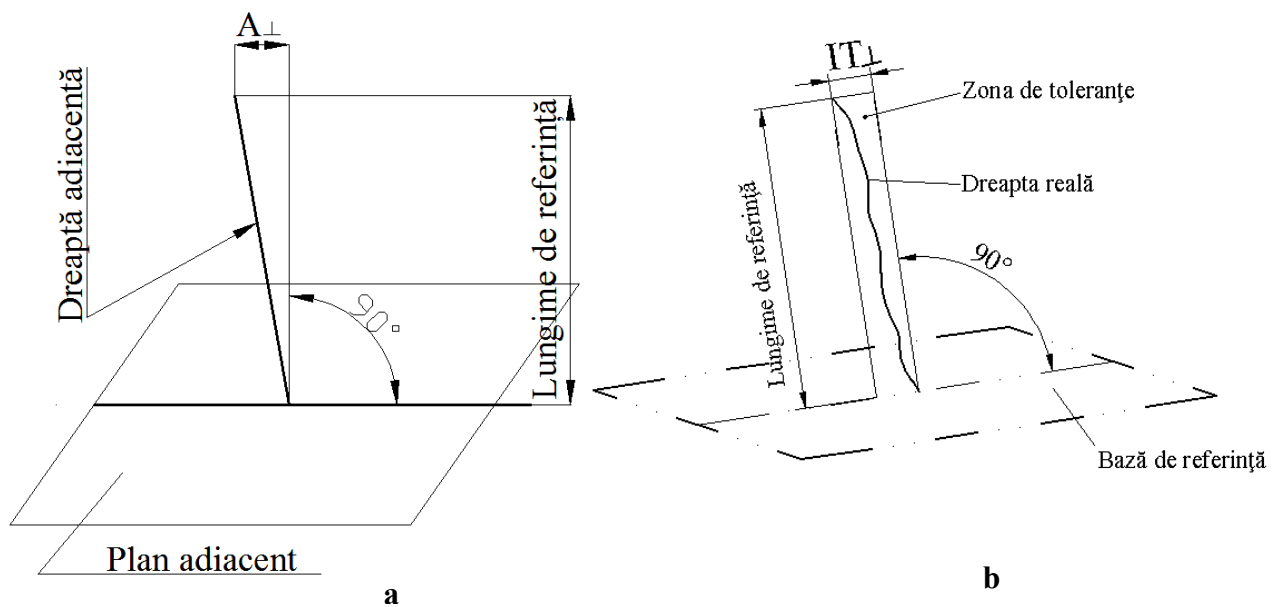


Fig. 10
Abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de un plan
 a. schema de definiție; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie sau un volum, în funcție de direcția sau, direcțiile pe care este prescrisă toleranța la înclinare, astfel:

- este o arie limitată de două drepte paralele între ele și perpendiculare pe baza de referință, având distanța dintre ele egală cu toleranța la perpendicularitate, atunci când toleranța la înclinare se prescrie în planul de proiecție, adică, pe o singură direcție (fig. 10.b);

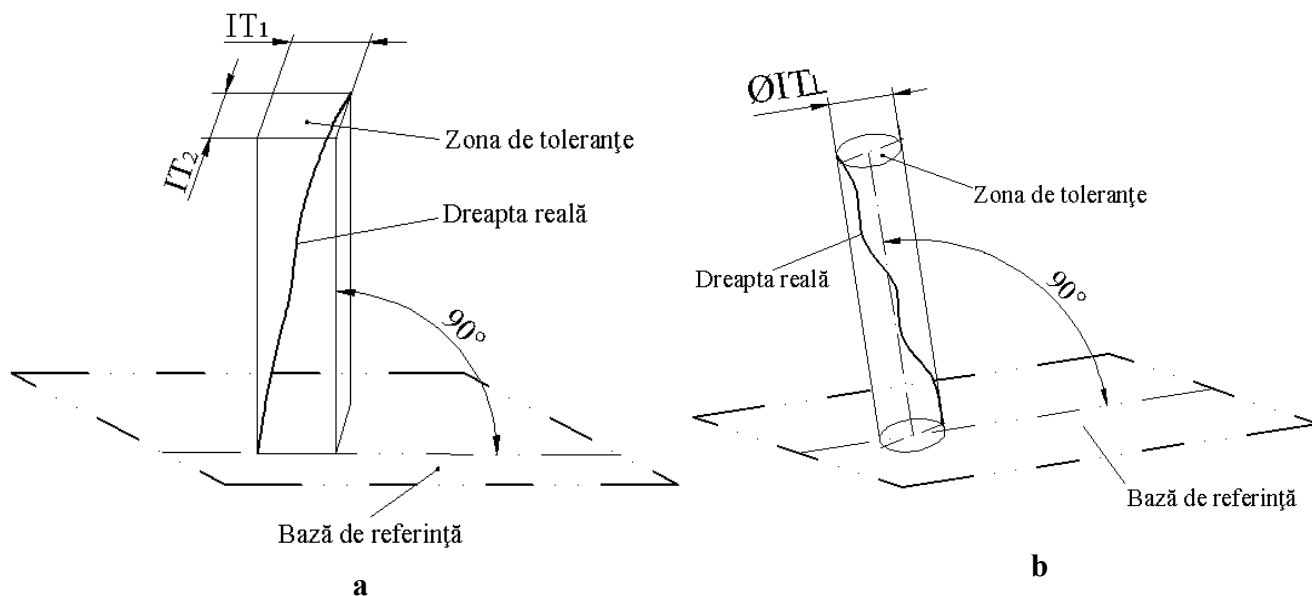


Fig. 11
Abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de un plan
 a. zonă de toleranțe paralelipipedică; b. zonă de toleranțe cilindrică

- este un volum limitat de un paralelipiped cu muchiile perpendiculare pe baza de referință, și având laturile secțiunii cu lungimea egală cu toleranța la perpendicularitate prescrisă pe fiecare direcție, atunci când toleranța la perpendicularitate se prescrie pe două direcții perpendiculare (fig. 11.a).
- este un volum limitat de un cilindru cu axa perpendiculară pe baza de referință și având diametrul egal cu toleranța la perpendicularitate, atunci când aceasta se prescrie în orice direcție (fig. 11.b).

2.3.3. Abaterea la perpendicularitate a două suprafețe plane.

Abaterea la perpendicularitate a două suprafețe plane este diferența dintre unghiul format de planele adiacente suprafețelor plane reale și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele suprafeței de referință (fig. 12).

Zona de toleranțe este o un volum limitat de două plane paralele între ele și perpendiculare pe baza de referință și având distanța dintre ele egală cu toleranța la înclinare (construirea zonei de toleranțe se realizează ca și în fig. 8.b).

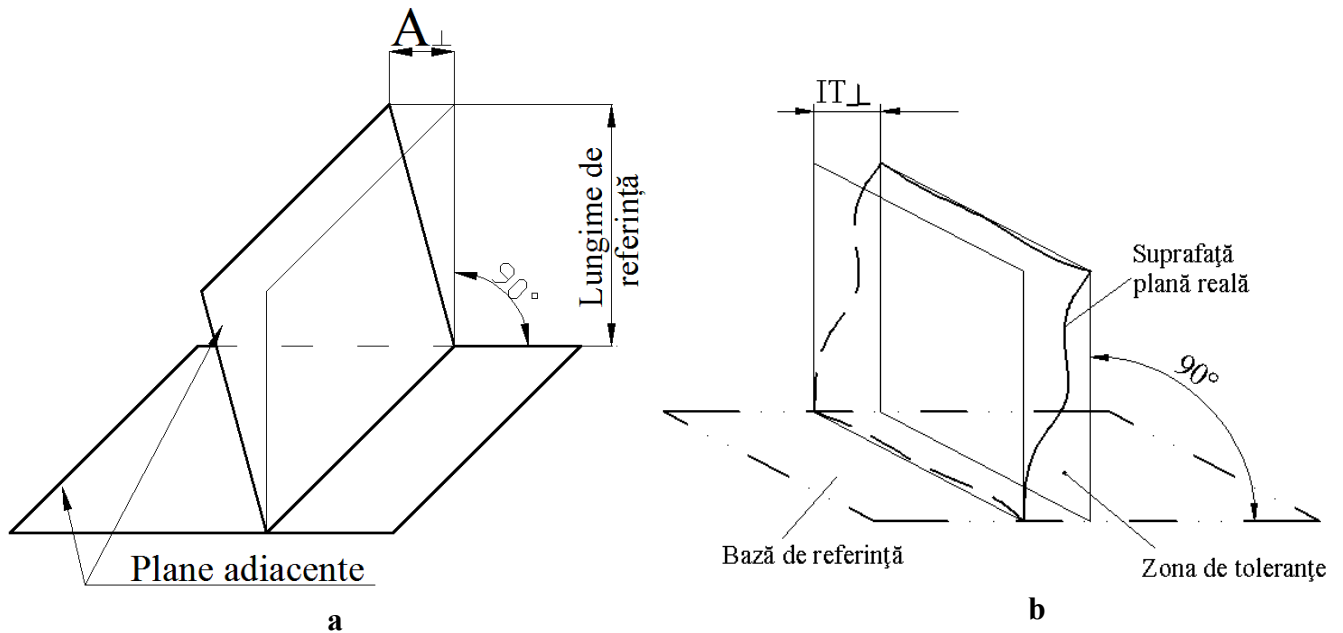


Fig. 12
Abateri la perpendicularitate a două suprafețe plane
 a. schema de definiție; b. zona de toleranță

3. Abateri de poziție relativă.

Abaterile de poziție relativă a suprafețelor sunt diferențe cu care se obține poziția relativă a suprafețelor prelucrate față de poziția relativă teoretică specificată în documentația de execuție.

Prin abaterile de poziție relativă se evaluează precizia poziției relative suprafețelor pieselor

Sunt stabilite, prin standard, următoarele abateri de poziție relativă:

- abaterea la poziția nominală a suprafețelor;
- abaterea la coaxialitate;
- abaterea la concentricitate;
- abaterea la simetrie;
- bătaia radială circulară și totală;
- bătaia frontală circulară și totală.

Notă: se face precizarea că bătaia radială și bătaia frontală sunt prezente numai la piesele aflate în mișcare de rotație.

În continuare, se vor defini abaterile de poziție relativă, specificându-se următoarele elemente, pentru fiecare caz în parte: definiția abaterii, schema de definiție, schema zonei de toleranță corespunzătoare.

3.1. Abatere la poziția nominală.

Abaterea de la poziția nominală este distanța maximă dintre elementul adiacentului geometric real și poziția nominală a acestuia, măsurată în limitele lungimii de referință.

Poziția nominală este stabilită prin dimensiuni teoretic exacte, în raport cu o bază de referință singulară sau, în raport cu două sau trei baze de referință singulare care formează un sistem de baze de referință.

Baza de referință poate fi:

- centrul unui cerc adiacent dat;
- axa unei suprafețe adiacente de rotație;
- un plan geometric.

În funcție de tipul elementului geometric tolerat, pot exista următoarele cazuri ale abateri la poziția nominală:

- abaterea la poziția nominală a unui punct (centrul unui cerc sau, al unei sfere);
- abaterea la poziția nominală a unei drepte adiacente sau, a unei axe;
- abaterea la poziția nominală a unui plan median sau plan de simetrie.

În continuare, se vor defini ultimile două abaterile de poziție relativă (întâlnite frecvent la organele de mașini), cu specificarea următoarelor elemente: definiția abaterii, schema de definire, schema zonei de toleranțe corespunzătoare.

3.1.1. Abaterea la poziția nominală a unei axe.

Abaterea de la poziția nominală a unei axe este distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente și poziția nominală a acesteia, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 13.a).

Zona de toleranțe este o arie sau un volum, în funcție de direcția sau, direcțiile pe care este prescrisă toleranța la poziția nominală, astfel:

- este o arie limitată de două drepte paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la poziția nominală și dispuse simetric față de poziția nominală, atunci când toleranța la poziția nominală se prescrie în planul de proiecție, adică, pe o singură direcție (fig. 13.b);
- este un volum limitat de un paralelipiped având laturile secțiunii cu lungimea egală cu toleranța la poziția nominalăe prescrisă pe fiecare direcție și dispus simetric față de poziția nominală, atunci când toleranța la poziția nominală se prescrie pe două direcții perpendiculare (fig. 14.a).
- este un volum limitat de un cilindru cu axa în poziția nominală și având diametrul egal cu toleranța la poziția nominală, atunci când aceasta se prescrie în orice direcție (fig. 14.b).

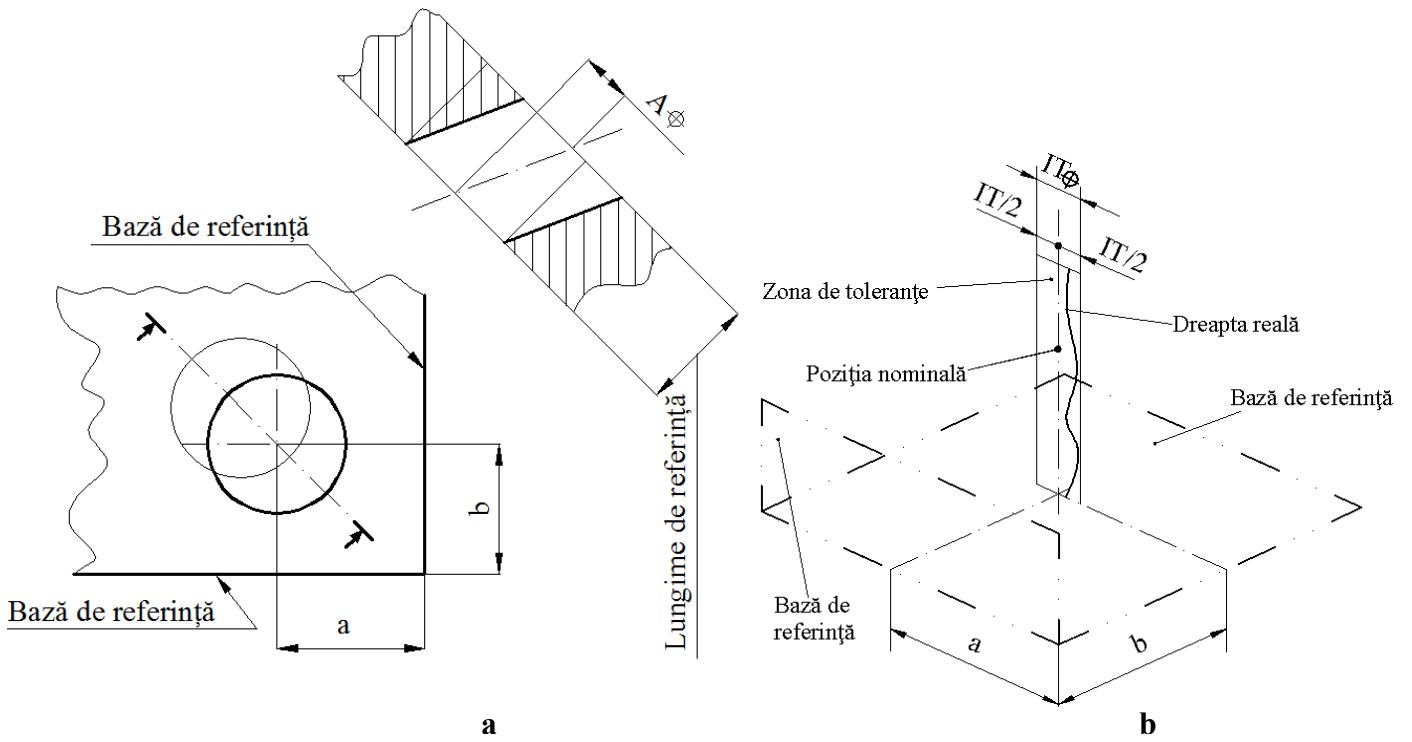


Fig. 13
Abaterea la poziția nominală a unei drepte
 a. schema de definire; b. zona de toleranțe

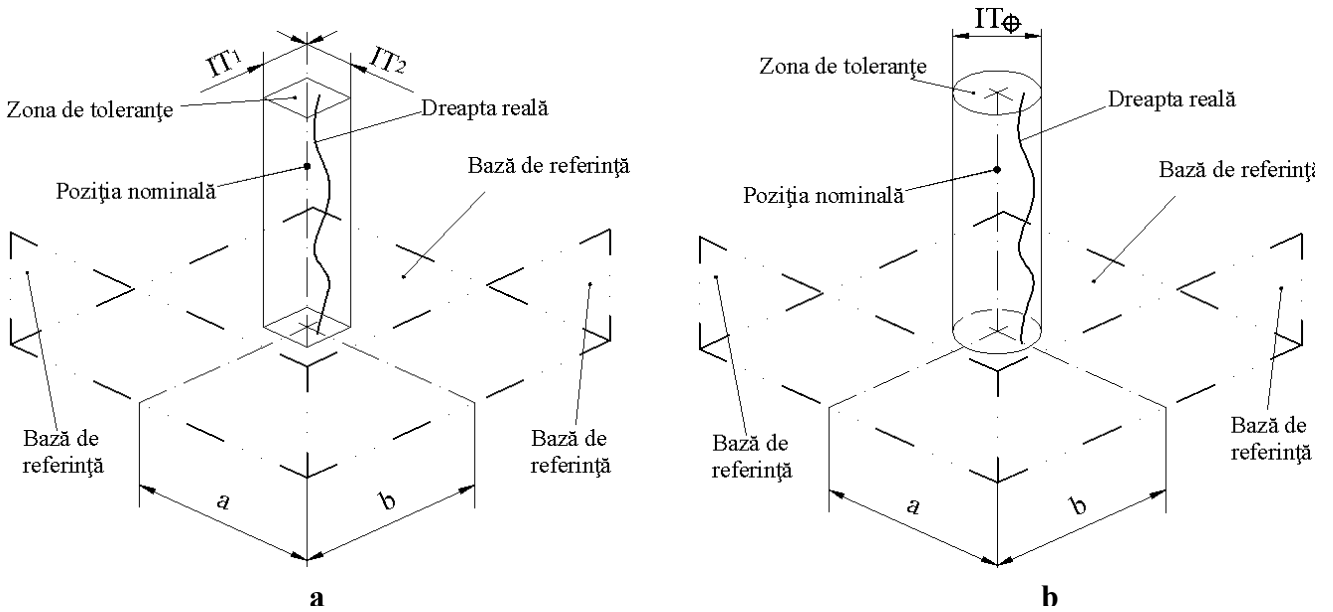


Fig. 14
Abaterea la poziția nominală a unei drepte
 a. zonă de toleranțe paralelipipedică; b. zonă de toleranțe cilindrică

3.1.2. Abaterea la poziția nominală a unui plan.

Abaterea de la poziția nominală a unei suprafețe plane este distanța maximă dintre planul adiacent și poziția nominală a acestuia, măsurată în limitele suprafeței de referință (fig. 15).

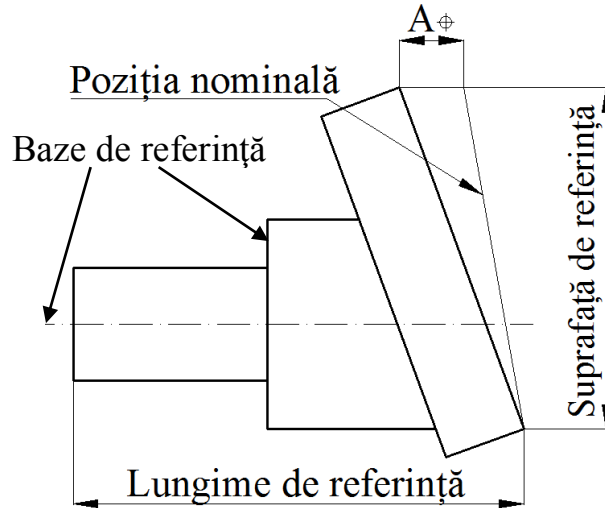


Fig. 15
Abaterea la poziția nominală a unui plan
Schema de definire

Zona de toleranțe este un volum, în limitat de două plane paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la poziția nominală și dispuse simetric față de poziția nominală (fig. 16).

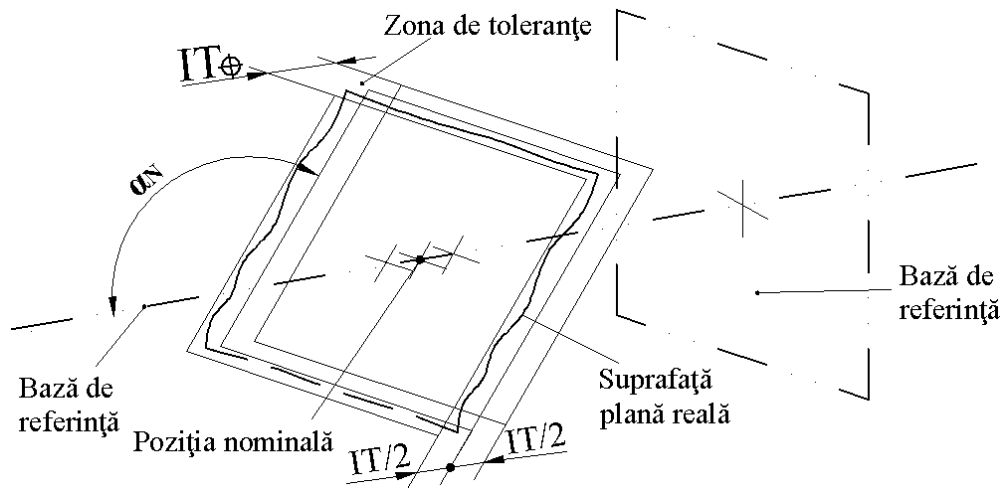


Fig. 16
Abaterea la poziția nominală a unui plan
Zona de toleranțe

3.2. Abaterea la coaxialitate.

Abaterea la coaxialitate este distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente de rotație și baza de referință, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 17).

Baza de referință poate fi:

- axa unei suprafețe adiacente de rotație date (fig. 17.a);
- axa comună a două sau mai multe suprafețe adiacente de rotație (fig. 17.b).

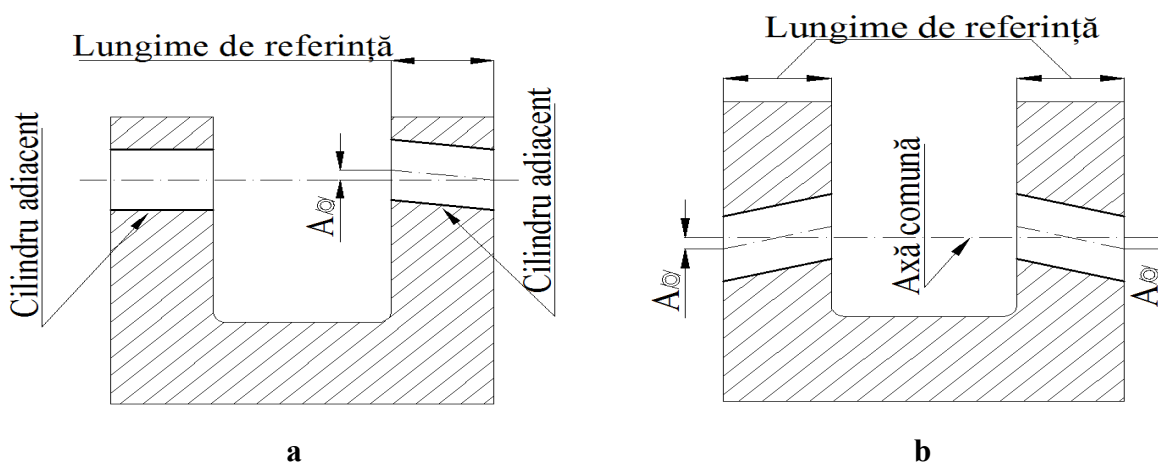


Fig. 17

Abaterea la coaxialitate

a. bază de referință singulară; b. bază de referință comună

Zona de toleranțe este un volum limitat de un cilindru coaxial cu baza de referință, având diametrul egal cu toleranța la coaxialitate (fig. 18).

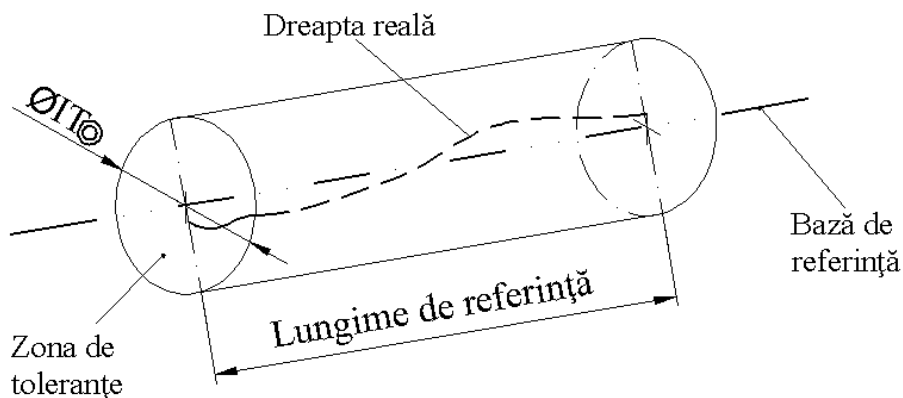


Fig. 18

Abaterea la coaxialitate

Zona de toleranțe

3.3. Abatere la concentricitate.

Abaterea la concentricitate este distanța maximă dintre centrul cercului adiacent și baza de referință, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 19.a).

Baza de referință poate fi:

- centrul unui cerc adiacent dat;
- axa unei suprafețe adiacente de rotație;
- axa comună mai multor suprafețe adiacente de rotație.

Zona de toleranțe este o arie limitată de un cerc concentric cu baza de referință, având diametrul egal cu toleranța la concentricitate (fig. 19.b).

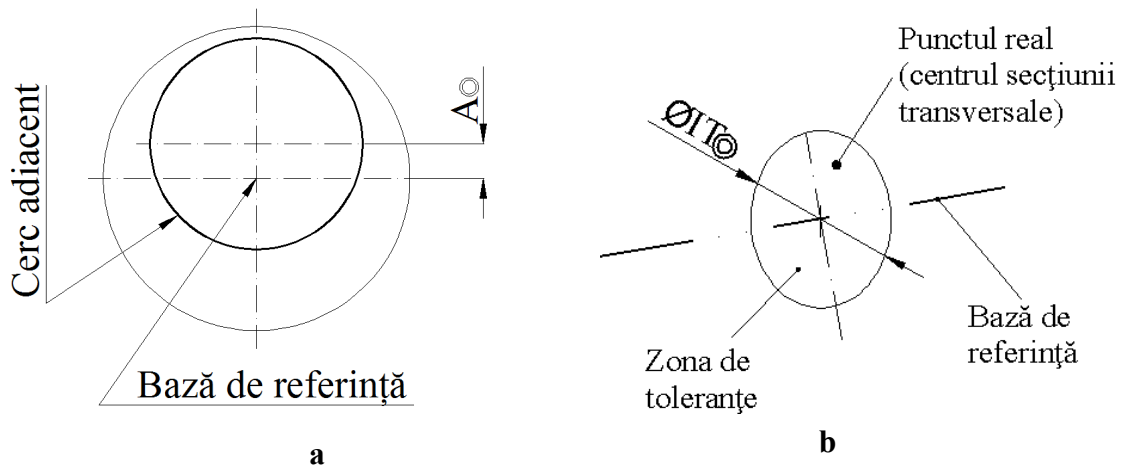


Fig. 19

Abaterea la concentricitate

a. schema de definire; b. zona de toleranțe

Notă: abaterea la concentricitate este un caz particular al abaterii la coaxialitate, deoarece, elementul tolerat este centrul fiecărei secțiuni transversale a suprafeței de rotație considerate.

3.4. Abatere la simetrie.

Abaterea de la simetrie este distanța maximă dintre axele sau planele de simetrie ale elementelor geometrice și care ar trebui să coincidă, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 20).

Zona de toleranțe este limitată de două plane paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța la simetrie și dispuse simetric față de baza de referință (fig. 21).

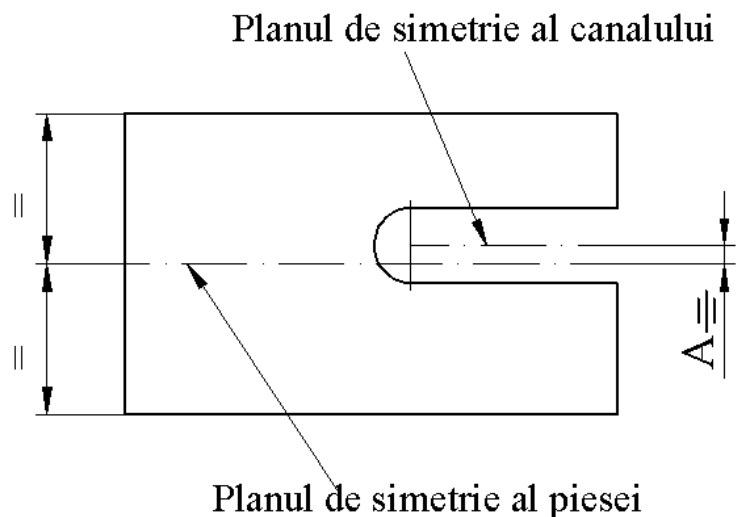


Fig. 20
Abaterea la simetrie
 Schema de definire.

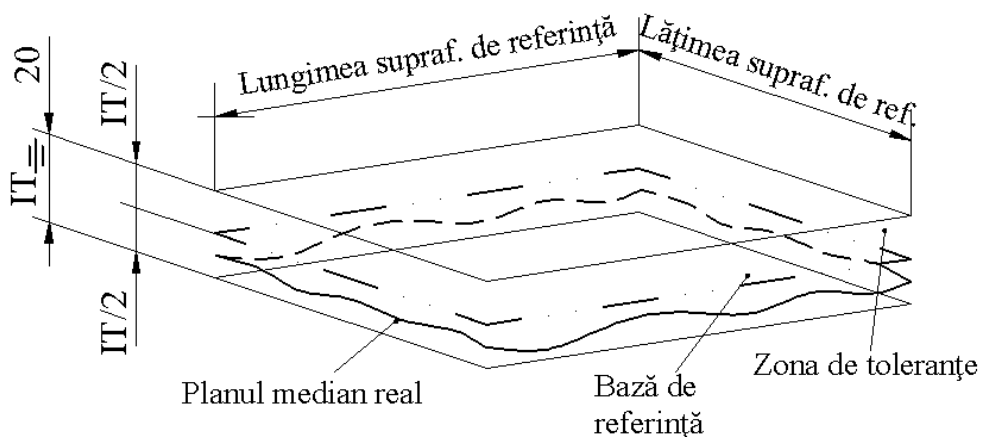


Fig. 21
Abaterea la simetrie
 Zona de toleranțe

3.5. Bătaia radială.

Bătaia radială este o abatere de poziție relativă care este prezentă la piesele aflate în mișcare de rotație.

Sunt două cazuri de bătaie radială:

- bătaia radială circulară;
- bătaia radială totală.

3.5.1. Bătaia radială circulară.

Bătaia radială circulară este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața reală și axa de rotație (specificată drept bază de referință), măsurată în fiecare secțiune perpendiculară transversală a piesei, în limitele lungimii de referință (fig. 22.a).

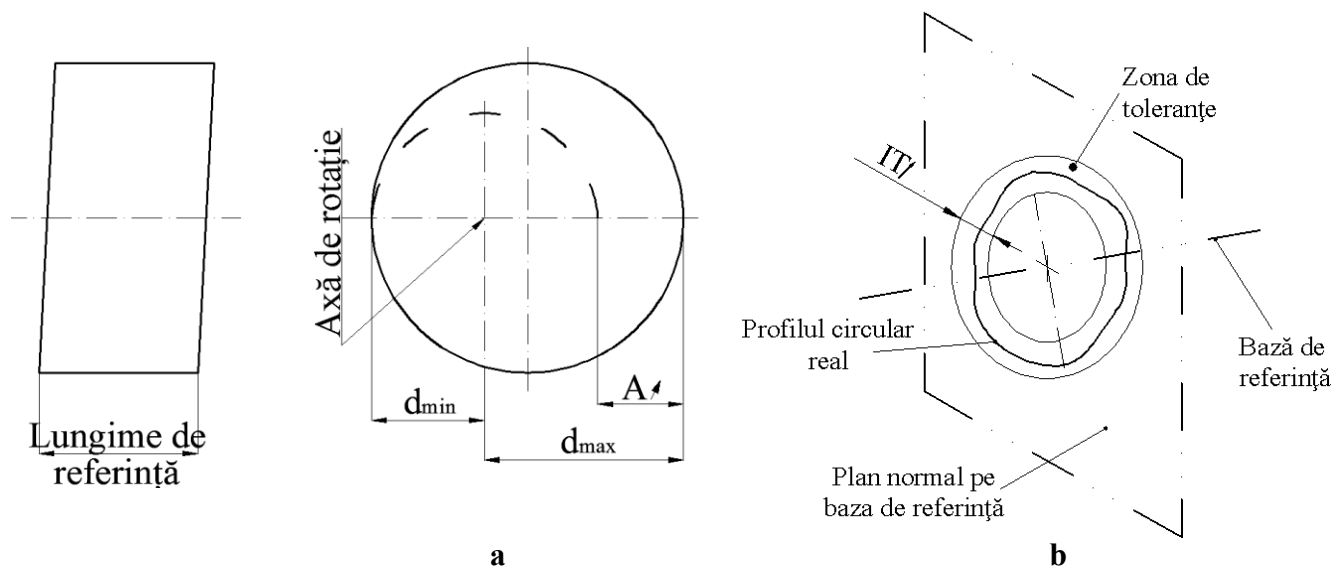


Fig. 22

Bătaia radială circulară

a. schema de definiție; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie limitată de două cercuri concentrice cu baza de referință și având diferența razelor egală cu toleranța la bătaia radială circulară (fig. 22.b).

3.5.2. Bătaia radială totală.

Bătaia radială totală este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața reală și axa de rotație, măsurată în toate secțiunile transversale, în limitele lungimii de referință.

Se observă că bătaia radială circulară și bătaia radială totală au aceeași definiție, cu deosebirea că, bătaia radială circulară se măsoară în fiecare secțiune transversală iar, bătaia radială totală se măsoară în toate secțiunile transversale ale suprafeței de rotație. De aceea, cele două bătaii au aceeași schemă de definiție; diferă zonele de toleranțe.

Zona de toleranțe pentru bătaia radială totală este un volum limitat de doi cilindri coaxiali cu baza de referință, având diferența razelor egală cu toleranța bătaii radiale totale (fig. 23).

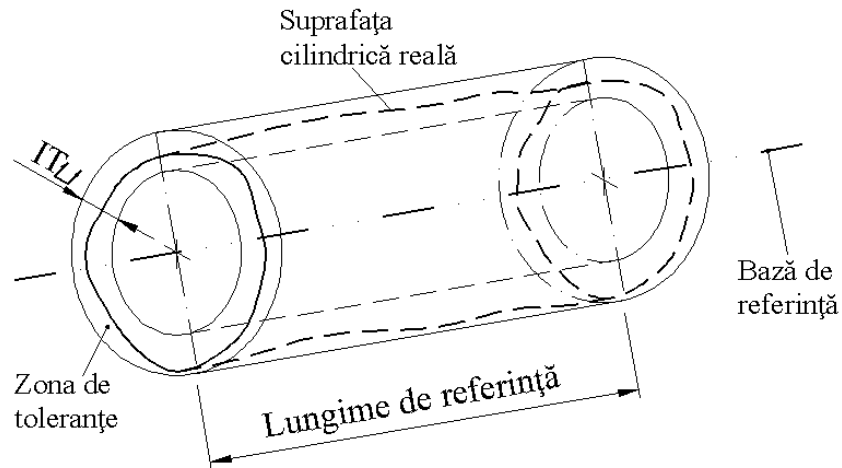


Fig. 23
Bătaia radială totală
 Zona de toleranțe

3.6. Bătaia frontală.

Ca și bătaia radială, bătaia frontală se întâlnește numai la piesele aflate în mișcare de rotație. Este cunoscută și sub denumirea de bătaie axială sau bătaie laterală.

Sunt două cazuri de bătaie radială:

- bătaia frontală circulară;
- bătaia frontală totală.

3.6.1. Bătaia frontală circulară.

Bătaia frontală circulară este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața frontală reală a piesei și un plan normal pe axa de rotație, măsurată în fiecare poziție radială, în limitele lungimii de referință (fig. 24.a).

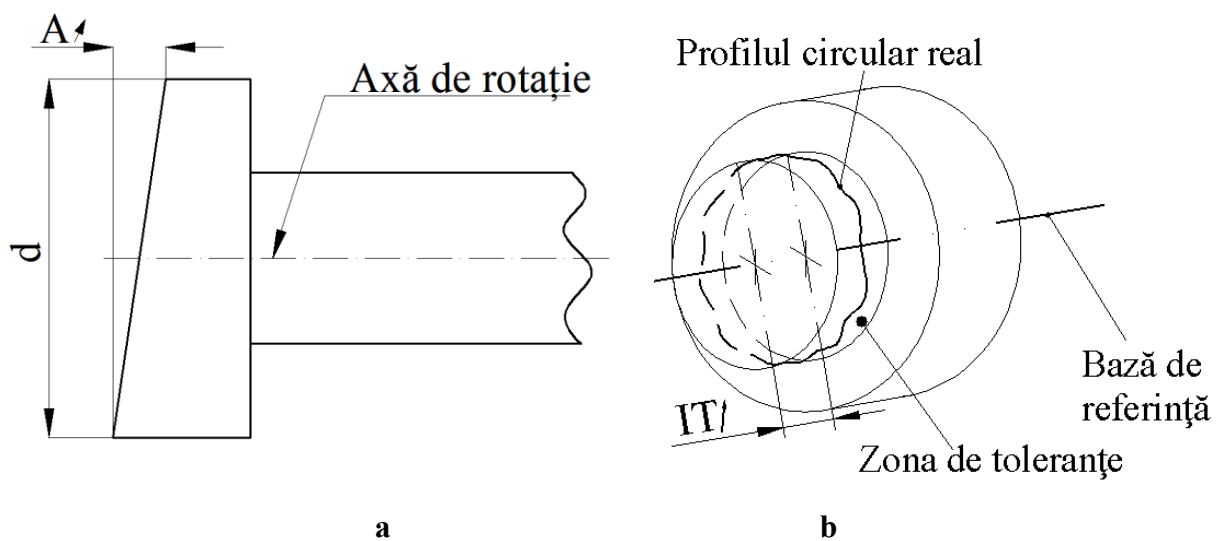


Fig. 24
Bătaia frontală circulară
 a. schema de definiție; b. zona de toleranțe

Zona de toleranțe este o arie care, în fiecare poziție radială, este limitată de două cercuri concentrice cu axa de rotație, având același diametru și fiind distanțate, pe direcție axială, cu valoarea toleranței la bătaia frontală circulară (fig. 24.b).

3.6.2. Bătaia frontală circulară.

Bătaia frontală totală este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața frontală reală a piesei și un plan normal pe axa de rotație, măsurată în toate pozițiile radiale, în limitele lungimii de referință.

Deoarece bătaia frontală circulară și bătaia frontală totală au aceeași definiție, cu deosebirea că, bătaia frontală circulară se măsoară în fiecare poziție radială iar, bătaia frontală totală se măsoară în toate pozițiile radiale ale suprafeței frontale, cele două bătaii au aceeași schemă de definire; diferă zonele de toleranțe.

Zona de toleranțe pentru bătaia frontală totală este un volum limitat de două plane perpendiculare pe axa de rotație și fiind distanțate, pe direcție axială, cu valoarea toleranței la bătaia frontală totală (fig. 25).

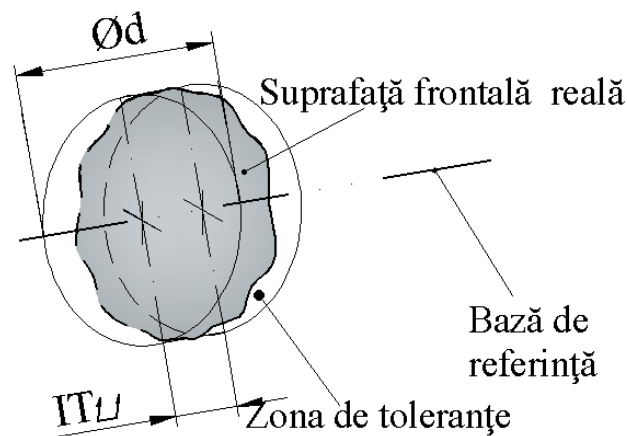


Fig. 25
Bătaia frontală totală
Zona de toleranțe

Notă: cu toate că, atât în cazul bătaii circulare cât și în cel al bătaii totale, definițiile sunt asemănătoare, diferența dintre ele constă în modul în care se aplică metoda de măsurare a fiecăreia din ele.

4. Întrebări recapitulative

- ce este precizia orientării și a poziției relative?
- ce este orientarea nominală?
- ce este poziția nominală?
- ce este un element de referință?
- ce este un element de referință simulat?
- cum se definește baza de referință?
- ce este o bază de referință comună?
- ce este un sistem de baze de referință?
- ce sunt abaterile de orientare?
- ce este abaterea la paralelism a două drepte în plan? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la paralelism a două drepte în spațiu? Ce zone de toleranțe pot fi în acest caz?
- ce este abaterea la paralelism a unei drepte față de un plan? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la paralelism a două plane? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la înclinare a două drepte? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la înclinare a unei drepte față de un plan? Ce zone de toleranțe pot fi în acest caz?
- ce este abaterea la înclinare a două plane? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la perpendicularitate a două drepte? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la perpendicularitate a unei drepte față de un plan? Ce zone de toleranțe pot fi în acest caz?
- ce este abaterea la perpendicularitate a două plane? Care este zona de toleranțe?
- ce sunt abaterile de poziție relativă?
- ce este abaterea la poziția nominală? Ce cazuri pot exista?
- ce dimensiuni sunt folosite pentru stabilirea poziției nominale a unui element geometric?
- ce este abaterea la poziția nominală a unei axe? Ce zone de toleranțe pot fi în acest caz?
- ce este abaterea la poziția nominală a unui plan? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la coaxialitate? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la concentricitate? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la simetrie? Care este zona de toleranțe?
- ce este abaterea la coaxialitate? Care este zona de toleranțe?
- cum se definește bătaia radială circulară? Cum se definește bătaia radială totală?
- ce zone de toleranțe sunt în cazul celor două bătaii radiale?
- ce este bătaia frontală circulară? Cum se definește bătaia frontală totală?
- ce zone de toleranțe sunt în cazul celor două bătaii frontale?

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL AL V- LEA

ÎNSCRIEREA TOLERANȚELOR DIMENSIONALE ȘI GEOMETRICE PE DESENE

Conținut.

- 1. Condiții tehnice de execuție. Specificații.**
- 2. Înscrierea toleranțelor dimensionale cu indicație individuală pe desenul de reper.**
- 3. Notarea ajustajelor pe desenul de ansamblu.**
- 4. Înscrierea toleranțelor geometrice cu indicație individuală pe desenul de reper.**
- 5. Înscrierea valorilor limită pentru parametrii de rugozitate cu indicație individuală pe desenul de reper.**
- 6. Înscrierea toleranțelor dimensionale și geometrice fără indicație individuală pe desenul de reper.**
 - 6.1. Înscrierea toleranțelor dimensionale generale.**
 - 6.2. Înscrierea toleranțelor geometrice generale.**
 - 6.3. Înscrierea valorilor limită pentru parametrii de rugozitate fără indicație individuală.**
- 7. Întrebări recapitulative.**
- 8. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

ÎNSCRIEREA TOLERANȚELOR DIMENSIONALE ȘI GEOMETRICE PE DESENE

1. Condiții tehnice de execuție. Specificații.

Dimensiunile și geometria organelor de mașini din structurile mecanice se obțin prin diferite procedee de prelucrare, pe baza condițiilor tehnice de execuție stabilite de proiectanți, astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a pieselor în ansamblurile în care acestea sunt montate.

Aceste condiții tehnice de execuție sunt:

- toleranțe dimensionale cu indicare individuală și toleranțe dimensionale fără indicare individuală (generale);
- toleranțe geometrice (de formă, de orientare, de poziție relativă a suprafețelor) cu indicare individuală și fără indicare individuală (generale);
- valori pentru parametrii de rugozitate a suprafețelor cu indicare individuală și fără indicare individuală (generale);
- alte condiții: de tratament termic, valori minime pentru indicii de duritate a materialului piesei, acoperiri metalice, etc.

Indicarea toleranțelor dimensionale și geometrice pe desenele de reper se realizează cu ajutorul unor simboluri grafice, literale și numerice numite *specificații*, stabilite convențional și reglementate prin standard.

Datorită abaterilor dimensionale și ale caracteristicilor geometrice (formă, orientare, poziție relativă), sunt necesare toleranțe care asigură buna funcționare a pieselor; toleranțele trebuie înscrise complet pe desen pentru a exista certitudinea că s-au indicat toate condițiile pentru obținerea dimensiunilor și caracteristicilor geometrice.

Valoarea toleranțelor dimensionale și geometrice se stabilesc în funcție de rolul pe care îl are fiecare fiecare dimensiune și fiecare element geometric ale pieselor în funcționarea corectă în ansamblul sau subansamblul din care fac parte.

Dimensiunile și elementele geometrice a căror precizie de execuție este determinantă pentru funcționarea corectă a piesei vor primi toleranțe dimensionale și geometrice restrictive, căror mărime depinde de rolul pe care îl au în funcționarea piesei; aceste toleranțe sunt toleranțele dimensionale și geometrice cu indicație individuală.

Dimensiunile nefuncționale și elementele geometrice care nu sunt determinante în funcționarea piesei, este necesară stabilirea de toleranțe mai mari, în scopul realizării acestora cu preț de cost minim, dar, care să nu afecteze funcționarea piesei; aceste toleranțe

se numesc toleranțe dimensionale și geometrice generale; ele se înscriu pe desen, fără indicație individuală.

Deci, în funcție de importanța pe care dimensiunile și elementele geometrice ale pieselor o au în funcționarea acestora și de modul în care se înscriu pe desenul de reper, toleranțele dimensionale și geometrice se împart în două categorii distincte:

- toleranțe dimensionale și geometrice cu indicație individuală: se prescriu pentru fiecare dimensiune și pentru fiecare element dimensional în parte.
- toleranțe dimensionale și geometrice fără indicație individuală sau, toleranțe generale: sunt aceleași pentru dimensiunile și elementele geometrice care nu au prescrise toleranțe cu indicație individuală; de aceea, ele se înscriu o singură dată, pe desen.

Prin utilizarea acestor simboluri stabilite convențional, se asigură indicarea clară și precisă, fără ambiguități, a condițiilor tehnice de execuție; în acest fel, se evită interpretări necorespunzătoare și nu se lasă la aprecierea utilizatorilor desenelor de reper (cei care execută și montează piesele și le controlează) realizarea parametrilor dimensionali și geometrici ai pieselor cu alte valori decât cele prescrise de către proiectant.

Specificațiile utilizate pentru tolerarea dimensională și geometrică cu indicație individuală se împart în următoarele categorii distincte:

- specificații de bază;
- specificații suplimentare.

Specificațiile de bază.

În cazul toleranțelor dimensionale, specificațiile de bază sunt folosite la indicarea directă a abaterilor limită sau a valorilor limită și/sau a clasei de toleranțe pentru dimensiunile tolerate și se înscriu pe desenul de reper, obligatoriu, după valoarea nominală a dimensiunii tolerate.

În cazul toleranțelor geometrice, specificațiile de bază, se utilizează la indicarea oricărei toleranțe geometrice și se înscriu obligatoriu în indicatorul de toleranțe, oferind informații cu privire la:

- caracteristica tolerată;
- forma și mărimea zonei de toleranțe;
- elementul geometric tolerat;
- elementul geometric specificat drept bază de referință.

Specificațiile suplimentare.

În cazul toleranțelor dimensionale, specificațiile suplimentare sunt folosite pentru indicarea unor condiții suplimentare de execuție a dimensiunilor tolerate care se referă la următoarele aspecte:

- toleranța dimensională prescrisă trebuie respectată pe întreg elementul dimensional sau pe o porțiune din lungimea acestuia;
- toleranța dimensională prescrisă trebuie respectată în orice secțiune transversală a elementului dimensional, sau într-o secțiune specificată a acestuia;
- toleranța dimensională prescrisă este comună mai multor elemente dimensionale;
- alte aspecte: aplicarea condiției de înfășurătoare, toleranțe prescrise pieselor nerigide, etc;
- indicarea tipului de dimensiune efectivă care trebuie obținută prin măsurare.

În cazul toleranțelor geometrice, specificațiile suplimentare sunt folosite pentru indicarea unor condiții suplimentare de execuție a caracteristicilor geometrice tolerate și care se referă la următoarele aspecte:

- toleranța geometrică prescrisă trebuie respectată pe întreg elementul geometric sau pe o porțiune din lungimea acestuia;
- toleranța geometrică prescrisă trebuie respectată în orice secțiune transversală a elementului geometric sau într-o secțiune specificată a acestuia;
- toleranța geometrică prescrisă este comună mai multor elemente geometrice;
- alte aspecte: indicarea aplicării unor condiții sau principii de tolerare, indicarea direcției sau orientării unor plane de secționare, zonă de toleranțe proiectată, toleranțe prescrise pieselor nerigide, etc.

Notă: specificațiile suplimentare utilizate la înscrierea toleranțelor dimensionale și geometrice cu indicație individuală, nu fac obiectul acestui suport de curs.

2. Înscrierea toleranțelor dimensionale cu indicație individuală pe desenul de reper.

O dimensiune este complet caracterizată dacă se cunosc elementele:

- valoarea nominală a dimensiunii;
- clasa de toleranță care cuprinde abaterea fundamentală și treapta de toleranță.

Cu aceste elemente se pot determina:

- valoarea abaterii fundamentale (din standardul SR EN 20286-1: 1997);

- valoarea toleranței fundamentale (din standardul SR EN 20286-1: 1997);
- valorile abaterilor limită (prin calcul, una din ele fiind egală cu abaterea fundamentală);
- valoarea toleranței (egală cu toleranța fundamentală);
- valorile limită ale dimensiunii considerate (prin calcul).

2.1. Specificații de bază utilizate la tolerarea dimensiunilor.

Specificațiile de bază sunt simbolurile literale și numerice folosite la indicarea directă a abaterilor limită sau a valorilor limită și/sau a clasei de toleranțe pentru dimensiunile tolerate.

Aceste simboluri se înscriu pe desenul de execuție, obligatoriu, după valoarea nominală a dimensiunii tolerate.

Sunt utilizate următoarele moduri de indicare a toleranței dimensionale cu ajutorul specificațiilor de bază:

- indicarea abaterilor limită poziționate după valoarea nominală N (fig. 1);
- indicarea clasei de toleranțe poziționată după valoarea nominală N (fig. 2);
- indicarea, în ordine, a clasei de toleranțe și a abaterilor limită scrise între paranteze, poziționate după valoarea nominală N (fig. 3);
- indicarea valorilor limită ale dimensiunii înscrise una sub alta (fig. 4.a);
- indicarea valorilor limită ale dimensiunii înscrise una după alta (fig. 4.b).

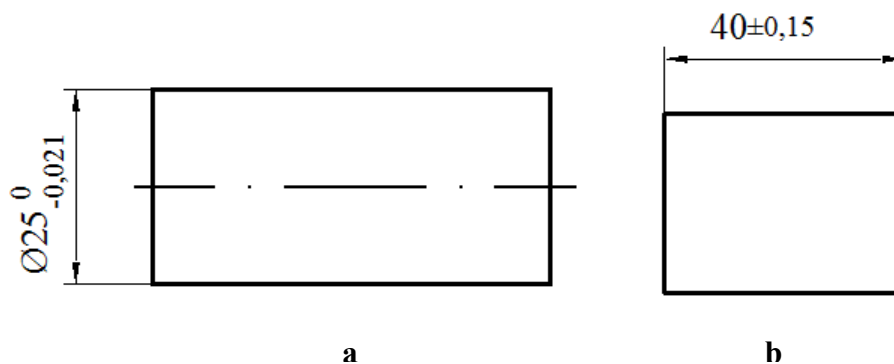


Fig. 1

Indicarea toleranței dimensionale prin înscrisura abaterilor limită

a. abateri limită diferite; b- abateri limită simetrice

Notă: valoarea nominală, valorile limită și abaterile limită se înscriu, pe desenul de execuție, în milimetri.

Notă: abaterile limită pot fi: ambele pozitive, ambele negative sau una egală cu zero și cealaltă diferită de valoarea zero; dacă abaterile limită au valoare egală și de semn contrar, se înscrie o singură valoare, urmată de semnul “±”.

Notă: pentru dimensiunile care au prescrise toleranțe fără indicare individuală (toleranțe generale), se înscrie, pe desenul de execuție, numai valoarea nominală a

dimensiunii, iar specificația corespunzătoare, care constă în simbolul clasei de toleranțe, se indică o singură dată, în caseta a doua a indicatorului.

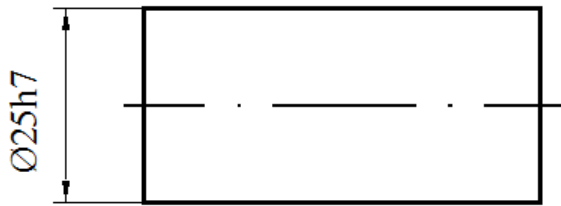


Fig. 2
Indicarea toleranței dimensionale prin
înscrisura clasei de toleranțe

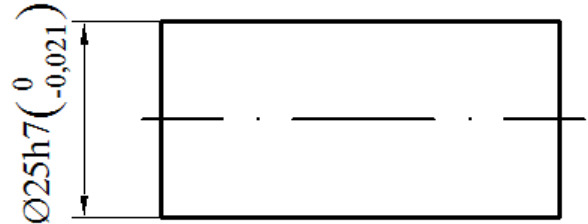
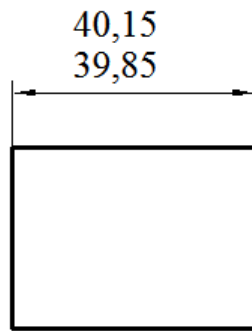
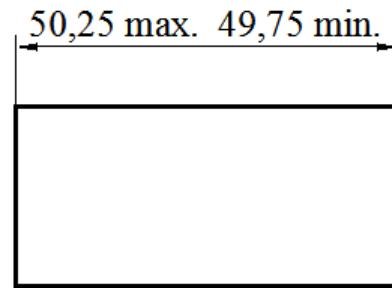


Fig. 3
Indicarea toleranței dimensionale prin
înscrisura clasei de toleranțe și a
abaterilor limită



a



b

Fig. 4
Indicarea toleranței dimensionale prin înscrisura valorilor limită
a.- valori limită înscrise una sub alta; b- valori limită înscrise în linie

3. Notarea ajustajelor pe desenul de ansamblu.

Ajustajele, fiind formate prin asocierea unui alezaj cu un arbore, se notează, pe desenul de ansamblu, astfel încât să ofere informații complete despre ambele dimensiuni: valoarea nominală și elementele de identificare a toleranței celor două dimensiuni: clasă de toleranțe, abateri limită sau valori limită.

Un ajustaj este caracterizat complet dacă se cunosc elementele:

- dimensiunea nominală a ajustajului;
- clasele de toleranță ale arborelui și alezajului.

Cu aceste elemente se pot determina:

- tipul de ajustaj (cu joc, cu strângere sau intermediar), din standardul SR EN 20286-1: 1997;
- subsistemul de ajustaje din care face parte; situații:
 - dacă abaterea fundamentală a arborelui are simbolul **h**, ajustajul este în subsistem arbore unitar;
 - dacă abaterea fundamentală a alezajului are simbolul **H**, ajustajul este în subsistem alezaj unitar;
 - caz particular: dacă ambele câmpuri de toleranță au același simbol, **h**, respectiv, **H**, se alege subsistemul de ajustaje cel mai convenabil pentru execuția dimensiunilor;
- valorile abaterilor limită și ale toleranțelor pentru arbore și alezaj (din standardul SR EN 20286-1 și prin calcul, sau direct din standardul SR EN 20286-2);
- jocurile sau strângerile limită (prin calcul);
- toleranța ajustajului (prin calcul).

Notă: valoarea nominală a ajustajului este aceeași cu valoarea nominală a alezajului și cu valoarea nominală a arborelui.

Indicarea ajustajelor pe desenul de ansamblu, se realizează în două moduri distincte:

- **cu o singură linie de cotă:** se utilizează linia de cotă a dimensiunii comune, deasupra căreia se înscrie valoarea nominală comună și clasele de toleranțe ale alezajului și arborelui; se folosesc următoarele variante de indicare (fig. 5):

- indicarea dimensiunii nominale a ajustajului N, urmată de clasele de toleranțe ale alezajului și arborelui, scrise sub formă de fracție (fig. 5.a și b);
- indicarea dimensiunii nominale a ajustajului N, urmată de clasele de toleranțe ale alezajului și arborelui scrise una sub alta, fără linie de fracție (fig. 5.c);

Notă: valoarea nominală se înscrie o singură dată, iar clasa de toleranțe a alezajului se înscrie deasupra clasei de toleranțe a arborelui.

- **cu două linii de cotă:** se trasează două linii de cotă pentru dimensiunea de montare (una pentru alezaj, cealaltă pentru arbore); deasupra fiecărei linii de cotă se înscrie valoarea nominală urmată de elementele de identificare a toleranței alezajului și arborelui; se folosesc următoarele variante de indicare (fig. 6):

- înscrierea valorii nominale N, a fiecărei dimensiuni, urmată de clasa de toleranță și de abaterile limită (între paranteze), scrise deasupra câte unei linii de cotă (fig. 6.a);
- înscrierea valorii nominale N, a dimensiunii urmată de abaterile limită, pentru fiecare din cele două dimensiuni; pentru a indica alezajul și arborele, înaintea valorii nominale, se înscriu notațiile: “hole”, pentru alezaj și “shaft”, pentru arbore (fig. 6.b);

- înscrierea valorii nominale N , a dimensiunii urmată de abaterile limită, pentru fiecare din cele două dimensiuni; pentru a indica alezajul și arborele, înaintea valorii nominale, se înscriu numerele corespunzătoare celor două piese, în desenul de ansamblu (fig. 6.c).

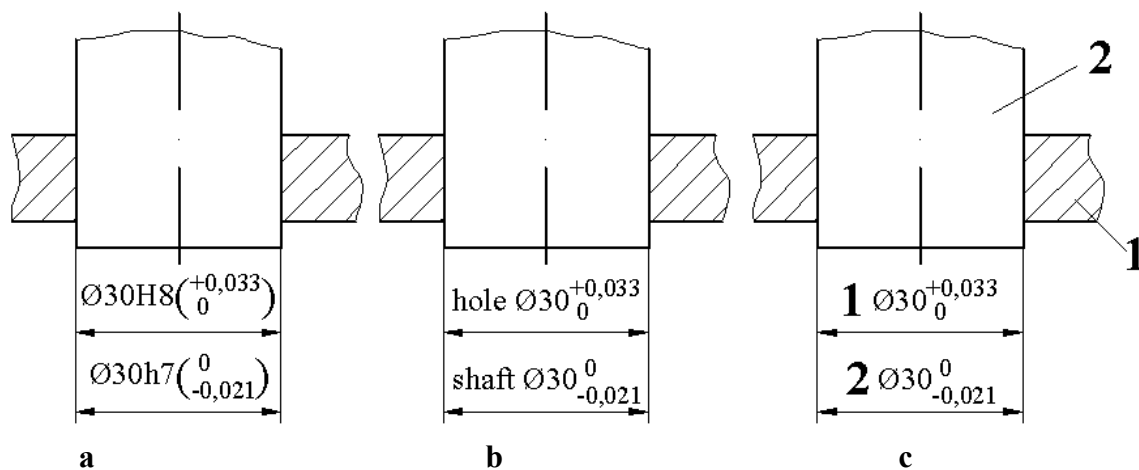


Fig. 6

Indicarea ajustajelor

- a.- valoarea nominală, clase de toleranțe și abateri limită înscrise separat;
- b.- valoarea nominală și abateri limită înscrise separat, cu simbolurile „hole”, „shaft”;
- c.- valoarea nominală și abateri limită înscrise separat, cu poziția în ansamblu.

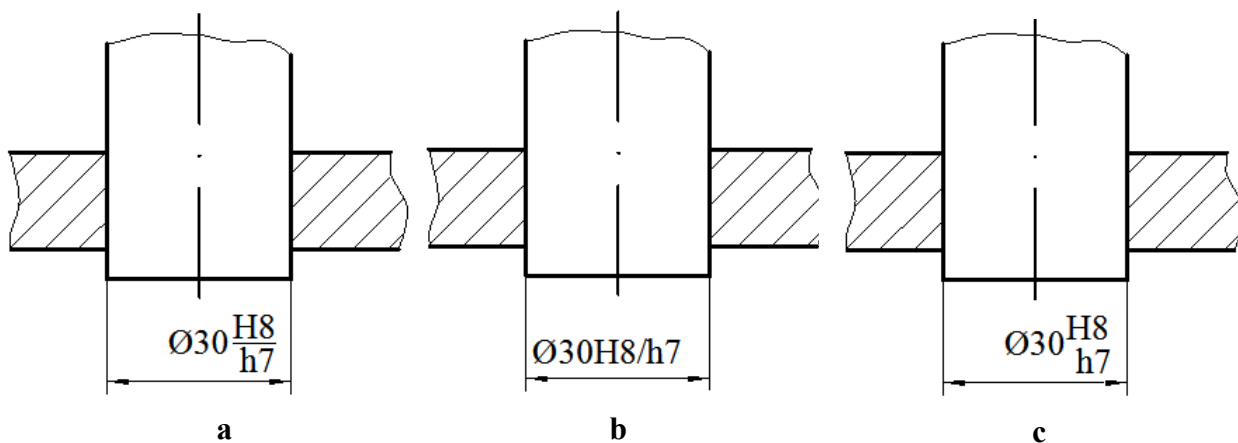


Fig. 5

Indicarea ajustajelor

- a, b- cu linie de fracție; b- clase de toleranțe înscrise una sub alta

Notă: prima linie de cotă va corespunde alezajului, a doua linie de cotă va corespunde arborelui.

4. Înscrierea toleranțelor geometrice cu indicație individuală pe desenul de reper.

4.1. Caracteristicile geometrice ale elementelor geometrice.

Caracteristicile geometrice definesc forma, orientarea și poziția relativă a elementelor geometrice (vârfuri, linii, axe, plane, suprafețe) ale pieselor reale; pentru a asigura funcționarea corectă a pieselor, una sau mai multe caracteristici geometrice se tolerează în scopul de a limita abaterile geometrice ale piesei reale.

Caracteristicile geometrice ale piesei reale se împart în trei categorii distincte:

- caracteristici de formă;
- caracteristici de orientare;
- caracteristici de poziție relativă.

Categoriile de caracteristici geometrice și tipurile corespunzătoare fiecărei categorii, sunt prezentate în tabelul 1.

Notă: în tab. 1, sunt prezentate și simbolurile grafice pentru tipurile de caracteristici geometrice care se tolerează și care se utilizează pentru indicarea toleranțelor geometrice pe desenul de reper; deasemenea, sunt date simbolurile abaterilor geometrice, care se utilizează în schemele de definiție ale acestora, precum și simbolurile toleranțelor geometrice, utilizate în calculele cu toleranțe.

Este posibil ca, unele tipuri de toleranțe geometrice care limitează un anumit tip de abateri geometrice pentru un element, să limiteze și alte tipuri de abateri geometrice ale aceluiași element, astfel:

- toleranțele de poziție prescrise unui element geometric determină abaterile de poziție, precum și abaterile de orientare și de formă;
- toleranțele de orientare prescrise unui element geometric determină abaterile de orientare dar și abaterile de formă;
- toleranțele de formă prescrise unui element geometric determină numai abaterile de formă.

Prin indicarea toleranțelor pentru caracteristicile geometrice ale pieselor, proiectantul care elaborează desenul de execuție, stabilește condițiile de execuție pentru geometria elementelor geometrice ale pieselor.

În acest fel, sunt furnizate toate informațiile necesare pentru realizarea formei macro și microgeometrice, a orientării și a poziției relative ale suprafețelor, astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a pieselor considerate.

Simboluri pentru caracteristici geometrice

Tabelul 1

Caracteristica geometrică		Simbol grafic
Categoria	Tipul	
Formă macro-geometrică	Rectilinitate	—
	Planitate	
	Circularitate	
	Cilindricitate	
	Forma dată a profilului	
	Forma dată a suprafeței	
Formă microgeometrică	Rugozitatea suprafețelor	
Orientare	Paralelism	//
	Înclinare	
	Perpendicularitate	
Poziție relativă	Poziția nominală	
	Concentricitate (a centrelor)	
	Coaxialitate (a axelor)	
	Simetrie	
Bătăi	Bătaie radială circulară	
	Bătaie frontală circulară	
	Bătaie radială totală	
	Bătaie frontală totală	

4.2. Indicatorul specificației geometrice.

Prin tolerarea geometrică cu indicație individuală, se furnizează următoarele categorii de informații:

- caracteristica geometrică tolerată: forma, orientarea, poziția relativă;
- elementul geometric tolerat, adică elementul geometric al piesei pentru care se tolerează caracteristica geometrică;
- zona de toleranță geometrică: dimensiunea și forma zonei de toleranță;
- elementul geometric al piesei adoptat drept bază de referință sau elementele geometrice ale piesei adoptate drept bază de referință comună sau drept sistem de baze de referință;
- informații suplimentare: lungime de referință (altă decât lungimea elementului tolerat), principiul sau condiția de tolerare, baze de referință parțiale, zonă de toleranță proiectată, alte informații (forma zonei de toleranțe, modul de construire a elementului tolerat sau a bazei de referință, etc.).

Aceste specificații se înscriu pe desenul de reper, cu ajutorul unui **indicator al specificației geometrice**.

Indicatorul specificației geometrice conține următoarele elemente componente (fig. 7):

- indicatorul de toleranțe **a**;
- indicatorul planului elementului tolerat **b**;
- zona adiacentă indicatorului de toleranțe **c**.

Indicatorul specificației geometrice se atașează la elementul tolerat printr-o linie de indicație cu săgeată **d**, alăturată la indicatorul de toleranță, la mijlocul înălțimii acestuia, astfel (fig. 7):

- în partea stângă a cadrului de toleranțe sau în partea dreaptă a acestuia, dacă nu este și un indicator al planului și al elementului (fig. 7.a);
- în partea dreaptă a cadrului de toleranțe, sau a ultimului indicator de plan și element (fig. 7.b).

Notă: indicatorul specificației geometrice se aplică atât pe desen 2D, cât și pe desen 3D.

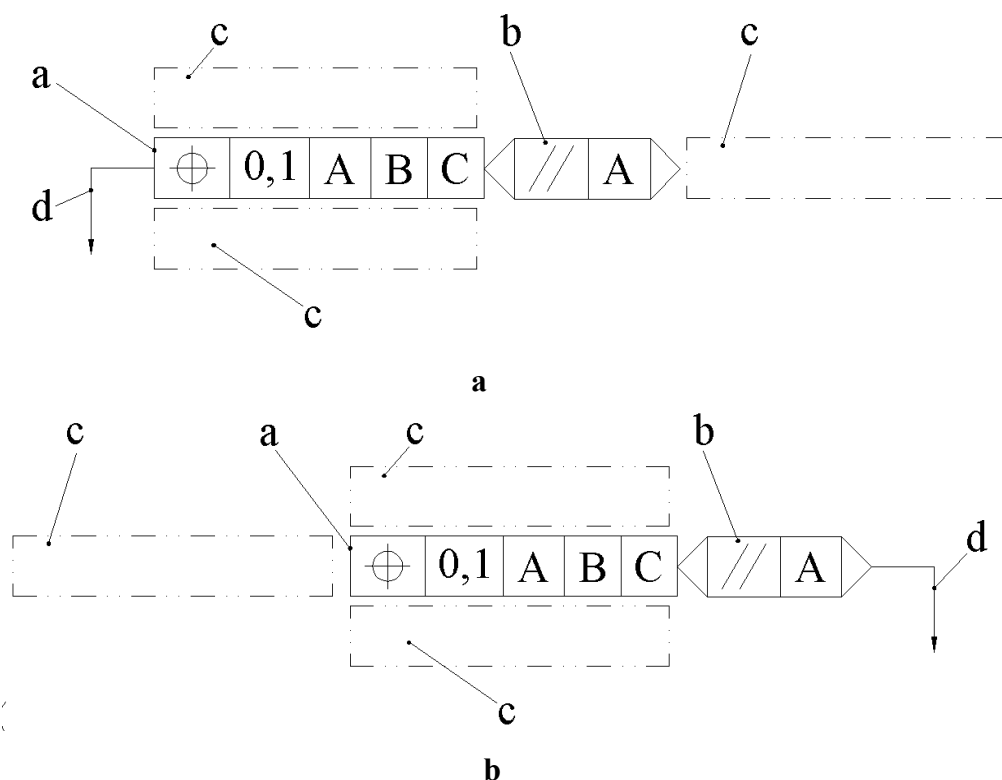


Fig. 7

Indicatorul specificației geometrice

- a- indicatorul de toleranțe (cadru de toleranțe);
- b- indicator al planului și al elementului tolerat;
- c- indicații suplimentare;
- d- linie de indicație cu săgeată.

4.2.1. Indicatorul de toleranțe.

Indicatorul de toleranțe este un cadru dreptunghiular care este împărțit în două sau trei secțiuni dispuse, întotdeauna, de la stânga la dreapta, astfel (fig. 8.):

- secțiunea I-a (secțiunea simbolului) conține simbolul caracteristicii geometrice tolerate (tabelul 1);
- secțiunea a II- a (secțiunea zonei de toleranțe) conține indicații cu privire la forma și mărimea zonei de toleranțe, precum și elemente caracteristice și condiții pentru elementul tolerat;
- secțiunea a III- a (secțiunea bazei de referință) poate să conțină una, două sau trei casete, în care se înscriu simbolurile literale ale bazelor de referință

Notă: indicatorul de toleranțe era denumit cadru de toleranțe, iar secțiunile se denumeau casete.

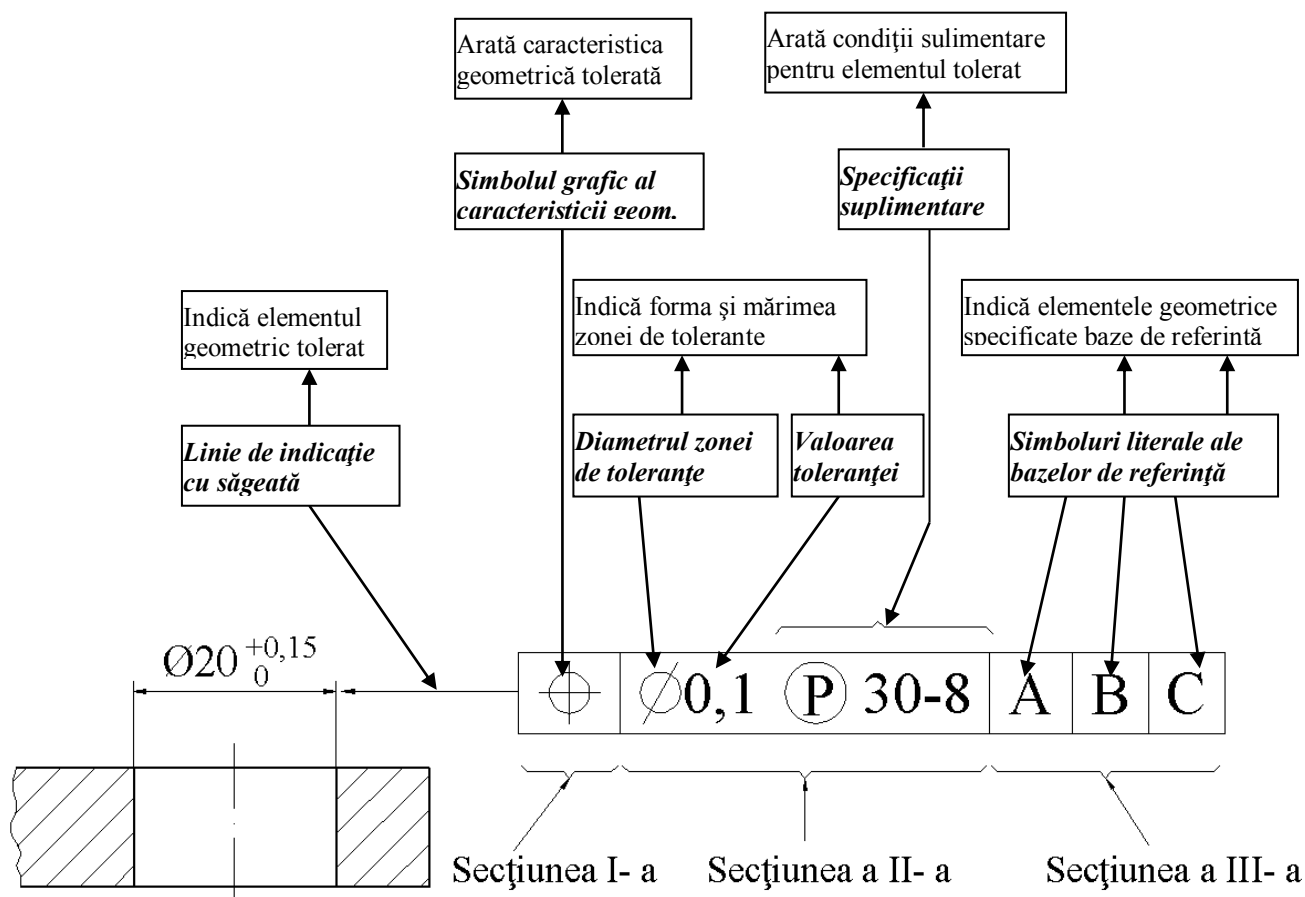


Fig. 8
Indicatorul de toleranțe

- secțiunea I a: caseta cu simbolul caracteristicii tolerate;
- secțiunea a II a: caseta cu indicații ale zonei de toleranțe și caracteristici ale elementului tolerat;
- secțiunea a III- a: caseta cu simbolul bazei/ bazelor de referință

4.2.2. Indicatorul planului elementului tolerat.

Indicatorul planului elementului conține informații cu privire la orientarea planului sau planelor în raport cu baza de referință în care se prescrie toleranța geometrică și cu privire la direcția mărimii toleranței.

Notă: utilizarea indicatoarelor de plan înlătură orice ambiguitate la interpretarea toleranțelor geometrice înscrise pe desenele 2D, dar, mai ales pe desenele 3D

Sunt patru tipuri de indicatoare ale planului elementului tolerat:

- indicator de plan de secționare, utilizat pentru identificarea orientării unei linii, sau a unui element.;
- indicator de plan de orientare, care indică direcția mărimii zonei de toleranțe când elementul tolerat este complet și direcția mărimii zonei locale de toleranțe nu este perpendiculară pe suprafață;
- indicator al elementului director, care indică direcția mărimii zonei de toleranțe când direcția mărimii zonei locale de toleranțe nu este perpendiculară pe suprafață;
- indicator de plan de reuniune, utilizat pentru a identifica familia de plane paralele care identifică elementul compus indicat prin simbolul “all over”.

Indicatorul planului elementului tolerat este un cadru cu două casete se atașează indicatorului de toleranțe, în dreapta acestuia.

Atunci când este necesară înscrierea mai multor indicatoare de plan, acestea se înscriu în ordinea următoare: indicatorul planului de intersecție, indicatorul planului de orientare sau al elementului director (cele două nu se indică împreună), apoi indicatorul planului de reuniune.

Pentru a deosebi tipul de plan, se utilizează simboluri grafice care se atașează la cadrul indicatorului de plan, în exteriorul acestuia (tabelul 2).

În cele două casete se înscriu următoarele elemente:

- în prima casetă se indică simbolul care definește modul de construire a planului de intersecție față de baza de referință, sau care definește elementul director; simbolul poate fi: paralel, perpendicular, sub un unghi specificat, simetric (care include): este simetric în jurul bazei de referință (o include), (pentru planele de intersecție și de reuniune); de bătaie circulară (numai pentru elementul director).

- în a doua casetă se indică litera de identificare a bazei de referință folosită pentru stabilirea planului (de intersecție, sau de orientare, sau de reuniune), sau a direcției elementului director.

În tabelul 2 sunt prezentate tipurile de indicatoare ale planului elementului tolerat.

Notă: alte informații privind indicatorul planului elementului tolerat (mod de indicare pe desen, cazuri, exemple, etc) nu constituie obiectul acestui suport de curs.

4.2.3. Zona adiacentă indicatorului de toleranțe.

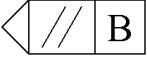
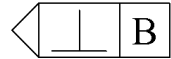
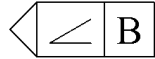
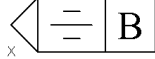


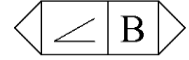

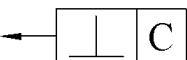
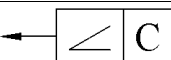

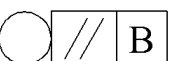
Zona adiacentă a indicatorului de toleranțe este utilizată pentru înscrierea unor specificații suplimentare opționale cu privire la elementul tolerat, prin care se indică condiții speciale de tolerare, cu scopul de a se evita orice ambiguitate în interpretarea toleranței geometrice de către utilizator.

Zona adiacentă a indicatorului de toleranțe (fig. 7.), se poate poziționa deasupra, dedesubt sau, în linie cu indicatorul de toleranțe (în partea din dreapta sau din stânga a acestuia).

Notă: se va utiliza numai una din zone (se recomandă zona situată deasupra indicatorului de toleranțe).

Indicatoare ale planului elementului tolerat

Tabelul 2

Tip	Simbol	Semnificație, descriere	Tipul bazei de referință utilizată pentru construirea planului
Indicator al planului de secționare		Plan de intersecție paralel cu baza de referință B	- Plan
		Plan de intersecție perpendicular pe baza de referință B	- Axa unei suprafețe de revoluție (cilindru, con). - Plan
		Plan de intersecție inclinat cu un unghi specificat față de baza de referință B	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
		Plan de intersecție simetric față de baza de referință B (o include)	- Axa unei suprafețe de revoluție.
Indicator al planului de orientare		Plan de orientare paralel cu baza de referință A	- Axa unei suprafețe de revoluție (zona de toleranță cilindrică). - Plan (zona de toleranță: două plane)
		Plan de orientare perpendicular pe baza de referință B	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
		Plan de orientare inclinat cu un unghi specificat față de baza de referință B	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
Indicator al direcției elementului		Direcția elementului este paralelă cu baza de referință C	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
		Direcția elementului perpendiculară pe baza de referință C	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
		Direcția elementului inclinată cu un unghi specificat față de baza de referință B	- Axa unei suprafețe de revoluție. - Plan
		Direcția elementului perpendiculară pe suprafața elementului tolerat C.	- Axa unei suprafețe de revoluție.
Indicator al planului de reuniune		Plan de reuniune paralel cu baza de referință B.	- Axa unei suprafețe de revoluție (cilindru, con). - Plan

4.3. Indicarea toleranțelor de formă pe desenele de reper cu specificații de bază.

Pentru indicarea toleranței la forma macrogeometrică a elementelor geometrice, se utilizează indicatorul de toleranțe cu primele două secțiuni obligatorii în care se înscriu elementele:

- în prima secțiune se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de formă pentru care se prescrie toleranța de formă;
- în a doua secțiune se înscrie valoarea toleranței de formă (mărimea zonei de toleranță), în milimetri.

Notă: atunci când se tolerează forma dată a profilului sau forma dată a suprafeței și este necesară indicarea bazei de referință, simbolul literal al acesteia se înscrie în a treia secțiune a indicatorului de toleranțe.

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de formă macrogeometrică, pe desenele de reper, cu ajutorul specificațiilor de bază, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

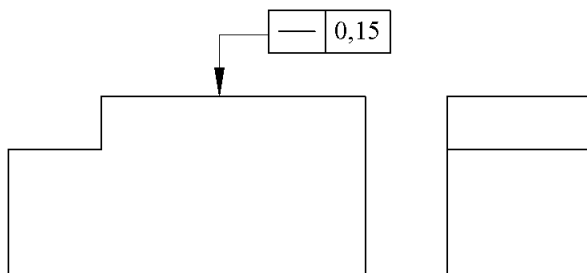


Fig. 9

Indicarea toleranței la rectilinitatea unei linii conținută într-o suprafață plană

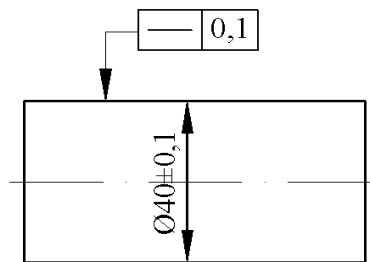


Fig. 10

Indicarea toleranței la rectilinitatea generatoarelor

Interpretare (fig. 9): toleranța la rectilinitate a fiecărei linii conținută în suprafața plană superioară este 0,15 mm.

Interpretare (fig. 10): toleranța la rectilinitate a generatoarelor suprafeței cilindrice este 0,1 mm.

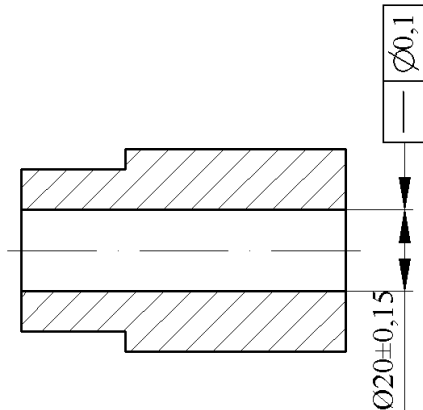


Fig. 11

Indicarea toleranței la rectilinitatea unei linii mediane (axă)

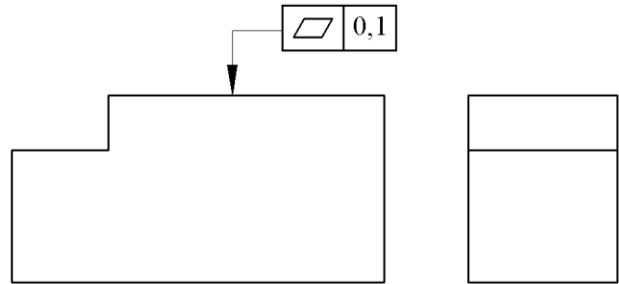


Fig. 12

Indicarea toleranței la planitate

Interpretare (fig. 11): toleranța la rectilinitate a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=20\text{mm}$, este $0,1\text{ mm}$

Interpretare (fig. 12): toleranța la planitate a suprafeței plane superioare, este $0,1\text{ mm}$.

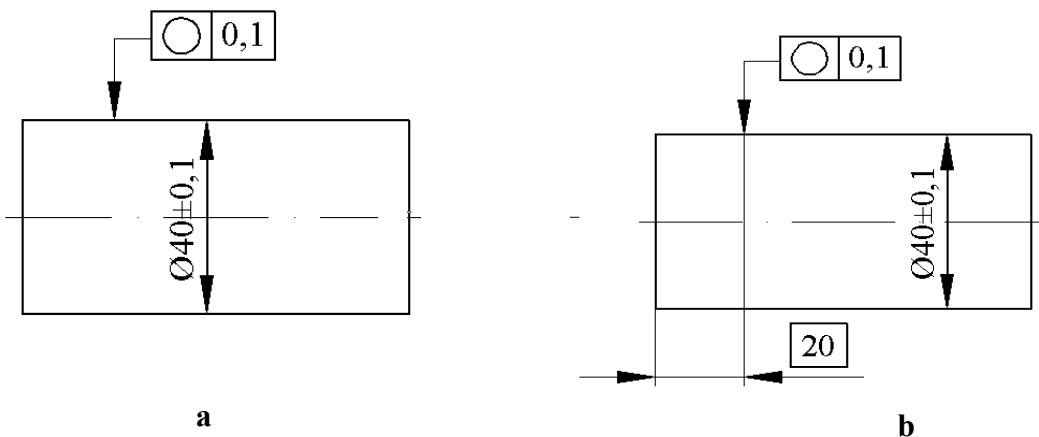


Fig. 13

Indicarea toleranței la circularitate

a.- toleranța este prescrisă pe întreg elementul geometric;

b.- toleranța este prescrisă pe o porțiune a elementului geometric.

Interpretare (fig. 13.a): toleranța la circularitate a fiecărei secțiuni transversale a suprafeței cilindrice, este $0,1\text{ mm}$.

Interpretare (fig. 13.b): toleranța la circularitate a secțiunii transversale a suprafeței cilindrice, poziționată la 20 mm de la baza de cotare din stânga, este $0,1\text{ mm}$.

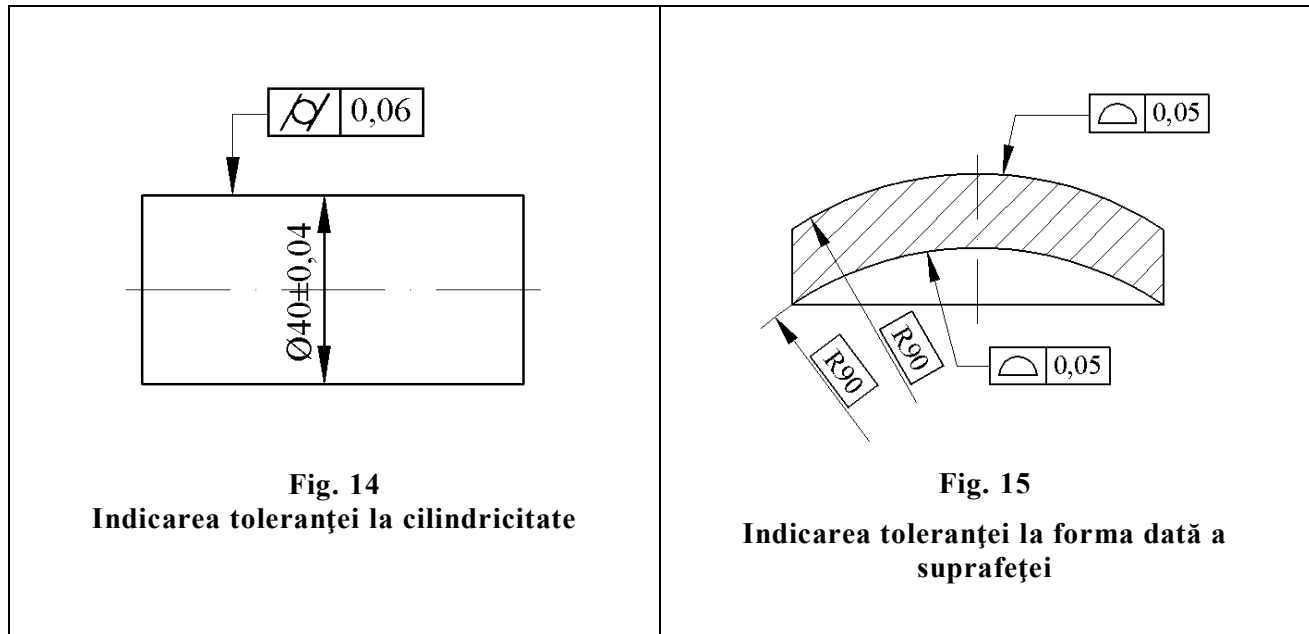


Fig. 14
Indicarea toleranței la cilindricitate

Fig. 15
Indicarea toleranței la forma dată a suprafeței

Interpretare (fig. 14): toleranța la cilindricitate a suprafeței cilindrice, este 0,06 mm.

Interpretare (fig. 15): toleranța la forma dată a suprafețelor convexă și concavă este 0,05 mm.

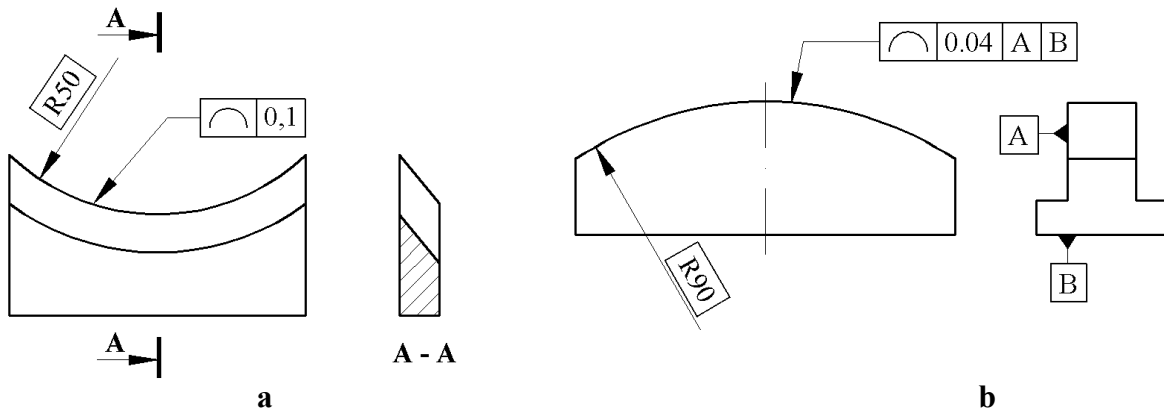


Fig. 16
Indicarea toleranței la circularitate
a.- toleranța este prescrisă pe întreg elementul geometric;
b.- toleranța este prescrisă pe o porțiune a elementului

Interpretare (fig. 16.a): toleranța la forma dată a profilului muchiei, este 0,1 mm

Interpretare (fig. 16.b): toleranța la forma dată a profilului în plane echidistante, paralele cu suprafața A și perpendiculare pe suprafața B și care intersectează suprafața profilată, este de 0,04 mm

4.4. Indicarea toleranțelor de orientare pe desenele de reper cu specificații de bază.

Pentru indicarea toleranțelor de orientare ale elementelor geometrice, se utilizează indicatorul de toleranțe cu toate cele trei secțiuni obligatorii, în care se înscriu elementele:

- în prima secțiune se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de orientare pentru care se prescrie toleranța de orientare;
- în a doua secțiune se înscrie valoarea toleranței de orientare (mărimea zonei de toleranță), în milimetri;
- în a treia secțiune se înscrie simbolul literal al bazei de referință sau simbolurile literale ale bazelor de referință, care formează baza de referință comună, despărțite prin cratimă;
- atunci când este necesară indicarea unui sistem de baze de referință, secțiunea a III- a se împarte în două sau trei casete, în care se înscriu simbolurile literale ale bazelor de referință care compun sistemul de baze de referințe.

Notă: secțiunea a III- a a unui indicator de toleranțe poate conține minim o casetă și maxim trei casete.

Elementul geometric specificat drept bază de referință se indică, pe desenul de reper, printr- un cadru dreptunghiular în care se înscrie simbolul literal (cu majusculă) atribuit bazei de referință; cadrul se atașează printr-o linie subțire terminată cu triunghi înnegrit (sau nu) de elementul geometric bază de referință, astfel:

- direct de elementul geometric (pe conturul acestuia);
- indirect, pe o linie subțire ajutătoare;
- în continuarea liniei de cotă a elementului geometric specificat drept bază de referință, atunci când aceasta este un plan median sau o axă de rotație;
- alăturat indicatorului de toleranțe al unui alt element geometric tolerat și care este specificat drept bază de referință pentru altă toleranță geometrică.

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de orientare pe desenele de reper, utilizându- se specificații de bază, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

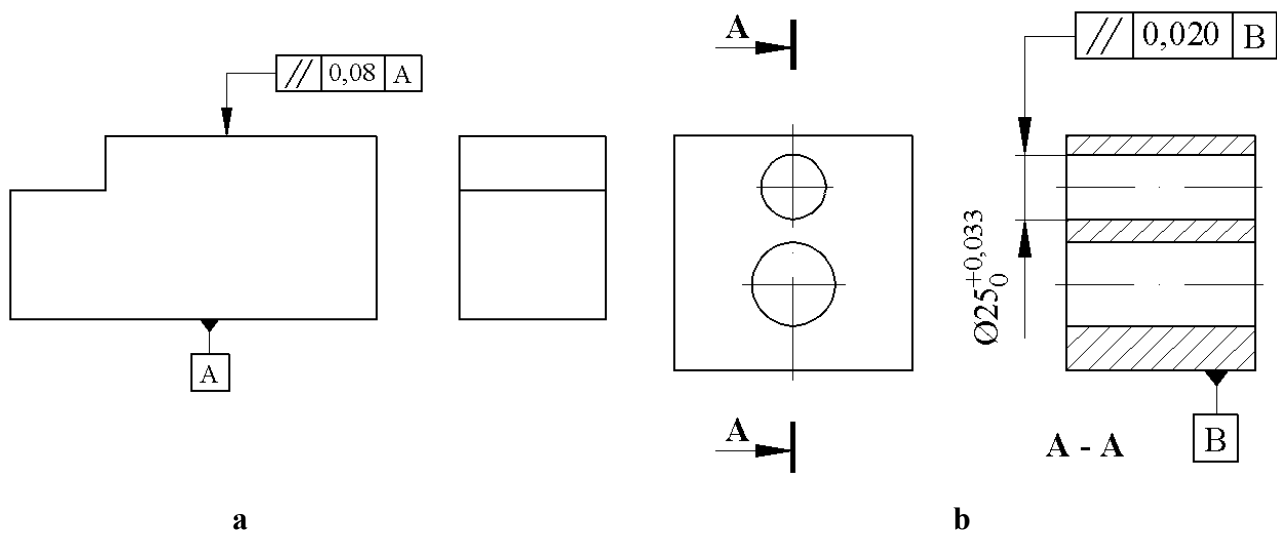


Fig. 17

Indicarea toleranței la paralelism

a.- toleranța la paralelism a două suprafețe plane;

b.- toleranța la paralelism a unei axe față de o suprafață plană.

Interpretare (fig. 17.a): toleranța la paralelism a suprafeței superioare, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,08 mm

Interpretare (fig. 17.b): toleranța la paralelism a axei suprafeței interioare cu $N=25$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință B, este 0,020 mm

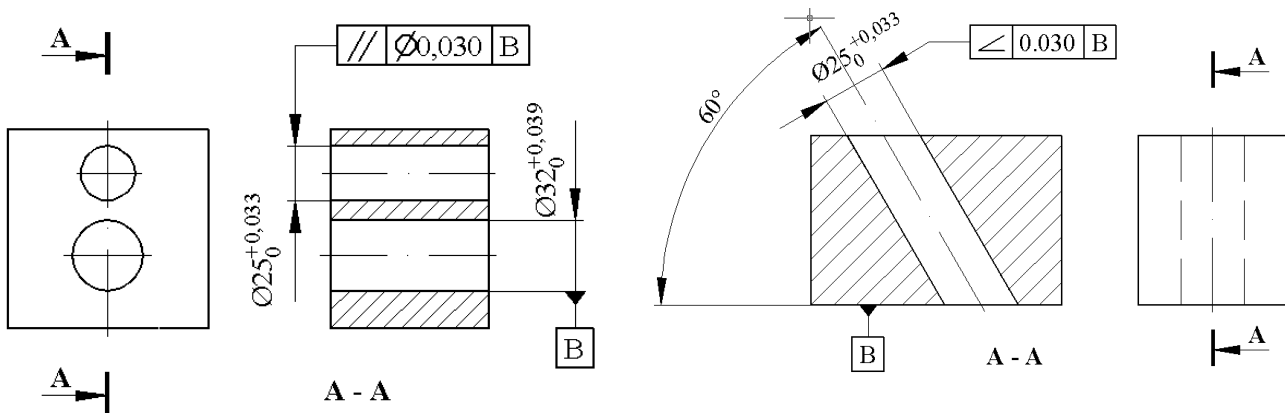


Fig. 18

Indicarea toleranței la paralelism a două drepte (axe)

Fig. 19

Indicarea toleranței la înclinare

Interpretare (fig. 18): toleranța la paralelism a axei suprafeței cilindrice cu $N=25$ mm, față de suprafața plană cilindrică cu $N=32$ mm, specificată drept bază de referință B, este 0,030 mm, prescrisă în orice direcție.

Interpretare (fig. 19): toleranța la înclinare a axei suprafeței cilindrice cu $N=25$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință B, este 0,030 mm

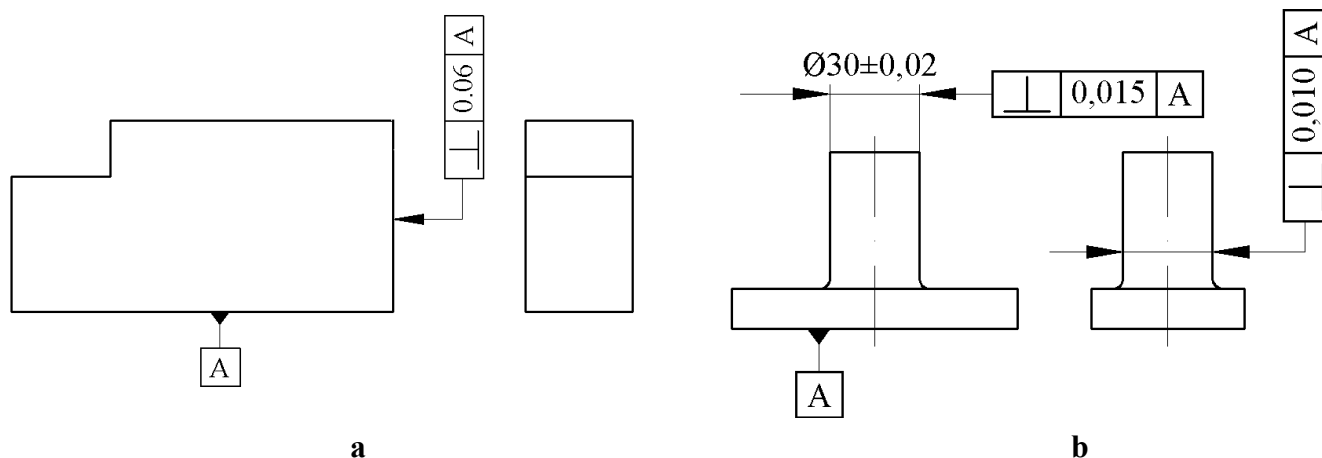


Fig. 20

Indicarea toleranței la perpendicularitate

- a.- toleranța la perpendicularitate a două suprafețe plane;
b.- toleranța perpendicularitate a unei axe față de o suprafață plană, prescrisă pe o direcție.

Interpretare (fig. 20.a): toleranța la perpendicularitate a suprafeței plane din deapta, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,06 mm.

Interpretare (fig. 20.b): toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice cu $N=30$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,015 mm, în planul de proiecție și de 0,01 mm, în plan perpendicular pe planul de proiecție.

Interpretare (fig. 21.a): toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice cu $N=30$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,015 mm, prescrisă în orice direcție.

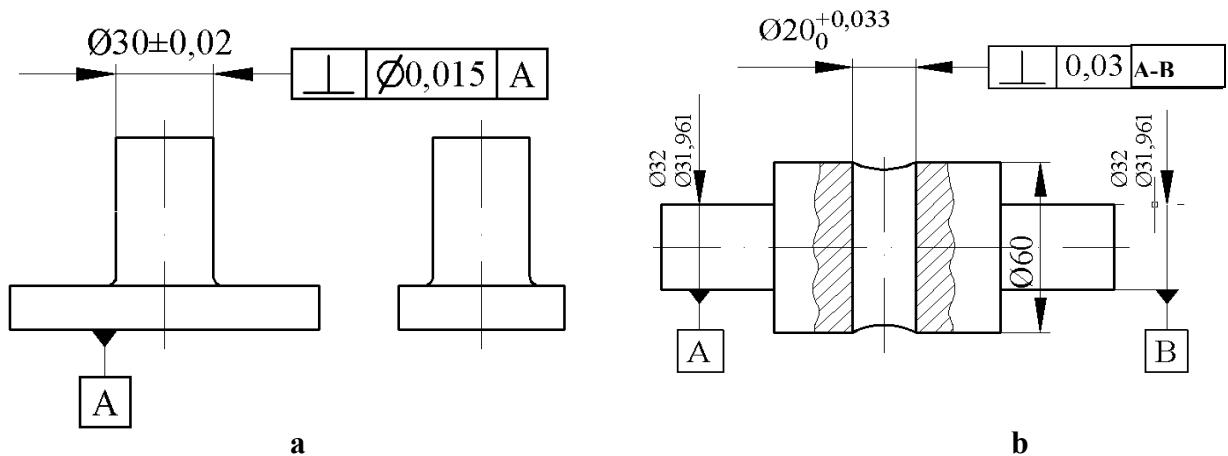


Fig. 21

Indicarea toleranței la perpendicularitate

a.- toleranța la perpendicularitate a unei axe față de o suprafață plană, prescrisă în orice direcție.

b.- toleranța perpendicularitate a două drepte (axe)geometric.

Interpretare (fig. 21.b): toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=20$ mm, față de baza de referință comună formată din uniunea bazelor de referință A și B (axele suprafețelor cilindrice cu $N=32$ mm), este 0,03 mm.

4.5. Indicarea toleranțelor de poziție relativă pe desenele de reper cu specificații de bază.

Pentru indicarea toleranței de orientare a elementelor geometrice, se utilizează indicatorul de toleranțe cu toate cele trei secțiuni obligatorii, în care se înscriu elementele:

- în prima secțiune se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de orientare pentru care se prescrie toleranța de orientare;
- în a doua secțiune se înscrie valoarea toleranței de orientare (mărimea zonei de toleranță), în milimetri;
- în a treia secțiune se înscrie simbolul literal al bazei de referință sau simbolurile literale ale bazelor de referință, care formează baza de referință comună, despărțite prin cratimă;
- atunci când este necesară indicarea unui sistem de baze de referință, secțiunea a III- a se împarte în două sau trei casete, în care se înscriu simbolurile literale ale bazelor de referință care compun sistemul de baze de referințe.

Notă: secțiunea a III- a a unui indicator de toleranțe poate conține minim o casetă și maxim trei casete.

Notă: informațiile suplimentare sub formă de text, referitoare la caracteristica tolerată sau, la elementul geometric tolerat, se înscriu în zona adiacentă indicatorului de toleranțe, poziționată, de regulă, deasupra indicatorului de toleranțe.

Elementul geometric specificat drept bază de referință se indică, pe desenul de reper, printr-un cadru dreptunghiular în care se înscrie simbolul literal (cu majusculă) atribuit bazei de referință; cadrul se atașează printr-o linie subțire terminată cu triunghi înnegrit (sau nu) de elementul geometric bază de referință, astfel:

- direct de elementul geometric (pe conturul acestuia);
- indirect, pe o linie subțire ajutătoare;
- în continuarea liniei de cotă a elementului geometric specificat drept bază de referință, atunci când aceasta este un plan median sau o axă de rotație;
- alăturat cadrului de toleranțe al unui alt element geometric tolerat și care este specificat drept bază de referință pentru altă toleranță geometrică.

Notă: după identificarea simbolului literal al bazei de referință în indicatorul de toleranțe, se identifică, pe desen, care element geometric al piesei este specificat drept bază de referință indicată în indicatorul de toleranțe.

Notă: poziția nominală a elementului tolerat este specificată prin dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate).

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de orientare pe desenele de reper, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

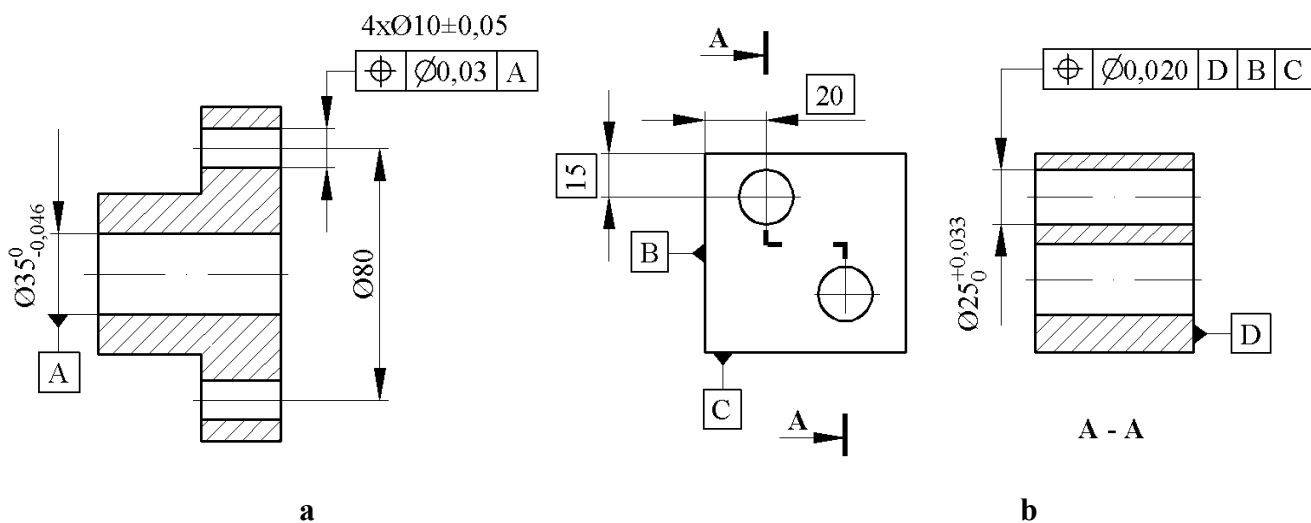


Fig. 22

Indicarea toleranței la poziția nominală

- a.- toleranța la poziția nominală a unei drepte (axe) în raport cu o bază de referință singulară, prescrisă în orice direcție;
 b.- toleranța la poziția nominală a unei drepte (axe) în raport cu un sistem de baze de referință, prescrisă în orice direcție;.

Interpretare (fig. 22.a): toleranța la poziția nominală a axelor celor patru suprafețe cilindrice interioare, în raport cu axa suprafeței cilindrice interioare cu $N=35$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,03 mm.

Interpretare (fig. 22.b): toleranța la poziția nominală a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=25$ mm, în raport cu sistemul de baze de referințe D, B, C, în care: D este bază de referință primară și B este bază de referință secundară, este 0,020 mm.

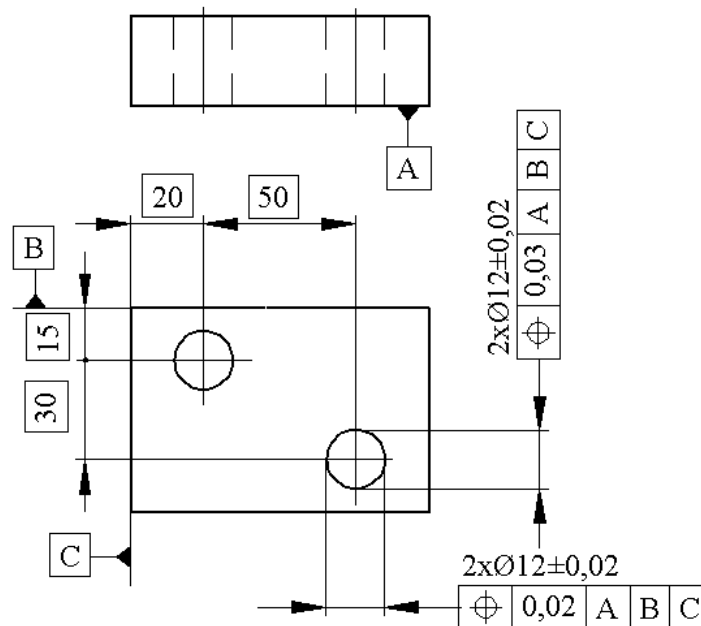


Fig. 23

Indicarea toleranței la poziția nominală a unei axe prescrisă pe două direcții perpendiculare

Interpretare (fig. 23): toleranța la poziția nominală a axelor celor două suprafețe cilindrice interioare cu $N=12$ mm, în raport cu sistemul de baze de referințe A, B, C, în care: A este bază de referință primară și B este bază de referință secundară, este 0,02 mm, respectiv, 0,03 mm, prescrisă pe două direcții perpendiculare, în planul de proiecție.

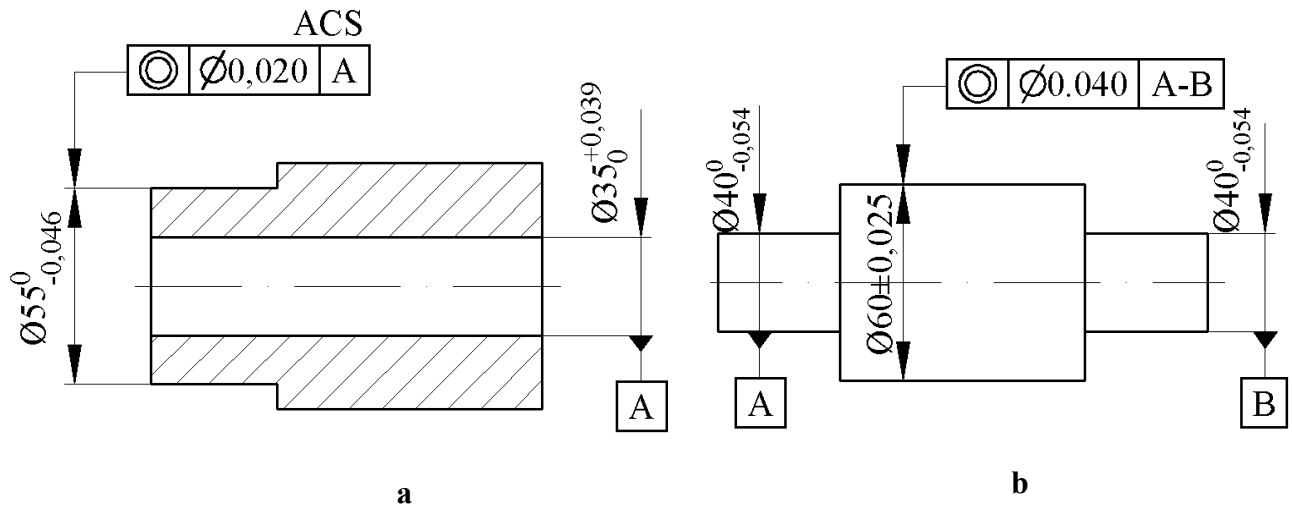


Fig. 24

Indicarea toleranței la concentricitate și a toleranței la coaxialitate

- a.- indicarea toleranței la concentricitate;
b.- indicarea toleranței la coaxialitate

Interpretare (fig. 24.a): toleranța la concentricitate a centrului oricărei secțiuni transversale a suprafeței cilindrice cu $N=55$ mm, față de axa suprafeței cilindrice interioare, specificată drept bază de referință A, este 0,020 mm.

Interpretare (fig. 24.b): toleranța la coaxialitate a axei suprafeței cilindrice cu $N=60$ mm, față de baza de referință comună formată din reuniunea bazelor de referință A și B (axele suprafețelor cilindrice cu $N=40$ mm), este 0,040 mm.

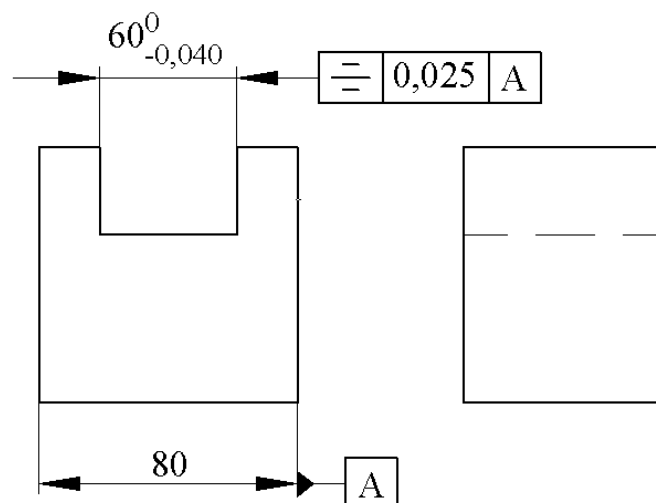


Fig. 26

Indicarea toleranței la simetrie

Interpretare (fig. 25): toleranța la simetrie a planului median al canalului piesei, față de planul de simetrie al piesei, specificat drept bază de referință A, este 0,025 mm.

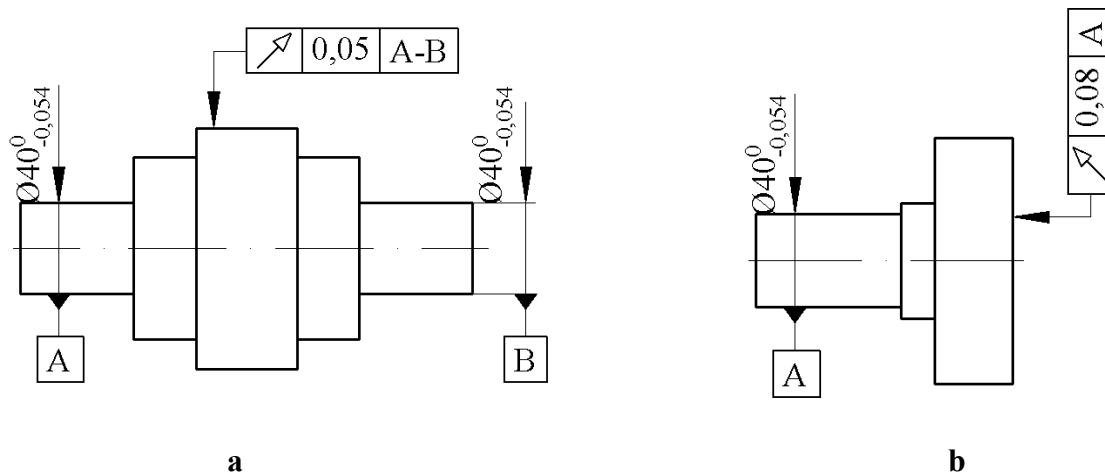


Fig. 26

Indicarea toleranțelor de bătaie circulară

- a.- toleranța la bătaia radială circulară;
b.- toleranța la bătaia frontală circulară.

Interpretare (fig. 26.a): toleranța bătaii radiale circulare a suprafeței cilindrice din mijloc, față de axa comună a suprafețelor cilindrice exterioare cu $N=40$ mm, specificate drept baze de referință A și B, este 0,05 mm.

Interpretare (fig. 26.b): toleranța bătaii frontale circulare a suprafeței frontale din dreapta, în raport cu axa suprafeței cilindrice cu $N=40$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,08 mm

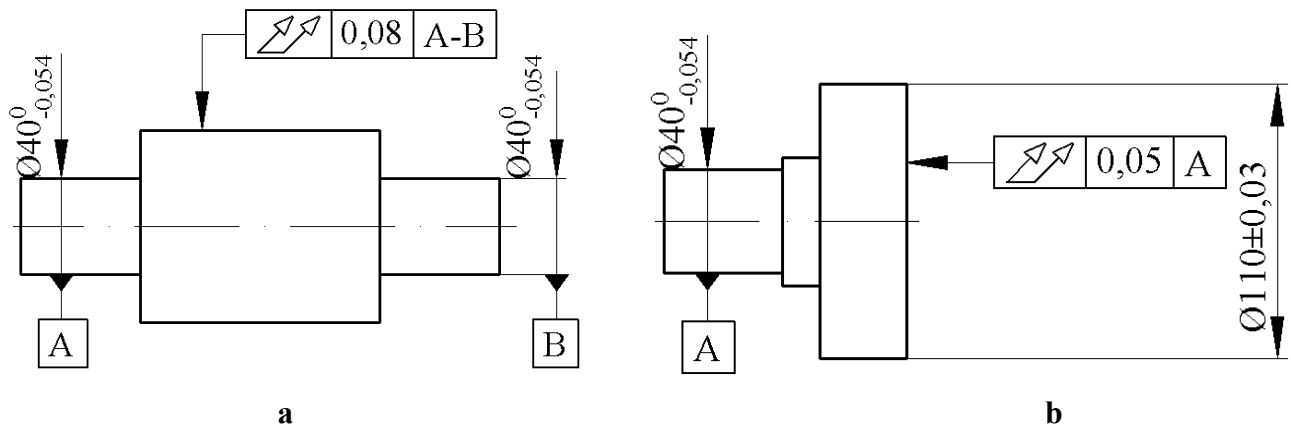


Fig. 27

Indicarea toleranțelor de bătaie totală

- a.- toleranța la bătaia radială totală;
b.- toleranța la bătaia frontală totală.

Interpretare (fig. 27.a): toleranța bătaii radiale totale a suprafeței din mijloc, în raport cu axa comună a suprafețelor cilindrice exterioare cu $N=40$ mm, specificate drept baze de referință A și B, este 0,08 mm.

Interpretare (fig. 27.b): toleranța bătaii frontale totale a suprafeței frontale din dreapta, în raport cu axa suprafeței cilindrice cu $N=40$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,05 mm.

5. Înscrierea valorilor limită pentru parametrii de rugozitate cu indicație individuală, pe desenul de reper.

În noțiunea de calitate a suprafeței prelucrate sunt cuprinse două aspecte de bază:

- aspectul fizic, prin care calitatea suprafeței este definită de abaterile proprietăților fizico- mecanice ale stratului superficial față de cele ale materialului de bază;
- aspectul geometric, prin care calitatea suprafeței este definită de abaterile suprafeței reale de la cea ideală (geometrică) indicată în desenul de execuție.

În ceea ce privește aspectul geometric al suprafeței prelucrate, în funcție de forma și dimensiunile neregularităților, acestea pot fi de trei feluri: macroneregularități (macroabateri), undulații și microneregularități (rugozitate).

O suprafață prelucrată prezintă o anumită rugozitate, o anumită undulație și o anumită abatere de formă macrogeometrică. Toate acestea suprapuse dau naștere aspectului geometric real al suprafeței.

Starea suprafeței se referă la aspectul geometric al stratului superficial al unei suprafețe, fiind caracterizat prin următoarele elemente:

- rugozitatea suprafețelor;
- ondulația suprafețelor;
- profilul suprafeței.

Cerințele pentru starea suprafeței sunt indicate, pe desen, prin specificații, constituite din simboluri grafice, literale și numerice, cu ajutorul unui simbol grafic de bază format din două linii neegale înclinate la aprox. 60° , față de linia corespunzătoare suprafeței indicate.

În cele ce urmează, se vor prezenta specificațiile utilizate pentru înscrierea condițiilor de rugozitate pe desen.

Parametrii de rugozitate cu ajutorul cărora se definește rugozitatea unei suprafețe sunt definiți în România în SR ISO 468- 98, care înlocuiește STAS 5730- 75.

Parametrii de rugozitate care au o utilizare mai frecventă sunt:

- adâncimea (abaterea) medie aritmetică, R_a ;
- adâncimea medie, R_z ;
- adâncimea maximă, R_t ;
- adâncimea totală, R_{max} ;
- adâncimea (abaterea) medie pătratică, R_q .

5.1. Simboluri grafice utilizate la înscrierea parametrilor de rugozitate.

Cerințele pentru rugozitatea suprafeței sunt indicate, pe desen, prin mai multe variante de simboluri grafice, fiecare având semnificație proprie. Simbolurile grafice de bază și extinse sunt suplimentate cu cerințe suplimentare privind starea suprafeței, prin simboluri grafice, literale și numerice. În cazuri particulare, simbolurile grafice pot fi utilizate singure pentru a indica semnificații speciale pe desen.

Pornind de la simbolul grafic de bază, în funcție de informațiile care trebuie furnizate, se utilizează mai multe variante de simboluri grafice, prezentate în tabelul 7.




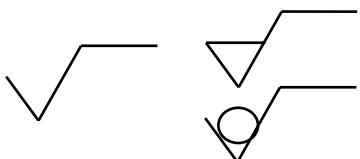
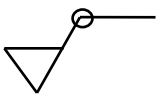

Specificațiile (simbolurile parametrilor și valorile numerice) utilizate pentru indicarea stării suprafețelor, includ patru informații esențiale pentru interpretarea condițiilor de stare a suprafeței:

- care din cele trei profile ale suprafeței (R , W , P) este indicat;
- ce caracteristică de profil este indicată;
- câte lungimi de bază constituie lungimea de măsurare;
- cum se interpretează valoarea limită specificată.

Pornind de la simbolul grafic de bază, în funcție de informațiile care trebuie furnizate, se utilizează mai multe variante de simboluri grafice, prezentate în tabelul 3.

Simboluri grafice pentru înscrierea condițiilor de stare a suprafeței

Tabelul 3

Nr. crt.	Denumire	Reprezentare	Semnificație
1.	Simbol grafic de bază		Nu este specificat modul de obținere a suprafeței (cu, sau fără îndepărtare de material)
2.	Simboluri grafice extinse		Este permisă îndepărtare de material (este permisă orice prelucrare de material)
			Este interzisă îndepărtarea de material (suprafață obținută de la prelucrarea precedentă)
3.	Simboluri grafice complete		Cu semnificațiile de la nr. crt. 1 și 2
4.	Simbol grafic pentru toate suprafețele		Aceleași condiții de stare a suprafeței sunt prescrise pentru toate suprafețele piesei,
5.	Simbol grafic simplificat		Indicație simplificată: majoritatea suprafețelor au prescise aceleași condiții de stare

În continuare, se vor prezenta specificațiile utilizate pentru înscrierea condițiilor de rugozitate pe desen (profilul R).

Pozițiile în care se înscriu condițiile privind rugozitatea suprafeței, în simbolul grafic complet sunt date în tabelul 4.

Pentru înscrierea parametrilor de rugozitate pe desenul de reper, se utilizează simbolul grafic complet, în zona căruia, în poziții bine determinate, se înscriu valori ale parametrilor de rugozitate precum și alte informații suplimentare, opționale, cu ajutorul unor simboluri grafice, literale și numerice, (conform tabelului 4):

- în poziția **a**, se înscriu următoarele elemente:
 - simbolul literal al unui parametru de rugozitate (obligatoriu);
 - valoarea maximă a parametrului de rugozitate, în μm (obligatoriu);
 - banda de transmitere (opțional);

- valoarea lungimii de bază (când este diferită de cea standardizată).

Notă: între simbolul parametrului de rugozitate și valoarea acestuia, se lasă două spații libere.

- în poziția **b**, se înscrie a doua valoare a parametrului de rugozitate în μm ;

Notă: sunt situații în care condițiile impuse suprafeței, necesită prescrierea unor valori limită pentru un parametru de rugozitate: valoarea maximă admisă, care va fi precedată de simbolul “U” și se înscrie în poziția **a**, iar valoarea minimă admisă precedată de simbolul “L”, înscrisă în poziția **b**.

- în poziția **c**, se înscriu date suplimentare privind procedeul de prelucrare, condiții de tratament termic, caracteristicile stratului de acoperire, etc.;
- în zona **d**, se înscrie simbolul convențional pentru orientarea neregularităților, conform tabelului 5;
- în zona **e**, se înscrie valoarea adâncimii de așchiere pentru obținerea suprafeței, în mm.

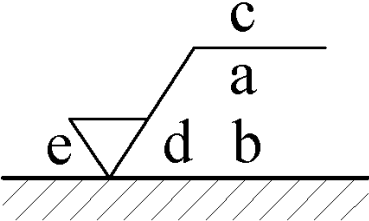
5.2. Poziția și orientarea simbolului grafic și a notațiilor.

Condiția privind rugozitatea suprafeței se indică o singură dată pentru suprafața specificată și, dacă este posibil pe aceeași vedere pe care sunt înscrise toleranțele dimensionale sau toleranțele geometrice sau ambele.

Regula generală prevede ca simbolul grafic și notațiile complementare să fie orientate astfel încât să poată fi citite de jos în sus sau din stânga spre dreapta desenului, conform ISO 129- 1 (fig. 28).

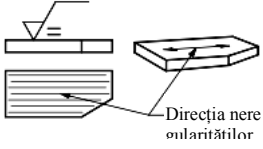
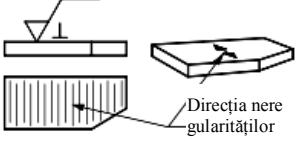
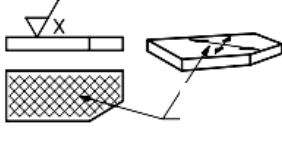
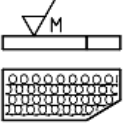

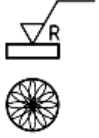
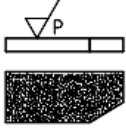
Pozițiile de înscriere a specificațiilor complementare

Tabelul 4

Pozițiile din jurul simbolului grafic complet		
		
Poziția	Condiția care se înscrie	
	Specificarea condiției	Exemplu
a.	Simbolul parametrului de stare a suprafeței.	0,0025-0,8/ Rz 6,8
	Valoarea limită a parametrului de sare.	-0,8/ Rz 6,8
	Banda de transmitere (opțional). Lungimea de bază (când diferă de valoarea standardizată)	0,008-0,5/16/ R 10
b.	A doua condiție de stare a suprafeței. Dacă este a treia condiție sau mai multe, simbolul grafic se va prelungi, pe verticală.	Ra 1,6 Rz 15
c.	Metoda de prelucrare, tratament, sau alte cerințe pentru procesul de obținere a suprafeței.	Turnat
		Frezare
		Rectificare
d.	Orientarea neregularităților	Tabelul 5.
e.	Adâncimea de așchiere (se indică prin valori numerice date în mm)	0,2

Indicarea direcției micronegularităților

Tabelul 5

Simbol grafic	Indicare pe desen/ reprezentare	Semnificație (interpretare)
=		Direcție paralelă cu planul de proiecție în vederea în care este înscris simbolul grafic.
⊥		Direcție perpendiculară pe planul de proiecție în vederea în care este înscris simbolul grafic.
X		Direcții încrucișate în două direcții înclinate în raport cu planul de proiecție în vederea în care este înscris simbolul grafic.
M		Multidirecțional
C		Direcție aproximativ circulară în raport cu centrul suprafeței căreia se aplică simbolul.
R		Direcție aproximativ radială în raport cu centrul suprafeței căreia se aplică simbolul.
P		Direcție particulară, nondirecțional, sau protuberanțe.
Dacă este necesară specificarea unei orientări care nu este definită clar, prin aceste simboluri, se poate adăuga o notă corespunzătoare la desen.		

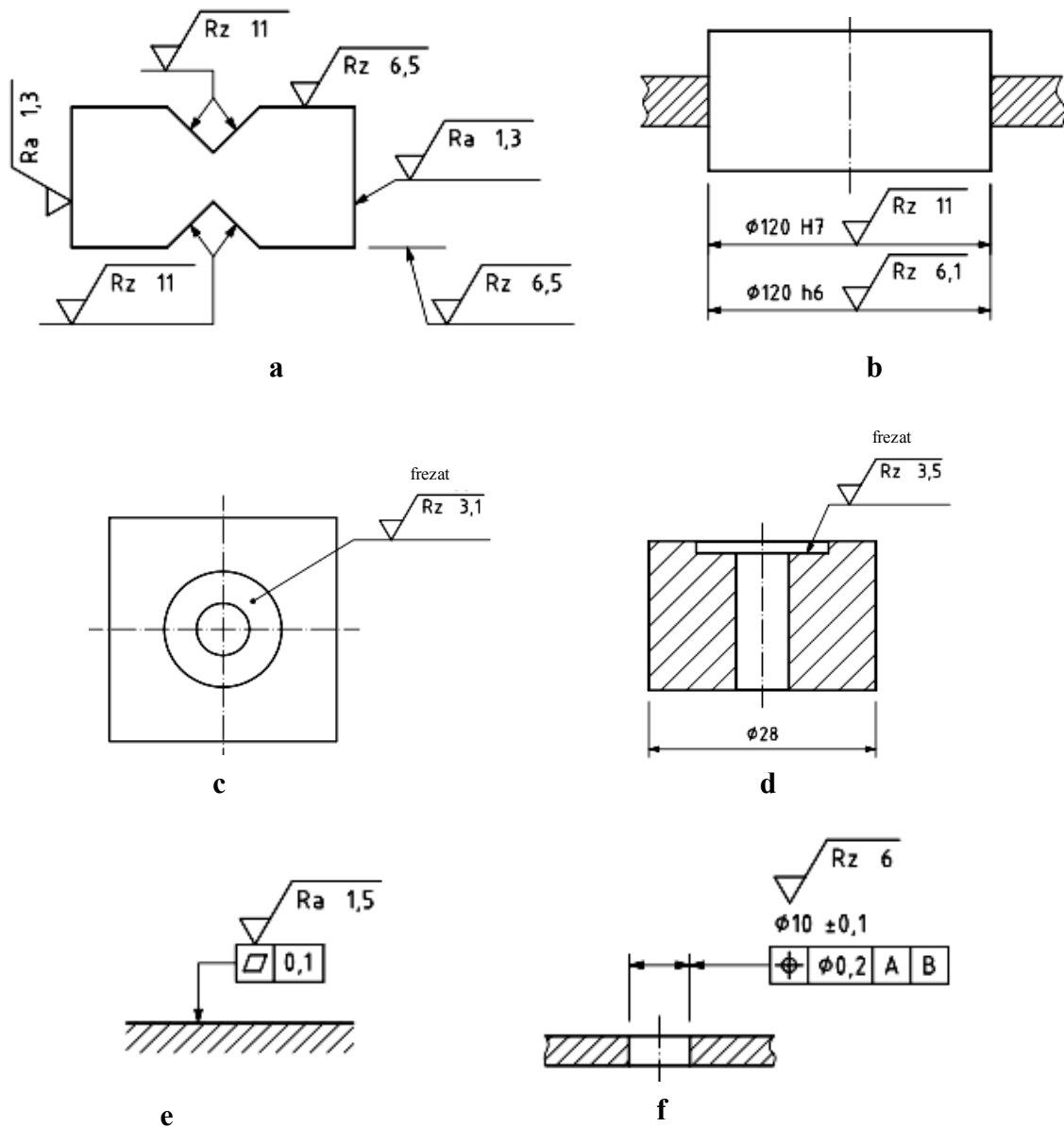


Fig. 28

Poziția și orientarea simbolului grafic și a notațiilor.

- pe linia de contur sau pe linia ajutătoare;
- pe linia de cotă;
- pe linie de indicație cu punct;
- pe linie de indicație cu săgeată;
- deasupra indicatorului de toleranță geometrică;
- deasupra indicatorului de toleranțe (și deasupra specificației la dimensiune).

5.3. Indicarea simplificată a parametrilor de rugozitate.

Dacă aceeași condiție de rugozitate este aplicată mai multor suprafețelor unei piese, simbolul grafic se plasează în apropierea indicatorului desenului.

Simbolul grafic general va fi urmat de următoarele simboluri:

- un simbol de bază în paranteze fără altă indicație (fig. 29.a);
- condiții speciale de stare a suprafeței în paranteze (fig. 29.b), pentru a indica condiții diferite de condiția generală de stare a suprafeței;
- o indicație simplificată, iar simbolul care explică indicația, se poate plasa lângă desenul piesei, sau lângă indicatorul desenului, sau în spațiul dedicat notațiilor generale (fig. 29.c).

Notă: condiția de rugozitate care diferă de condiția generală, va fi indicată direct pe desen, în aceeași vedere, pentru suprafața specificată.

5.4. Exemple de indicare a condițiilor de stare a suprafețelor.

În continuare, sunt date o serie de exemple de indicare detaliată a condițiilor de rugozitate a suprafețelor, cu explicarea semnificațiilor simbolurilor utilizate (interpretarea specificațiilor).

La identificarea condițiilor de stare a suprafețelor (interpretarea notațiilor de pe desenul de reper), utilizatorul desenului de reper va urmări obținerea tuturor informațiilor date de proiectant și anume (se vor observa notațiile înscrise în zona simbolului grafic complet, în pozițiile **a**, **b**, **c**, **d**, **e**, conform tabelului 4):

- tipul specificații înscrise (unilaterală sau bilaterală);
- parametrul de rugozitate pentru care este prescrisă o valoare numerică;
- limita admisă pentru care se prescrie o valoare numerică (maximă admisă sau, minimă admisă);
- valoarea numerică prescrisă pentru limita specificată;
- procedeul de prelucrare aplicat pentru obținerea suprafeței;
- orientarea neregularităților;
- valoarea adâncimii de așchiere.

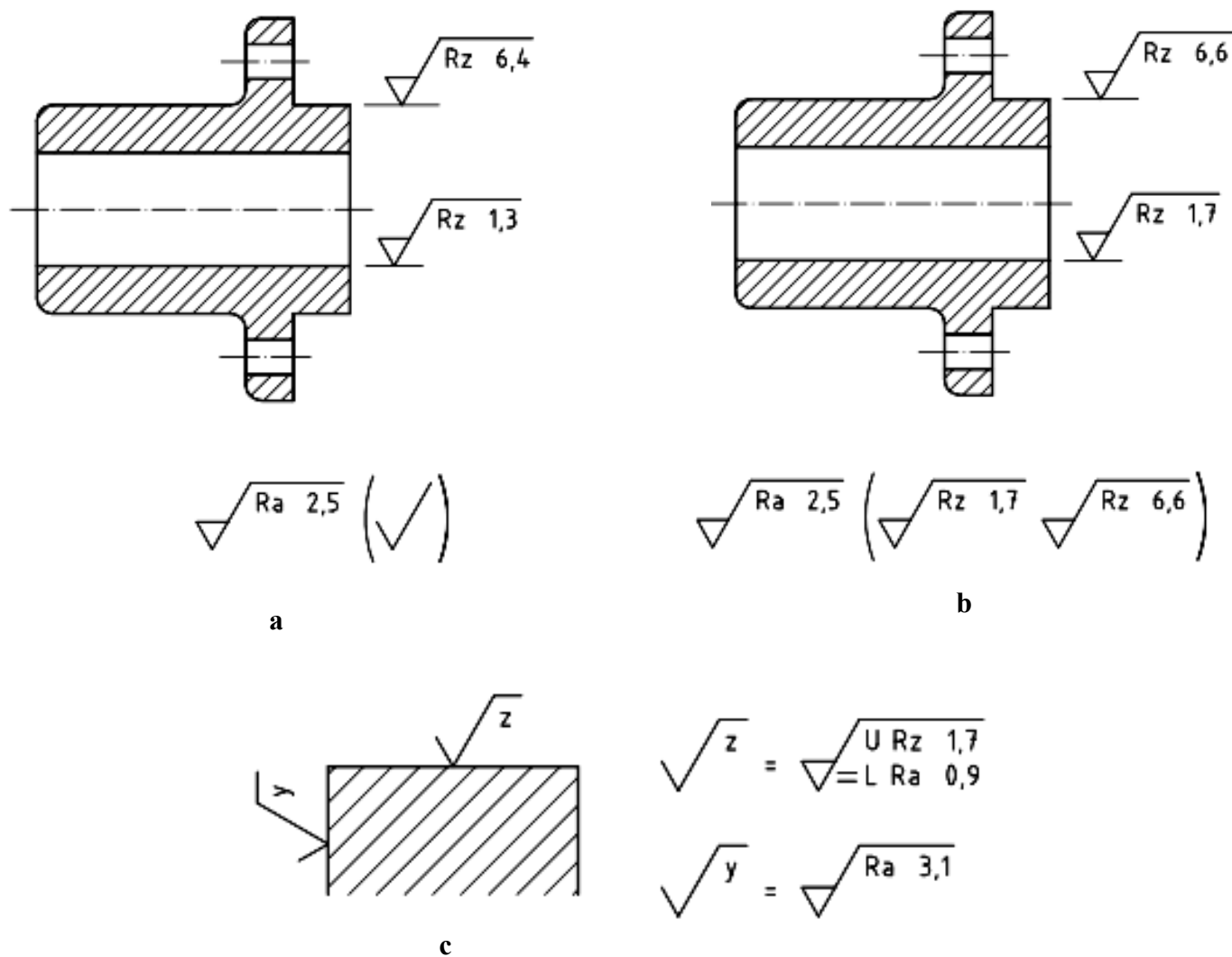
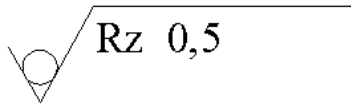


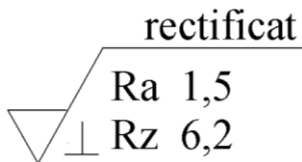
Fig. 29

Indicarea simplificată a stării suprafețelor

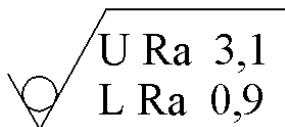
a, b. mai multe suprafețe au prescrise aceeași/ aceleași condiții de stare;
 c. pe desen este puțin spațiu.

Exemplul nr. 1.**Interpretare:**

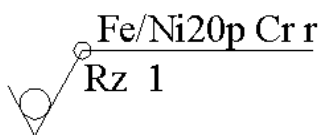
valoarea maximă admisă a parametrului de rugozitate Rz, este 0,5 μm (specificație unilaterală); este interzisă îndepărtarea de material; procedeul de prelucrare este nespecificat; orientarea neregularităților este nespecificată.

Exemplul nr. 2.**Interpretare:**

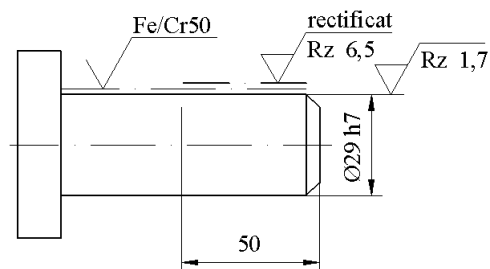
sunt notate două specificații unilaterale: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Ra, este 55 μm și valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Rz, este 6,2 μm ; procedeul de prelucrare indicat este rectificarea; orientarea neregularităților este perpendiculară pe planul de proiecție.

Exemplul nr. 3.**Interpretare:**

este notată o specificație bilaterală: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Ra, este 3,1 μm și valoarea limitei inferioare a parametrului de rugozitate Ra, este 0,9 μm ; procedeul de prelucrare este nespecificat, dar, este interzisă îndepărtarea de material; orientarea neregularităților este nespecificată

Exemplul nr. 4.**Interpretare:**

este o specificație unilaterală: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Rz, este 1 μm ; orientarea neregularităților: nu este specificată; este indicat tratamentul termic aplicat suprafeței: acoperire cu nichel și crom; condițiile specificate sunt valabile pentru toate suprafețele piesei reprezentate prin linia de contur.

Exemplul nr. 5.**Interpretare:**

sunt indicate trei etape succesive ale procesului de fabricație a suprafeței cilindrice cu diametrul nominal $N = 29$ mm:

• *etapa I- a:*

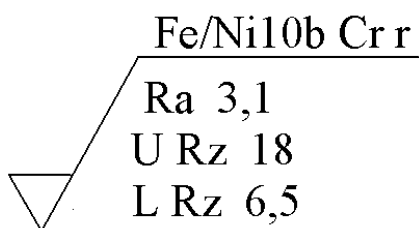
este notată o specificație unilaterală: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Rz , este $1,7$ μm ; orientarea neregularităților este nespecificată; procedeul de prelucrare a suprafeței este nespecificat, dar, cu îndepărtare de material;

etapa a II- a:

nu este dată o specificație de stare a suprafeței, cu excepția tratamentului de acoperire cu crom.

etapa a III- a:

este dată o specificație unilaterală: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Rz , este $6,5$ μm ; orientarea neregularităților este nespecificată; procedeul de prelucrare a suprafeței este rectificare.

Exemplul nr. 6.**Interpretare:**

sunt notate o specificație unilaterală și o specificație bilaterală:

- *specificația unilaterală*: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Ra , este $3,1$ μm ;
- *specificația bilaterală*: valoarea limitei superioare a parametrului de rugozitate Rz , este 18 μm și valoarea limitei inferioare a parametrului de rugozitate Rz , este $6,5$ μm ;

orientarea neregularităților nu este specificată; este indicată aplicarea unui tratament acoperire cu nichel și crom.

6. Înscrierea toleranțelor dimensionale și geometrice fără indicație individuală pe desenul de reper.

6.2. Înscrierea toleranțelor dimensionale generale pe desenul de reper.

Prin standard, sunt stabilite toleranțe generale dimensionale pentru toate categoriile de dimensiuni nefuncționale, aceste toleranțe fiind împărțite în patru clase de toleranțe, în ordinea crescătoare a toleranței și simbolizate cu literă mică:

- clasa de toleranțe **f** (fină);
- clasa de toleranțe **m** (mijlocie);
- clasa de toleranțe **c** (grosieră);
- clasa de toleranțe **v** (grosolană).

Clasa de toleranțe stabilită pentru o piesă este aceeași pentru toate elementele geometrice ale piesei și pentru toate abaterile geometrice (abateri de formă, abateri de orientare, abateri de poziție relativă).

Indicarea clasei de toleranțe dimensionale generale se efectuează prin înscrierea simbolului clasei de toleranțe în caseta a doua a indicatorului, în ordinea următoare: "Toleranțe generale"- „ISO 2768”-simbolul clasei de toleranțe dimensionale generale (fig. 30).

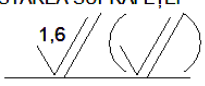
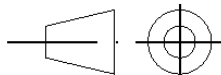
STAREA SUPRAFEȚEI 		TOLERANȚE GENERALE SR ISO 2768- mK		MATERIALUL OLC 45 SR EN ISO 10025:2002	SCARA 2:1	METODA DE PROIECȚIE 
PROIECTAT	NUME	NUME PROPRIETAR LEGAL		DENUMIRE DESEN		
DESEMAT		UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GH. ASACHI" IAȘI		BUCȘĂ		
VERIFICAT		FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL		NUMĂR DESEN		
FORMAT	A4			TCD - 102.013		
DATA						

Fig. 30

Înscrierea toleranțelor dimensionale și geometrice generale (fără indicație individuală)

6.3. Înscrierea toleranțelor dimensionale generale pe desenul de reper.

Standardul stabilește toleranțe geometrice generale pentru toate categoriile de abateri geometrice (de formă, de orientare, de poziție relativă); sunt stabilite trei clase de toleranțe, simbolizate cu literă mare:

- clasa de toleranțe **H** (fină);
- clasa de toleranțe **K** (mijlocie);
- clasa de toleranțe **L** (grosieră).

Clasa de toleranțe stabilită pentru o piesă este aceeași pentru toate elementele geometrice ale piesei și pentru toate abaterile geometrice (abateri de formă, abateri de orientare, abateri de poziție relativă).

Indicarea clasei de toleranțe geometrice generale se efectuează prin înscrierea simbolului clasei de toleranțe în caseta a doua a indicatorului, mediat după simbolul clasei de toleranțe dimensionale generale (fig. 31).

6.4. Înscrierea parametrilor de rugozitate, fără indicație individuală, pe desenul de reper.

În cazul stării suprafețelor care trebuie specificată pentru suprafețele nefuncționale, pentru indicarea valorii maxime pentru parametrul de rugozitate ales, se utilizează prima casetă a indicatorului (fig. 31).

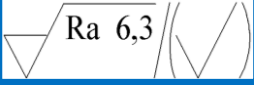
STAREA SUPRAFEȚEI 		TOLERANȚE GENERALE SR ISO 2768- mK	MATERIALUL OLC 45 SR EN ISO 10025:2002	SCARA 2:1	METODA DE PROIECȚIE 
PROIECTAT	NUME	NUME PROPRIETAR LEGAL UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GH. ASACHI" IAȘI FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL	DENUMIRE DESEN BUCȘĂ		
DESENAT					
VERIFICAT			NUMĂR DESEN TCD - 102.013		
FORMAT	A4				
DATA					

Fig. 31

Înscrierea parametrilor de stare a suprafețelor fără indicație individuală

Notă: valoarea parametrului de rugozitate înscrisă în această casetă, este aceeași pentru toate suprafețele piesei care nu au indicate, individual, alte valori pentru același parametru sau pentru alți parametri de rugozitate.

7. Întrebări recapitulative

- ce sunt specificațiile?
- ce categorii de specificații sunt utilizate pentru tolerarea dimensională și geometrică?
- care categorie de specificații se înscrie, obligatoriu, pe desenul de reper?
- cum se indică individual toleranța dimensională, utilizând specificațiile de bază?
- cum se notează un ajustaj cu o singură linie de cotă?
- cum se notează un ajustaj cu două linii de cotă?
- câte elemente componente are indicatorul specificației geometrice? Care sunt acestea?
- câte secțiuni are indicatorul de toleranțe?
- ce se înscrie în prima secțiune a indicatorului de toleranțe?
- ce se înscrie în a doua secțiune a indicatorului de toleranțe?
- ce se înscrie în a treia secțiune a indicatorului de toleranțe?
- câte casete poate conține a treia secțiune a indicatorului de toleranțe?
- care este simbolul grafic complet folosit pentru înscrierea valorilor limită ale parametrilor de rugozitate?
- în câte poziții se înscriu condițiile de stare, în jurul simbolului grafic complet?
- ce condiții se înscriu în fiecare poziție în jurul simbolului grafic complet?
- cum este specificată îndepărtarea de material?
- cum se specifică interzicerea îndepărtării de material?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru toleranțe dimensionale generale?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru toleranțe geometrice generale?
- cum se indică toleranțele dimensionale generale?
- cum se indică toleranțele geometrice generale?
- cum se înscriu condițiile de stare fără indicație individuală?

8. Aplicații rezolvate

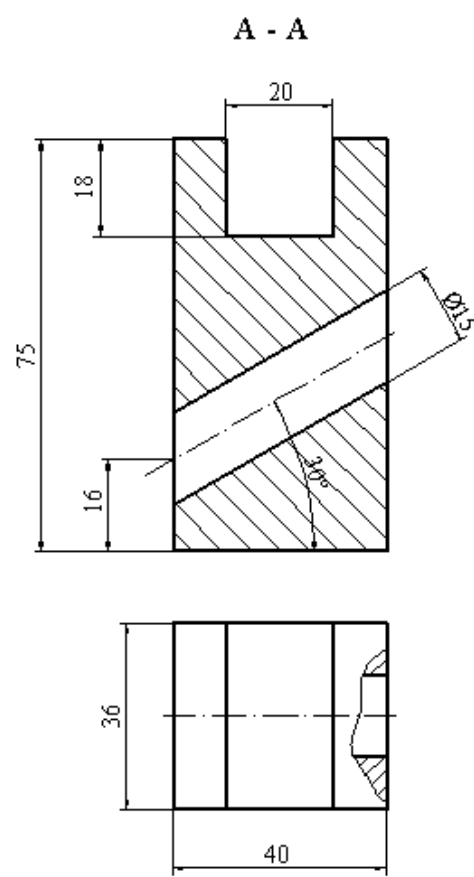
Aplicatia nr. 1.

Se consideră desenul de reper din figură.

Se cere să se indice următoarele condiții tehnice de execuție pe desen:

- clasa de toleranțe **H9** pentru diametrul suprafeței cilindrice interioare cu valoarea nominală $N = 15$ mm, cu abaterile limită: $ES = +0,043$ mm, $EI = 0$ (se va utiliza modul de cotare mixt);

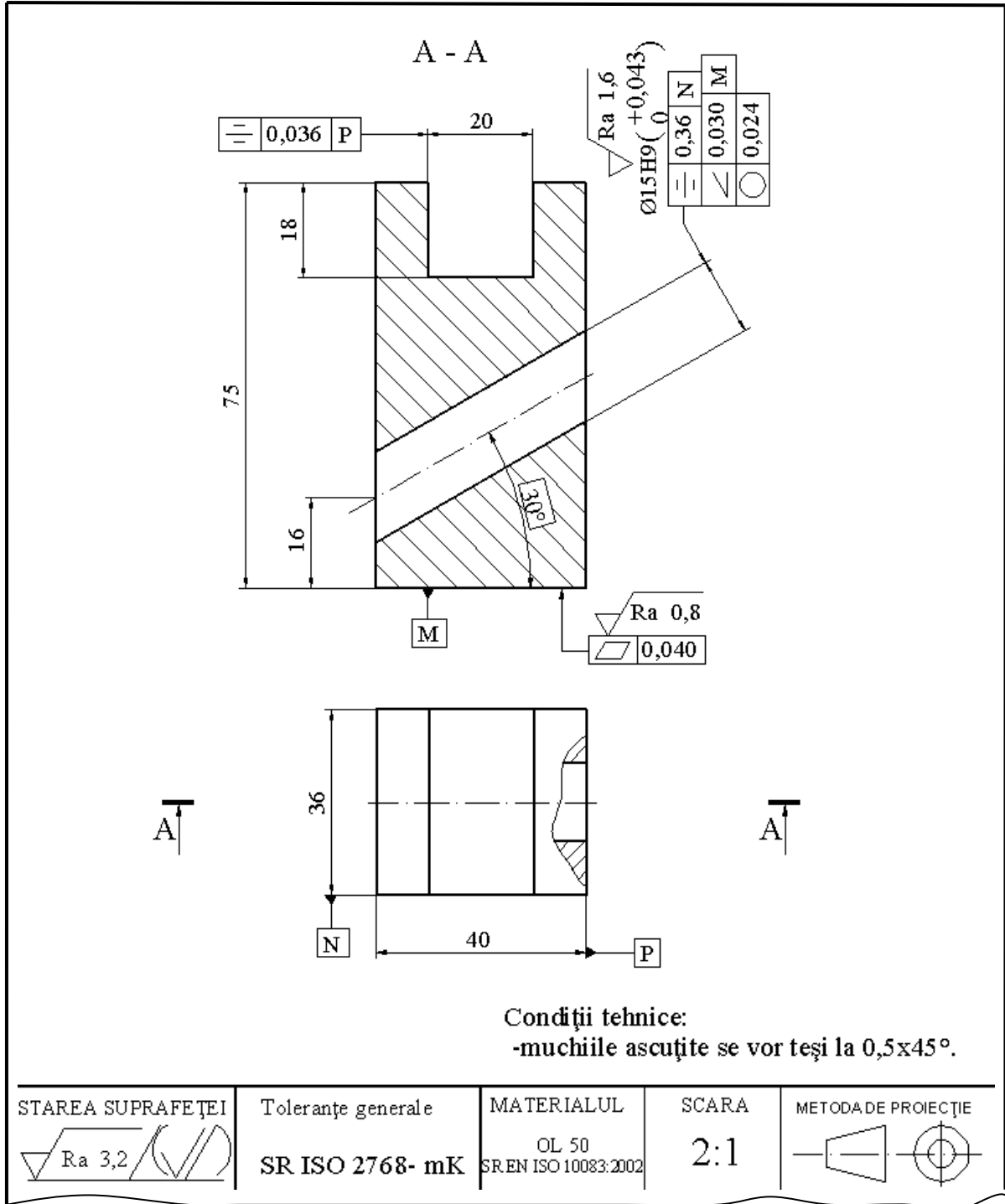
- dimensiunea unghiulară cu valoarea nominală $N_\alpha=30^\circ$, este specificată drept dimensiune teoretic exactă;
- toleranța la planitate a suprafeței plane inferioare cu valoarea de 0,040 mm;
- toleranța la circularitate a suprafeței cilindrice exterioare (cu $N = 15$ mm) cu valoarea de 0,024 mm;
- suprafața plană inferioară a piesei este specificată drept bază de referință M;
- planul median (planul de simetrie) aflat la mijlocul distanței de 36 mm dintre suprafețele plane din față și din spate, este specificat drept bază de referință N;
- planul median (planul de simetrie) aflat la mijlocul distanței de 40 mm dintre suprafețele plane laterale, este specificat drept bază de referință P;
- toleranța la înclinare a axei suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal $N=15$ mm, în raport cu baza de referință M, cu valoarea de 0,030 mm;
- toleranța la simetrie a axei suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal $N= 15$ mm, în raport cu baza de referință N, cu valoarea de 0,036 mm;
- toleranța la simetrie a planului median al canalului cu lățimea nominală $N=20$ mm, în raport cu baza de referință P, cu valoarea de 0,036 mm;
- valoarea maximă a parametrului de rugozitate R_a , de 0,8 μm , pentru suprafața plană inferioară;
- valoarea maximă a parametrului de rugozitate R_a , de 1,6 μm , pentru suprafața interioară cu diametrul nominal $N = 15$ mm;
- clasa de toleranțe **m**, pentru dimensiunile care nu au prescrise toleranțe cu indicație individuală;
- clasa de toleranțe **K**, pentru suprafețele care nu au prescrise toleranțe geometrice cu indicație individuală;
- valoarea maximă a parametrului de rugozitate R_a , de 3,2 μm , pentru suprafețele care nu au prescrise valori ale parametrilor de rugozitate cu indicație individuală.
- muchiiile ascuțite se vor teși la $0,5 \times 45^\circ$.



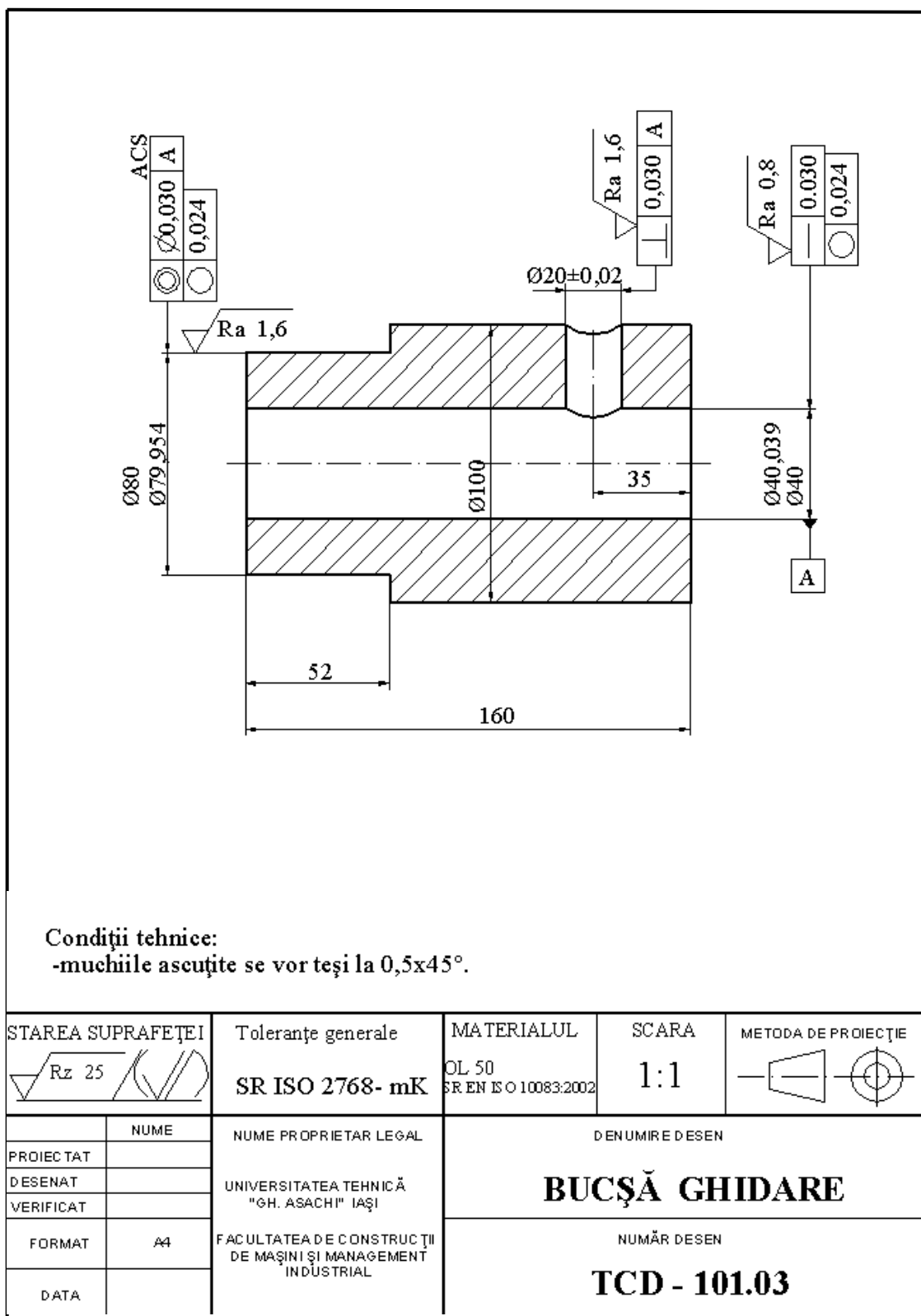
STAREA SUPRAFEȚEI		Toleranțe generale	MATERIALUL	SCARA	METODA DE PROIECTIE
		SR ISO 2768-	OL 50 SR EN ISO 10023:2002	2:1	
PROIECTANT	NUME	NUME PROPRIETAR LEGAL	DENUMIRE DEBEN		
DEBENAT		UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GH. ASACHI" IASI	SUPORT PRISMATIC		
VERIFICAT		FACULTATEA DE CONSTRUCTII DE MASINI SI MANAGEMENT INDUSTRIAL			
FOURNAT	A4		NUMAR DESEN		
DATA			TCD - 101.02		

Rezolvare.

Condițiile tehnice de execuție sunt înscrise pe desenul de reper din figură.



Aplicatia nr. 2.




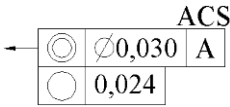
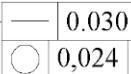
Să se identifice condiții tehnice de execuție înscrise pe desenul de reper din figură (să se precizeze semnificația notațiilor înscrise pe desen).

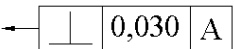
Rezolvare.

Toleranțe dimensionale cu indicație individuală:

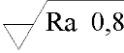
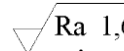
- $\overset{\text{Ø}40,039}{\text{Ø}40}$: este o dimensiune interioară tolerată- alezaj (diametrul unei suprafețe cilindrice interioare), indicată prin înscrierea valorilor limită, $D_{\max}= 40,039$ mm și $D_{\min}= 40$ mm; știind cele două valori limită, se pot obține valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii: $N= 40$ mm, $ES= 0,039$ mm, $EI= 0$;
- $\overset{\text{Ø}79,954}{\text{Ø}80}$: este o dimensiune exterioară tolerată- arbore (diametrul unei suprafețe cilindrice exterioare), indicată prin înscrierea valorilor limită, $d_{\max}= 80$ mm și $d_{\min}= 79,954$ mm; știind cele două valori limită, se pot obține valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii: $N= 80$ mm, $es= 0$, $ei= +0,046$ mm;
- $\text{Ø}20\pm 0,02$: este o dimensiune interioară tolerată- alezaj (diametrul unei suprafețe cilindrice interioare), indicată prin înscrierea valorii nominale $N=20$ mm și a abaterilor limită, $ES= +0,02$ mm și $EI= -0,02$ mm.

Toleranțe geometrice cu indicație individuală:

-  : axa suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal $N= 40$ mm, este specificată drept bază de referință;
-  : - toleranța la circularitate a suprafeței cilindrice exterioare cu diametrul nominal $N= 80$ mm, este 0,024 mm;
- toleranța la concentricitate a fiecărei secțiuni transversale a suprafeței cilindrice exterioare cu diametrul nominal $N= 80$ mm, în raport cu baza de referință A, este 0,030 mm;
-  : - toleranța la rectilinitatea generatoarelor suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal $N= 40$ mm, este 0,030 mm;
- toleranța la circularitate a suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal $N= 40$ mm, este 0,024 mm;

-  :toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice interioare cu diametrul nominal N= 20 mm, în raport cu baza de referință A, este 0,030 mm;

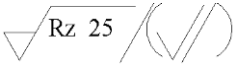
Valori maxime admise pentru parametrii de rugozitate cu indicație individuală:

-  : valoarea maximă a parametrului de rugozitate Ra= 0,8 μm, prescrisă pentru suprafața cilindrică interioară cu N= 40 mm;
-  : valoarea maximă a parametrului de rugozitate Ra= 1,6 μm, prescrisă pentru suprafața cilindrică exterioară cu N= 80 mm și pentru suprafața cilindrică interioară cu N= 20 mm;

Toleranțe dimensionale și geometrice fără indicație individuală:

- **Toleranțe generale ISO 2768- mK:**
 - **m**: clasa de toleranțe pentru toleranțe dimensionale generale;
 - **K**: clasa de toleranțe pentru toleranțe geometrice generale;

Valori maxime admise pentru parametrii de rugozitate fără indicație individuală:

-  : valoarea maximă a parametrului de rugozitate Rz= 25 μm, prescrisă pentru toate suprafețele care nu au înscrise valori cu indicație individuală; este indicat faptul că, pe desenul de reper, sunt suprafețe care au înscrise alte valori ale parametrilor de rugozitate.

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL VI- LEA
LANȚURI DE DIMENSIUNI

Conținut.

- 1. Definirea și clasificarea lanțurilor de dimensiuni.**
 - 1.1. Definirea unui lanț de dimensiuni; tipuri de dimensiuni în lanțurile de dimensiuni.
 - 1.2. Reprezentarea convențională a lanțurilor de dimensiuni.
 - 1.3. Clasificarea lanțurilor de dimensiuni.
- 2. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni.**
 - 2.1. Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni.
 - 2.1.1. Metoda algebrică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni.
 - 2.1.2. Metoda de maxim și minim de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni.
 - 2.1.3. Metoda probabilistică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni.
 - 2.2. Rezolvarea problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni.
 - 2.2.1. Metoda toleranței medii de rezolvare a problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni.
- 3. Întrebări recapitulative.**
- 4. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

LANȚURI DE DIMENSIUNI

1. Definirea și clasificarea lanțurilor de dimensiuni.

1.1. Definirea unui lanț de dimensiuni; tipuri de dimensiuni în lanțurile de dimensiuni.

Un lanț de dimensiuni reprezintă ansamblul de dimensiuni liniare și/sau unghiulare care formează un contur închis și determină dimensiunea, forma, orientarea și poziția relativă a suprafețelor unei piese sau a mai multor piese într-un ansamblu sau subansamblu. Deci, caracteristica esențială a unui lanț de dimensiuni, este faptul că formează un contur închis, indiferent de tipul dimensiunilor care îl formează (liniare, sau unghiulare).

Într-un lanț de dimensiuni sunt două categorii de dimensiuni:

- dimensiuni primare sau componente;
- dimensiune de închidere sau rezultată.

Dimensiunile primare sau componente sunt dimensiunile care se obțin prin prelucrarea pieselor, la valorile înscrise pe desenul de reper. Un lanț de dimensiuni poate conține minim două dimensiuni componente.

Dimensiuna de închidere sau rezultată este dimensiunea care rezultă indirect, după realizarea dimensiunilor componente; ea se obține ultima, automat, atât la prelucrarea pieselor cât și la asamblarea lor. Un lanț de dimensiuni are o singură dimensiune rezultată.

Cele mai simple lanțuri de dimensiuni sunt cele corespunzătoare ajustajelor asamblărilor cilindrice, la care diametrele pieselor conjugate reprezintă dimensiunile primare (diametrul arborelui, respective, diametrul alezajului), iar jocul sau strângerea din îmbinare este dimensiunea de închidere a lanțului de dimensiuni.

Notă: dimensiunea de închidere nu se cotează pe desenul de reper; dacă este necesară cotarea acesteia, se va înscrie drept dimensiune auxiliară (între paranteze).

1.2. Reprezentarea convențională a lanțurilor de dimensiuni.

Pentru rezolvarea cât mai rapidă a problemelor lanțurilor de dimensiuni, se utilizează o reprezentare convențională (schematizată) a acestora, prin folosirea liniilor de cotă și a liniilor ajutătoare.

Exemplu: lanțul de dimensiuni al arborelui din fig. 1.a este reprezentat convențional în fig. 1.b.

Pe reprezentarea convențională, dimensiunile din lanțurile de dimensiuni se notează astfel:

- dimensiunile primare (sau componente) se notează cu majuscule, având ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanțul de dimensiuni: $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$, sau $B_1, B_2, B_3, \dots, B_n$, etc;
- dimensiunea de închidere (sau rezultată) se notează cu litera R, având ca indice litera cu care s-au notat dimensiunile primare: R_A sau R_B , etc.

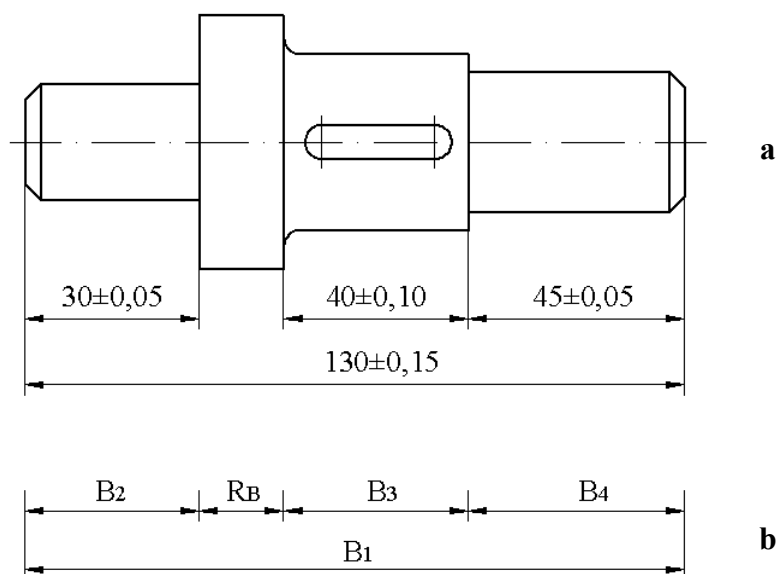


Fig. 1

Lanț de dimensiuni al unui reper

a.- reprezentare pe desenul piesei; b.- reprezentare convențională

Notă: pe reprezentarea convențională este obligatorie cotarea dimensiunii de închidere (fig. 1.b).

1.3. Clasificarea lanțurilor de dimensiuni

Lanțurile de dimensiuni se clasifică după mai multe criterii, cele mai importante fiind prezentate în continuare.

C.1. Apartenența la o piesă ori un ansamblu/ subansamblu:

- lanțuri de dimensiuni ale pieselor individuale, care determină, total sau parțial, mărimea, forma, orientarea și poziția relativă ale elementelor geometrice ale unei piese (fig. 2);
- lanțuri de dimensiuni de ansamblare, care determină, total sau parțial, poziția pieselor într- un ansamblu sau subansamblu (fig. 3);

C.2. Tipul dimensiunilor din lanțul de dimensiuni:

- lanțuri de dimensiuni liniare, la care toate dimensiunile sunt liniare (fig. 4);
- lanțuri de dimensiuni unghiulare, la care toate dimensiunile sunt unghiulare (fig. 5);
- lanțuri de dimensiuni mixte, formate din dimensiuni liniare și unghiulare.

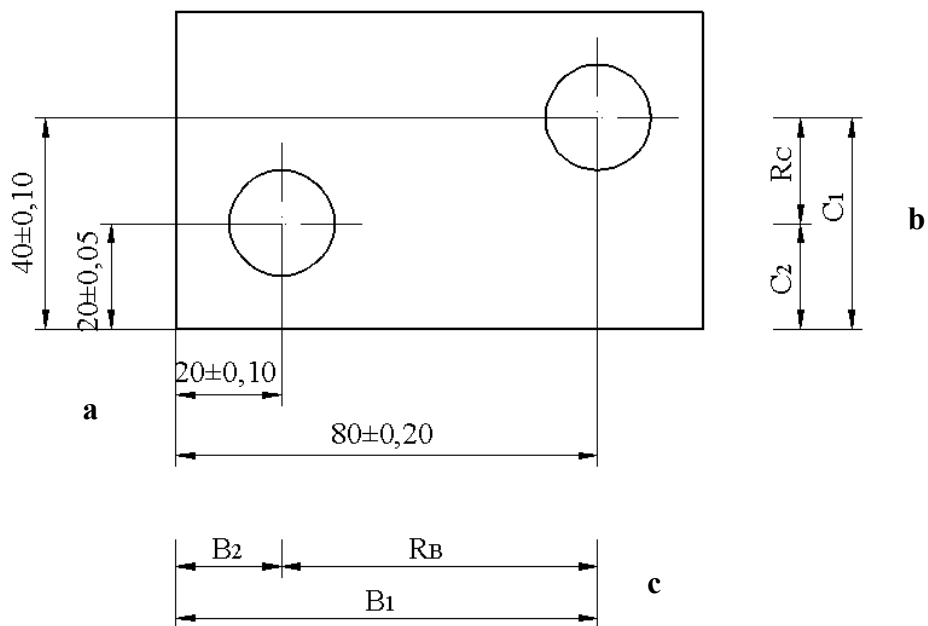


Fig. 2

Lanț de dimensiuni al unei piese

a.- reprezentare pe desenul piesei; b, c.- reprezentări convenționale

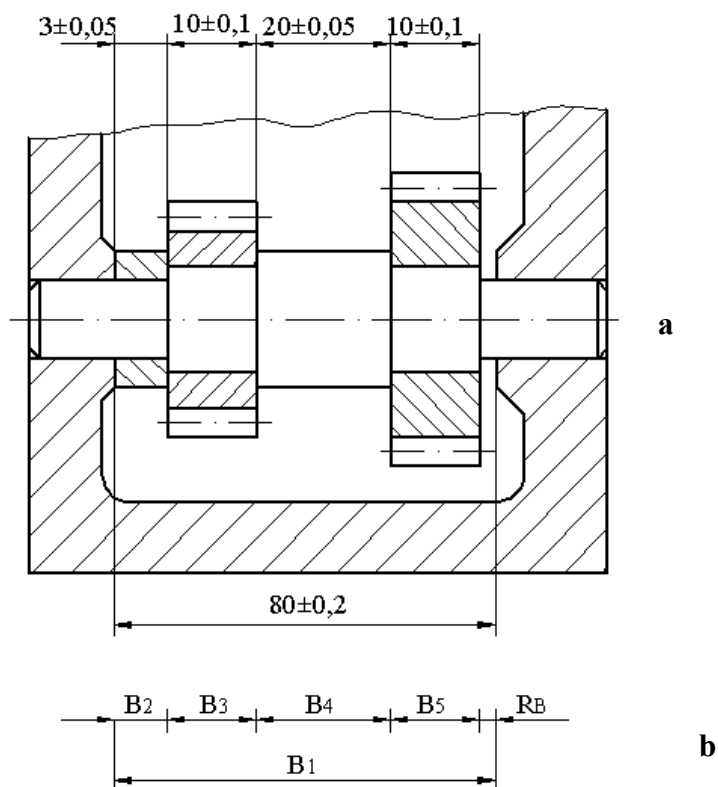


Fig. 3

Lanț de dimensiuni de asamblare

a.- reprezentare pe desenul de ansamblu; b.- reprezentare convențională

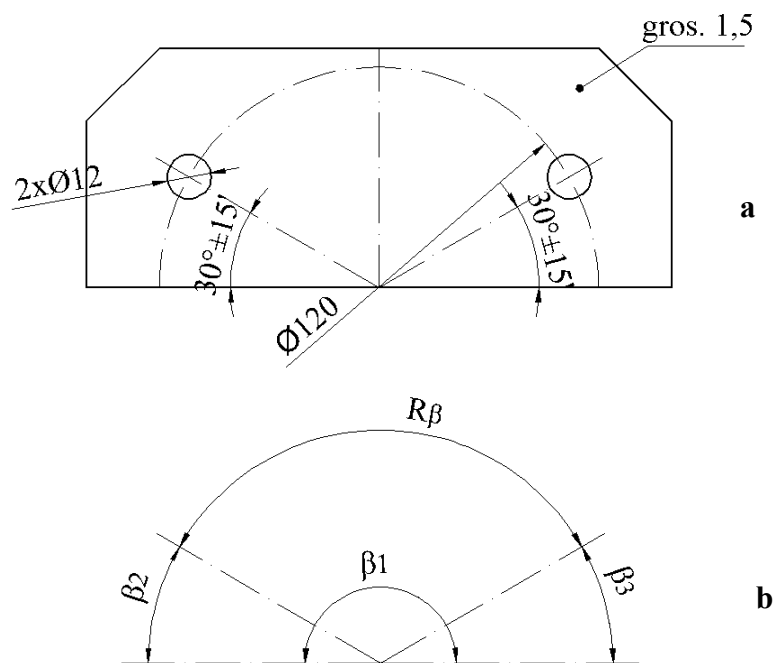


Fig. 5

Lanț de dimensiuni unghiulare

a.- reprezentare pe desenul piesei; b.- reprezentare convențională

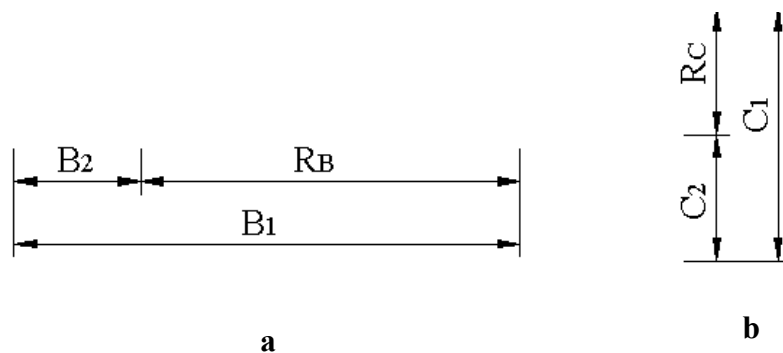


Fig. 4

Lanț de dimensiuni liniare paralele

a.- pe direcție orizontală; b.- pe direcție verticală

C.3. Poziția în spațiu a dimensiunilor din lanțul de dimensiuni:

- lanțuri de dimensiuni în plan, la care toate dimensiunile sunt în același plan sau, în plane paralele; se deosebesc:
 - lanțuri de dimensiuni liniare paralele (fig. 4);
 - lanțuri de dimensiuni liniare neparalele;
- lanțuri de dimensiuni în spațiu, la care dimensiunile se află în plane diferite și neparalele; se pot reduce la trei lanțuri de dimensiuni în plan, prin proiecțiile dimensiunilor pe cele trei plane de referință.

C.4. Complexitatea lanțului de dimensiuni:

- lanțuri de dimensiuni simple, care sunt independente de alte lanțuri de dimensiuni (fig. 6);
- lanțuri de dimensiuni complexe, care sunt legate între ele prin dimensiuni comune; dimensiunile comune care leagă două sau mai multe lanțuri de dimensiuni, pot fi (fig. 7):
 - dimensiuni componente;
 - dimensiune de închidere;

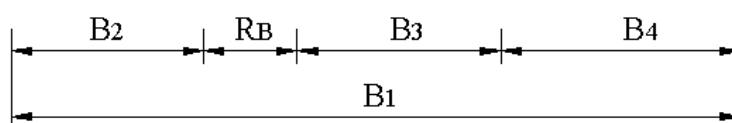


Fig. 6
Lanț de dimensiuni simplu

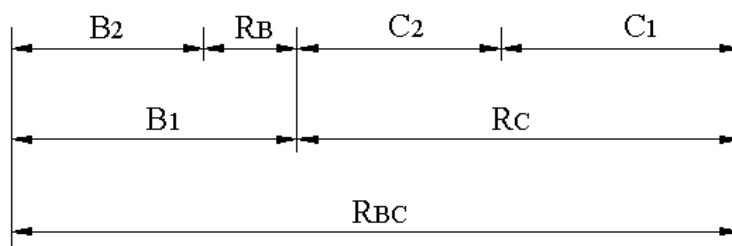


Fig. 7
Lanț de dimensiuni complex

C.5. Modul de cotare a dimensiunilor:

- lanțuri de dimensiuni în serie, la care dimensiunile au baze de cotare diferite (este aplicată cotarea funcțională) (fig. 4);
- lanțuri de dimensiuni în paralel, la care dimensiunile au bază de cotare unică (este aplicată cotarea tehnologică) (fig. 8);
- lanțuri de dimensiuni cu cotare mixtă, la care se utilizează două baze de cotare (este aplicată cotarea mixtă) (fig. 9);

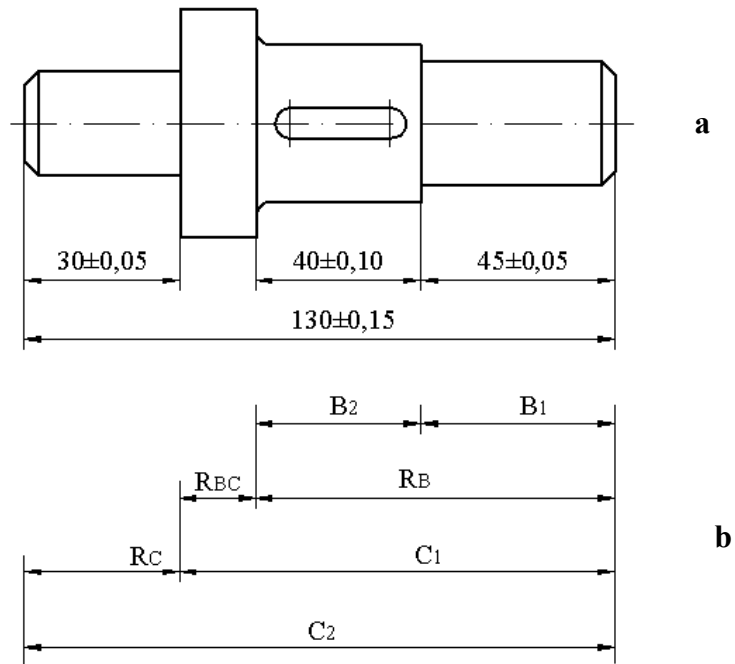


Fig. 8
Lanț de dimensiuni în paralel
 a.- reprezentare pe desenul piesei; b.- reprezentare convențională

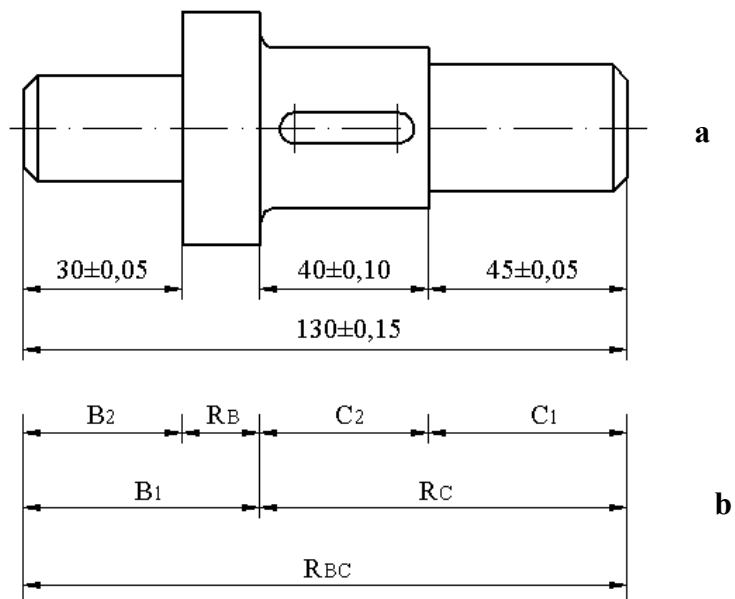


Fig. 9
Lanț de dimensiuni cu cotare mixtă
 a.- reprezentare pe desenul piesei; b.- reprezentare convențională

2. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni

În cazul lanțurilor de dimensiuni tolerate, se deosebesc două categorii distincte de probleme care trebuie rezolvate, în funcție de tipul dimensiunii/ dimensiunilor care trebuie calculate (fie dimensiuna de închidere, fie, dimensiunile componente).

- problema directă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni;
- problema inversă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni.

Problema directă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni constă în determinarea valorii nominale și a abaterilor limită pentru dimensiunea de închidere, atunci când se cunosc valorile nominale și abaterile limită ale dimensiunilor componente.

Problema inversă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni care constă în determinarea toleranțelor și abaterilor limită pentru dimensiunile componente, atunci când se cunosc valorile nominale ale dimensiunilor componente, valoarea nominală și abaterile limită pentru dimensiunea de închidere.

2.1. Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni

Problema directă a lanțurilor de dimensiuni (determinarea valorii nominale și a abaterilor limită ale dimensiunii de închidere, atunci când se cunosc valorile nominale și abaterile limită ale dimensiunilor componente), se poate rezolva prin mai multe metode și anume:

- metoda algebrică;
- metoda de maxim și minim;
- metoda probabilistică;
- metoda sortării pe grupe de dimensiuni;
- metoda reglării (a compensării);
- metoda ajustării.

2.1.1. Metoda algebrică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni.

Metoda algebrică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni, constă în obținerea dimensiunii de închidere prin determinarea (calcularea) simultană a valorii nominale și a abaterilor limită ale acesteia.

Pentru aplicarea metodei algebrice, se parcurg următoarele etape:

E1. se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni considerat și se stabilește un punct de plecare “O” și un sens de parcurs;

E2. se scrie ecuația lanțului de dimensiuni; în acest scop, se stabilește o origine (în orice punct al lanțului de dimensiuni) și un sens de parcurs. În ecuația lanțului de dimensiuni, dimensiunile parcurse în sensul stabilit vor avea semnul „plus”, iar dimensiunile parcurse în sens invers celui stabilit vor avea semnul „minus”;

E3. din ecuația lanțului de dimensiuni se scrie relația dimensiunii de închidere.

E.4. în relația dimensiunii de închidere (scrisă literal) dimensiunile componente scrise sub formă literală se înlocuiesc prin valorile nominale și abaterile limită și se efectuează calculele între termenii de același fel.

Pentru calcularea corectă a valorii nominale și a abaterilor limită, se fac următoarele precizări:

- la efectuarea calculelor se va lua în considerație faptul că într-o sumă, respectiv diferență de mărimi tolerate (mărimi afectate de abateri limită) se adună, respectiv se scad termenii de același fel: valorile nominale între ele, abaterile superioare între ele și abaterile inferioare între ele;

$$-\left(\begin{matrix} N & ES \\ I & EI \end{matrix}\right) = -\begin{matrix} N & EI \\ I & ES \end{matrix}$$

Fig. 10

Modificările determinate de semnul “-”, din fața unei dimensiuni tolerate

- semnul minus în fața unei mărimi tolerate va determina (fig. 10):
 - schimbarea semnului valorii nominale;
 - schimbarea semnului și poziției abaterilor limită (abaterea superioară devine abatere inferioară cu semn schimbat, iar abaterea inferioară devine abatere superioară cu semn schimbat).

Notă: indiferent de tipul problemei (directă sau inversă) și de metoda de rezolvare aplicată, în calculele de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni, prin convenție, abaterile limită ale dimensiunilor (componente și de închidere) se vor nota cu litere mari, atât pentru arbori cât și pentru alezaje.

Proprietatea toleranței dimensiunii de închidere

Toleranța dimensiunii de închidere are următoarea proprietate:

toleranța dimensiunii de închidere este egală cu suma toleranțelor dimensiunilor componente ale lanțului de dimensiuni.

$$IT_{RB} = \sum_{i=1}^n IT_{Bi} \quad . \quad (1)$$

Precizare: verificarea proprietății toleranței dimensiunii de închidere nu este sinonimă cu verificarea corectitudinii rezolvării problemei, adică, verificarea proprietății toleranței dimensiunii de închidere este o condiție necesară dar, nu și suficientă a rezolvării corecte a problemei, în sensul că:

- dacă se verifică proprietatea, este posibil ca problema lanțului de dimensiuni să fie rezolvată corect;
- dacă nu se verifică proprietatea, cu siguranță problema lanțului de dimensiuni este rezolvată greșit.

2.1.2. Metoda de maxim și minim de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni

Metoda de maxim și minim de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni, constă în obținerea dimensiunii de închidere prin determinarea (calcularea) separată a valorii nominale și a abaterilor limită ale acesteia.

Metoda de maxim și minim de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni se aplică prin parcurgerea următoarelor etape:

E.1 se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni dat;

E.2. se stabilesc dimensiunile măritoare și dimensiunile reducătoare din lanțul de dimensiuni.

Dimensiunea măritoare este dimensiunea componentă care, prin mărirea ei determină mărirea dimensiunii de închidere, atunci când celelalte dimensiuni componente rămân constante.

Dimensiunea reducătoare este dimensiunea componentă care, prin mărirea ei determină micșorarea dimensiunii de închidere, atunci când celelalte dimensiuni componente rămân constante.

E.3. se determină valoarea nominală a dimensiunii de închidere care reprezintă diferența dintre suma valorilor nominale ale dimensiunilor măritoare și suma valorilor nominale ale dimensiunilor reducătoare.

Considerându-se cazul general al unui lanț de dimensiuni cu n dimensiuni componente, din care m dimensiuni sunt măritoare și $n - m$ dimensiuni sunt reducătoare, valoarea nominală a dimensiunii de închidere se obține relația:

$$N_{R_B} = \sum_{i=1}^m N_{B_i} - \sum_{j=m+1}^n N_{B_j} . \quad (2)$$

E.4. Se calculează abaterile limită ale dimensiunii de închidere:

- **abaterea superioară** este diferența dintre suma abaterilor superioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor reducătoare:

$$ES_{R_B} = \sum_{i=1}^m ES_{B_i} - \sum_{j=m+1}^n EI_{B_j} . \quad (3)$$

- **abaterea inferioară** este diferența dintre suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor superioare ale dimensiunilor reducătoare:

$$EI_{R_B} = \sum_{i=1}^m EI_{B_i} - \sum_{j=m+1}^n ES_{B_j} . \quad (4)$$

2.1.3. Metoda probabilistică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni

Metoda probabilistică de rezolvare a problemei directe a lanțurilor de dimensiuni, constă în obținerea dimensiunii de închidere prin determinarea valorii nominale (cu ajutorul uneia din metodele prezentate), iar pentru calcularea abaterilor

limită. se ține seama de faptul că dimensiunile componente efective sunt mărimi cu caracter întâmplător, având distribuții proprii.

Metoda probabilistică se aplică prin parcurgerea următoarelor etape:

E.1 se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni dat;

E.2. se calculează valoarea nominală a dimensiunii de închidere, folosind una din metodele:

- metoda algebrică: din ecuația lanțului de dimensiuni;
- metoda de maxim și minim: cu ajutorul relației (1);

E.3. se determină toleranța, calculată probabilistic, a dimensiunii de închidere, luând în considerare următoarele ipoteze:

- dimensiunile componente efective sunt mărimi cu caracter întâmplător și respectă legea de distribuție normală, Gauss-Laplace;
- amplitudinea intervalului de împrăștiere este egală cu toleranța dimensiunii de închidere.

Pentru cazul general, al unui lanț de dimensiuni cu n dimensiuni componente, B_i , $i = 1, \dots, n$, toleranța probabilă a dimensiunii de închidere, se obține relația:

$$IT_{RB_{pr}} = K_D \times \sqrt{\sum_{j=1}^n IT_{B_j}^2}, \quad (5)$$

unde K_D este un coeficient de dispersie, care se calculează cu relația:

$$K_D = (1,8 \div 0,8) \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n IT_{B_i}^2}}{\sum_{i=1}^n IT_{B_i}}. \quad (6)$$

Din relația (6) se evidențiază faptul că toleranța dimensiunii de închidere determinată prin metoda probabilistică, are valoare mai mică decât valoarea obținută prin aplicarea metodei algebrice sau a metodei de maxim și minim;

E.4. se calculează abaterile limită ale dimensiunii de închidere.

Abaterile limită se pot calcula în două moduri:

M1: pornind de la abaterile limită teoretice, determinate fie prin metoda algebrică fie prin metoda de maxim și minim (fig. 11.a.);

Pentru calcularea abaterii superioare se aplică relația:

$$ES_{RB_{pr}} = ES_{RB} - \frac{IT_{RB} - IT_{RB_{pr}}}{2}; \quad (7)$$

Pentru calcularea abaterii superioare se aplică relația:

$$EI_{RB_{pr}} = EI_{RB} - \frac{IT_{RB} - IT_{RB_{pr}}}{2}; \quad (8)$$

M2: prin stabilirea unei valori centrale XC_{RB} , aflată la mijlocul câmpului de toleranță al dimensiunii de închidere, iar abaterile limită se calculează în funcție de această valoare centrală (fig. 11.b.).

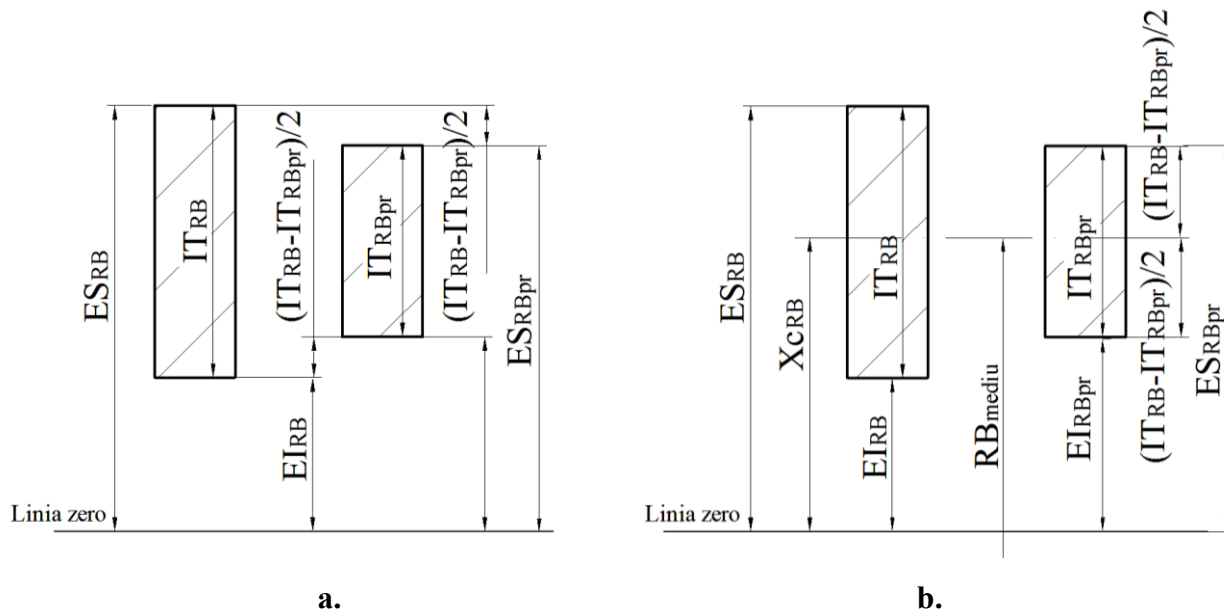


Fig. 11
Schema de calculare a abaterilor limită ale dimensiunii de închidere
(metoda probabilistică)
 a.- cu abaterile limită teoretice; b.- cu valoarea centrală XC_{RB}

Pentru calcularea abaterii superioare se aplică relația:

$$ES_{RB_{pr}} = XC_{RB} + \frac{IT_{RB_{pr}}}{2} ; \quad (9)$$

Pentru calcularea abaterii inferioare se aplică relația:

$$EI_{RB_{pr}} = XC_{RB} - \frac{IT_{RB_{pr}}}{2} . \quad (10)$$

2.2. Rezolvarea problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni

Pentru rezolvarea problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni (în scopul determinării toleranțelor și abaterilor limită ale dimensiunilor componente, atunci când se cunosc valorile nominale ale dimensiunilor componente, valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii de închidere), se utilizează următoarele metode:

- metoda toleranței medii;
- metoda probabilistică.

3.2.1. Metoda toleranței medii de rezolvare a problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni

Metoda toleranței medii constă în determinarea toleranțelor și abaterilor limită ale dimensiunilor primare ale lanțului considerat, astfel încât, prin asamblarea neselectivă a pieselor componente, dimensiunea de închidere să aibă valorile limită prescrise prin proiectare.

Metoda toleranței medii se recomandă pentru rezolvarea lanțurilor de dimensiuni obținute în producția de serie mare și de masă.

Pentru rezolvarea problemei inverse prin această metodă, se parcurg următoarele etape:

E.1. se consideră ipoteza conform căreia toleranțele dimensiunilor componente sunt egale între ele ($IT_{B_1} = IT_{B_2} = \dots = IT_{B_n}$) și egale cu o valoare medie, IT_{med} , calculată cu relația:

$$IT_{med} = \frac{IT_{RB}}{n} \quad (11)$$

în care n reprezintă numărul de dimensiuni primare ale lanțului, iar IT_{RB} este valoarea, cunoscută, a toleranței dimensiunii de închidere, care se calculează cu relația (4).

E.2. se stabilește toleranța fiecărei dimensiuni componente (mai mică, egală sau mai mare decât toleranța medie) în funcție de importanța dimensiunii componente în cadrul lanțului de dimensiuni și de dificultățile tehnologice de realizare.

Notă: la stabilirea toleranțelor dimensiunilor componente se va respecta satisfacerea relației (4).

E.3. se identifică dimensiunile componente măritoare și dimensiunile componente reducătoare din lanțul de dimensiuni.

E.4. se calculează valorile abaterilor limită ale dimensiunilor componente, cu ajutorul toleranțelor stabilite la etapa E2, în funcție de poziția câmpului de toleranță al fiecărei dimensiuni componente față de linia zero, astfel (fig. 12):

- câmpul de toleranță al dimensiunilor măritoare vor avea aceeași poziție, în raport cu linia zero, ca și poziția câmpului de toleranță al dimensiunii de închidere (exemplu: fig. 12.b);
- câmpul de toleranță al dimensiunilor reducătoare vor avea poziția inversă (în raport cu linia zero) față de poziția câmpului de toleranță al dimensiunii de închidere (exemplu: fig. 12.c);

Notă: în fig. 12 este dat un exemplu de schemă de calcul, pentru o poziție a câmpului de toleranță a dimensiunii de închidere (în raport cu linia zero), care corespunde abaterii superioare egală cu 2/3 din toleranța dimensiunii de închidere și abaterii inferioare egală cu 1/3 din toleranță, luată cu semnul minus (fig. 12.a).

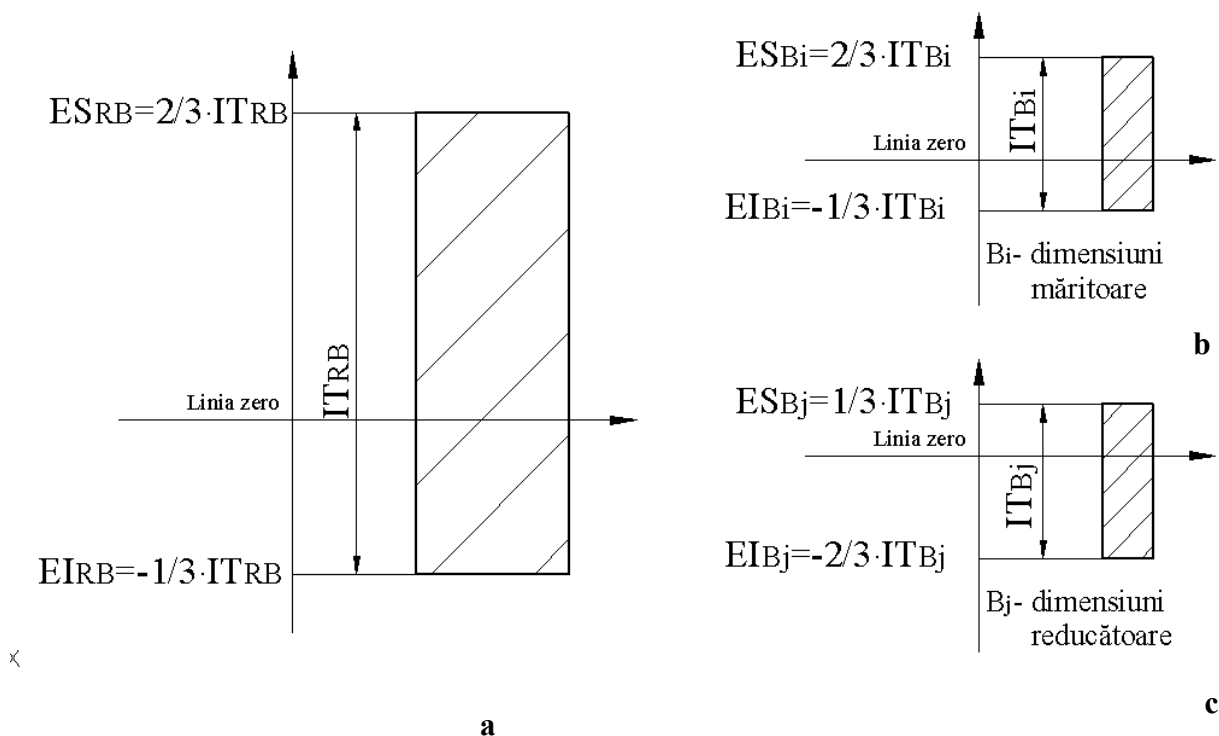


Fig. 12

**Schema de calculare a abaterilor limită ale dimensiunilor component
(problema inversă- metoda toleranței medii)**

- a.- poziția câmpului de toleranțe al dimensiunii de închidere;
 b.- poziția câmpurilor de toleranțe ale dimensiunilor măritoare;
 b.- poziția câmpurilor de toleranțe ale dimensiunilor reducătoare.

Notă: toleranțele dimensiunilor primare, determinate prin metoda toleranței medii, pot avea și alte poziții dacă, pornind de la soluția prezentată anterior, abaterile limită se micșorează sau se măresc, cu aceeași valoare și în același sens, atât la dimensiunile măritoare, cât și la cele reducătoare.

3. Întrebări recapitulative

- ce este un lanț de dimensiuni?
- care este caracteristica esențială a unui lanț de dimensiuni?
- ce sunt dimensiunile componente? Cum mai sunt denumite?
- ce este dimensiunea rezultantă? Cum mai este denumită?
- ce tipuri de linii se utilizează pentru reprezentarea convențională a lanțurilor de dimensiuni?
- câte tipuri de lanțuri de dimensiuni sunt, după apartenența la o piesă ori un ansamblu?
- câte categorii de lanțuri de dimensiuni sunt, după tipul dimensiunilor componente?

- câte tipuri de lanțuri de dimensiuni sunt, după poziția în spațiu a dimensiunilor?
- câte tipuri de lanțuri de dimensiuni sunt, după complexitatea lor?
- câte tipuri de lanțuri de dimensiuni sunt, după modul de cotare a dimensiunilor?
- în ce costă problema directă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni?
- în ce costă problema inversă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni?
- care sunt etapele de rezolvare a problemei directe prin metoda algebrică?
- care sunt etapele de rezolvare a problemei directe prin metoda de maxim și minim?
- care sunt etapele de rezolvare a problemei directe prin metoda probabilistică?
- ce proprietate are toleranța dimensiunii de închidere?
- care sunt etapele de rezolvare a problemei inverse prin metoda toleranței medii?

3. Aplicații rezolvate

Aplicația nr. 1.

Se consideră piesa din fig. 13.

Să se determine valoarea nominală și abaterile limită pentru dimensiunea de închidere a lanțului de dimensiuni; să se verifice proprietatea toleranței dimensiunii de închidere.

Se vor aplica metoda algebrică și metoda de maxim și minim.

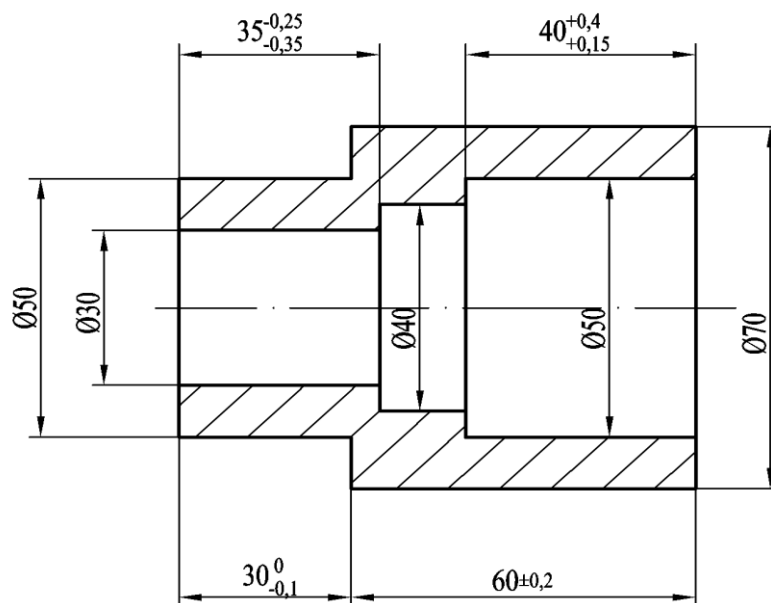


Fig. 13

Rezolvare

(Pentru claritate și sistematizare, rezolvarea aplicației se va prezenta etapizat).

Aplicarea metodei algebrice.

E.1. Se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni; se stabilește originea și sensul de parcurs (fig.14);

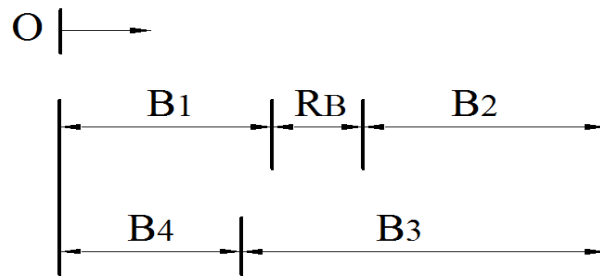


Fig. 14

E.2. Se scrie ecuația lanțului de dimensiuni (pe reprezentarea convențională s-a stabilit o origine/ punct de plecare și un sens de parcurs):

$$B_1 + R_B + B_2 - B_3 - B_4 = 0. \quad (11)$$

E.3. Se scrie relația dimensiunii de închidere (din relația 11):

$$R_B = B_3 + B_4 - B_1 - B_2. \quad (12)$$

E.4. Se calculează (simultan) valoarea nominală, abaterea superioară și abaterea inferioară pentru dimensiunea de închidere (în relația 2, se înlocuiesc simbolurile literale cu valoarea nominală și abaterile limită ale fiecărei dimensiuni componente):

$$R_B = 30_{-0,10}^0 + 60_{-0,20}^{+0,20} - (35_{-0,35}^{-0,25}) - (40_{+0,15}^{+0,40}), \quad (13)$$

se obține:

$$R_B = (30 + 60 - 35 - 40)_{-0,10-0,20+0,25-0,40}^{0+0,20+0,35-0,15} \quad (14)$$

Dimensiunea de închidere este:

$$R_B = 15_{-0,45}^{+0,40} \text{ mm}$$

Apicarea metodei de de maxim și minim.

E.1. Se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni (fig. 15).

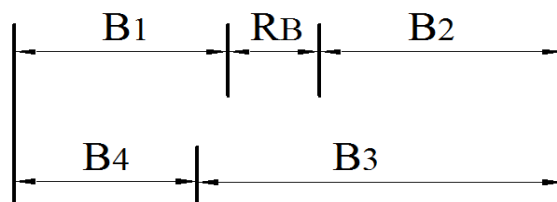


Fig. 15

E.2. Se stabilesc dimensiunile măritoare și dimensiunile reducătoare ale lanțului de dimensiuni:

- dimensiuni măritoare: B_1, B_2 ;
- dimensiuni reducătoare: B_3, B_4 .

E.3. Se calculează valoarea nominală a dimensiunii de închidere:

$$N_{R_B} = N_{B_1} + N_{B_2} - (N_{B_3} + N_{B_4}) \quad (15)$$

$$N_{R_B} = 30 + 60 - (35 + 40) = 90 - 75 = 15 \text{ mm} \quad (16)$$

E.4. Se calculează abaterile limită ale dimensiunii de închidere:

Abaterea superioară:

$$ES_{R_B} = ES_{B_1} + ES_{B_2} - (EI_{B_3} + EI_{B_4}); \quad (17)$$

$$ES_{R_B} = 0 + 0,20 - (-0,35 + 0,15) = 0,20 + 0,20 = 0,40 \text{ mm.}$$

Abaterea inferioară:

$$EI_{R_B} = EI_{B_1} + EI_{B_2} - (ES_{B_3} + ES_{B_4}); \quad (18)$$

$$EI_{R_B} = -0,10 - 0,20 - (-0,25 + 0,40) = -0,30 - 0,15 = -0,45 \text{ mm}$$

Se obține dimensiunea de închidere:

$$R_B = 15_{-0,45}^{+0,40} \text{ mm}$$

Se verifică proprietatea toleranței dimensiunii de închidere:

- se calculează toleranța dimensiunii de închidere:

$$ITR_B = ES - EI = 0,40 - (-0,45) = 0,85 \text{ mm}$$

- se calculează suma toleranțelor dimensiunilor componente:

$$\sum_{i=1}^4 ITB_i = ITB_1 + ITB_2 + ITB_3 + ITB_4.$$

$$\sum_{i=1}^4 ITB_i = 0,10 + 0,40 + 0,10 + 0,25 = 0,85 \text{ mm.} \quad (19)$$

Deoarece:

$$ITR_B = \sum_{i=1}^4 ITB_i,$$

proprietatea toleranței dimensiunii de închidere este verificată.

Aplicația nr. 2.

Se consideră piesa din fig.16.a.

Să se determine valoarea nominală și abaterile limită pentru dimensiunea de închidere a lanțului de dimensiuni; să se verifice proprietatea toleranței dimensiunii de închidere.

Se vor aplica metoda algebrică și metoda de maxim și minim.

Rezolvare

Aplicarea metodei algebrice

E.1. Se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni; se stabilește originea și sensul de parcurs (fig.16.b);

Notă: din desenul de reper (fig. 5.a), se identifică dimensiunea de închidere (dimensiunea cotate cu “?”, între paranteze);

Notă: se obține valoarea nominală a dimensiunii B_2 , egală cu jumătate din diametrul suprafeței cilindrice interioare (aceeași regulă se aplică și la abaterile limită). Deci: $B_2 = 10 \pm 0,05 \text{ mm}$.

E.2. Se scrie ecuația lanțului de dimensiuni (pe reprezentarea convențională din fig. 5.b, s- a stabilit o origine/ punct de plecare și un sens de parcurs):

$$B_1 - R_B - B_2 - B_3 - B_4 = 0 \quad (20)$$

E.3. Se scrie relația dimensiunii de închidere (din relația 20):

$$R_B = B_1 - B_2 - B_3 - B_4 \quad (21)$$

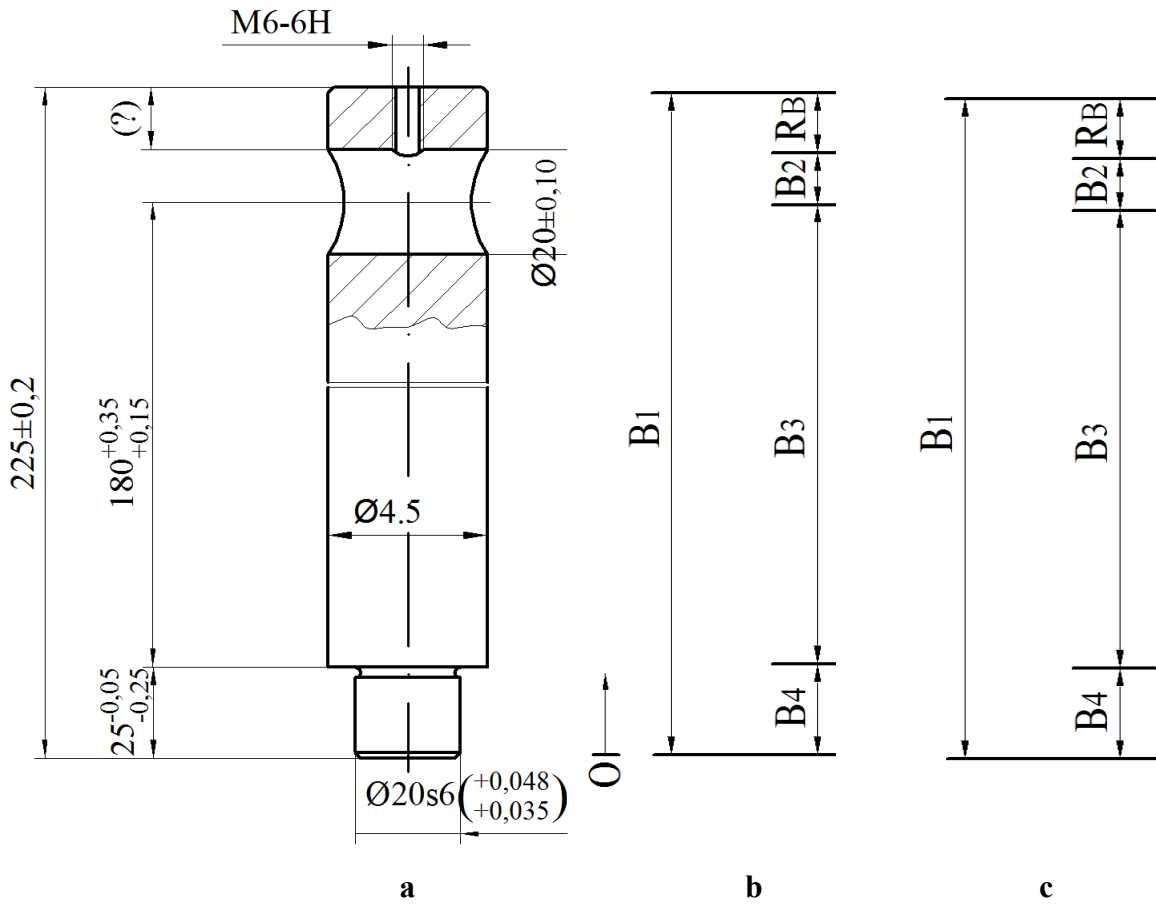


Fig. 5

E.4. Se calculează (simultan) valoarea nominală, abaterea superioară și abaterea inferioară pentru dimensiunea de închidere (în relația 10, se înlocuiesc simbolurile literale cu valoarea nominală și abaterile limită ale fiecărei dimensiuni componente):

$$R_B = 225_{-0,20}^{+0,20} - (10_{-0,05}^{+0,05}) - (180_{+0,15}^{+0,35}) - (25_{-0,25}^{-0,05}), \quad (22)$$

se obține:

$$R_B = (225 - 10 - 180 - 25)_{-0,20-0,05-0,35+0,05}^{+0,20+0,05-0,15+0,25} \quad (23)$$

Dimensiunea de închidere este:

$$R_B = 10_{-0,55}^{+0,35} \text{ mm}$$

Aplicarea metodei de de maxim și minim.

E.1. Se reprezintă convențional lanțul de dimensiuni (fig. 16.c).

E.2. Se stabilesc dimensiunile măritoare și dimensiunile reducătoare ale lanțului de dimensiuni:

- dimensiuni măritoare: B_1 ;
- dimensiuni reducătoare: B_2, B_3, B_4 .

E.3. Se calculează valoarea nominală a dimensiunii de închidere:

$$N_{R_B} = N_{B_1} - (N_{B_2} + N_{B_3} + N_{B_4}) \quad (24)$$

$$N_{R_B} = 225 - (10 + 180 + 25) = 225 - 215 = 10\text{mm} \quad (25)$$

E.4. Se calculează abaterile limită ale dimensiunii de închidere:

Abaterea superioară:

$$ES_{R_B} = ES_{B_1} - (EI_{B_2} + EI_{B_3} + EI_{B_4}); \quad (26)$$

$$ES_{R_B} = 0,20 - (-0,05 + 0,15 - 0,25) = 0,20 + 0,15 = 0,35 \text{ mm.}$$

Abaterea inferioară:

$$EI_{R_B} = EI_{B_1} - (ES_{B_2} + ES_{B_3} + ES_{B_4}); \quad (27)$$

$$EI_{R_B} = -0,20 - (0,05 + 0,35 - 0,05) = -0,20 - 0,35 = -0,55\text{mm}$$

Se obține dimensiunea de închidere:

$$R_B = 10_{-0,55}^{+0,35} \text{ mm}$$

Verificarea proprietății toleranței dimensiunii de închidere:

- se calculează toleranța dimensiunii de închidere:

$$ITR_B = ES - EI = 0,35 - (-0,55) = 0,90\text{mm} \quad (28)$$

- se calculează suma toleranțelor dimensiunilor componente:

$$\sum_{i=1}^4 ITB_i = 0,40 + 0,10 + 0,20 + 0,20 = 0,90\text{mm} \quad (29)$$

Deoarece:

$$ITR_B = \sum_{i=1}^4 ITB_i,$$

se poate considera că proprietatea toleranței dimensiunii de închidere se verifică.

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL VII- LEA
TOLERANȚELE RULMENȚILOR ȘI AJUSTAJELE
ASAMBLĂRILOR CU RULMENȚI

Conținut.

- 1. Componența și dimensiunile caracteristice ale rulmenților. Clasificarea rulmenților.**
- 2. Jocuri în rulmenți.**
- 3. Precizia rulmenților.**
- 4. Ajustajele asamblărilor rulment- arbore și rulment- carcasă.**
- 5. Notarea ajustajele asamblărilor rulment- arbore și rulment- carcasă pe desenele de ansamblu.**
- 6. Alegerea ajustajelor pentru asamblările cu rulmenți.**
- 7. Întrebări recapitulative.**
- 8. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

TOLERANȚELE RULMENȚILOR ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU RULMENȚI

1. Componenta și dimensiunile caracteristice ale rulmenților. Clasificarea rulmenților

Rulmenții sunt organe de mașini care îndeplinesc rolul de lagăre de rostogolire; se caracterizează prin faptul că asigură o frecare de rostogolire între elementele aflate în mișcare relativă, mai mică decât frecarea de alunecare din lagărele de alunecare.

Un rulment este constituit din următoarele părți componente (exemplu: fig. 1.):

- inelul exterior 1, cu diametrul D ;
- inelul interior 2, cu diametrul d ;
- un număr de corpuri de rulare sau de rulare 3 (sferice, cilindrice sau conice), care se rostogolesc pe căile de rulare din cele două inele;
- colivia 4, care asigură poziția echidistantă a corpurilor de rostogolire.

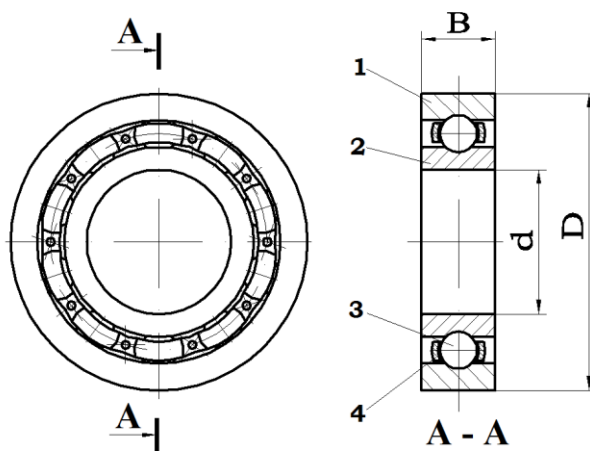


Fig. 1
Rulment radial cu bile

Prin această construcție, corpurile 3 se rostogolesc față de inele, asigurând o mișcare de rotație a celor două inele între ele, cu frecare de rostogolire. Aceste părți componente se execută și se montează în unități specializate numai în producerea rulmenților.

Pentru a îndeplini rolul de lagăr între două organe de mașini între care există mișcare relativă (un arbore care se rotește față de o carcasă, fixă), cele două inele care se

rotesc independent unul față de celălalt, se montează pe organele de mașini corespunzătoare:

- inelul exterior se montează în carcasă;
- inelul interior se montează pe arbore.

Dimensiunile după care se montează rulmenții, în piesele pereche sunt:

- diametrul D , al inelului exterior care se montează în carcasă;
- diametrul d , al inelului interior care se montează pe arbore;
- lățimea B , a inelelor.

În funcție de mărimea și tipul solicitărilor la care sunt supuși, de forma și numărul corpurilor de rostogolire sau de viteza de funcționare, rulmenții se clasifică în mai multe categorii, conform următoarelor criterii de clasificare.

C1. Tipul solicitării:

- rulmenți radiali;
- rulmenți radiali oscilanți;
- rulmenți radiali-axiali;
- rulmenți axiali.

C2. Forma corpurilor de rostogolire:

- rulmenți cu bile;
- rulmenți cu role cilindrice;
- rulmenți cu role conice;
- rulmenți cu role butoi;
- rulmenți cu ace.

C3. Numărul de rânduri de corpuri de rostogolire:

- rulmenți cu un singur rând de corpuri de rostogolire;
- rulmenți cu mai multe rânduri de corpuri de rostogolire.

C4. Existența etanșării și/ sau a protejării de loviri:

- rulmenți fără etanșare și protecție;
- rulmenți cu etanșare fără protecție;
- rulmenți cu etanșare și protecție

2. Jocuri în rulmenți.

Funcționarea corectă a rulmentului, respectiv rotirea celor două inele între ele și rostogolirea corpurilor de rulare, este asigurată de existența unui joc radial, la rulmenți radiali și a unui joc axial, la rulmenți axiali.

2.1. Jocul radial

Jocul radial reprezintă media tuturor deplasărilor perpendiculare pe axa rulmentului, pe care le poate efectua unul din inele față de celălalt inel, menținut fix, atunci când inelul mobil este deplasat dintr-o poziție excentrică extremă în poziția excentrică diametral opusă.

Se definesc următoarele jocuri radiale, în funcție de starea în care se află rulmentul:

• **jocul radial inițial teoretic, J_R** este jocul radial al rulmentului în stare neîncărcată (înainte de montarea acestuia) și se determină cu relația:

$$J_R = D_c - (d_c + 2d_{cr}),$$

în care:

- D_c este diametrul mediu al căii de rulare a inelului exterior;
- d_c este diametrul mediu al căii de rulare a inelului interior;
- d_{cr} este diametru corporilor de rulare.

• **jocul radial inițial de control, J_0** este jocul radial rezultat prin încărcarea rulmentului cu o sarcină F_0 ; între jocul radial inițial și cel de control, este relația:

$$J_0 = J_R + K / (z^2 \cdot d_{cr})^{1/3},$$

în care:

- z reprezintă numărul de corpuri de rulare;
- K este un coeficient care depinde de sarcina F_0 și are valoarea:
 - $K = 0,034$, pentru sarcina $F_0 = 50$ N;
 - $K = 0,070$, pentru sarcina $F_0 = 150$ N.

• **jocul radial de montare, J** este jocul care rezultă după montarea rulmentului cu inelul exterior în carcasă și a inelului interior pe arbore; Jocul radial de montare este mai mic decât jocul radial inițial teoretic datorită deformării căilor de rulare ale inelelor, determinată de strângerile cu care se montează rulmentul;

• **jocul radial de funcționare, J_f** este jocul radial care se realizează în timpul funcționării rulmentului; jocul radial de funcționare are valoare diferită de jocul radial de montare, mărindu-se cu ΔJ_c , datorită deformațiilor de contact ale căilor de rulare și corporilor de rostogolire, respectiv micșorându-se cu ΔJ_t , datorită deformațiilor termice ale inelelor rulmentului:

$$J_f = J - \Delta J_c + \Delta J_t.$$

2.2. Jocul axial

Jocul axial reprezintă media tuturor deplasărilor paralele cu axa rulmentului pe care le poate face un inel al rulmentului față de celălalt, menținut fix, dacă inelul mobil este deplasat dintr-o poziție axială extremă în poziția extremă opusă.

Ca și în cazul jocului axial, se definesc jocul axial teoretic și jocul axial de funcționare. Valoarea jocului axial este determinată de jocul radial, dimensiunile corpurilor de rulare, profilul căilor de rulare, deformațiile de contact al căilor de rulare.

3. Precizia rulmenților.

Pentru a asigura condiții de funcționare normale și precizia subansamblurilor din care fac parte, rulmenții se realizează cu o precizie de execuție mai mare decât precizia pieselor la care se montează.

Precizia de execuție și de montare a rulmenților este determinată de:

- toleranțele diametrelor inelelor și ale căilor de rulare;
- toleranța lățimii inelelor;
- toleranțele diametrului și abaterii de formă a corpurilor de rulare;
- toleranța de la forma dată a suprafețelor cilindrice ale inelelor și a profilului căilor de rulare;
- toleranța abaterii de la paralelismul suprafețelor laterale ale inelelor;
- toleranța bății radiale a inelelor;
- toleranța bății frontale a inelelor.

Montarea rulmentului în ansamblul în care va funcționa, se realizează prin trei dimensiuni:

- diametrul D , al inelului exterior care se montează în carcasă cu ajustaj în sistemul arbore unitar;
- diametrul d , al inelului interior care se montează pe arbore cu ajustaj în sistemul alezaj unitar;
- lățimea B , a inelelor (participă la formarea lanțului de dimensiuni de asamblare).

Datorită faptului că inelele sunt subțiri și se deformează ușor la montare, pentru diametrele D și d sunt stabilite câte trei valori, D_{\max} , D_{med} , D_{\min} , respectiv, d_{\max} , d_{med} , d_{\min} ; în acest fel, abaterea la circularitate rezultată în urma deformării inelelor montate, dacă se va afla în limitele admise pentru diametrul considerat, D_{\max} , D_{\min} (d_{\max} , d_{\min}), nu va influența negativ funcționarea rulmentului.

Toleranțele dimensionale și condițiile care determină precizia de rotație sunt reglementate prin standard, care stabilește următoarele clase de precizie:

- clasa de precizie P2, stabilește toleranțe foarte mici, pentru rulmenți care funcționează la sarcini mari și viteze periferice foarte mari (peste 50m/s) și care asigură o rotire silențioasă și o centrare foarte bună;
- clasa de precizie P4, stabilește toleranțe mai mari decât clasa P2, pentru rulmenți care funcționează la sarcini și viteze periferice mari (peste 50m/s) și care asigură o rotire silențioasă și o centrare foarte bună;
- clasa de precizie P5, stabilește toleranțe mai mari decât clasa P4, pentru rulmenți care funcționează la viteze periferice cuprinse între 20 și 60m/s și care asigură o centrare bună;
- clasa de precizie P6, stabilește toleranțe mai mari decât clasa P5, pentru rulmenți care funcționează la sarcini medii și mari și viteze periferice sub 30m/s;
- clasa de precizie P0, stabilește toleranțe mai mari decât clasa P6, pentru rulmenți care funcționează la sarcini medii și viteze periferice sub 10m/s, în ansambluri care nu necesită precizie deosebită de execuție și montare a rulmenților;
- clasa de precizie specială SP și clasa ultraprecisă UP care stabilesc toleranțe prescrise în situații speciale.

Notă: clasele de precizie P1 și P3, sunt rezervate pentru condiții de funcționare ale rulmenților care se vor stabili ulterior.

Piesele componente ale rulmenților se execută separat, în unități specializate, cu respectarea principiului interschimbabilității, iar precizia de montare a rulmenților se asigură prin sortarea elementelor (inele, corpuri de rulare), după diametrul lor, pe grupe de sortare, montarea inelelor și a corpurilor de rostogolire realizându-se cu piese din aceeași grupă de sortare.

4. Ajustajele asamblărilor rulment- arbore și rulment- carcasă.

Dimensiunile care asigură montarea rulmenților în ansamblul în care vor funcționa sunt:

- diametrul D, al inelului exterior, care reprezintă dimensiunea de montare a inelului exterior în carcasă și care se montează în carcasă cu ajustaj în sistemul arbore unitar;

- diametrul d , al inelului interior, care reprezintă dimensiunea de montare a inelului interior pe arbore și care se montează pe arbore cu ajustaj în sistemul alezaj unitar;
- lățimea B , a celor două inele ale rulmentului.

Datorită faptului că rulmenții reprezintă un produs finit al unor unități specializate, nu se pot ajusta ulterior, pentru a fi montați la piesele pereche; de aceea ajustajele care se formează au următoarele caracteristici:

- asamblarea inel interior- arbore, are ca piesă unitară inelul interior și în îmbinarea celor două elemente se folosesc ajustaje în sistemul alezaj unitar, astfel încât jocurile sau strângerile din îmbinare se obțin prin alegerea clasei de toleranțe corespunzătoare pentru diametrul arborelui pe care se montează inelul interior (fig.2.);

- asamblarea inel exterior- carcasă, are ca piesă unitară inelul exterior și în îmbinarea celor două elemente se folosesc ajustaje în sistemul arbore unitar, astfel încât jocurile sau strângerile din îmbinare se obțin prin alegerea clasei de toleranțe corespunzătoare pentru diametrul interior al carcasei în care se montează inelul exterior (fig.2.)

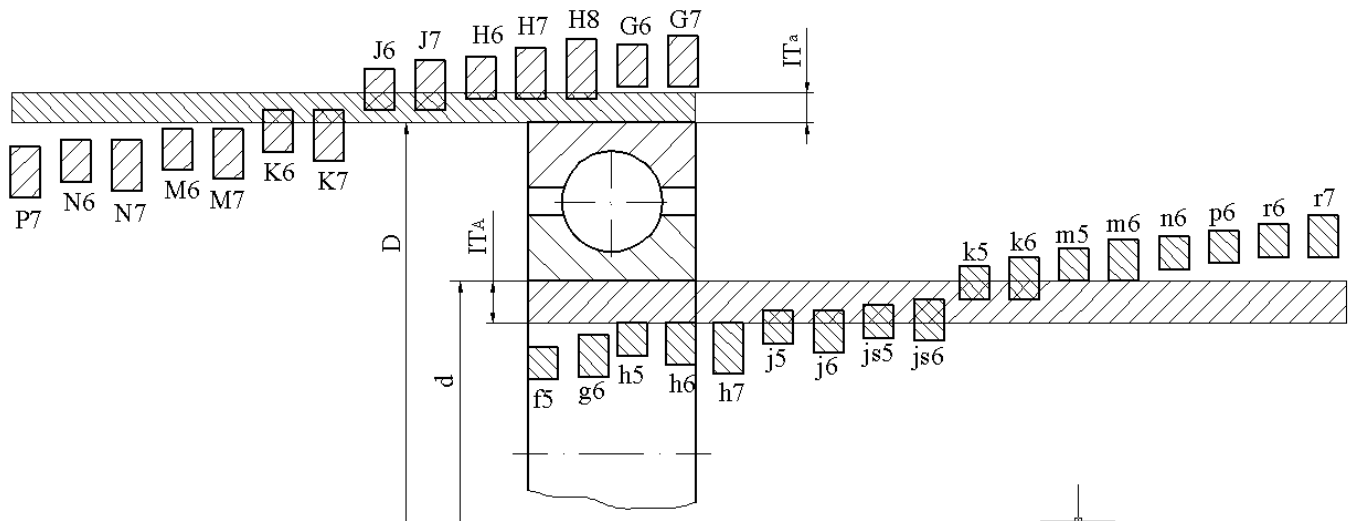


Fig. 2
Reprezentarea grafică a ajustajelor într- o asamblare cu rulment

5. Notarea ajustajelor din asamblările rulment- arbore și rulment- carcasă pe desenele de ansamblu.

Asamblările cu rulmenți reprezintă îmbinările dintre arbore și rulment, respectiv, dintre rulment și carcasă, cele două îmbinări având ca element comun rulmentul, prin inelele interior și exterior; în acest fel, în cele două îmbinări se obțin două tipuri de ajustaje:

- îmbinarea inel interior- arbore are ca piesă unitară inelul interior și se realizează cu ajustaje în sistemul alezaj unitar, chiar dacă abaterea fundamentală a diametrului interior al inelului interior nu corespunde alezajului unitar H, din sistemul ISO;
- îmbinarea inel exterior- carcasă are ca piesă unitară inelul exterior și se realizează cu ajustaje în sistemul arbore unitar, abaterea fundamentală a diametrului exterior al inelului exterior corespunzând arborelui unitar h, din sistemul ISO.

Luând în considerare aceste aspecte, ajustajele care se obțin în asamblările rulment- arbore și rulment- carcasă, se notează ca și ajustajele din sistemul ISO, pe desenul de ansamblu indicându-se, în ordine(fig. 3):

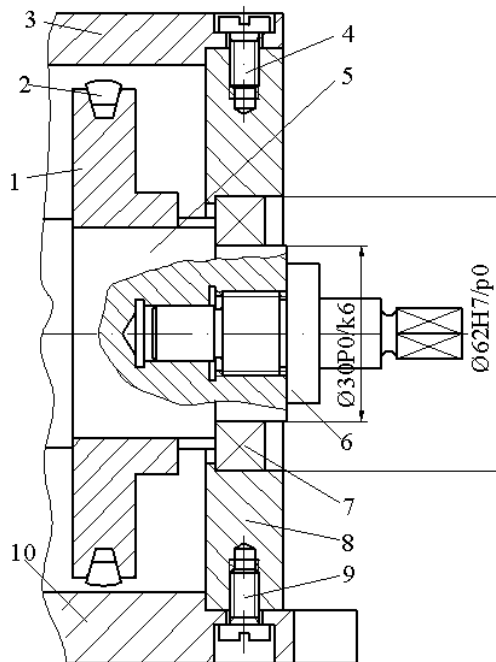


Fig. 3
Notarea ajustajelor cu rulmenți, pe desenul de ansamblu

la asamblarea rulment – arbore:

- simbolul Φ ;
- valoarea nominală comună a diametrului interior al inelului interior și al arborelui pe care este montat inelul;
- clasa de precizie a rulmentului (la numărător);
- clasa de toleranțe a diametrului arborelui (la numitor).

la asamblarea rulment – carcasă:

- simbolul Φ ;
- valoarea nominală comună a diametrului exterior al inelului exterior și al locașului din carcasa în care este montat inelul;
- clasa de toleranțe a diametrului locașului din carcasă (la numărător);
- clasa de precizie a rulmentului (la numitor);

Notă: clasa de toleranțe pentru diametrul D, al inelului exterior, respectiv, pentru diametrul d, al inelului interior, corespunzătoare clasei de precizie a rulmentului, se indică prin înscrierea clasei de precizie a rulmentului: **P0**, sau **L0** (pentru alezaj), respectiv **p0**, sau **lo** (pentru arbore).

Notă: alezajul unitar (corespunzător diametrului interior al inelului interior), respectiv arborele unitar (corespunzător diametrului exterior al inelului exterior) se poate nota, convențional, și cu simbolul RUL.

6. Alegerea ajustajelor pentru asamblările cu rulmenți

Stabilirea ajustajelor rulment- arbore și rulment- carcasă, respectiv, alegerea claselor de toleranțe pentru diametrul exterior al arborelui și pentru diametrul interior al carcasei se realizează în funcție de condițiile concrete de funcționare și exploatare și anume:

- felul și mărimea sarcinilor;
- modul de încărcare a inelelor (cu sarcină fixă, cu sarcină oscilantă, cu sarcină nedeterminată);
- starea fiecăruia din inele (dacă se rotește sau dacă este fix);
- viteza de rotație la care funcționează rulmentul;
- tipul și mărimea rulmentului;
- condiții de ungere;
- regimul termic de funcționare.

În tabelul 1 sunt date clasele de toleranțe recomandate pentru diametrul exterior al arborelui din asamblarea rulment- arbore.

Clase de toleranțe pentru diametrul arborelui din asamblarea rulment- arbore.

Tabelul 1

Clasa de toleranțe	Tipul rulmentului	Condiții de funcționare; utilizare
0	1	2
f6	Rulmenți fără inel interior cu $d_{cr} > 80$ mm.	Joc mai mare decât normal
g6	Rulmenți cu bile, role sau ace; Rulmenți cu ace fără inel interior cu $d_{cr} \leq 80$ mm.	Încărcare cu sarcină fixă pe inelul interior, când este necesară o deplasare ușoară a inelului interior (roți libere pe arbori staționari). Joc mai mare decât normal.
h5	Rulmenți cu bile, $d \leq 18$ mm; Rulmenți cu ace fără inel interior; Bucșe cu ace.	Joc normal. Joc normal
h6	Bucșe cu ace.	Joc normal
j5	Rulmenți cu bile cu $d = 18 - 100$ mm; Rulmenți cu role sau ace cu $d < 40$ mm.	Sarcină rotitoare pe inelul interior Sarcină rotitoare pe inelul interior.
j6	Rulmenți cu bile, role sau ace cu $d < 40$ mm Rulmenți cu bile, role sau ace cu $d \leq 250$ mm. Rulmenți axiali cu $d \leq 250$ mm. Rulmenți axiali, toate diametrele.	Sarcină rotitoare pe inelul interior; sarcini mici și variabile (mecanisme încărcate ușor, lagăre din instalații de transport). Sarcini pur axiale. Sarcină fixă pe fus. sarcină pur axială
js6	Rulmenți axiali cu $d > 250$ mm. Rulmenți cu bile, role sau ace cu $d > 250$ mm.	Sarcină rotitoare pe fus. Sarcini pur axiale.
k5	Rulmenți cu bile, role sau ace cu $d = 18 - 140$ mm. Rulmenți cu bile, cu $d = 100 - 200$ mm; Rulmenți cu ace fără inel interior.	Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior. Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior.
k6	Rulmenți cu bile, role sau ace cu $d = 18 - 100$ mm; Rulmenți axiali cu $d \leq 200$ mm	Sarcină fixă pe inelul interior și când nu este necesară deplasarea inelului interior (role de cablu, role de întindere). Sarcină fixă pe fus.

Tabelul 1 (continuare)

0	1	2
m5	Rulmenți cu bile cu $d = 100 - 140$ mm; Rulmenți cu role/ ace cu $d = 40 - 100$ mm; Rulmenți oscilanți cu role $d = 40 - 65$ mm.	Sarcină rotitoare pe inelul interior (construcții de mașini în general). Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior.
m6	Rulmenți axiali cu $d = 200 - 400$ mm; Rulmenți cu role sau ace cu $d = 140 - 200$ mm,	Sarcină rotitoare pe fus. Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior când este necesară precizie mare de rotire (mașini- unelte).
n6	Rulmenți axiali cu $d > 400$ mm; Rulmenți cu role cu $d = 50 - 100$ mm; Rulmenți cu ace cu încărcare cu $d = 50 - 140$ mm;	Sarcină rotitoare pe fus. Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior; sarcină rotitoare pe inelul interior.
p6	Rulmenți cu bile cu $d 140 - 200$ mm, Rulmenți cu role cu $d = 100 - 200$ mm; Rulmenți oscilanți cu role cu $d = 140 - 280$ mm.	Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior și pentru sarcini mari și șocuri. Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior (construcții de mașini în general).
r6	Rulmenți cu bile/role/ace cu $d > 200$ mm; Rulmenți oscilanți cu role cu $d = 280 - 500$ mm.	Încărcare cu sarcină rotitoare pe inelul interior și pentru sarcini mari și șocuri (motoare de tracțiune, lagăre pentru osii de material rulant).
r7	Rulmenți oscilanți cu $d > 500$ mm	Sarcină rotitoare pe inelul interior, sarcini normale și mari (construcții de mașini în general: motoare electrice, pompe, turbine, transmisii cu roți dințate).

În tabelul 2 sunt date clasele de toleranțe recomandate pentru diametrul interior al carcasei din asamblarea rulment- carcasă.

Clase de toleranțe pentru diametrul locașului din asamblarea rulment- carcasă Tabelul 2

Clasa de toleranțe	Tipul carcasei	Condiții de funcționare; utilizare
0	1	2
G6	Carcasă separabilă sau neseparabilă	Sarcină fixă pe inelul exterior, ușor deplasabil.
G7	Carcasă separabilă sau neseparabilă	Sarcină fixă pe inelul exterior, ușor deplasabil și când căldura se transmite prin arbore (cilindri uscători).
H6	Carcasă neseparabilă	Funcționare fără zgomot (mașini electrice mici).
H7	Carcasă separabilă sau neseparabilă	Orice fel de sarcini (construcții de mașini în general).
H8	Carcasă separabilă sau neseparabilă	Sarcini mici și normale, condiții ușoare de lucru (transmisii); Rulmenți axiali cu bile cu sarcină numai axială Rulmenți axiali-oscilanți cu role.
J6	Carcasă neseparabilă	Precizie mare de rotire și funcționare fără zgomot și când inelul exterior se deplasează (lagărele mașinilor de rectificat).
J7	Carcasă separabilă sau neseparabilă	Sarcini nedeterminate ca mărime (normale sau mici), când este necesară rotirea inelului exterior.
K6	Carcasă neseparabilă	Sarcini mici, nedeterminate, fără deplasarea inelului exterior (mașini de turație mare).
K7	Carcasă neseparabilă	Sarcini nedeterminate, normale și mari (lagăre pentru arbori cotiți, pompe).
M6	Carcasă neseparabilă	Sarcini variabile cu rigiditate mare, fără deplasarea inelului exterior (rulmenți cu role pentru mașini-unelte, $D \leq 125$ mm).
M7	Carcasă neseparabilă	Sarcini cu șocuri (motoare cu tracțiune); Sarcini mici și variabile rotitoare pe inelul exterior (roți de cablu); Sarcini normale și mari variabile rotitoare pe inelul exterior (lagăre de bielă, $D > 600$ mm).
N6	Carcasă neseparabilă	Sarcini variabile cu rigiditate mare, fără deplasarea inelului exterior (rulmenți cu role pentru mașini-unelte, $D > 125$ mm); Rulmenți cu ace; carcasă din oțel sau fontă.
N7	Carcasă neseparabilă,	Sarcini normale și mari variabile rotitoare pe inelul exterior (lagăre de bielă, $D \leq 600$ mm); Sarcini mari la carcase cu pereți subțiri, sarcini cu șocuri ($D > 500$ mm); Rulmenți cu ace; carcasă din oțel sau fontă.
P7	Carcasă neseparabilă,	Sarcini mari la carcase cu pereți subțiri, sarcini cu șocuri ($D \leq 500$ mm).

7. Întrebări recapitulative

- ce sunt rulmenții?
- care sunt părțile component ale unui rulment?
- cum se montează un rulment într- un ansamblu?
- care sunt dimensiunile după care se monează rulmenții în piesele pereche?
- ce este jocul radial a rulmenți? Dar, jocul axial?
- care sunt elementele care determină precizia de execuție și de montare alerulmenților?
 - ce clase de precizie sunt stabilite pentru rulmenți?
 - cum se obțin ajustajele în asamblarea inel interior- arbore? În ce sistem de ajustaje se formează ajustajele din îmbinare?
 - cum se obțin ajustajele în asamblarea inel exterior- carcasă? În ce sistem de ajustaje se formează ajustajele din îmbinare?
 - cum se notează ajustajele din asamblările cu rulmenți?

8. Aplicații rezolvate

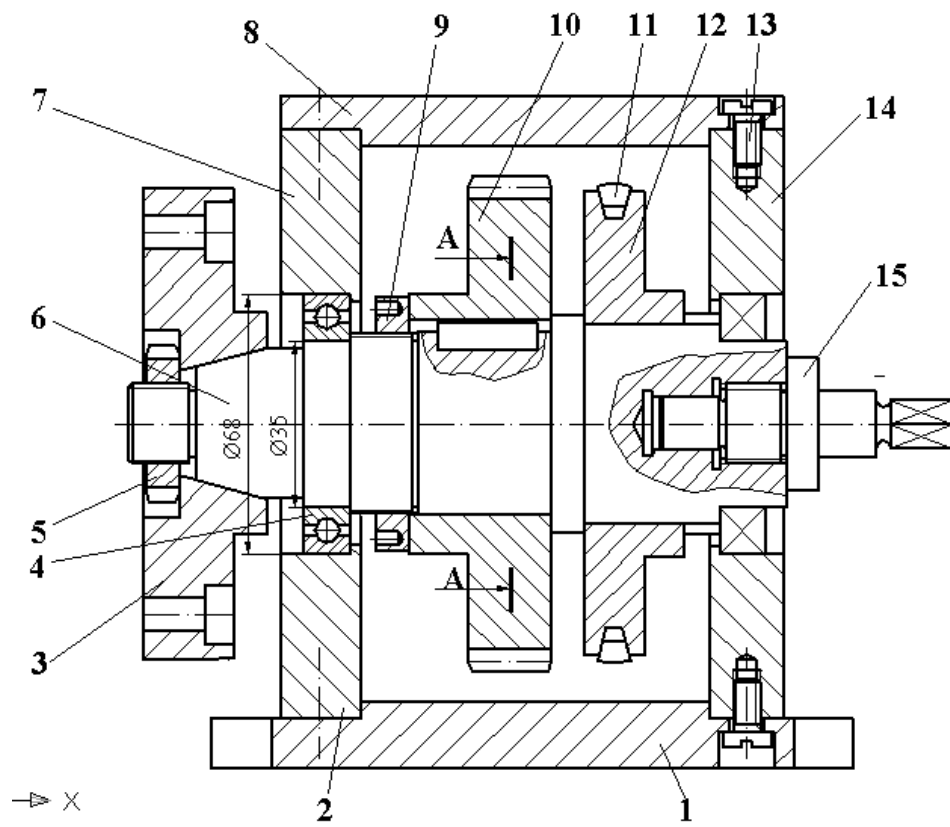
Aplicatia nr. 1.

Se consideră desenul de ansamblu (cotare incompletă).

Să se noteze, pe desenul de ansamblu, ajustajele din asamblarea rulmentului 4, cu arborele 6 și peretele 7, al carcasei.

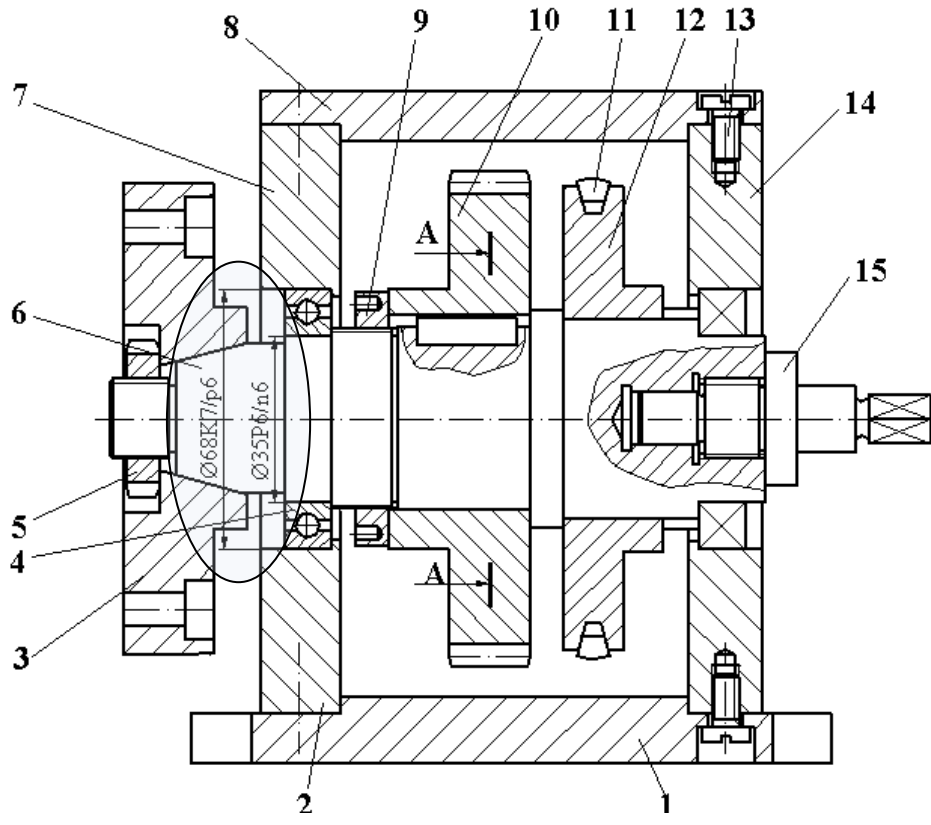
Se cunosc elementele:

- clasa de precizie P6, a rulmentului;
- pentru îmbinarea inel interior- arbore cu diametrul $N=35$ mm:
 - clasa de toleranțe pentru diametrul arborelui 6: n6;
- pentru îmbinarea inel exterior- carcasă, cu diametrul $N=68$ mm:
 - clasa de toleranțe pentru diametrul interior al carcasei: K7.



Rezolvare.

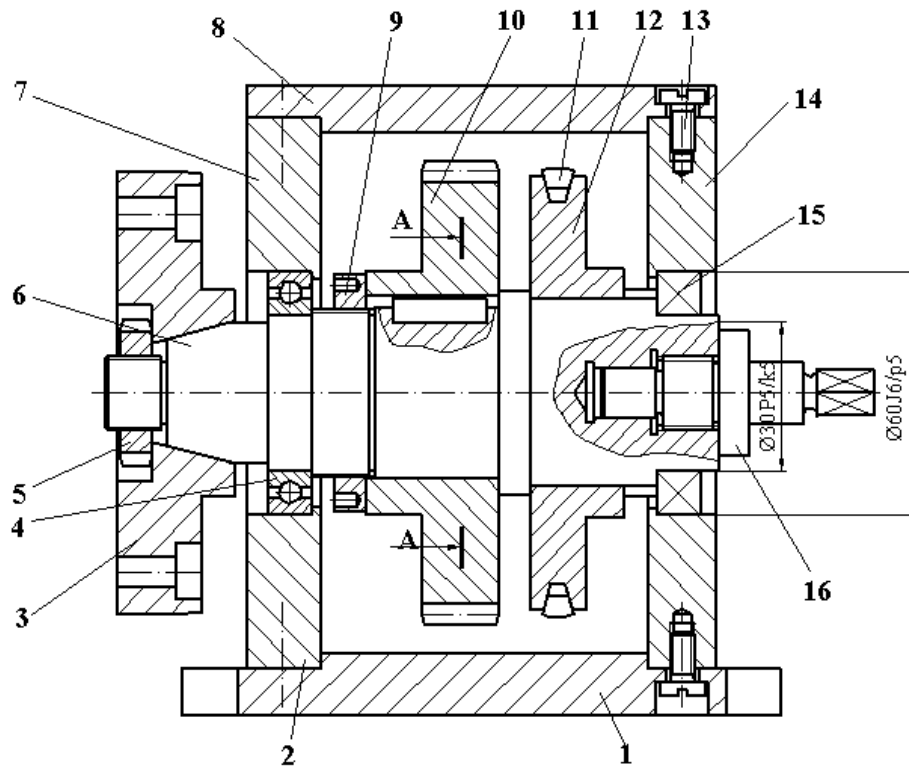
Ajustajele din asamblarea cu rulmentul 4, sunt prezentate în desenul de ansamblu următor (medalion).



Aplicatia nr. 2.

Se consideră desenul de ansamblu (cotare incompletă).

Să se identifice ajustajele din asamblarea rulmentului 15, cu arborele 6 și peretele 14, al carcasei. Ce clasă de precizie are rulmentul 15?



Rezolvare.

Ajustajele din asamblarea dată sunt:

- în îmbinarea inel interior- arborele 6: ajustajul 30P/k5, cu semnificația:
 - diametrul nominal al îmbinării: $N = 30$ mm;
 - clasa de toleranțe a arborelui: k5;
 - clasa de precizie a rulmentului: P5;
- în îmbinarea inel exterior- carcasă (peretele 14): ajustajul 60J6/p5, cu semnificația:
 - diametrul nominal al îmbinării: $N = 60$ mm;
 - clasa de toleranțe a alezajului (diametrul interior al locașului): J6;
 - clasa de precizie a rulmentului: P5.

Clasa de precizie a rulmentului este P5.

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL VIII- LEA
TOLERANȚELE SUPRAFETELOR CONICE NETEDE

Conținut.

- 1. Asamblări conice. Elementele dimensionale ale suprafețelor conice netede.**
- 2. Cotarea suprafețelor conice**
- 3. Tolerarea suprafețelor conice**
 - 3.1. Metoda conicității nominale sau a unghiului nominal de tolerare a conurilor.
 - 3.2. Metoda conicității tolerate sau a unghiului tolerat de tolerare a conurilor.
- 4. Alegerea metodei de cotare și de tolerare a suprafețelor conice netede**
- 5. Sistemul de toleranțe pentru conicități.**
- 6. Întrebări recapitulative.**
- 7. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

TOLERANȚELE SUPRAFETELOR CONICE NETEDE

1. Asamblări conice. Elementele dimensionale ale suprafețelor conice netede.

Asamblările conice sunt îmbinări de piese care vin în contact prin intermediul unor suprafețe conice, din care una din piese are o suprafață conică interioară (cuprinzătoare) denumită generic, con interior, iar cealaltă are o suprafață conică exterioară (cuprinsă), denumită generic, con exterior.

După domeniul de utilizare în construcția de mașini, asamblările conice netede se clasifică în:

- **asamblări conice mobile**, caracterizate printr-un joc între suprafețele conice conjugate, ceea ce permite rotirea pieselor una față de alta; jocul poate fi reglat prin deplasarea axială a uneia din piesele conice.

Exemplu: lagăre conice de fricțiune;

- **asamblări conice fixe**, caracterizate, fie printr-o strângere mare între piesele conjugate, în scopul transmiterii unor momente de torsiune mari, fie printr-o strângere mică, cu scopul de a realiza centrarea pieselor.

Exemple: semicuplaje cu suprafețe conice, știfturi conice de centrare, fixarea sculelor așchietoare cu coadă conică;

- **asamblări conice de etanșare**, caracterizate prin contact foarte bun și joc egal cu zero între suprafețele conice conjugate, pentru a nu permite scurgerea lichidelor sau gazelor la presiuni și temperaturi normale.

Exemplu: robinete de gaz cu cepuri conice.

O suprafață conică este definită prin următoarele elemente dimensionale (fig. 1):

- diametrul secțiunii nominale, d_1 sau d_x (D_1 sau D_x), este diametrul de referință al suprafeței conice;

- distanța dintre baza de cotare și secțiunea nominală a suprafeței conice, l_1 sau l_x (L_1 sau L_x);

- diametrul mare al suprafeței conice, d_M (D_M), este diametrul cel mai mare al suprafeței conice exterioare (interioare);

- diametrul mic al suprafeței conice, d_m (D_m), este diametrul cel mai mic al suprafeței conice exterioare (interioare);

- lungimea suprafeței conice l_c (L_c), este distanța dintre secțiunile cu diametrele mare și mic ale suprafeței conice exterioare (interioare);

- unghiul α , al suprafeței conice, este unghiul la vârf, format de generatoarele diametral opuse ale suprafeței conice exterioare (interioare).

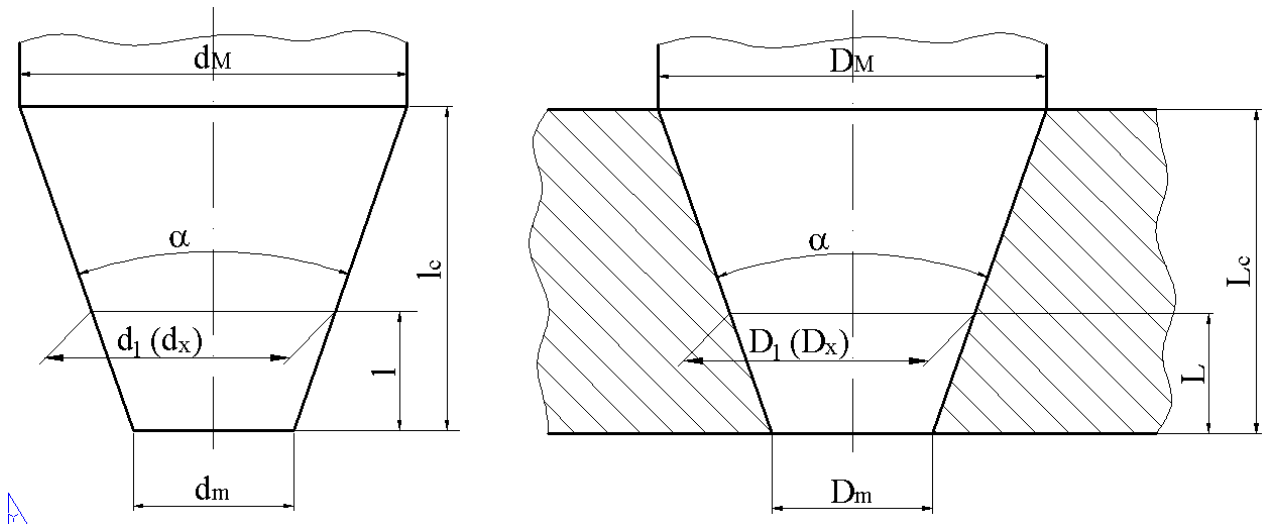


Fig. 1
Elementele dimensionale ale suprafeței conice

Între elementele dimensionale ale suprafeței conice există legături exprimate prin relațiile:

- înclinația I , exprimată cu relația:

$$I = \operatorname{tg} \alpha/2 = (d_M - d_m)/2l_c, \text{ pentru conuri exterioare,}$$

respectiv:

$$I = \operatorname{tg} \alpha/2 = (D_M - D_m)/2L_c, \text{ pentru conuri interioare;}$$

- conicitatea c , exprimată cu relația:

$$c = 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2 = (d_M - d_m)/l_c, \text{ pentru conuri exterioare, respectiv:}$$

$$c = 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2 = (D_M - D_m)/L_c, \text{ pentru conuri interioare.}$$

Notă: s- au folosit notații cu litere mici, pentru conuri exterioare și notații cu litere mari, pentru conuri interioare.

2. Cotarea suprafețelor conice.

Conform standardelor în vigoare, pentru cotarea suprafețelor conice se utilizează următoarele moduri de cotare:

- cotarea unui diametru, a lungimii suprafeței conice și a unghiului conului (fig.2.a);
- cotarea unui diametru și a lungimii suprafeței conice și indicarea conicității (fig. 2.b);

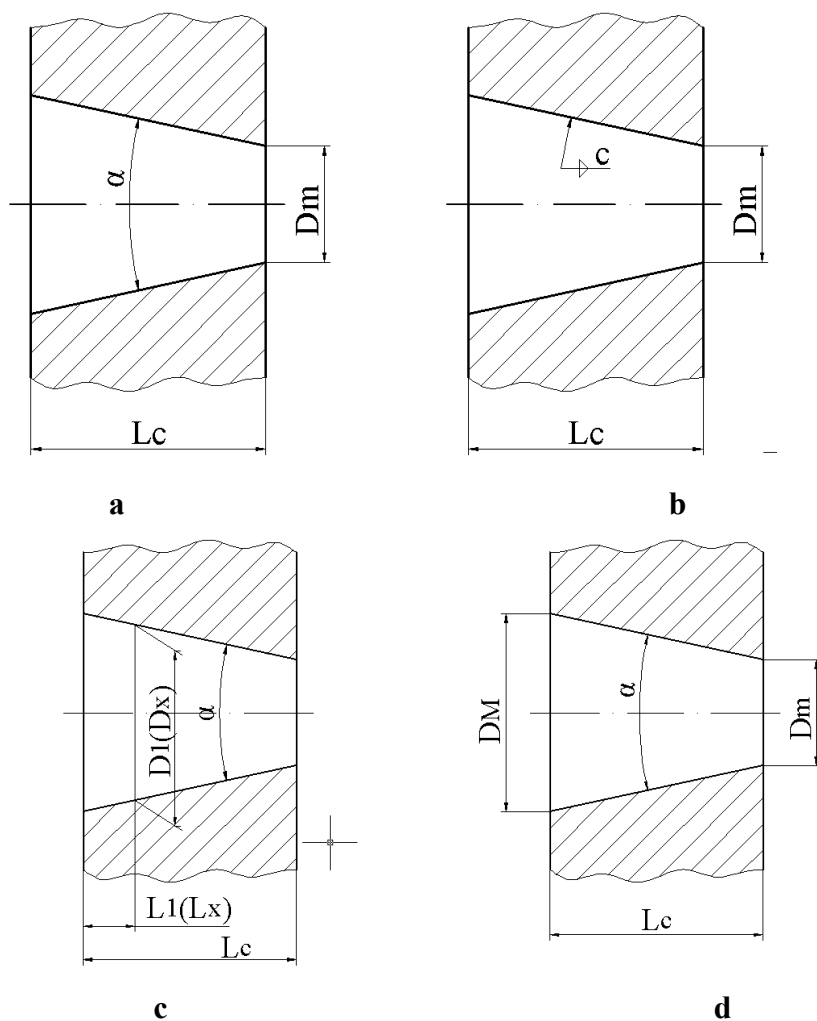


Fig. 2
Moduri de cotare a suprafețelor conice

- cotarea diametrului secțiunii nominale și a distanței dintre aceasta și baza de cotare și cotarea unghiului conului sau indicarea conicității (fig. 2.c);

- cotarea diametrelor mare și mic ale suprafeței conice precum și a lungimii conului (fig.2.d); acest mod de cotare se utilizează atunci când nu este necesară o precizie deosebită a suprafeței conice.

Notă: în fig. 2, s- a exemplificat modurile de cotare ale suprafețelor conice interioare, deoarece, pentru a putea fi bine înțelese; aceleași moduri de cotare se aplică și la suprafețele conice exterioare; la fel se va proceda și în cazul exemplificării metodelor și variantelor de tolerare.

3. Tolerarea suprafețelor conice netede.

Standardele în vigoare reglementează tolerarea suprafețelor conice prin mai multe metode de tolerare, în funcție de rolul funcțional al îmbinărilor conice netede.

Metodele de tolerare a suprafețelor conice netede, exterioare și interioare sunt stabilite prin standardele SR ISO 5166: 1992 și SR ISO 3040: 1994.

Sunt stabilite următoarele metode de tolerare a suprafețelor conice netede:

- metoda conicității nominale, sau, a unghiului de conicitate nominal;
- metoda conicității tolerate, sau, a unghiului de conicitate tolerat;
- metoda tolerării dimensiunilor liniare (a diametrelor și a lungimii suprafeței conice).

Aceste standarde nu împiedică aplicarea alor metode de tolerare a suprafețelor conice netede, cum ar fi metoda tolerării formei suprafeței conice netede, etc.

Principalele metode de tolerare a suprafețelor conice netede ale organelor de mașini sunt metoda conicității nominale, sau, a unghiului de conicitate nominal și metoda conicității tolerate, sau, a unghiului de conicitate tolerat.

3.1. Metoda conicității nominale sau a unghiului nominal de tolerare a conurilor.

Este denumită metoda dimensiunilor liniare tolerate, deoarece se tolerează numai dimensiuni liniare sau abaterea de la forma dată a suprafeței, specificându-se ca valori teoretic exacte unghiul conului sau conicitatea, care se consideră, convențional, dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate).

Prin această metodă se prevede un câmp de toleranță cuprins între două conuri limită, coaxiale cu unghiul la vârf egal cu valoarea nominală (sau conicitatea egală cu valoarea nominală); zona de toleranțe determină valori limită ale unghiului (conicității), materializate de diagonalele câmpului de toleranțe.

Mărimea zonei de toleranțe este determinată de toleranța la una din dimensiunile liniare: diametrul secțiunii nominale a conului, sau poziția secțiunii nominale (distanța de la baza de cotare la secțiunea nominală).

După dimensiunea liniară care se tolerează, sunt stabilite mai multe variante de tolerare, principalele două dintre acestea fiind:

a. varianta prin care se tolerează diametrul conului, într- un plan determinat (diametrul secțiunii nominale);

b. varianta prin care se tolerează dimensiunea care determină poziția secțiunii nominale.

a. Varianta prin care se tolerează diametrul într- un plan dat.

Această variantă a metodei conicității nominale, constă în tolerarea diametrului secțiunii nominale a conului, poziția acesteia fiind precis stabilită printr- o dimensiune teoretic exactă; unghiul de conicitate sau, conicitatea este, de asemenea, dimensiune teoretic exactă (cotă încadrată), fig. 3.a.

Prin convenție, valoarea toleranței la diametrul secțiunii nominale se aplică tuturor diametrelor conului, pe toată lungimea acestuia (fig. 3.b).

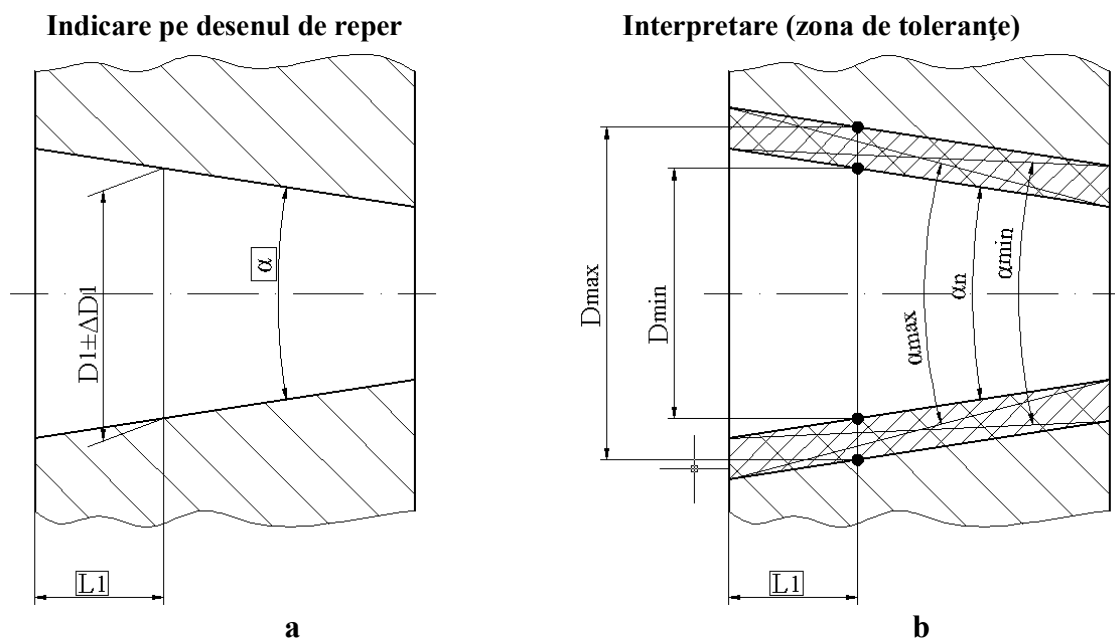


Fig. 3
Metoda conicității nominale de tolerare a conurilor
 (varianta în care se tolerează diametrul secțiunii nominale)

Varianta prin care se tolerează diametrul secțiunii nominale a conului, se recomandă în cazul conicităților mici și pentru îmbinări conice cu joc.

b. Varianta prin care se tolerează dimensiunea care stabilește poziția secțiunii nominale a conului.

Această variantă a metodei conicității nominale, constă în tolerarea dimensiunii care determină poziția diametrului secțiunii nominale a conului (distanța dintre baza de cotare și secțiunea nominală), diametrul secțiunii nominale fiind dimensiune teoretic exactă; unghiul de conicitate sau, conicitatea este, de asemenea, dimensiune teoretic exactă (cotă încadrată), fig. 4.a

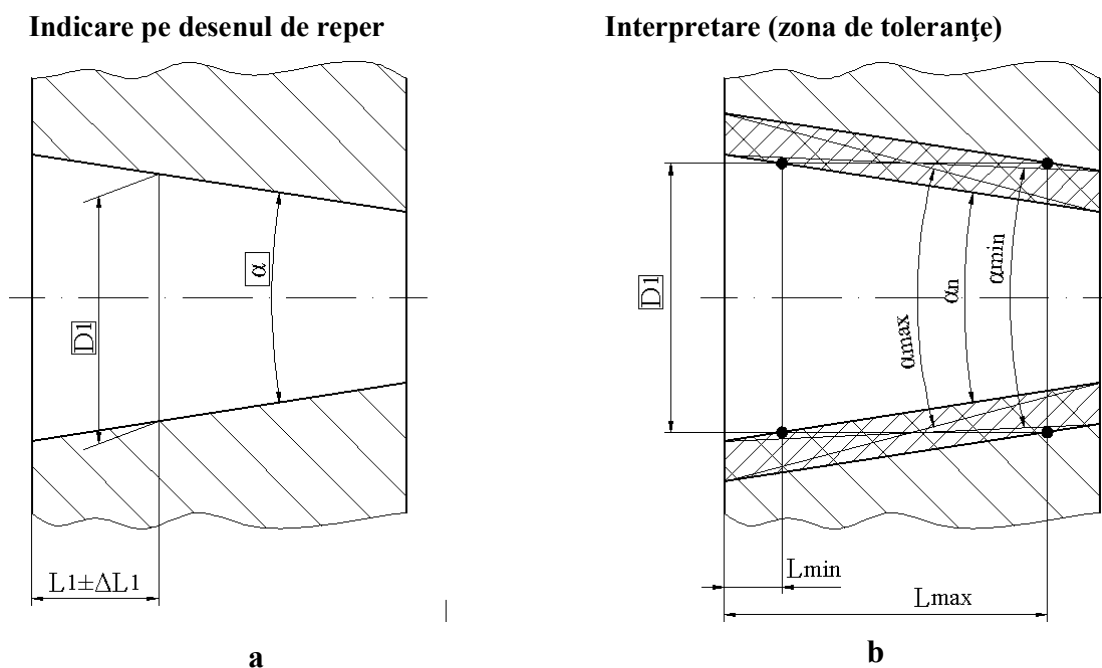


Fig. 4.

Metoda conicității nominale de tolerare a conurilor
 (variante în care se tolerează dimensiunea poziției secțiunii nominale)

Prin convenție, valoarea toleranței la dimensiunea l_1 (L_1) se aplică tuturor planelor transversale, pe toată lungimea suprafeței conice (fig. 4.b).

3.2. Metoda conicității tolerate sau a unghiului tolerat.

Această metodă se caracterizează prin faptul că, pe lângă dimensiunile liniare se tolerează și dimensiunea unghiulară (unghiul conului sau conicitatea); toleranța la conicitate sau la unghiul la vârf se prescrie independent de toleranțele dimensiunilor liniare

Valoarea toleranței la diametrul d_1 (D_1), respectiv la l (L), se aplică numai într-o secțiune a suprafeței conice, iar câmpul de toleranțe este limitat de suprafețele conice limită

rezultate din însumarea toleranțelor la dimensiunile liniare și a toleranței la conicitate sau la unghiul conului.

După dimensiunea liniară care se tolerează, sunt stabilite mai multe variante de tolerare, principalele două dintre acestea fiind:

- a. varianta prin care se tolerează diametrul conului, într- un plan determinat (diametrul secțiunii nominale);
- b. varianta prin care se tolerează dimensiunea care determină poziția secțiunii nominale.

a. Varianta prin care se tolerează diametrul într- un plan dat

Prin această variantă a metodei conicității tolerate, se tolerează un diametru într- un plan dat sau diametrul secțiunii nominale a conului d_1 (D_1) și unghiul sau conicitatea; dimensiunea l (L), care determină poziția secțiunii nominale, este specificată drept dimensiune teoretic exactă fiind înscrisă pe desen prin cotă încadrată (fig.5.a.).

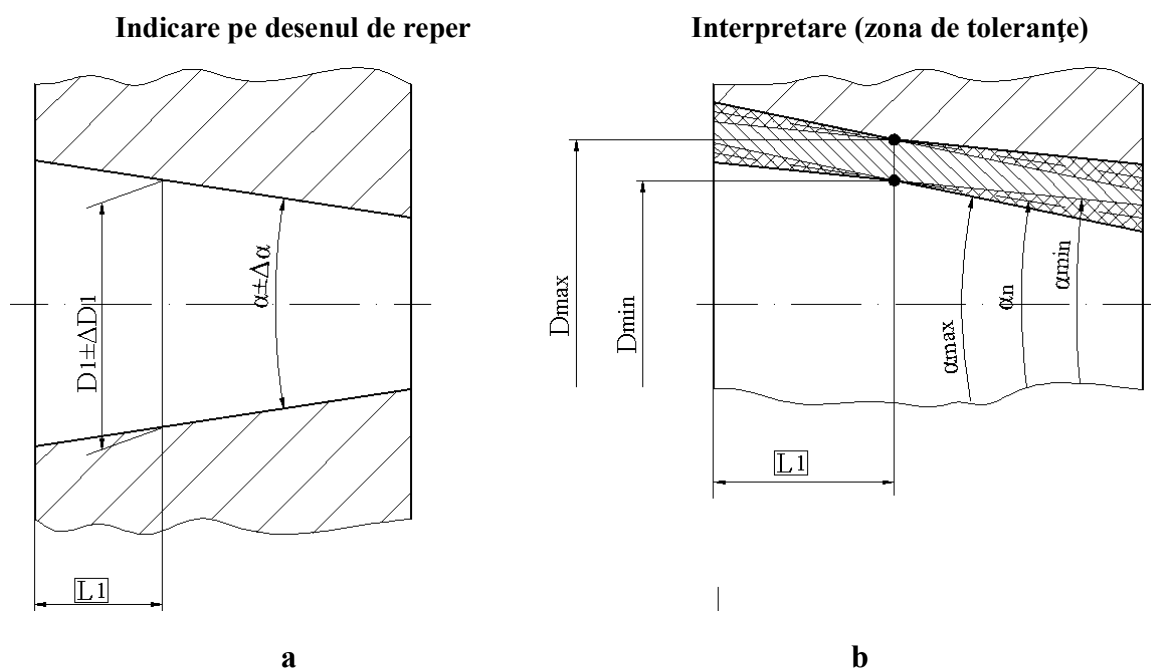


Fig. 5

Metoda conicității tolerate de tolerare a conurilor

(varianta în care se tolerează unghiul sau conicitate și diametrul secțiunii nominale)

Prin convenție, valoarea toleranței la diametrul d_1 (D_1), se aplică numai într-o secțiune a suprafeței conice; prin însumarea toleranței la diametru și a toleranței la conicitate sau la unghiul conului, mărimea zonei de toleranțe a conului este diferită pe lungimea suprafeței conice (fig. 5.b).

b. Varianta prin care se tolerează dimensiunea care stabilește poziția secțiunii nominale a conului.

Această variantă a metodei conicității tolerate, constă în tolerarea dimensiunii care determină poziția diametrului secțiunii nominale a conului (distanța dintre baza de cotare și secțiunea nominală), l_1 (L_1), precum și unghiul conului sau conicitatea; diametrul secțiunii nominale d_1 (D_1), fiind dimensiune teoretic exactă se înscrie pe desen, prin cotă încadrată, fig. 6.a.

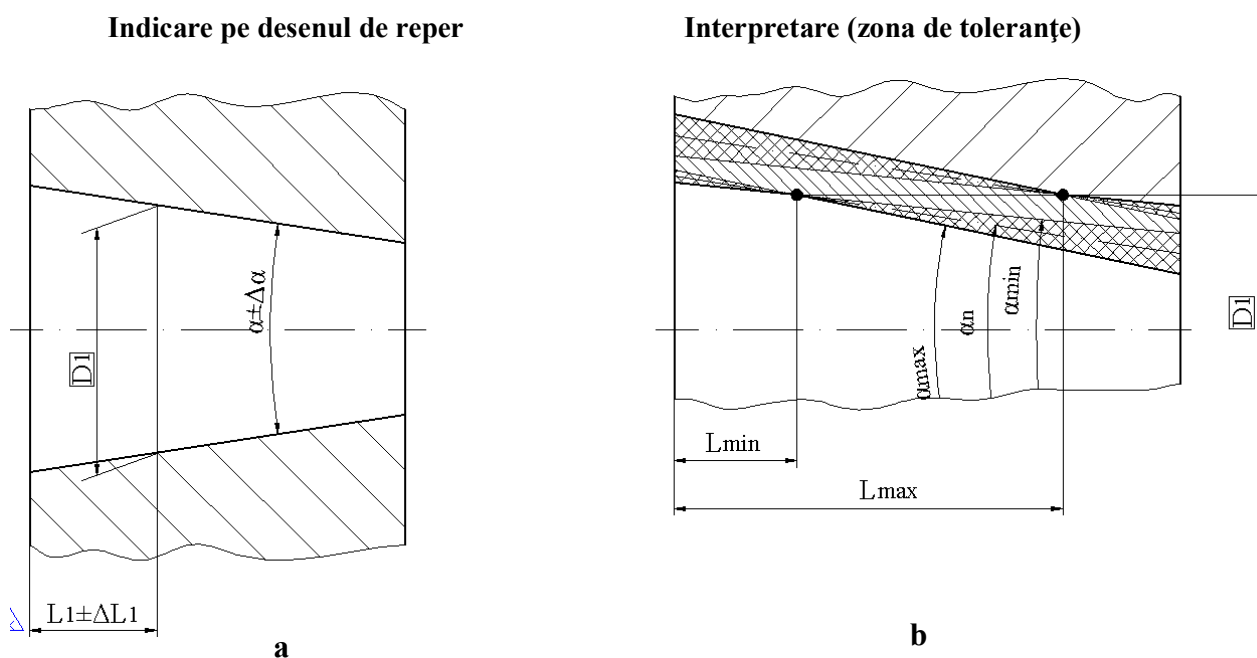


Fig. 6

Metoda conicității tolerate de tolerare a conurilor

(varianta în care se tolerează unghiul sau conicitatea și dimensiunea poziției secțiunii nominale)

Zona de toleranțe a conului are mărime diferită este pe lungimea suprafeței conice, fiind cuprinsă între conuri coaxiale cu unghiuri corespunzătoare valorilor minimă și maximă a unghiului. (fig. 6.b).

Metoda conicității tolerate sau, a unghiului de conicitate tolerat se aplică în cazul în care metoda conicității nominale nu asigură o precizie corespunzătoare pentru unghiul conului; atunci când condițiile funcționale o impun, se pot prescrie toleranțe restrânse pentru abaterea de la forma dată a suprafeței conice.

4. Alegerea metodei de cotare și de tolerare a suprafețelor conice netede.

Atât modul de cotare cât și metoda de tolerare a suprafețelor conice se stabilesc astfel încât să asigure cerințele funcționale ale piesei.

La stabilirea metodei de tolerare a suprafețelor conice netede și a variantei de tolerare, se vor lua în considerare mai multe criterii, din care, mai importante sunt:

- rolul funcțional al suprafeței în asamblarea conică (pentru îmbinări fixe, mobile, sau de etanșare);
- condiții impuse contactului dintre suprafețele conice conjugate;
- condiții impuse poziției axiale relative dintre elementele conice în îmbinarea conică;
- necesitatea asigurării unei precizii sporite pentru dimensiunile liniare/ unghiulare sau pentru forma dată a suprafeței conice.

Precizare: conform celor patru moduri de cotare a suprafețelor conice netede, la aplicarea metodei conicității nominale, respectiv a metodei conicității tolerate și a variantelor acestora, rezultă mai multe subvariante de tolerare, în funcție de dimensiunea liniară și/ sau unghiulară pentru care se prescriu toleranțe:

- diametrul secțiunii nominale sau diametrul într-un plan dat (diametrul mare sau mic al suprafeței conice);
- dimensiunea care stabilește poziția secțiunii nominale sau a planului dat (lungimea suprafeței conice);
- unghiul la vârf sau conicitatea (atunci când se tolerează conicitatea și ea este exprimată printr-un raport, toleranța ei se aplică număratorului: $1\pm 0,2:50$).

5. Sistemul de toleranțe pentru conicități

Toleranțele suprafețelor conice netede sunt reglementate prin standardul SR ISO 5166: 1994, care stabilesc toleranțe pentru elementele dimensionale ale conurilor exterioare și interioare netede, cu diametre până la 500 mm și conicitatea de la 1:3, la 1:500.

Sunt stabilite următoarele toleranțe (fig. 7):

- toleranța la diametrul conului în orice secțiune transversală;
- toleranța la diametrul secțiunii nominale a conului;

Notă: secțiunea nominală poate să coincidă cu una din suprafețele cu diametrul mare sau mic ale conului.

- toleranța la unghiul conului;
- toleranța la circularitate a secțiunii transversale a suprafeței conice;
- toleranța la rectilinitatea generatoarei conului.

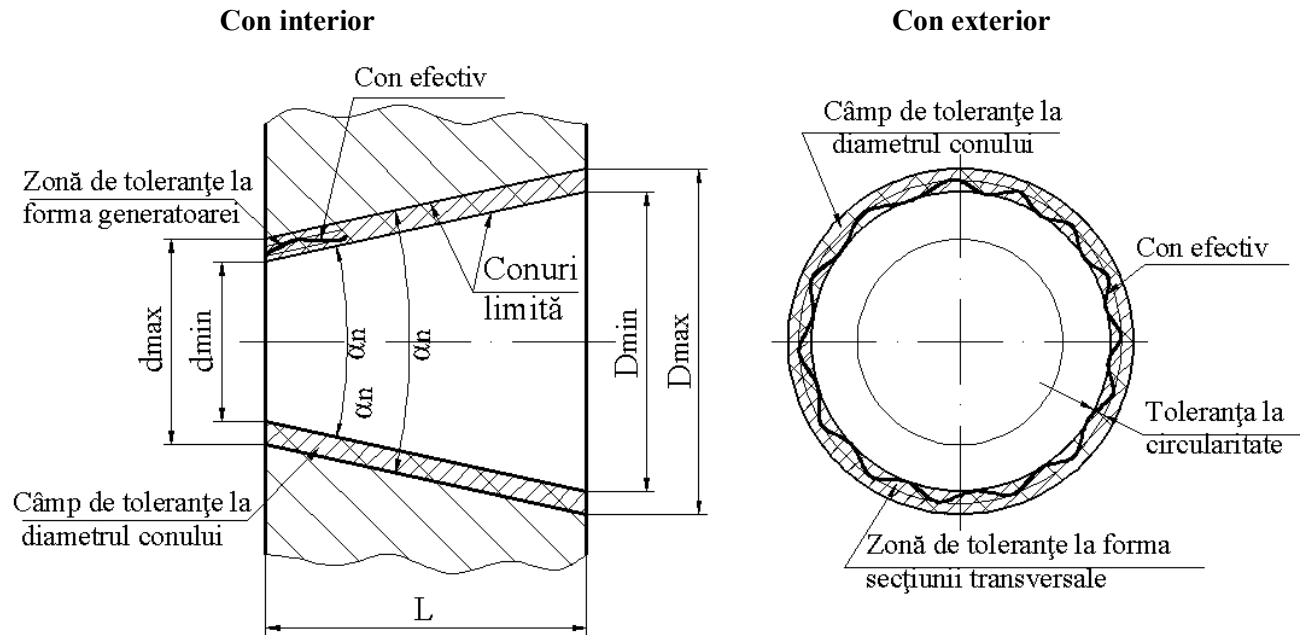


Fig. 7
Zona de toleranțe a unei suprafețe conice toleranțate

Toleranțele la diametrul conului fac parte din sistemul ISO de toleranțe dimensionale cu trepte de toleranțe de la 4 la 12.

Pentru ajustajele din îmbinările conice se recomandă utilizarea sistemului de ajustaje cu alezaj unitar.

Ajustajele cu joc, cu strângere, sau intermediare, se formează prin asocierea alezajului conic cu abaterea fundamentală H , cu arborii conici pentru care se recomandă următoarele abateri fundamentale:

- d, e, f, g, h- pentru formarea ajustajelor cu joc;
- js, k, m- pentru formarea ajustajelor intermediare;
- n, p, r, s, t, u, x, z- pentru formarea ajustajelor cu strângere.

6. Întrebări recapitulative

- care sunt elementele dimensionale caracteristice ale suprafețelor conice netede și ce relații sunt între acestea?
- ce moduri de cotare a suprafețelor conice sunt utilizate în construcția de mașini?
- prin ce se caracterizează metoda conicității nominale de tolerare a conurilor?
- în ce constă varianta de tolerare a diametrului conului într- un plan dat (indicare pe desen și zona de toleranțe)?
- în ce constă varianta de tolerare a distanței care stabilește poziția secțiunii nominale a conului (indicare pe desen și zona de toleranțe)?
- prin ce se caracterizează metoda conicității tolerate de tolerare a conurilor?
- în ce constă varianta de tolerare a diametrului conului într- un plan dat (indicare pe desen și zona de toleranțe)?
- în ce constă varianta de tolerare a distanței care stabilește poziția secțiunii nominale a conului (indicare pe desen și zona de toleranțe)?
- care sunt elementele sistemului de toleranțe pentru conicități?

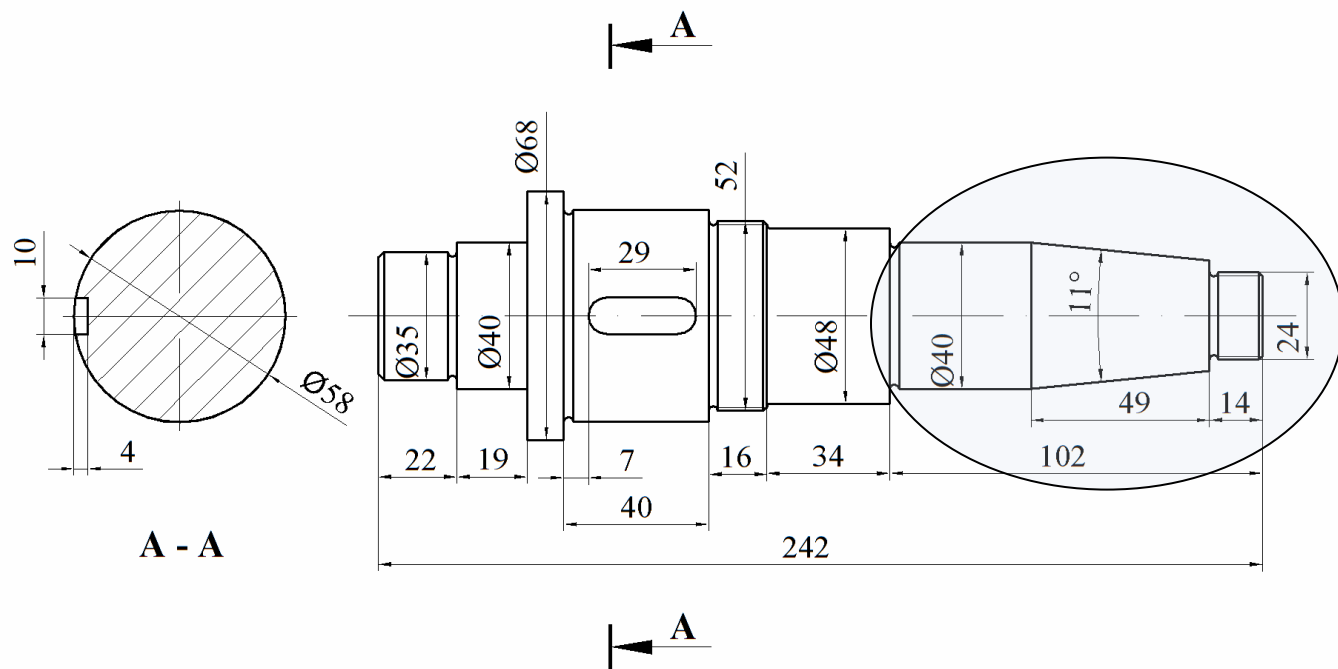
7. Aplicații rezolvate

Aplicatia nr. 1.

Să se noteze, pe desenul de reper al arborelui, toleranțele suprafeței conice exterioare (din medalion).

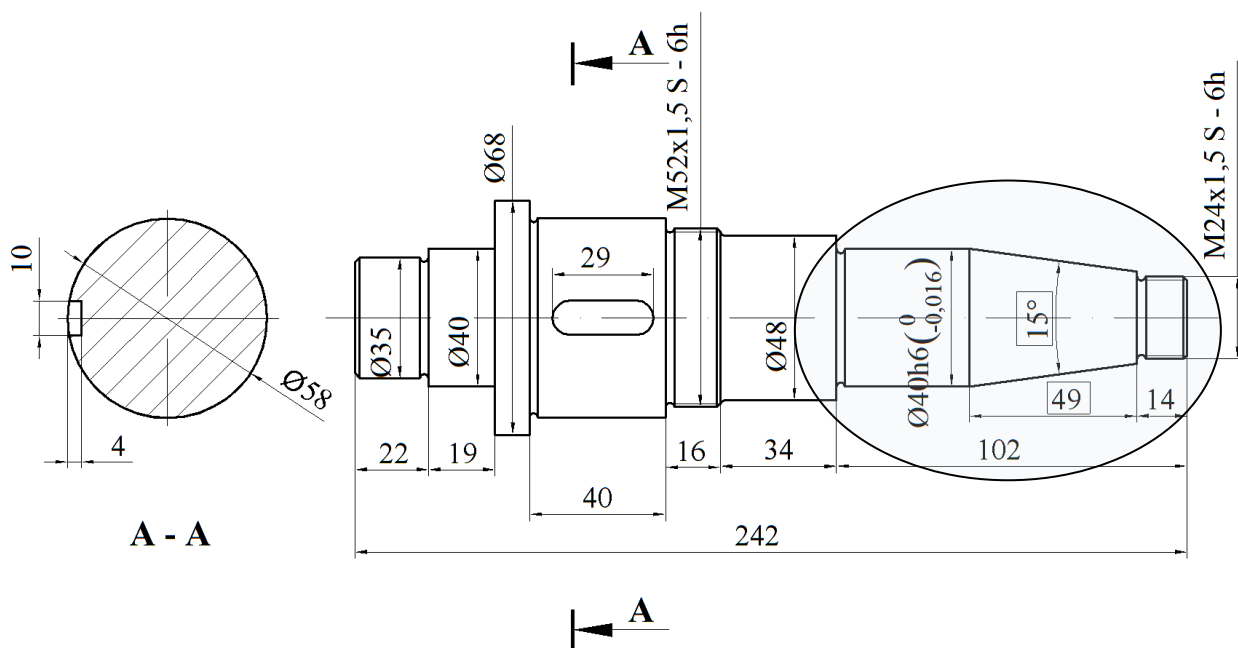
Se cunosc elementele:

- pentru tolerarea suprafeței conice se aplică metoda conicității nominale, varianta în care se tolerează diametrul secțiunii nominale a conului;
- se tolerează diametrul mare al conului cu $N = 40$ mm (clasa de toleranțe h6, cu abaterile limită: $es = 0$, $ei = -0,016$ mm);
- lungimea conului ($N = 49$ mm) și unghiul de conicitate ($\alpha_N = 15^\circ$), sunt dimensiuni teoretic exacte.



Rezolvare.

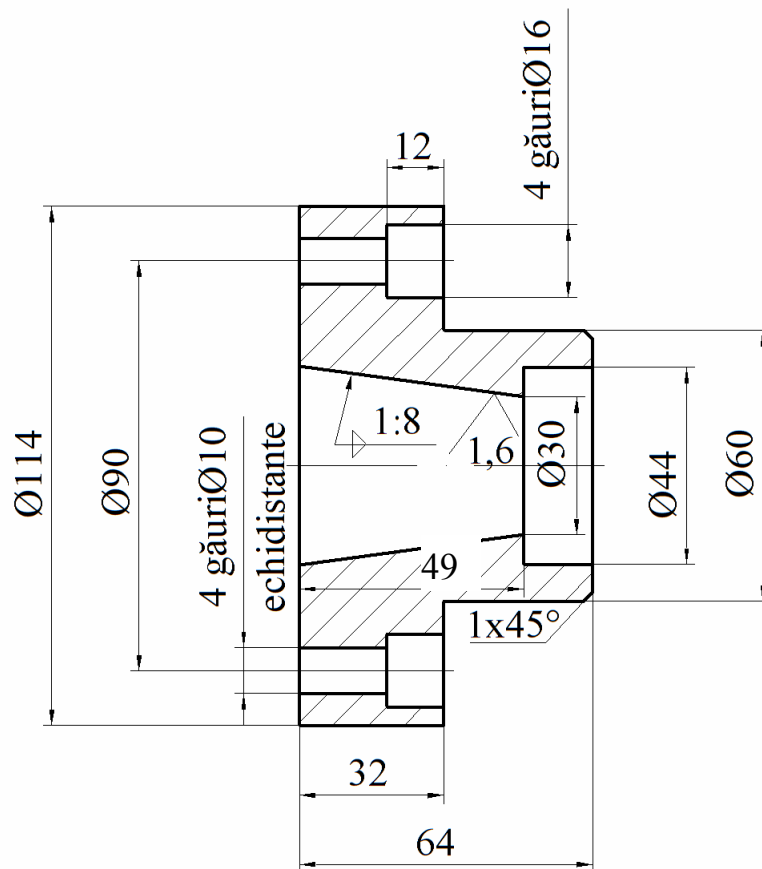
Indicarea metodei de tolerare a suprafeței conice este prezentată în figură (medalion).



Aplicatia nr. 2.

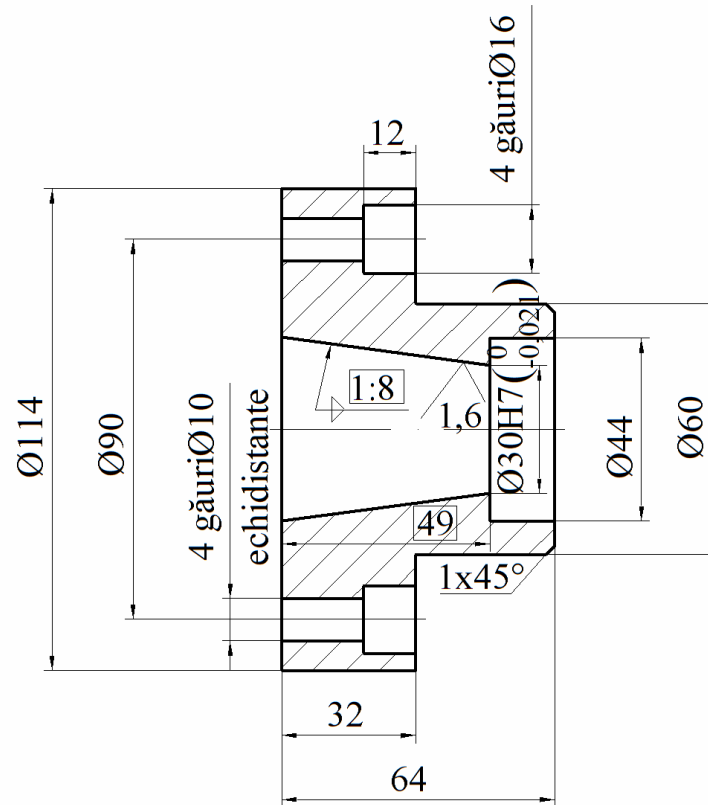
Să se noteze, pe desenul de execuție al semcupleajului, toleranțele suprafeței conice interioare; se cunosc elementele:

- pentru tolerarea suprafeței conice se aplică metoda conicității nominale, varianta în care se tolerează diametrul secțiunii nominale a conului;
- se tolerează diametrul mic al conului cu $N=30$ mm (clasa de toleranțe H7, cu abaterile limită: $ES= +0,021$ mm, $EI= 0$);
- lungimea conului ($N=49$ mm) și conicitatea ($c=1:8$) sunt dimensiuni teoretic exacte.



Rezolvare.

Indicarea metodei de tolerare a suprafeței conice este prezentată în figură.



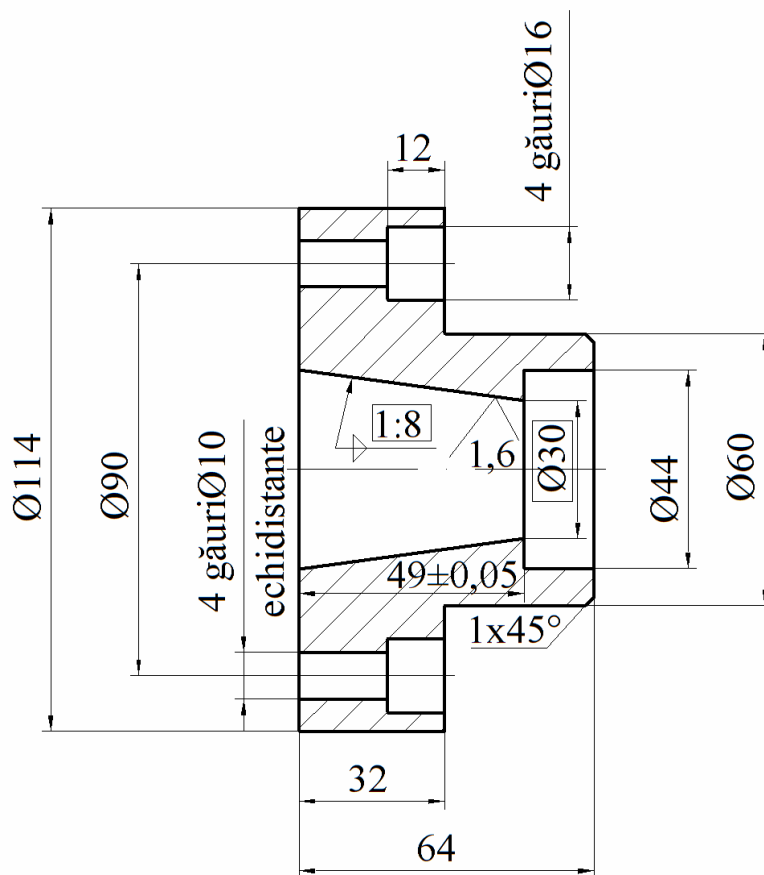
Aplicatia nr. 3.

Se consideră desenul de reper (incomplet).

Să se precizeze ce metodă este utilizată pentru tolerarea suprafeței conice interioare și ce variantă a acestei metode.

Să se precizeze care este semnificația notației:

1:8

**Rezolvare.**

Este aplicată metoda conicității nominale (sau a unghiului de conicitate nominal), varianta în care se tolerează distanța care stabilește poziția secțiunii nominale, care este suprafața frontală cu diametrul mic, cu $N = 30$ mm.

Lungimea conului interior cu $N = 49$ mm, este tolerată ($\pm 0,05$ mm).

Diametrul mic al conului ($N= 30 \text{ mm}$) și conicitatea ($1: 8$) sunt dimensiuni teoretic exacte.

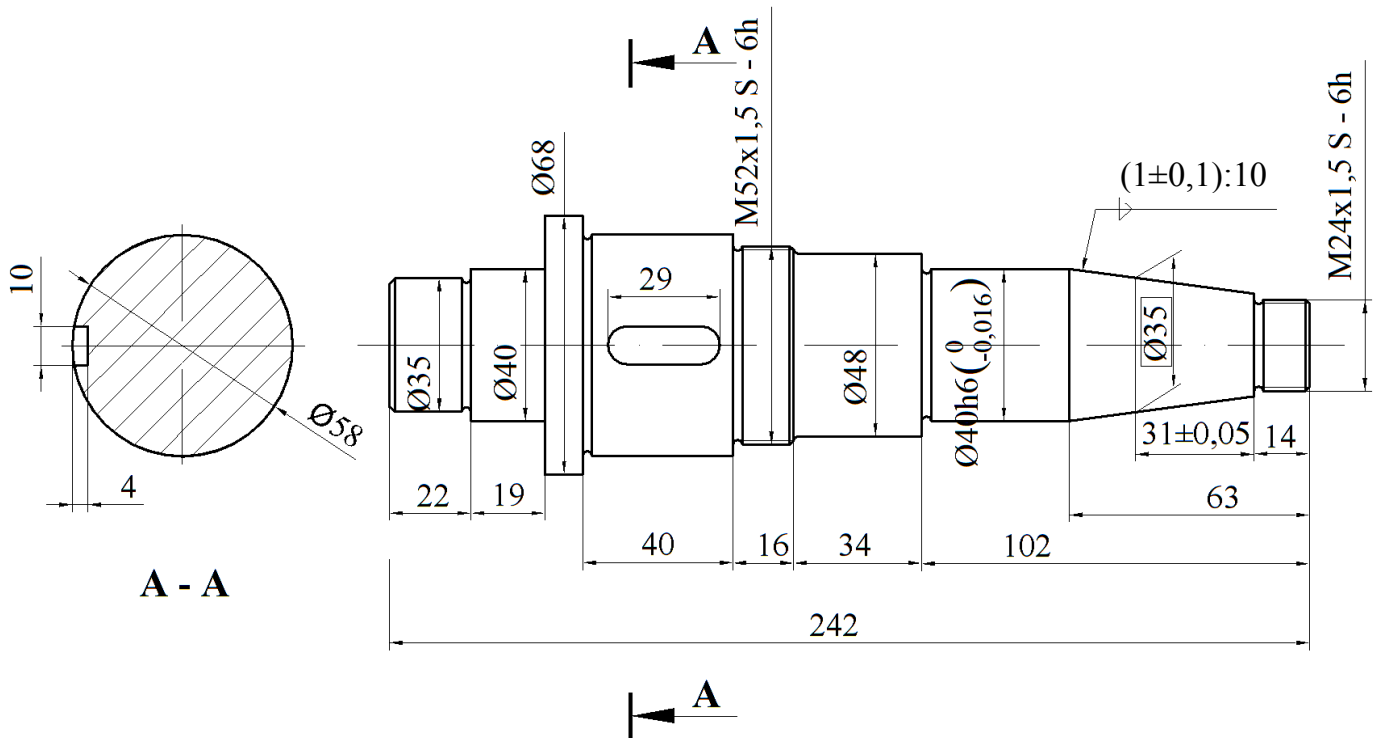
Notația $1: 8$, reprezintă conicitatea.

Aplicatia nr. 4.

Se consideră desenul de reper (incomplet).

Să se precizeze ce metodă este utilizată pentru tolerarea suprafeței conice exterioare și ce variantă a acestei metode.

Să se precizeze care este semnificația notației: $(1\pm 0,1):10$.



Rezolvare.

Este aplicată metoda conicității tolerate (sau a unghiului de conicitate tolerat), varianta în care se tolerează distanța care stabilește poziția secțiunii nominale, cu diametrul $N= 35 \text{ mm}$.

Conicitatea, cu valoarea nominală $c_N= 1: 10$, primește toleranță $(\pm 0,1: 10)$.

Distanța de la baza de cotare din stânga la secțiunea nominală cu $N= 35 \text{ mm}$, este $N= 31 \text{ mm}$ și are toleranța $\pm 0,05 \text{ mm}$.

Diametrul secțiunii nominale cu $N= 35$ mm, este dimensiune eoretic exactă.
Notația $(1\pm 0,1): 10$, reprezintă conicitatea 1:10, cu toleranța $\pm 0,1: 10$.

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL X- LEA
TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRIILOR CU PENE
PARALELE ȘI PENE DISC.

Conținut.

- 1. Elementele dimensionale ale asamblărilor cu pană paralelă și pană disc.**
- 2. Condiția de interschimbabilitate.**
- 3. Toleranțe și ajustaje pentru asamblări cu pană paralelă.**
- 4. Toleranțe și ajustaje pentru asamblări cu pană paralelă.**
- 5. Notarea, pe desen, a ajustajelor din asamblările cu pană paralelă și pană disc.**
- 6. Întrebări recapitulative.**
- 7. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU PENE PARALELE ȘI PENE DISC.

1. Elementele dimensionale ale asamblărilor cu pană paralelă și pană disc.

Asamblările cu pene sunt îmbinări de organe de mașini din care o piesă de tip alezaj numită generic butuc se fixează pe o piesă de tip arbore numită generic arbore, prin intermediul unei pene care are rolul de a asigura rotirea simultană a butucului și arborelui.

Asamblările cu pene se folosesc pentru transmiterea momentelor de torsiune cu valori mici și medii de la arbore la butuc și invers.

Organele de mașini care se pot monta pe arbori și fixa cu pene pot fi: semicuplaje, roți dințate, roți de curea, roți de lanț, volanți, roți de mână, manete, etc.

Cele mai utilizate tipuri standardizate de pene folosite în construcția de mașini sunt penele paralele și penele disc.

Elemente dimensionale ale unei asamblări cu pană sunt (fig. 1.):

- diametrul d , al butucului și al arborelui, după care acestea se îmbină;
- adâncimea t_1 , a canalului de pană din arbore;
- adâncimea t_2 , a canalului de pană din butuc;
- lățimea b , a canalului de pană din arbore și din butuc, egală cu valoarea nominală a lățimii penei; dimensiunea b asigură ajustajele asamblării cu pană;
- înălțimea h , a penei paralele (pana paralelă poate avea secțiune pătrată, $b \times b$, sau dreptunghiulară, $b \times h$);
- lungimea l , a penei paralele;
- diametrul D , al penei disc.

2. Condiția de interschimbabilitate.

Pentru realizarea asamblării arbore – pană – butuc, trebuie să se asigure realizarea a două ajustaje: un ajustaj în îmbinarea pană- arbore, între pană și lățimea canalului de pană din arbore și un ajustaj în îmbinarea butuc- pană, între pană și lățimea canalului de pană din butuc; ambele ajustaje au dimensiunea nominală comună și anume lățimea b a penei, respectiv a canalelor de pană din arbore și butuc.

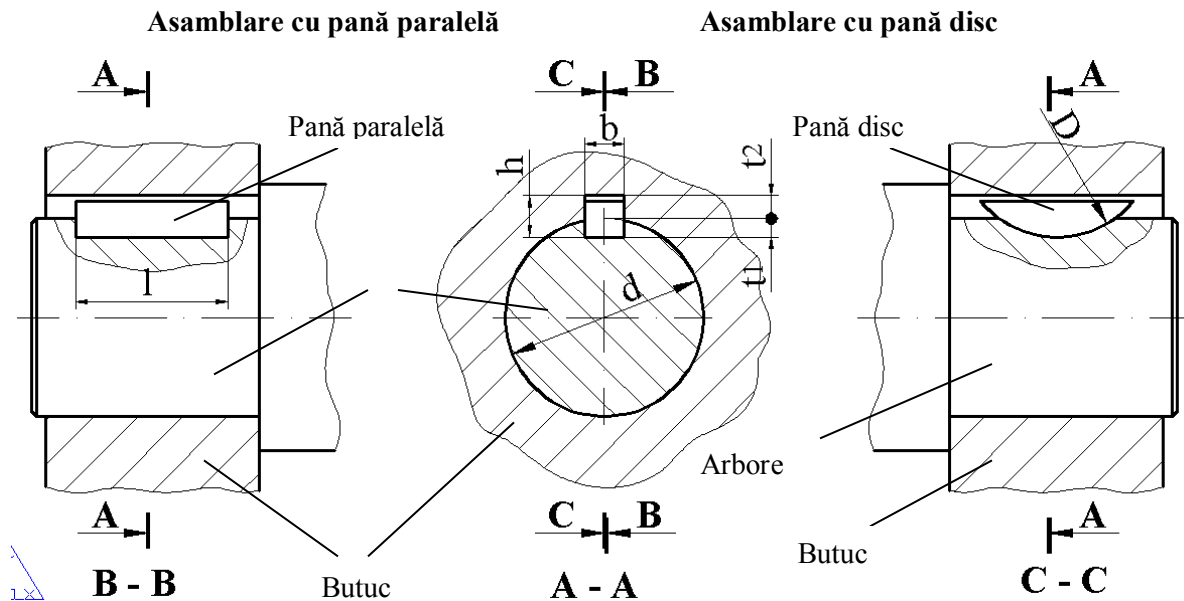


Fig. 1

Elementele dimensionale ale asamblării cu pană paralelă și pană disc

Datorită erorilor de prelucrare la execuția canalelor de pană din arbore și din butuc, acestea pot fi realizate excentric față de secțiunea axială a asamblării arbore – pană – butuc, ceea ce poate determina montarea defectuoasă a celor trei piese sau chiar imposibilitatea îmbinării lor.

Pentru a fi posibilă îmbinarea simultană a penei cu arborele și butucul, excentricitățile canalelor de pană din arbore și din butuc, nu trebuie să depășească anumite valori care se calculează în funcție de ajustajele alese pentru asamblarea arbore – pană – butuc. În acest scop, se stabilește o relație între elementele corespunzătoare lățimii b , pentru care s-au făcut următoarele notații (fig. 2):

- e_a , excentricitatea canalului de pană din arbore;
- e_b , excentricitatea canalului de pană din butuc;
- b_a , lățimea canalului de pană din arbore;
- b_b , lățimea canalului de pană din butuc;
- b_p , lățimea penei;
- J_a , jocul dintre pană și canalul de pană din arbore;
- J_b , jocul dintre pană și canalul de pană din butuc.

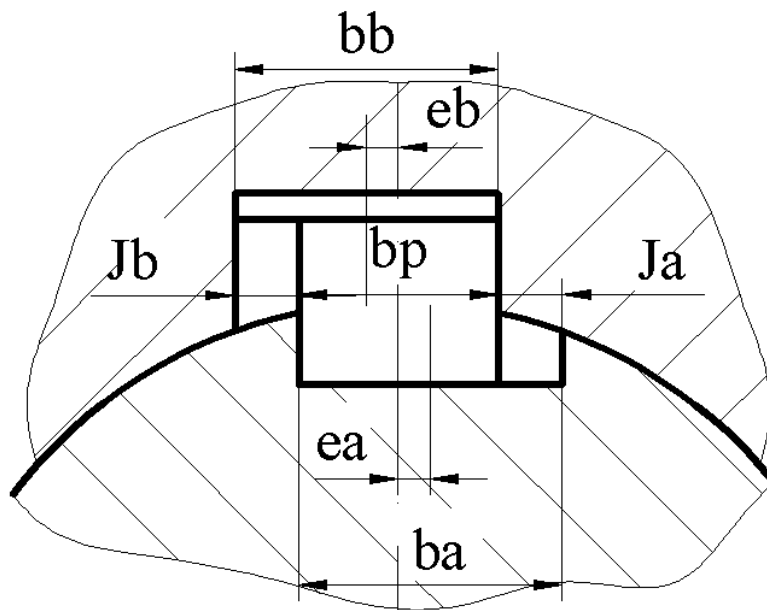


Fig. 2

Schema de obținere a relației de interschimbabilității

Se stabilește o relație între aceste elemente, prin scrierea ecuației lanțului de dimensiuni format:

$$\frac{b_b}{2} + e_b + e_a + \frac{b_a}{2} = J_a + b_p + J_b, \quad (1)$$

dar: $b_b = J_b + b_p$ și $b_a = J_a + b_p$.

Se introduc expresiile pentru b_b și b_a în relația (1):

$$\frac{J_b}{2} + \frac{b_p}{2} + e_b + e_a + \frac{J_a}{2} + \frac{b_p}{2} = J_a + b_p + J_b \quad (2)$$

Se obține:

$$e_a + e_b = \frac{J_a + J_b}{2} \quad (3)$$

Cu ajutorul relației (3) se obține relația:

$$e_a + e_b \leq \frac{J_a + J_b}{2} \quad (4)$$

Relația (4) reprezintă condiția de interschimbabilitate care asigură montarea corectă a pieselor din asamblarea cu pană.

Condiția de interschimbabilitate trebuie respectată la stabilirea toleranțelor pentru lățimea canalelor de pană din arbore, respectiv butuc și pentru lățimea penei, după care se formează ajustajele din îmbinarea arbore – pană – butuc, precum și la stabilirea toleranțelor pentru abaterile de la simetria canalelor de pană din arbore și butuc, față de planul de simetrie al pieselor.

3. Toleranțe și ajustaje pentru asamblările cu pană paralelă.

Toleranțe și ajustaje pentru asamblările cu pană paralelă sunt reglementate prin standard care stabilește toleranțe pentru următoarele elemente dimensionale:

- pentru lățimea b, a penei este stabilită clasa de toleranțe h9;
- pentru înălțimea h, a penei sunt stabilite:
 - clasa de toleranțe h9, pentru pene cu secțiune pătrată;
 - clasa de toleranțe h11, pentru pene cu secțiune dreptunghiulară;
- pentru adâncimea canalului de pană din arbore și din butuc s-a stabilit abaterea fundamentală H;
- pentru lățimea b, a canalului de pană din arbore s-au stabilit clasele de toleranțe H9; N9; P9;
- pentru lățimea b, a canalului de pană din butuc s-au stabilit clasele de toleranțe D10; JS9; P9;

La asamblările cu pană se obține o asociere de două ajustaje pentru aceeași dimensiune, lățimea b, datorită faptului că, după această dimensiune se îmbină trei piese: pana, arborele și butucul.

Prin asocierea clasei de toleranțe pentru lățimea penei, cu clasele de toleranțe stabilite pentru lățimea canalului de pană din arbore și pentru lățimea canalului de pană din butuc, se obțin trei tipuri de ajustaje, date în tab.1.

Ajustajele din asamblările cu pană paralelă

Tabelul 1.

Tipul ajustajului	Clasa de toleranțe pentru lățimea b			Ajustaje formate
	Pană	Canal pană arbore	Canal butuc pană	
Ajustaj liber	h9	H9	D10	$\frac{H9}{h9} \cdot \frac{D10}{h9}$
Ajustaj normal	h9	N9	JS9	$\frac{N9}{h9} \cdot \frac{JS9}{h9}$
Ajustaj presat	h9	P9	P9	$\frac{P9}{h9} \cdot \frac{P9}{h9}$

4. Toleranțe și ajustaje pentru asamblări cu pană disc.

Toleranțe și ajustaje pentru asamblările cu pană disc sunt reglementate prin standard care stabilește toleranțe pentru următoarele elemente dimensionale:

- pentru lățimea b, a penei este stabilită clasa de toleranțe h9;
- pentru înălțimea h, a penei este stabilită clasa de toleranțe h11;
- pentru adâncimea canalului de pană din arbore, t_1 și din butuc, t_2 s-a stabilit abaterea fundamentală H;
- pentru lățimea b, a canalului de pană din arbore s-au stabilit clasele de toleranțe N9; P9;
- pentru lățimea b, a canalului de pană din butuc s-au stabilit clasele de toleranțe JS9; P9;

Prin asocierea clasei de toleranțe pentru lățimea penei, cu clasele de toleranțe stabilite pentru lățimea canalului de pană din arbore și pentru lățimea canalului de pană din butuc, se obțin două tipuri de ajustaje, date în tab.2.

Ajustajele din asamblările cu pană paralelă

Tabelul 2.

Tipul ajustajului	Clasa de toleranțe pentru lățimea b			Ajustaje formate
	Pană	Canal pană arbore	Canal butuc pană	
Ajustaj intermediar	h9	N9	JS9	$\frac{N9}{h9} \cdot \frac{JS9}{h9}$
Ajustaj cu strângere	h9	P9	P9	$\frac{P9}{h9} \cdot \frac{P9}{h9}$

5. Notarea, pe desen, a ajustajelor din asamblările cu pană paralelă și pană disc.

Ajustajele care se formează în asamblările cu pene se notează pe desenul de ansamblu, în secțiunea perpendiculară pe axa îmbinării; la asamblarea arbore – pană – butuc, ajustajele după lățimea b , se notează prin înscrierea, în ordine, a următoarele elemente (fig. 3.):

- valoarea nominală a lățimii penei (comună cu valoarea nominală a lățimii canalului de pană din arbore, respectiv, din butuc);
- ajustajul din îmbinarea pană – canal de pană din arbore;
- ajustajul din îmbinarea pană – canal de pană din butuc.

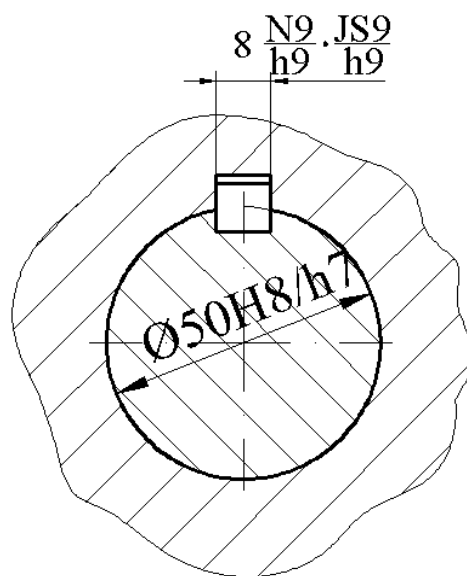


Fig. 3
Notarea unui ajustajelor într- o asamblare cu pană

Notă: datorită faptului că arborele se îmbină cu butucul (prin intermediul suprafețelor cilindrice exterioară, respectiv interioară cu aceeași valoare nominală a diametrului), tot în secțiunea perpendiculară pe axa îmbinării, se înscrie ajustajul format după diametrul comun.

6. Întrebări recapitulative

- cum se realizează o asamblare cu pană?
- care sunt cele mai utilizate asamblări cu pană? Pentru ce sunt utilizate?
- care sunt elementele dimensionale ale unei asamblări cu pană?
- ce stabilește condiția de interschimbabilitate?
- cum se obține condiția de interschimbabilitate?
- ce clase de toleranțe se sunt stabilite pentru lățimea b (a penei paralele, a canalului de pană din arbore și a canalului de pană din butuc) ?
 - care sunt tipurile de ajustaje formate după dimensiunea b, la o asamblare cu pană paralelă?
 - ce clase de toleranțe se sunt stabilite pentru lățimea b (a penei disc, a canalului de pană din arbore și a canalului de pană din butuc) ?
 - care sunt tipurile de ajustaje formate după dimensiunea b, la o asamblare cu pană disc?
 - cum se notează un ajustaj într- o asamblare cu pană?

7. Aplicații rezolvate

Aplicatia nr. 1.

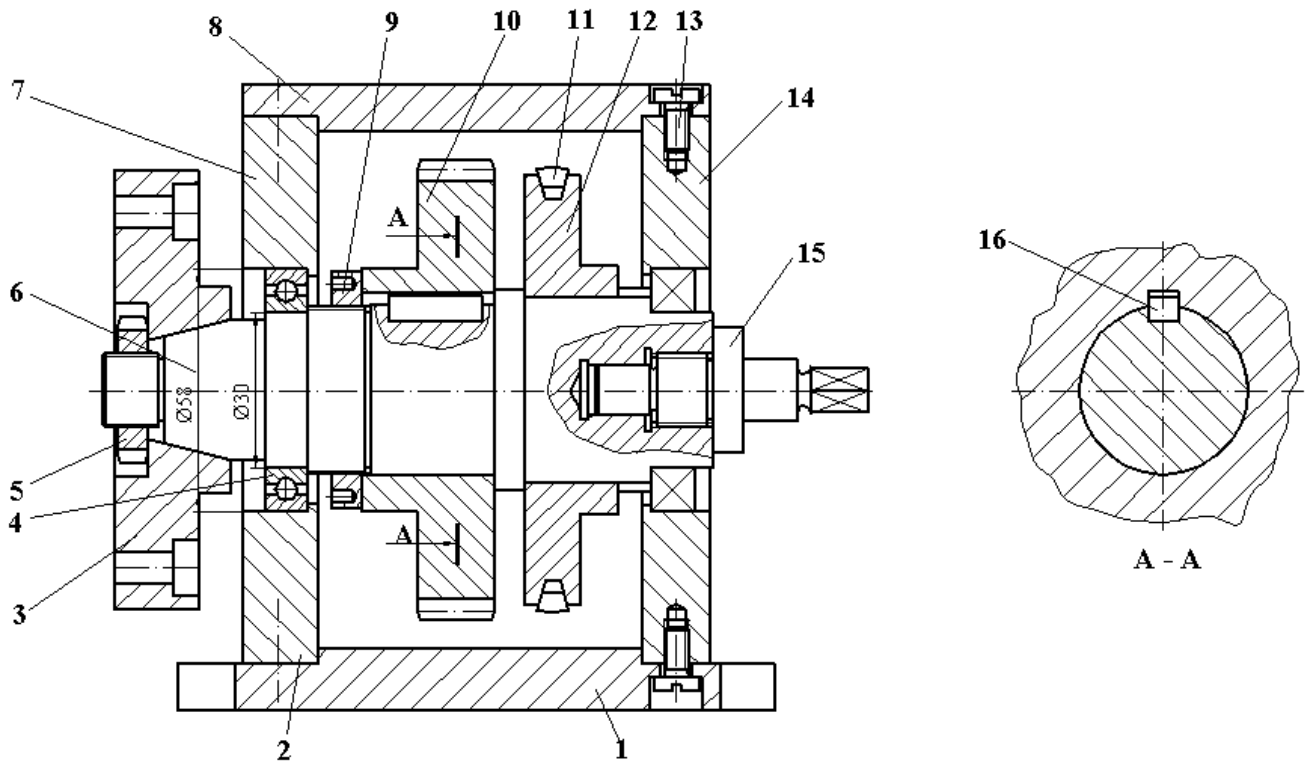
Se consideră desenul de ansamblu (incomplet).

Pentru asamblarea cu pană paralelă dintre reperul poz. 10 (roată dințată), reperul poz. 16 (arbore) și reperul poz. 17 (pană paralelă), se cunosc elementele:

- pentru îmbinarea arbore- roată dințată:
 - diametrul nominal al îmbinării: $N = 80 \text{ mm}$;
 - clasa de toleranțe pentru diametrul arborelui: $h6$;
 - clasa de toleranțe pentru diametrul roții dințate: $H7$;
- pentru asamblarea cu pană:
 - valoarea nominală a lățimii penei: $N = 16 \text{ mm}$;
 - tipul ajustajului din asamblare: ajustaj presat.

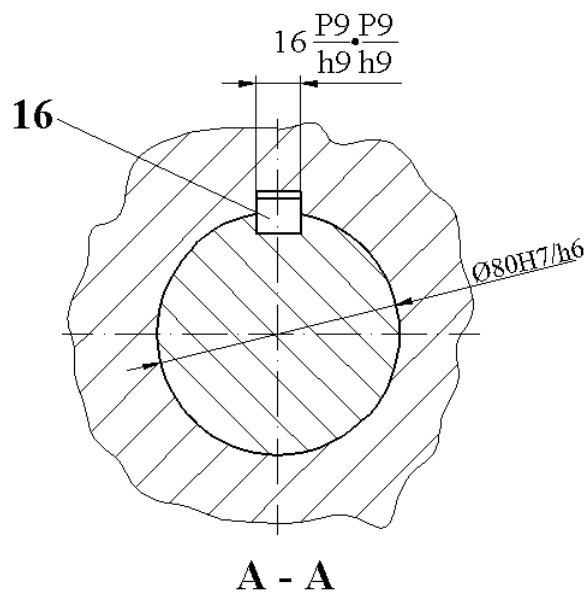
Să se noteze, pe desenul de ansamblu, următoarele (în secțiunea A- A):

- ajustajul pentru îmbinarea arbore- roată dințată;
- ajustajul pentru asamblarea cu pană.



Rezolvare.

Ajustajele din asamblarea cu pană paralelă, sunt prezentate în desenul următor, cu secțiunea A- A.



**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL AL XI- LEA

PRECIZIA ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE ȘI A ANGRENAJELOR CILINDRICE

Conținut.

- 1. Roți dințate cilindrice și angrenaje cu roți dințate cilindrice, definire, criterii de clasificare.**
- 2. Abaterile roților dințate cilindrice și ale angrenajelor cilindrice.**
- 3. Precizia roților dințate cilindrice și a angrenajelor cilindrice**
- 4. Notarea preciziei roților dințate pe desenele de reper.**
- 5. Întrebări recapitulative.**
- 6. Aplicații rezolvate.**

Iași, 2020

PRECIZIA ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE ȘI A ANGRENAJELOR CILINDRICE

1. Roți dințate cilindrice și angrenaje cu roți dințate cilindrice, definiție, criterii de clasificare.

Angrenajele sunt mecanisme formate de roți dințate în angrenare care asigură transmiterea, cu raport de transmitere constant, a mișcării de rotație și a momentului de torsiune între doi arbori.

Angrenajele sunt cele mai utilizate transmisii în construcția de mașini datorită avantajelor pe care le prezintă:

- siguranță în exploatare;
- transmitere de puteri mari;
- gabarite mici;

Angrenajele și roțile dințate se clasifică după mai multe criterii, cele mai importante fiind prezentate în tabelul 1 [1,2]:

Transmisiile cu roți dințate se utilizează în cele mai diverse domenii și în condiții foarte diferite de funcționare, acoperind un larg interval de valori pentru: viteze de rotații, precizia unghiului de rotire, solicitări (momente de rotații transmise), puteri, etc.

S-au identificat trei domenii distincte din punct de vedere a condițiilor de funcționare, în care sunt utilizate angrenajele:

- **angrenajele cinematice**- presupun existența unei corespondențe riguroase între unghiurile de rotație ale roților conjugate. Astfel de angrenaje sunt utilizate la aparatele de măsurare, în lanțurile cinematice de interdependență ale mașinilor-unelte, la mecanisme de divizare, etc. Roțile respective au, în general, module mici și dinți cu lungime redusă;

- **angrenajele de viteză**- lucrează la viteze periferice mari, până la 100 m/s și se folosesc în construcția de automobile, mașini-unelte, turbine, etc. Aceste angrenaje trebuie să aibă o funcționare lină, fără șocuri, vibrații sau zgomote și un contact foarte bun al dinților conjugăți, pe flancurile active. Se execută, în general, cu module mici și lungime mare a dinților;

- **angrenajele de forță**- transmit puteri mari la turații mici și se folosesc la mașini de ridicat, vapoare, laminoare, utilaje miniere, etc. Ele necesită asigurarea unui contact cât mai mare pe lungimea și înălțimea dinților, precum și o rezistență mare la sarcini dinamice.

Criterii de clasificare a roților dințate și angrenajelor

Tabelul 1.

Nr. crt.	Criteriul de clasificare	
	Denumire	
1	Poziția axelor	angrenaje cu axe paralele
		angrenaje cu axe concurente
		angrenaje cu axe încrucișate
2	Forma roților dințate	angrenaje cu roți dințate cilindrice
		angrenaje cu roți dințate conice
		angrenaje melcate
		angrenaje cu roți necirculare
		angrenaje cu cremaliere
		angrenaje hiporboloidale
3	Poziția danturii	angrenaje cu dantură exterioară
		angrenaje cu dantură interioară
4	Direcția dinților roților dințate	roți dințate cu dinți drepți
		roți dințate cu dinți înclinați
		roți dințate cu dinți curbi
		roți dințate cu dinți în V
5	Forma profilului dintelui	roți dințate cu dinți în evolventă
		roți dințate cu dantură în arc de cerc
		roți dințate cu dantură în cicloidă, epicycloidă
		roți dințate cu dantură în spirală arhimedică
6	Rolul funcțional	angrenaje cinematice (de divizare)
		angrenaje rapide (de viteză)
		angrenaje de putere

2. Abaterile roților dințate cilindrice și ale angrenajelor cilindrice.

Datorită factorilor care intervin la prelucrarea roților dințate, respectiv la montarea acestora în angrenaje, elementele dimensionale și geometrice caracteristice se obțin cu diferențe față de dimensiunile, forma, orientarea și poziția relativă a acestora, specificate în documentația de execuție; aceste diferențe sunt denumite abateri de prelucrare, care, în cazul angrenajelor sunt cunoscute sub denumirea de *indici de precizie*.

Se evidențiază două categorii distincte de abateri (indici de precizie):

- abateri ale roții dințate;
- abateri ale angrenajului.

Precizare: indicii de precizie definiți în continuare, sunt simbolizați printr-un grup de litere; în paranteză este dat simbolul literal al toleranței corespunzătoare.

2.1. Abaterile roții dințate.

Abaterile roții dințate se referă la abaterile coroanei dințate; ele sunt definite prin standard cele mai importante fiind[3].

1. **Abaterii cinematică a roții dințate**, F'_{ir} (F'_i) reprezintă diferența dintre unghiul de rotire efectiv și cel nominal al roții dințate, în cazul angrenării, pe o rotație completă, cu o roată etalon, pe un singur flanc, la distanța nominală dintre axe (fig. 1).

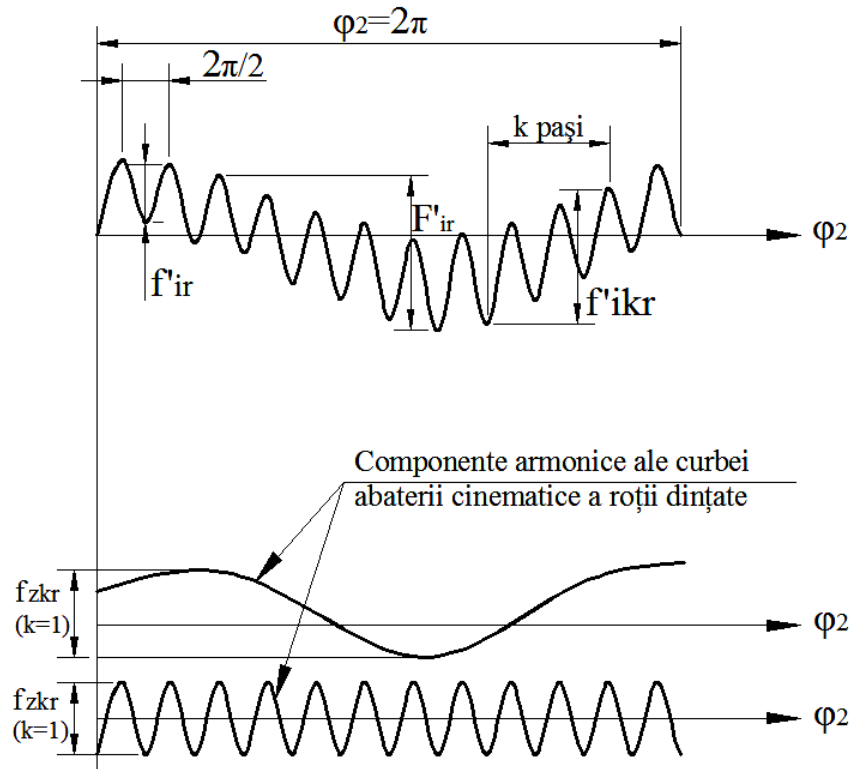


Fig. 1
Abaterii cinematică a roții dințate

Se definesc următoarele abateri cinematice parțiale:

- abaterea cinematică maximă a roții dințate, F'_{ir} (F'_i), care reprezintă diferența algebrică maximă a valorilor abaterilor cinematice ale roții dințate, la o rotație completă a acesteia (fig. 1);

- abaterea cinematică pe k pași, $A_{ck p}$, care reprezintă diferența algebrică maximă a valorilor abaterilor cinematice ale roții dințate pe k pași;

- abaterea cinematică locală, f'_{ir} (f'_i) care reprezintă diferența algebrică maximă dintre abaterile alăturate, de regulă din cadrul unui pas din curbaabaterii cinematice a roții dințate (fig. 1);

- abaterea ciclică a roții dințate, A_{cr} , reprezintă dublul amplitudinii componentei armonice de frecvență k ($= 1$) a abaterii cinematice a roții dințate;

- abaterea ciclică cu frecvența dinților, f'_{zkr} (f'_{zk}), reprezintă dublul amplitudinii componentei armonice cu frecvența $k = z$ a abaterii cinematice a roții dințate (fig. 1).

- abaterea de rostogolire (de rulare) constituie o parte componentă a abaterii cinematice a roții dințate și se obține din aceasta, prin eliminarea abaterilor ciclice cu frecvența dinților sau cu frecvențe mai mari.

2. **Abaterea pasului frontal** f_{ptr} (f_{pt}), reprezintă diferența dintre valorile pasului frontal efectiv și ale celui nominal, măsurate pe cercul de divizare (fig. 2).

3. **Abaterea cumulată pe k pași**, f_{pkr} (f_{pk}) reprezintă diferența algebrică maximă a abaterii cumulate de pas pentru k pași, sau diferența maximă dintre valoarea efectivă a unui număr de k pași și valoarea nominală a aceluiași număr de pași (fig. 3).

Abaterea cumulată pe k pași se determină cu relația:

$$F_{pkr} = \left(\varphi_{ef} - \frac{2\pi}{z} k \right) r,$$

în care:

φ_r – unghiul efectiv de rotire al roții, corespunzător unui număr k de pași, exprimat în radiani;

k – numărul pașilor unghiulari întregi, $k \geq 2$;
 z – numărul de dinți ai roții dințate;
 r – raza cercului de divizare al roții dințate

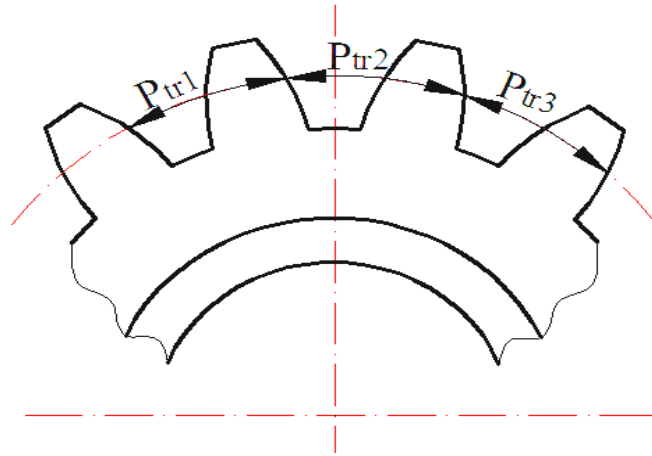


Fig. 2
Abaterea pasului frontal

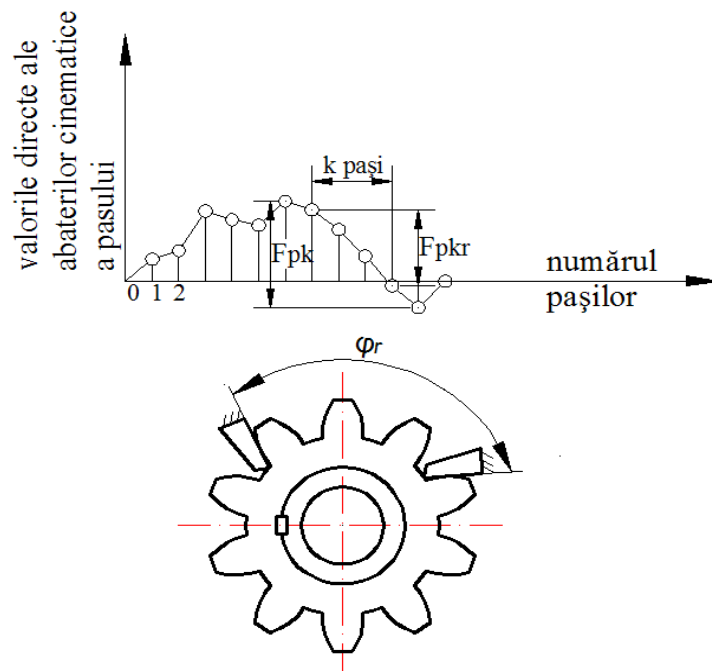


Fig. 3
Abaterea cumulată pe k pași

4. **Abaterea cumulată de pas**, F_{wptr} (F_{wpt}) reprezintă diferența algebrică maximă a valorilor efective ale pașilor, pentru toată roata dințată, măsurată pe cercul de divizare al roții, și valoarea nominală a aceluiași număr de pași.

5. **Abaterea pasului de angrenare (de bază)**, f_{pbr} (f_{pb}) reprezintă diferența dintre pasul de angrenare efectiv și cel nominal (fig. 4).

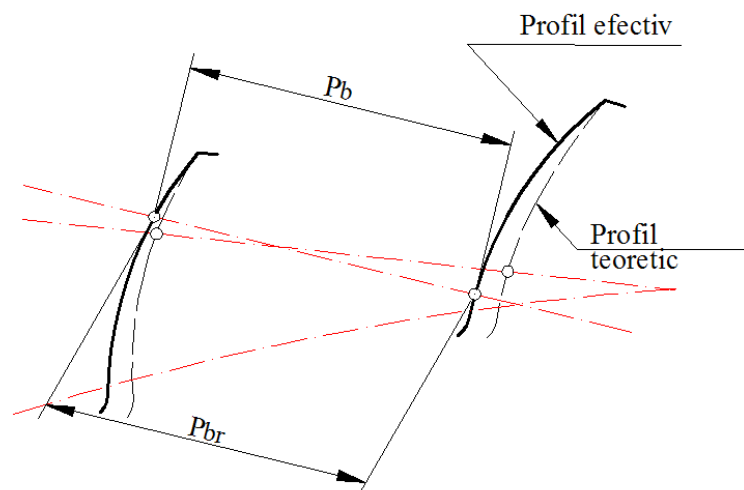


Fig. 4
Abaterea cinematică pasului de angrenare

6. **Abaterea pașilor axiali**, f_{pxr} (f_{px}) reprezintă diferența algebrică dintre distanța axială efectivă și cea nominală dintre două flancuri omoloage, peste un număr de pași, pe aceeași generatoare a cilindrului de divizare (fig.5).

7. **Abaterea pașilor axiali în plan normal**, f_{pnr} , reprezintă diferența algebrică dintre distanța axială efectivă și cea nominală dintre două flancuri omoloage, peste un număr de pași, măsurată în plan normal pe dinte.

8. **Abaterea profilului dintelui**, f_{fr} (f_f), reprezintă distanța dintre două profile teoretice în evolventă ale dintelui roții, între care se plasează profilul frontal efectiv, măsurată pe normală, în limitele profilului utilizabil al dintelui roții (fig. 6).

9. **Abaterea direcției dintelui**, $F_{\beta r}$ (F_{β}) reprezintă distanța dintre liniile de divizare efectivă și cea nominală ale flancului dintelui, măsurată într-un plan frontal extrem al roții, când în celălalt plan frontal extrem, aflat la o distanță egală cu lățimea activă a danturii, liniile de divizare, efectivă și nominală se întâlnesc (fig. 7).

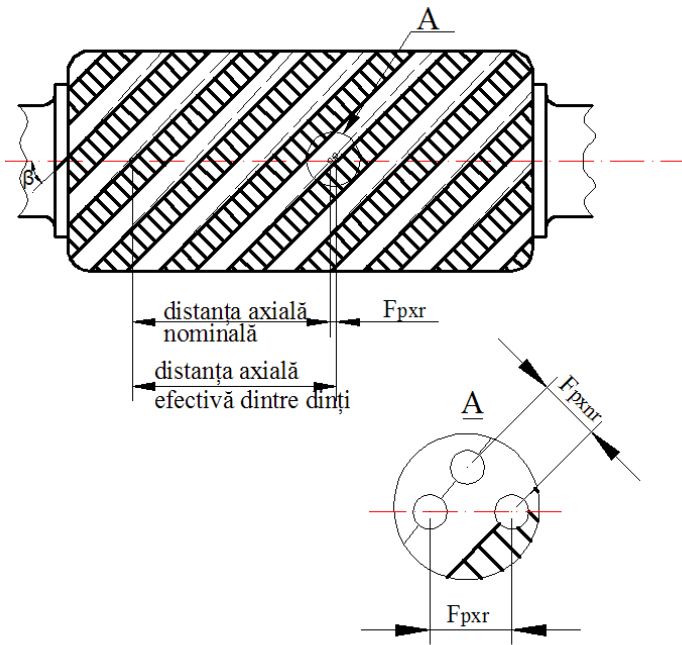


Fig. 5
Abaterea pasului axial

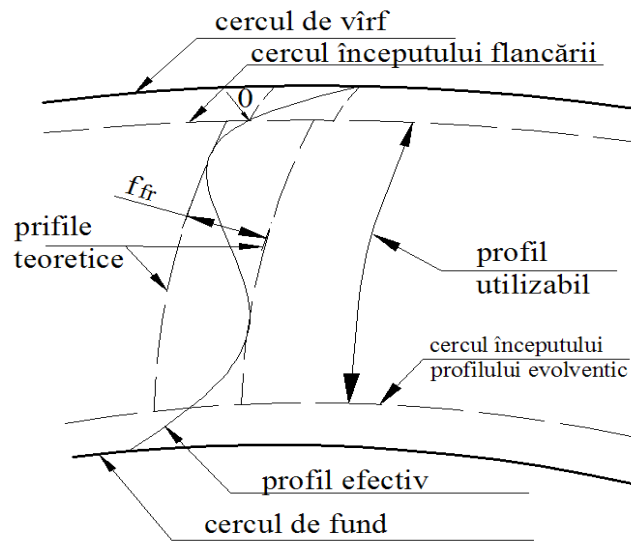


Fig. 6
Abaterea profilului dintelui

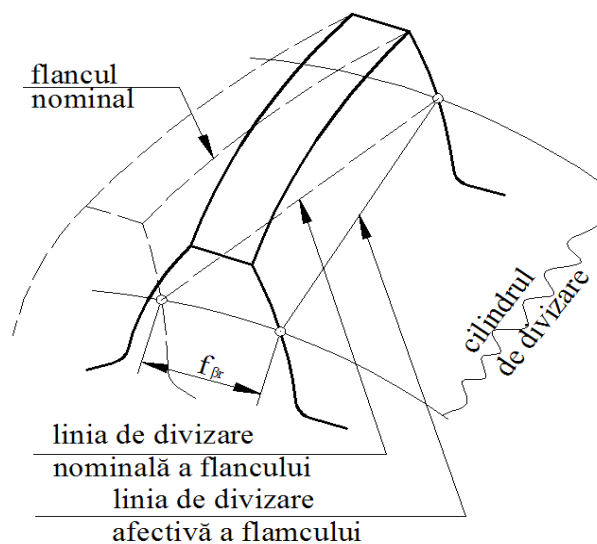


Fig. 7
Abaterea formei profilului

10. *Abaterea grosimii dintelui pe coarda constantă, E_{cs} (T_c)* reprezintă diferența dintre grosimea efectivă și cea nominală ale dintelui, măsurate pe coarda constantă (fig. 8).

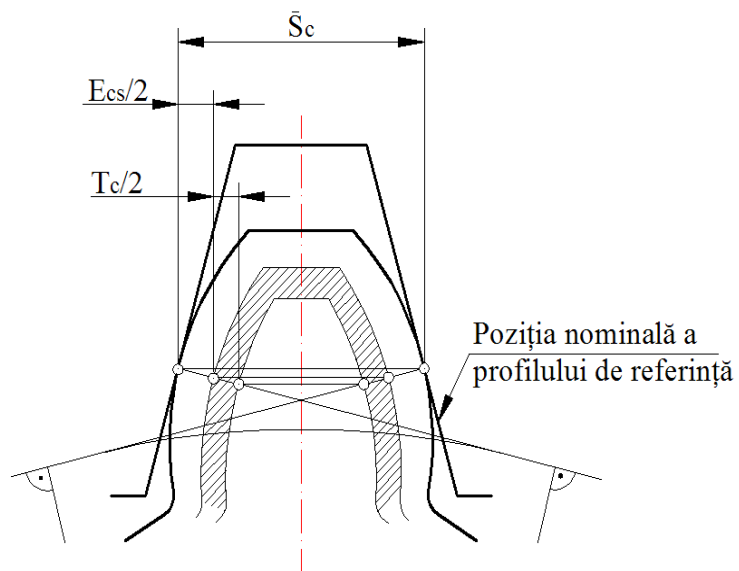


Fig. 8
Abaterea grosimii dintelui pe coarda constantă

11. *Abaterea cotei peste dinți*, E_{ws} (T_w) reprezintă diferența dintre valorile efectivă și nominală ale cotei peste dinți (fig. 9).

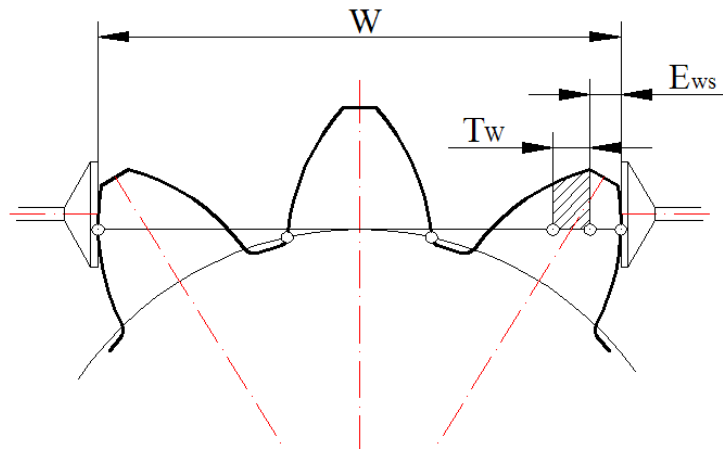


Fig. 9
Abaterea cotei peste dinți

12. *Variația cotei peste dinți*, F_{vwr} (F_{vw}) reprezintă diferența dintre valorile efective maximă și minimă ale cotei peste dinți.

13. *Bătaia radială a danturii*, F_{rr} (F_r) reprezintă diferența naximă a pozițiilor efective ale profilului de referință al roții dinșate, în limitele întregii roți dințate (fig. 10).

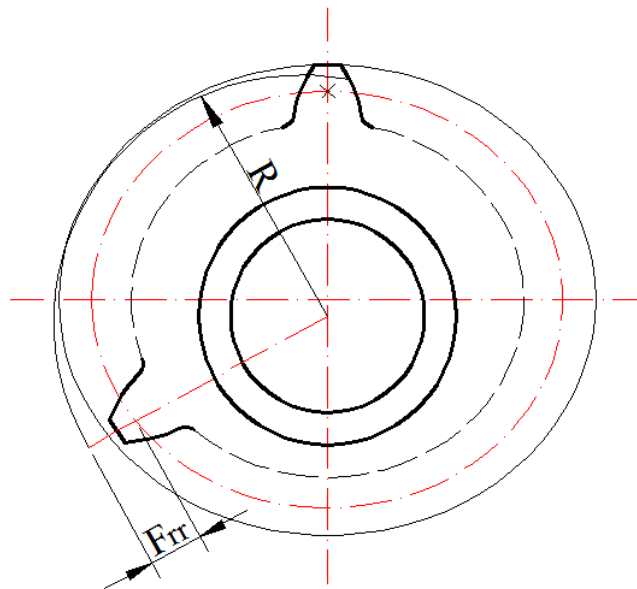


Fig. 10
Bătaia radială a danturii

Notă: bătaia radială a danturii nu trebuie confundată cu bătaia radială a cercului de cap sau a cercului de fund ale roții dințate. Profilul de referință este materializat prin coarda constantă, astfel încât, prin bătaia radială a danturii se înțelege bătaia radială a corzilor constante ale dinților sau ale golurilor dintre dinți.

Bătaia radială a danturii se determină cu relațiile:

$$F_{rr} = R_{\max} - R_{\min} = 2e$$

în care:

R_{\max} – distanța maximă a corzilor constante față de axa de rotație a roții dințate;

R_{\min} – distanța minimă a corzilor constante față de axa de rotație a roții dințate;

e – excentricitatea.

13. Deplasarea suplimentară a profilului de referință, h_{sr} (T_H) reprezintă deplasarea minimă a profilului de referință față de poziția nominală, prin care se micșorează grosimea dintelui și se asigura jocul dintre flancuri (fig. 11).

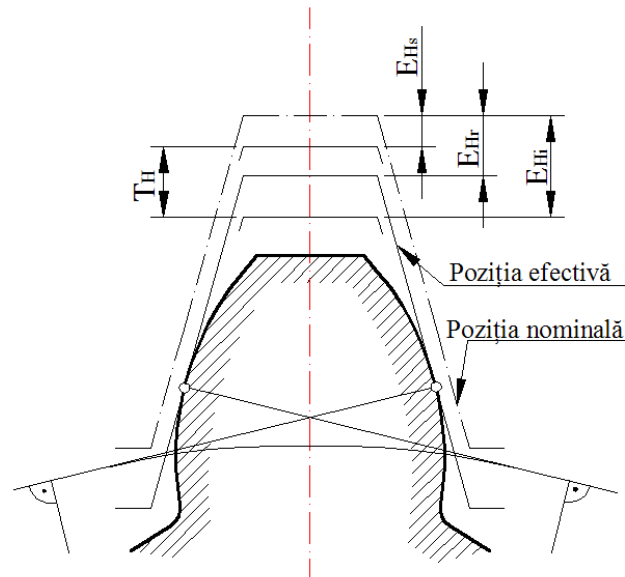


Fig. 11
Deplasarea suplimentară a profilului de referință

14. **Abaterea totală a liniei de contact**, F_{tr} , reprezintă distanța măsurată pe normală, dintre două drepte, paralele cu linia de contact nominală, care delimitează, linia de contact efectivă (fig. 12).

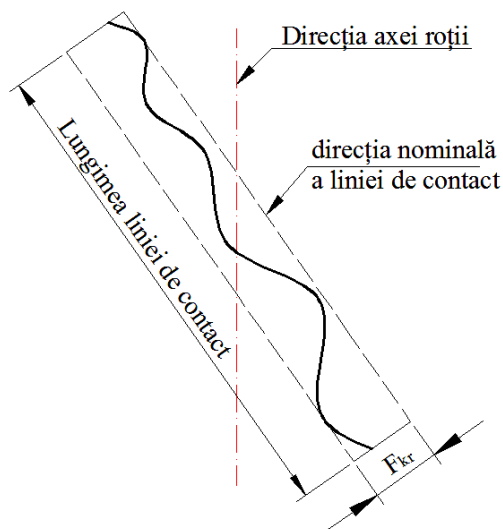


Fig. 12
Abaterea totală a liniei de contact

Notă: linia efectivă de contact se poate materializa prin introducerea, în golul dintre dinți, a unei prisme înclinată la 45° și acoperită cu vopsea, după care, deplasând ușor prisma, se va observa linia de contact pe flancurile dintelui.

15. **Abaterea distanței de măsurat dintre axe**, E_a'' , reprezintă diferența dintre distanța efectivă de măsurat dintre axe și cea nominală.

Distanța nominală de măsurat dintre axe, a'' , reprezintă distanța de calcul dintre axele celor două roți, în cazul angrenării pe două flancuri, fără joc, a roților, și se controlează cu o roată etalon (fig. 13).

Se definesc următoarele componente ale variației distanței de măsurat dintre axe:

15.a. variația distanței de măsurat dintre axe la o rotație completă a roții, F''_{ir} (F''_i) reprezintă diferența dintre valorile maximă și minimă ale distanței de măsurat dintre axele roții etalon și a roții care se controlează, la o angrenare fără joc și la o rotație completă a roții de controlat.

15.b. variația distanței de măsurat dintre axe la o rotație a roții cu un dinte, F''_{ir} (F''_i) se definește în mod analog cu abaterea anterioară, cu deosebirea că roata dințată se rotește cu un singur dinte, respectiv un pas.

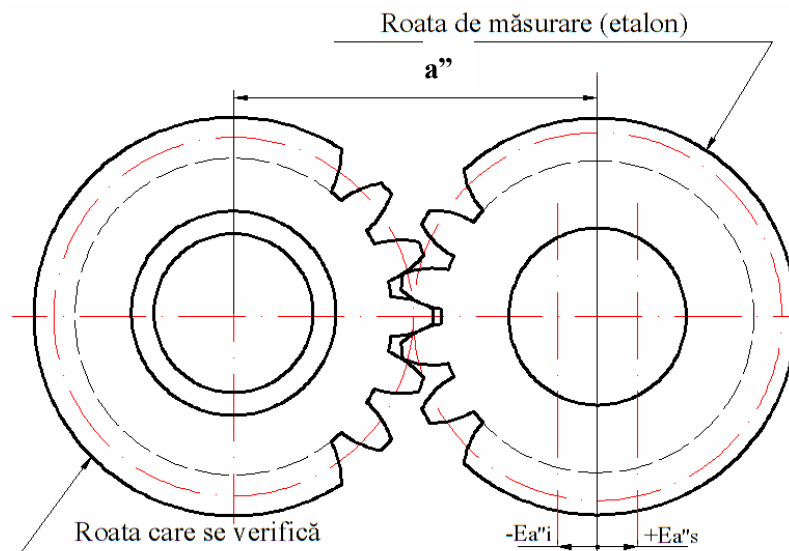


Fig. 13
Abaterile distanței de măsurat dintre axe

2.2. Abaterile angrenajului cu roți dințate cilindrice.

Abaterile angrenajului cu roți dințate cilindrice sunt definite și reglementate prin standard [14] și determină precizia roților dințate aflate în angrenare.

1. **Abaterile cinematice a angrenajului F'_{ior} (F'_{io})** reprezintă diferența dintre unghiul de rotire activ și cel nominal al roții conduse (mari) din angrenaj, la rotirea roții conduse cu un unghi φ_2 , dat de relația:

$$\varphi_2 = 2\pi \frac{z_1}{x},$$

în care:

z_1 – numărul de dinți al roții mari din angrenaj;

x – cel mai mare divizor comun al numerelor de dinți ale roților în angrenare.

2. **Pata totală de contact** reprezintă suprafața efectivă de contact a flancurilor dinților, pe care se află urmele de contact cu flancurile dinților roții conjugate, la angrenarea în transmisie montată și în condiții de funcționare sub sarcina stabilită de proiectant.

Pata totală de contact se determină pentru dinții roții mari; pentru evaluarea acestui indice, se definesc următorii **indici parțiali** (fig. 14).

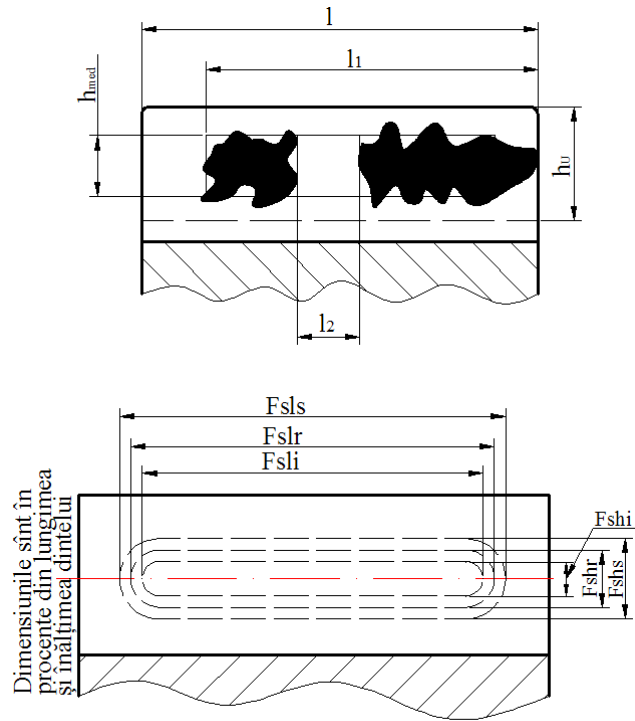


Fig. 14
Pata de contact.
Dimensiunile relative ale petei de contact

- **dimensiunea relativă a petei totale de contact pe înălțime**, $D_{ptc \ i}$, definită ca raport între înălțimea medie a petei de contact pe toată lungimea dintelui, h_{med} , și înălțimea flancului utilizabil al dintelui h_u , conform relației:

$$D_{ptc \ i} = 100\%$$

Dimensiunea $D_{ptc \ i}$, este prevăzută cu valorile limită $D_{ptc \ i \ max}$ și $D_{ptc \ i \ min}$.

- **dimensiunea relativă a petei totale de contact pe lățime**, $D_{ptc \ l}$, care se definește ca raport între distanța punctelor extreme ale petei de contact, l_1 , din care se scad întreruperile l_2 , și lățimea dintelui l ($l_2 > m$, $m =$ modulul roții dințate).

$$D_{ptc \ l} = \cdot 100\%.$$

- **pata momentană de contact** se definește în mod analog petei totale de contact, cu deosebirea că se stabilește pentru o rotație completă a roții mari, în condiții de funcționare cu o frânare ușoară, pentru a asigura contactul permanent al dinților roților.

3. Jocul dintre flancuri, J_n , reprezintă jocurile dintre flancurile neactive ale dinților roților conjugate, în secțiune normală (fig. 15).

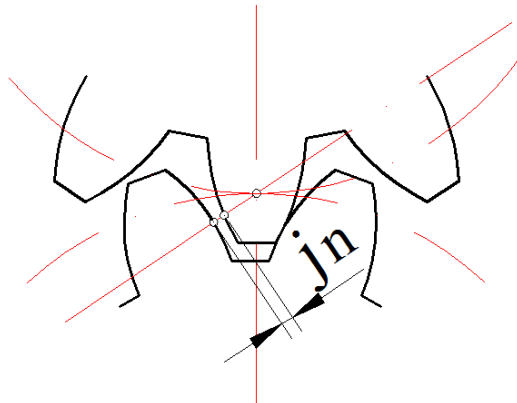


Fig. 15
Jocul dintre flancuri

3. Precizia roților dințate cilindrice și a angrenajelor cilindrice

În funcție de destinație și rolul funcțional, un angrenaj trebuie să asigure rezistență, durabilitate, funcționare silențioasă, precizie impusă în transmiterea mișcării de rotație și a puterii; satisfacerea acestor cerințe depinde de precizia de execuție a roților dințate și de precizia de montare și de funcționare a angrenajului.

Pentru roți dințate nu există un indice cu caracter general al preciziei acestora și care să poată fi determinat prin măsurare; de aceea, normele în vigoare referitoare la roți dințate și angrenaje stabilește trei criterii de precizie, pe baza cărora se determină precizia roților dințate și a angrenajelor (tabelul 2):

- criteriul de precizie cinematică;
- criteriul funcționării line;
- criteriul de contact între dinți.

Acestor trei criterii de precizie se adaugă și criteriul jocului dintre flancuri.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat printr- un indice de precizie de bază (care poate caracteriza singur calitatea funcțională a roții dințate), sau, prin complexe de indici de precizie, echivalente cu indicele de precizie de bază și care servesc la stabilirea treptei de precizie a roții dințate.

Criteriile de precizie ale roților dințate și ale angrenajelor

Tabelul 2.

Tipul angrenajului	Destinație, rol funcțional, condiții de funcționare	Cerințe	Exemple	Criteriile după care se apreciază precizia
Angrenaje cinematice (de precizie, de divizare, de împărțire)	Divizare (împărțire)	<ul style="list-style-type: none"> • precizia cinea maticii coresp; • constanța și uniformitatea raportului de transmitere; • evitarea sarcinilor; • jocul între flancuri. 	Angrenajele de precizie ale mașinilor-unelte sau mijloacelor de măsurare (roți de schimb, roți din lanțurile cinematice de rulare, de filetare, etc).	<ul style="list-style-type: none"> • criteriul preciziei cinematice; • criteriul jocului între flancuri.
Angrenaje de viteză (rapide)	Transmitere turații (viteze) mari (viteze periferice v mai mari de 4...6 m/s)	<ul style="list-style-type: none"> • funcționare lină; • transmisie silențioasă ptr. protejarea operatorului; • jocul între flancuri 	Angrenaje rapide (ce lucrează la viteze periferice v mai mari de 4...6 m/s)	<ul style="list-style-type: none"> • criteriul funcționării line; • criteriul jocului între flancuri.
Angrenaje de forță (putere)	Transmitere momente de rotație (forțe, puteri) la viteze periferice relative mici.	<ul style="list-style-type: none"> • asigurarea capacității de încărcare; • bun contact de-a lungul dinților care intră în angrenare; • jocul între flancuri. 	Angrenaje folosite la instalațiile deforță (laminoare, reductoare navale, etc).	<ul style="list-style-type: none"> • criteriul de contact dintre dinți; • jocul dintre flancuri.

Criteriul de precizie cinematică (CPC), stabilește valoarea maximă a unghiului de rotire al roții dințate în limitele unei rotații complete. Printre indicii de precizie care determină această eroare sunt: abaterea cinematică (indice de bază), eroare acumulată de pas, bătaia radială, variația lungimii peste dinți, eroarea derostogolire, abaterea de la distanța nominală de măsurat între axe. Indicele de precizie de bază și complexe de indici de precizie care caracterizează criteriul de precizie cinematică sunt prezentați în tabelul 3.

Criteriul funcționării line (CFL), stabilește valorile componentelor erorii maxime a unghiului de rotire care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete, fiind caracterizat de indicii: eroarea ciclică (indice de bază), variația pasului, abaterea pasului de bază, eroarea formei profilului, variația distanței de măsurat între axe la rotirea cu un dinte. Indicele de precizie de bază și complexe de indici de precizie care caracterizează criteriul de funcționare lină sunt prezentați în tabelul 4.

Criteriul de contact dintre dinți (CCD), stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței active a flancurilor, și este caracterizat de următorii indici de precizie: pata de contact (indice de bază), abaterea pașilor axiali, eroarea rectilinității liniei de contact, (abaterea pasului de bază), erorile de paralelismul axelor în plan orizontal și vertical. Indicele de precizie de bază și complexe de indici de precizie care caracterizează criteriul de contact dintre dinți sunt prezentați în tabelul 5.

Un complex de indici de precizie constituie o asociere de doi sau trei indici de precizie care, împreună, stabilesc treapta de precizie a roții dințate pentru criteriul de precizie pe care îl caracterizează.

La alegerea unui indice de precizie de bază sau, a unui complex de indici de precizie, se iau în considerare mai multe aspecte și anume: posibilitatea de control al roții dințate, caracterul producției, productivitatea controlului, costul operației de control.

Se admite combinarea criteriilor de precizie, având toleranțe în trepte de precizie diferite, în funcție de condițiile de funcționare ale angrenajului, cu condiția respectării a două reguli:

-criteriul de funcționare lină poate fi mai precis cu cel mult două trepte, sau mai puțin precis cu o treaptă față de cel de precizie cinematică;

-criteriul de contact între dinți poate fi prescris în oricare treaptă mai precisă, sau cu o treaptă mai puțin precisă decât cel de funcționare lină.

Indicii care caracterizează criteriul de precizie cinematică
Tabelul 3.

Extras din STAS 6283- 91

Nr. crt	Indicele sau complexul de indici de precizie	Simbol	Treapta de precizie				
			5	6	7	8	9
1	Abaterea cinematică a RD	F'_{ir}	x	x	x	x	-
2	Abaterea cumulată de pas	F_{pr}	x	x	-	-	-
	Abaterea cumulată pe k pași	F_{pkr}					
3	Abaterea cumulată pe pas	F_{pr}	-	-	x	x	-
4	Abaterea de rostogolire	F_{cr}	x	x	x	x	-
	Bătaia radială a danturii	F_{rr}					
5	Variația cotei peste dinți	F_{vwr}	x	x	x	x	-
	Bătaia radială a danturii	F_{rr}					
6	Variația distanței de măsurat dintre axe	F''_{ir}	x	x	x	x	-
	Variația cotei peste dinți	F_{vwr}					
7	Bătaia radială a danturii	F_{rr}	-	-	-	x	x

Indicii care caracterizează criteriul de funcționare lină
Tabelul 4.

Extras din STAS 6283- 91

Nr. crt	Indicele sau complexul de indici de precizie	Simbol	Treapta de precizie				
			5	6	7	8	9
1	Abaterea ciclică a RD, cu frecvența k a dinților	f_{zkr}	x	x	x	x	-
2	Abaterea pasului de angrenare (de bază)	f_{pbr}	x	x	x	x	-
	Abaterea pasului frontal	f_{ptr}					
3	Abaterea pasului de bază	f_{pbr}	x	x	x	x	-
	Abaterea formei profilului	f_{fr}					
4	Variația distanței de măsurat dintre axe la rotirea cu un dinte a roții dințate.	f_{ir}''	-	-	-	-	x
5	Variația pasului de bază	f_{pbr}	-	-	-	-	x
6	Variația pasului frontal	f_{ptr}	-	-	-	-	x
7	Abaterea cinematică locală a roții dințate	f_{ir}'	x	x	x	x	-

Indicii care caracterizează criteriul contactului dintre dinți

Tabelul 5.

Extras din STAS 6283- 91

Nr. crt	Indicele sau complexul de indici de precizie	Simbol	Treapta de precizie				
			5	6	7	8	9
1	Abaterea direcției dintelui RD	$F_{\beta r}$	x	x	x	x	x
2	Abaterea totală a liniei de contact	F_{kr}	x	x	x	x	x
3	Abaterea pașilor axiali în plan normal	F_{pxnr}	x	x	x	x	x
	Abaterea totală a liniei de contact	F_{kr}					
4	Abaterea pașilor axiali în plan normal	F_{pxnr}	x	x	x	x	x
	Abaterea direcției dintelui RD	$F_{\beta r}$					

Prin standard, sunt reglementate toleranțe pentru indicii de precizie ai roților dințate cilindrice și ai angrenajelor cilindrice cu modul până la 50 mm și diametre de divizare până la 6300 mm, pentru roți dințate cilindrice cu dinți drepecți, înclinați și curbi, cu dantură exterioară și interioară.

Sunt stabilite următoarele elemente care determină precizia roților dințate și angrenajelor cilindrice [3]:

- **trepte de precizie:** sunt standardizate 12 trepte de precizie pentru indicii de precizie ai roților dințate și angrenajelor, notate de la 1 la 12, în ordinea crescătoare a toleranței;

- **tipuri de ajustaje pentru roțile dințate în angrenare:** independent de treapta de precizie s-au stabilit 6 tipuri de ajustaje ale roților dințate în angrenare, notate: **A, B, C, D, E, H**, în ordinea scăderii valorii jocului minim garantat între flancuri, $j_{n \min}$ (fig 16.);

- **tipuri de toleranțe pentru jocul dintre flancuri:** sunt stabilite 8 tipuri de toleranțe ale jocului între flancuri $T_{j n}$, notate **x, y, z, a, b, c, d, h**, în ordinea scăderii valorii toleranței; există corespondență între tipurile de toleranțe **a, b, c, d, h** și tipul ajustajului, tipurile de toleranțe **x, y, z**, fiind utilizate în situații speciale;

- **trepte de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe:** sunt stabilite 6 trepte de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe **a**, notate cu cifre romane **I, ..., VI**, în ordinea crescătoare a toleranței, existând corespondență între treapta de toleranțe și tipul ajustajului.

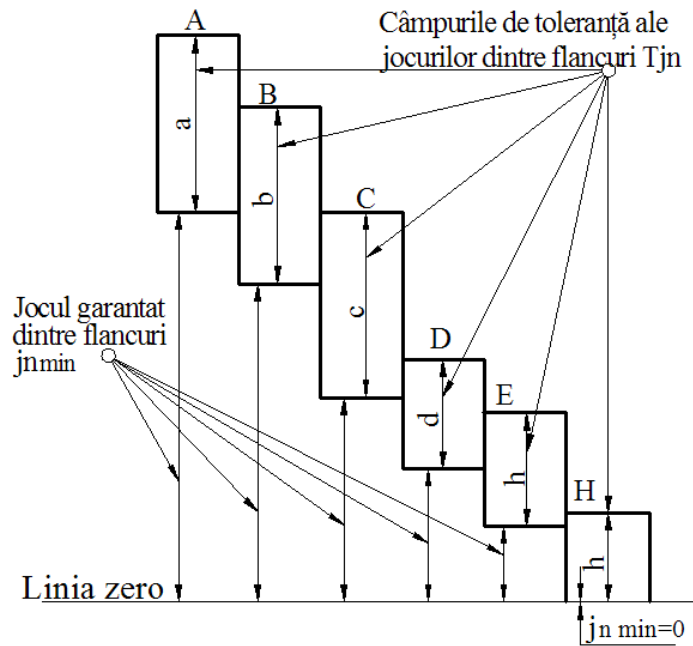


Fig. 16
Tipuri de ajustaje pentru jocul dintre flancuri
la angrenaje cilindrice

Din cele prezentate se evidențiază faptul că precizia roților dințate și a angrenajelor cilindrice este dată de treapta de precizie, iar cerințele referitoare la jocul dintre flancuri sunt indicate, pentru tipul ajustajului, după criteriul jocului dintre flancuri.

4. Notarea preciziei roților dințate pe desenele de reper.

Prin standard, este reglementat modul de indicare a elementelor necesare pentru prelucrarea și controlul danturii roții dințate, pe desenul de execuție, acesta cuprinzând toate datele necesare pentru executarea și verificarea roții dințate.

Sunt stabilite, prin standard, două categorii elemente, care se înscriu pe desenul de execuție al roții dințate:

- **elemente de bază ale danturii**, care se înscriu pe desenul de reper, prin simboluri literale, grafice și numerice (fig. 17- desen):
 - diametrul de cap (valoare nominală și abateri limită);
 - diametrul alezajului roții cu dantură exterioară;
 - lățimea roții dințate;

- toleranțe de poziție și bazele de referință;
- orientarea danturii;
- parametri de ruzozitate a flancurilor dinților;
- baza de așezare.

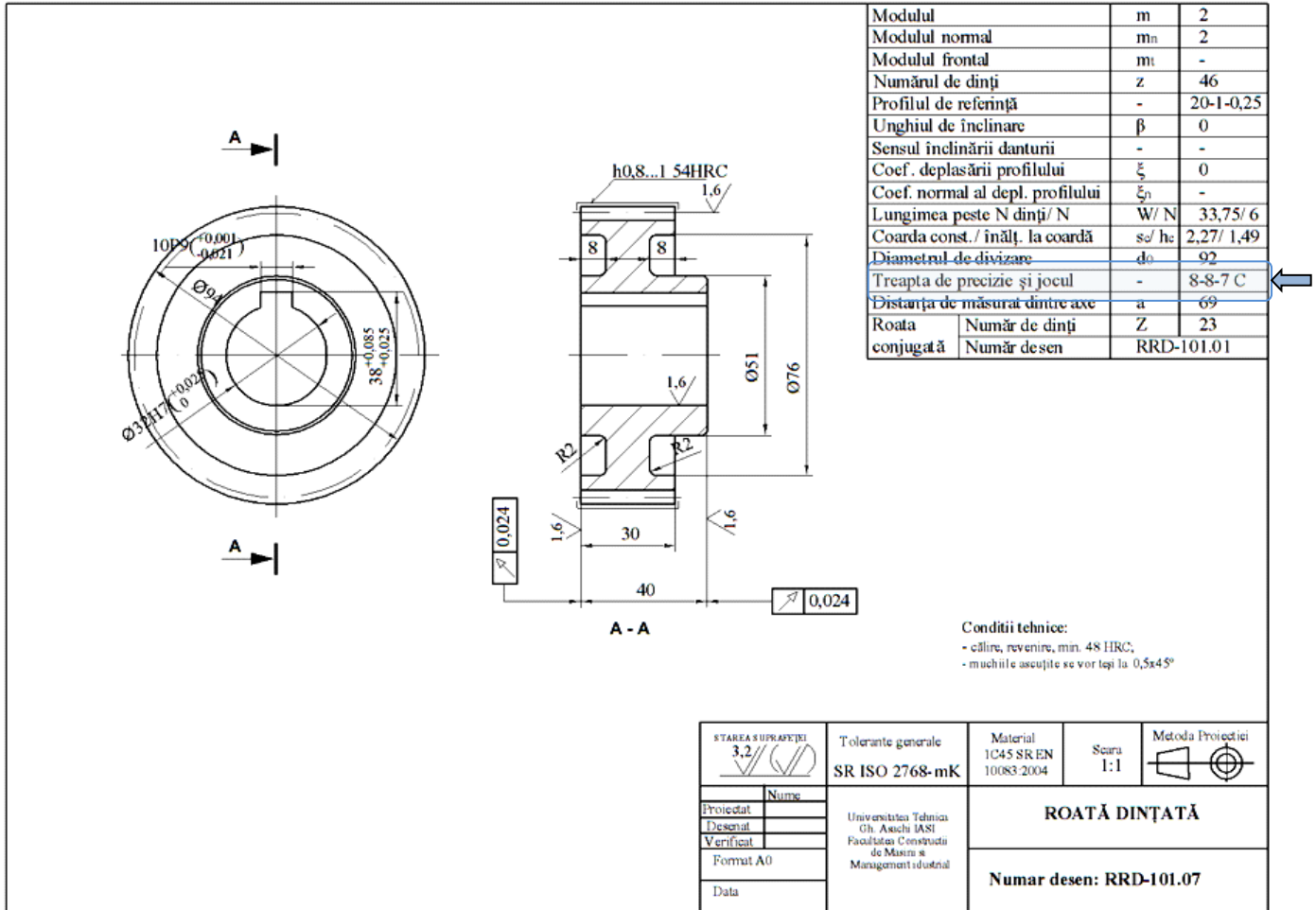


Fig. 17.
Indicarea, pe desen, a toleranțelor roților dințate cilindrice

• *elemente specifice ale danturii*, care se înscriu într-un tabel trasat în câmpul desenului de execuție (fig. 17- tabel):

- modulul m ;
- modulul normal și modulul frontal pentru dantură înclinată;
- numărul de dinți ai roții dințate și ai celei conjugate;
- profilul de referință;
- unghiul de înclinare de divizare;
- sensul înclinării (dreapta/ stânga);

- coeficientul deplasării profilului;
- dimensiunile de măsurare ale dinților: cota peste N dinți și coarda constantă;
- precizia roții dințate;
- distanța dintre axe.

Notarea preciziei roții dințate se realizează prin înscrierea în tabelul însoțitor al desenului de execuție, a următoarelor elemente, în ordine (fig. 1-medalion):

- treapta de toleranțe pentru indicii de precizie ce caracterizează criteriul de precizie cinematică;
- treapta de toleranțe pentru indicii de precizie ce caracterizează criteriul de funcționare lină;
- treapta de toleranțe pentru indicii de precizie ce caracterizează criteriul de contact dintre dinți;
- tipul ajustajului pentru roțile dințate în angrenare;
- tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri;
- treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe.

Notă: dacă este prescrisă aceeași treaptă de toleranțe pentru toate cele trei criterii de precizie, aceasta se trece o singură dată (vezi exemplul al II- lea);

Notă: dacă tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri corespunde tipul ajustajului, aceasta nu se mai înscrie (exemplul al III- lea).

Notă: dacă treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe corespunde tipului toleranței pentru jocul dintre flancuri, aceasta nu se mai înscrie (exemplul al IV- lea).

<u>Exemplul I.</u>	8 – 7 – 6 - C
<u>Exemplul al II- lea.</u>	7 – C
<u>Exemplul al III- lea</u>	8 – 7 – 6 – Ba
<u>Exemplul al IV- lea</u>	7 – Ca/V – 128.

În exemplul al IV- lea, datorită faptului că este stabilită o toleranță mai mare pentru abaterea distanței de măsurat dintre axe, se recomandă precizarea valorii, în μm , jocului dintre flancuri.

5. Întrebări recapitulative

- ce sunt angrenajele?
- ce tipuri de angrenaje sunt, după domeniul de utilizare?
- ce sunt indicii de precizie?
- care sunt abaterile roților dințate cilindrice?
- care sunt abaterile angrenajului cilindric?
- care sunt criteriile pe baza cărora se stabilește precizia roților dințate și a angrenajelor?
- care sunt abaterile roților dințate cilindrice?
- ce stabilește criteriul de funcționare lină? Care este indicele de precizie de bază care îl caracterizează?
- ce stabilește criteriul de precizie cinematică? Care este indicele de precizie de bază care îl caracterizează?
- ce stabilește criteriul de contact dintre dinți? Care este indicele de precizie de bază care îl caracterizează?
- ce elemente sunt stabilite, prin standard, pentru a determina precizia roților dințate cilindrice și a angrenajelor cilindrice?
- ce elemente de bază ale danturii se înscriu pe desenul de reper?
- care sunt elementele specific ale danturii și unde se înscriu pe desen?
- prin ce elemente se notează precizia roții dințate? Unde se înscriu acestea?

6. Aplicații rezolvate

Aplicatia nr. 1.

Se consideră desenul de reper al roții dințate (fig. 18).

Să se noteze, precizia roții dințate, în tabelul însoțitor (în caseta „Treapta de precizie și jocul” din tabel).

Se cunosc următoarele elemente:

- treapta de toleranțe **7**, pentru criteriul de precizie cinematică;
- de toleranțe **8**, pentru criteriul de funcționare lină;
- de toleranțe **8**, pentru criteriul de contact dintre dinți;
- tipul ajustajului: **C**;
- tipul toleranței pentru jocul dintre fanceri: **b**;

- treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe: **II**.

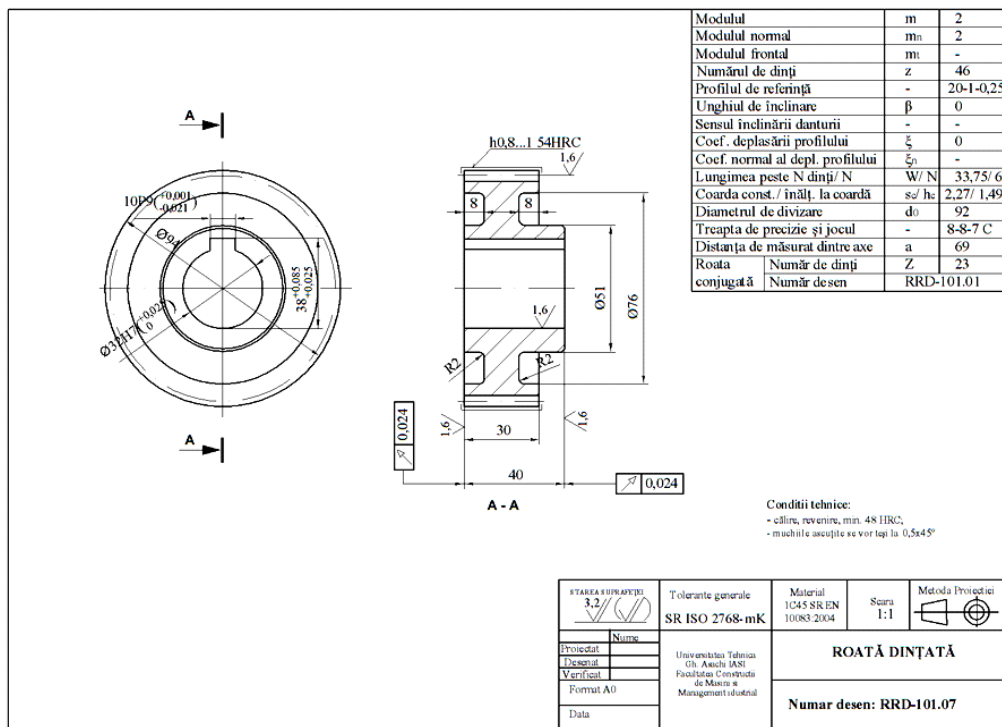


Fig. 18

Rezolvare.

Precizia roții dințate este înscrisă în tabel (extras).

Diametrul de divizare	d ₀	92
Treapta de precizie și jocul	-	7-8-8 Cb/II
Distanța de măsurat dintre axe	a	60

Aplicatia nr. 2.

Se consideră desenul de reper al roții dințate.

Să se noteze, precizia roții dințate, în tabelul însoțitor (în caseta „Treapta de precizie și jocul” din tabel).

Se cunosc următoarele elemente:

- treapta de toleranțe **7**, pentru criteriul de precizie cinematică;
- de toleranțe **7**, pentru criteriul de funcționare lină;
- de toleranțe **7**, pentru criteriul de contact dintre dinți;
- tipul ajustajului: **E**;
- tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri: **h**;
- treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe: **V**.

Rezolvare.

Precizia roții dințate este înscrisă în tabel (extras).

Diametrul de divizare	d_0	92
Treapta de precizie și jocul	-	7- E
Distanța de măsurat dintre axe	a	60

Aplicatia nr. 3.

Se consideră desenul de reper al roții dințate.

Să se noteze, precizia roții dințate, în tabelul însoțitor (în caseta „Treapta de precizie și jocul” din tabel).

Se cunosc următoarele elemente:

- treapta de toleranțe **8**, pentru criteriul de precizie cinematică;
- de toleranțe **9**, pentru criteriul de funcționare lină;
- de toleranțe **8**, pentru criteriul de contact dintre dinți;
- tipul ajustajului: **B**;
- există corespondență între tipul ajustajului și tipul toleranței pentru jocul dintre fancuri;
- există corespondență între tipul toleranței pentru jocul dintre fancuri și treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe.

Rezolvare.

Precizia roții dințate este înscrisă în tabel (extras).

Diametrul de divizare	d_0	92
Treapta de precizie și jocul	-	8-9-8B
Distanța de măsurat dintre axe	a	60

Aplicatia nr. 4.

Se consideră tabelul (extras) însoțitor de pe desenul de reper al unei roți dințate.

Să se identifice elementele care stabilesc precizia roții dințate, înscrise în caseta „Treapta de precizie și jocul” din tabel.

Diametrul de divizare	d_0	92
Treapta de precizie și jocul	-	8-C
Distanța de măsurat dintre axe	a	60

Se vor identifica următoarele elemente:

- treapta de toleranțe pentru criteriul de precizie cinematică;

- de toleranțe pentru criteriul de funcționare lină;
- de toleranțe pentru criteriul de contact dintre dinți;
- tipul ajustajului;
- tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri;
- treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe.

Rezolvare.

Din caseta „Treapta de precizie și jocul” din tabel, s- au identificat următoarele elemente:

- treapta de precizie **8**, pentru toate criteriile de precizie (criteriul de precizie cinematică, criteriul de funcționare lină, criteriul de contact dintre dinți);
- tipul ajustajului pentru roțile dințate în angrenare: **C**;
- este corespondență între tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri **c**, și tipul ajustajului;
- este corespondență între treapta de toleranțe pentru distanța de măsurat dintre axe **III** și tipul toleranței pentru jocul dintre flancuri **c**.

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

CAPITOLUL AL IX- LEA
TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR
FILETATE.

Conținut.

1. Asamblări filetate. Elementele dimensionale ale filetelor.

- 1.1. Asamblări filetate.
- 1.2. Elementele dimensionale ale suprafețelor filetate.
- 1.3. Abaterile de prelucrare ale suprafețelor filetate.

2. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice ISO de fixare.

- 2.1. Sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc.
- 2.2. Sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu strângere.

3. Întrebări recapitulative.

4. Aplicații rezolvate.

Iași, 2020

TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR FILETATE.

2. Asamblări filetate. Elementele dimensionale ale filetelor.

1.1. Asamblări filetate.

Asamblările filetate sunt îmbinări de organe de mașini care vin în contact prin intermediul unor suprafețe filetate, fiind formate din două piese distincte: o piesă cu suprafață filetată exterioară numită generic șurub și o piesă cu suprafață filetată interioară, numită generic piuliță.

Suprafața filetată se obține prin deplasarea unei generatoare de o anumită formă, după o elice, pe un cilindru (filete cilindrice) sau un con (filete conice).

Asamblările filetate, respectiv filetele se clasifică după mai multe criterii, dintre care, mai importante sunt:

C1. Domeniul de utilizare a asamblărilor filetate în construcția de mașini:

- asamblări filetate fixe, folosite pentru fixarea unor piese care se pot demonta ulterior; aceste asamblări filetate se pot realiza cu ajustaje cu joc, intermediare sau cu strângere pe diametrul mediu.

Exemplu: montarea chiulasei în blocul motor;

- asamblări filetate mobile, folosite pentru transformarea și transmiterea mișcării, prin utilizarea filetelor de mișcare.

Exemplu: ansamblul șurub conducător- piuliță din lanțul cinematic de filetare al unui strung normal;

- asamblări filetate de reglare și măsurare, folosite ca mecanisme de modificare a distanței dintre diferite elemente sau ca mecanisme de măsurare.

Exemplu: mecanismul șurub-piuliță din structura micrometrelor.

C2. După forma suprafeței pe care este executat filetul, sunt următoarele filete:

- filete cilindrice, la care filetul este executat pe o suprafață cilindrică;
- filete conice, la care filetul este executat pe o suprafață conică.

C3. După forma generatoarei (după forma profilului filetelor), filetele pot fi:

- filete metrice, cu profilul filetelor triunghiular și unghiul flancurilor de 60°;

50°;

- filete Whitworth, cu profilul filetului triunghiular și unghiul flancurilor de 50°;
- filete trapezoidale;
- filete ferăstrău;
- filete rotunde, cu profilul sub formă de arc de cerc;
- filete speciale.

4. După direcția suprafeței elicoidale, filetele pot fi:

- filete pe dreapta (unghiul elicei filetului este în sensul orar);
- filete pe stânga.

C5. După numărul de începuturi, filetele pot fi:

- filete cu un început;
- filete cu mai multe începuturi (filete multiple).

1.2. Elementele dimensionale ale suprafețelor filetate.

Suprafața filetată este definită prin următoarele elemente dimensionale (fig. 1.):

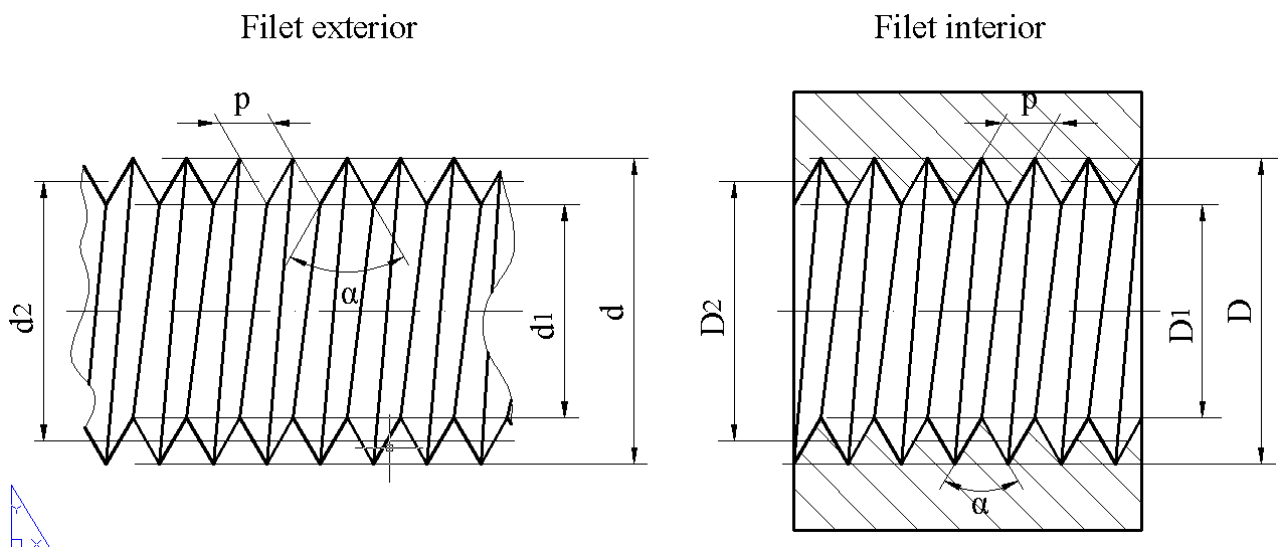


Fig. 1
Elementele dimensionale ale suprafețelor filetate

- diametrul exterior, d (D), este diametrul cilindrului tangent la vârfurile filetului exterior, respectiv la fundurile filetului interior;
- diametrul interior, d_1 (D_1), este diametrul cilindrului tangent la fundurile filetului exterior, respectiv la vârfurile filetului interior;
- diametrul mediu, d_2 (D_2), este diametrul cilindrului imaginar coaxial cu filetul, a cărui generatoare întretaie profilul astfel încât lungimea segmentului de generatoare corespunzătoare golului spirei să fie egală cu $p/2$;
- pasul filetului, p , este distanța dintre două flancuri omoloage succesive, măsurată paralel cu axa filetului;
- unghiul flancurilor, α , este unghiul dintre flancurile filetului.

1.3. Abaterile de prelucrare ale suprafețelor filetate.

Contactul dintre două suprafețe filetate, într-o îmbinare, se face pe flancurile filetului și nu pe vârfurile acestuia, care, fiind ascuțite, determină o rezistență scăzută a îmbinării filetate la solicitări; de aceea există un joc între vârfurile și fundurile filetelor conjugate, într-o îmbinare filetată.

Din punct de vedere al preciziei asamblărilor filetate, elementele dimensionale cele mai importante ale suprafeței filetate sunt:

- diametrul mediu, d_2 (D_2);
- pasul, p ;
- unghiul flancurilor, α .

Dintre aceste elemente, determinant pentru precizia majorității asamblărilor filetate, este diametrul mediu; de aceea, la stabilirea toleranțelor pentru diametrul mediu, trebuie determinate și influențele abaterii de pas și de unghi al flancurilor asupra acestuia, pentru a asigura o îmbinare corectă între șurub și piuliță, pe toată lungimea de înșurubare.

Abaterea de pas, Δp , influențează precizia asamblării filetate prin faptul că, la montarea pieselor filetate, îmbinarea se încheie pe o lungime mai mică decât lungimea de înșurubare specificată. Pentru a asigura îmbinarea pe întreaga lungime de înșurubare, este necesară, fie o mărire a diametrului mediu D_2 , al filetului interior cu cantitatea f_p , fie o micșorare a diametrului mediu d_2 , al filetului exterior cu aceeași cantitate f_p ; valoarea f_p depinde de abaterea de pas Δp .

Abaterea de unghi al flancurilor, $\Delta \alpha$, determină o îmbinare a pieselor filetate pe o lungime mai mică decât lungimea de înșurubare specificată. Îmbinarea pe lungimea de înșurubare necesară este posibilă prin mărirea diametrului mediu D_2 , al piuliței, sau prin mărirea diametrului mediu d_2 , al șurubului cu cantitatea f_α ; valoarea f_α depinde de abaterea $\Delta \alpha$, a unghiului flancurilor.

Abaterea diametrului mediu, f_{d2} (f_{D2}), reprezintă abaterea de prelucrare cu care se obține diametrul mediu al suprafeței filetate și care influențează precizia îmbinării filetate.

Pentru a se evidenția toate abaterile de prelucrare ale elementelor dimensionale considerate: abaterea de pas Δp , abaterea unghiului flancurilor $\Delta \alpha$ și abaterea diametrului mediu f_{d2} (f_{D2}), se calculează o abatere totală a diametrului mediu, f_{tot} , cu relația:

$$\mathbf{f_{tot} = f_p + f_\alpha + f_{d2}(f_{D2}),} \quad (1)$$

pe baza căreia se determină condiția:

$$\mathbf{f_{tot} \leq ITd_2(ITD_2),} \quad (2)$$

condiție care trebuie respectată la stabilirea toleranței la diametrul mediu ITd_2 (ITD_2), pentru a asigura precizia asamblării filetate.

Precizia suprafețelor filetate este determinată de toleranța ITd_2 (ITD_2), precisă diametrului mediu, deoarece contactul dintre suprafețele filetate conjugate se realizează pe flancurile filetelor; de asemenea, se prescriu toleranțe la diametrul exterior ITd , al suprafeței filetate exterioare și la diametrul interior ITD_1 , al suprafeței filetate interioare.

Câmpurile de toleranță ale diametrelor d_2 (D_2), d , D_1 , ale suprafețelor filetate se reprezintă grafic, sub forma unor zone hașurate poziționate față de profilul nominal al filetului considerat "linia zero" a abaterilor, care corespunde liniei zero din reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranță pentru dimensiuni al suprafețelor netede.

2. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice ISO de fixare.

Filetele metrice ISO de fixare se folosesc pentru realizarea asamblărilor filetate demontabile, astfel încât fixarea sau strângerea pieselor prin îmbinarea dintre șurub și piuliță, să fie posibilă cu sau fără utilizarea de elemente suplimentare de sprijin.

Profilul de bază al filetului metric, numit profil nominal, caracterizat prin unghiul flancurilor de 60° , este specificat prin standard, care stabilește toate elementele dimensionale și de formă ale acestuia.

În asamblările filetate, filetele metrice ISO de fixare pot forma trei tipuri de ajustaje:

- ajustaje cu joc;
- ajustaje cu strângere;
- ajustaje intermediare.

Pentru fiecare tip de ajustaj cu care se realizează îmbinarea filetată, este reglementat, prin standard, un sistem de toleranțe care stabilește abateri fundamentale și

trepte de toleranțe pentru elementele dimensionale determinante pentru precizia filetului, categorii de lungimi de înșurubare și clase de execuție.

2.1. Sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc.

Filetele metrice ISO de fixare care formează ajustaje cu joc, asigură rezistența asamblării filetate prin crearea unor tensiuni numai pe unul din flancurile filetului; de aceea este necesară utilizarea unor elemente de sprijin materializate de capul șurubului și piuliță (fig. 2).

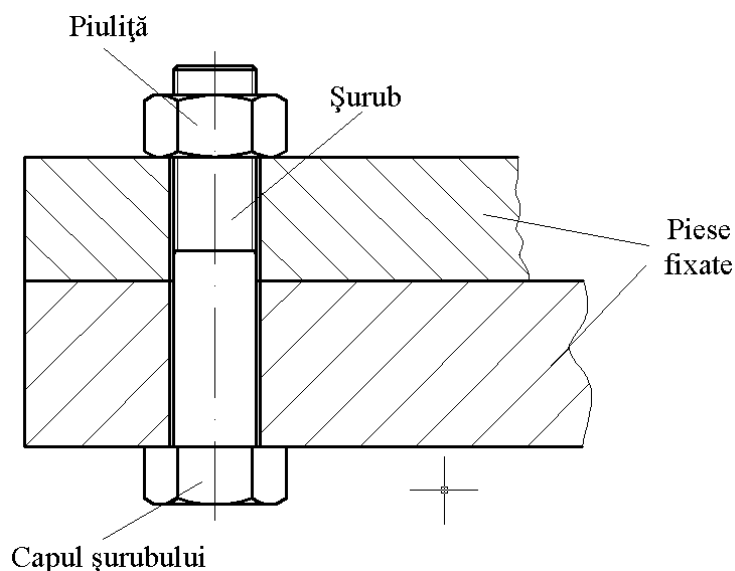


Fig. 2
Asamblare filetată cu ajustaj cu joc

Sistemul de toleranțe pentru filetele metrice ISO de fixare care formează ajustaje cu joc este reglementat prin standard care prevede condițiile de precizie necesare pentru asigurarea preciziei asamblării filetate.

Sunt stabilite următoarele elemente:

- **abateri fundamentale:**

- pentru diametrul mediu D_2 și diametrul interior D_1 , al filetului interior, sunt stabilite două abateri fundamentale: H și G ;
- pentru diametrul mediu d_2 și diametrul exterior d , al filetului exterior, sunt stabilite patru abateri fundamentale: h , g , e , f ;

Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranțe, față de profilul nominal, corespunzătoare abaterilor fundamentale stabilite pentru filetul exterior și interior, sunt prezentate în fig. 3 și 4.

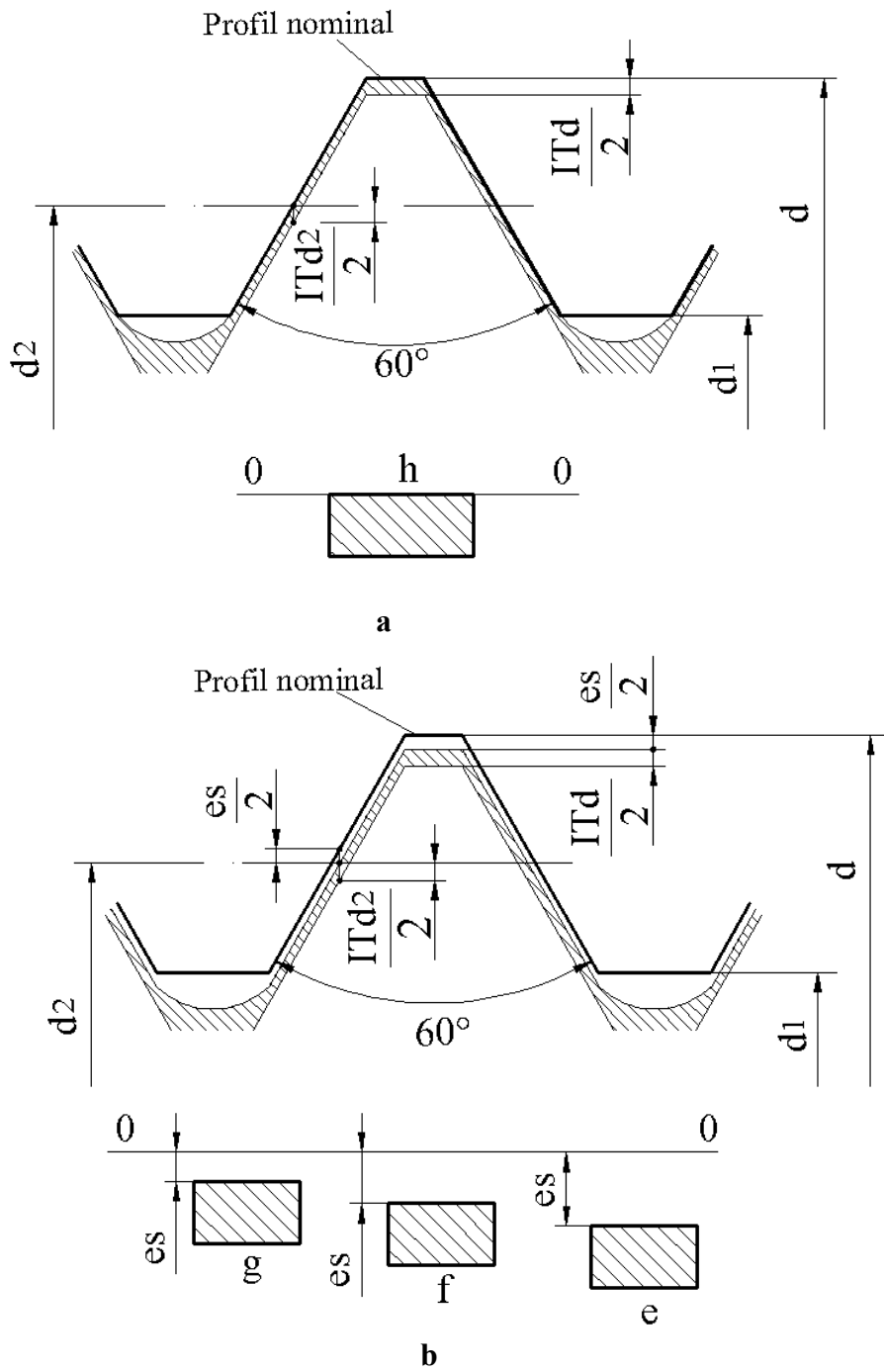


Fig. 3

Reprezentarea grafică a câmpului de toleranțe pentru filete exterioare

- c. reprezentarea grafică pentru abaterea fundamentală h ;
- d. reprezentarea grafică pentru abaterile fundamentale e , f și g .

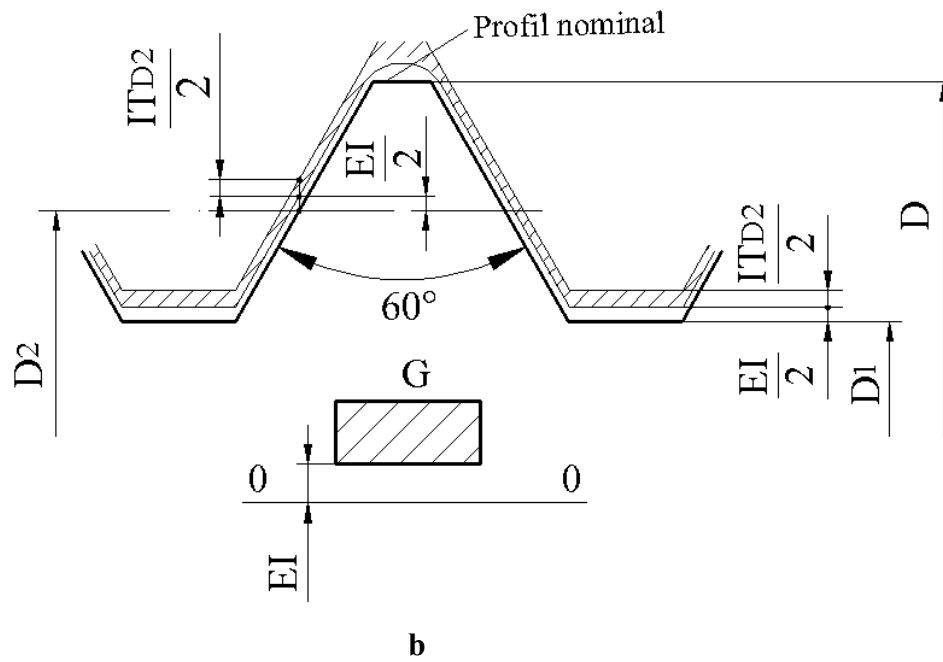
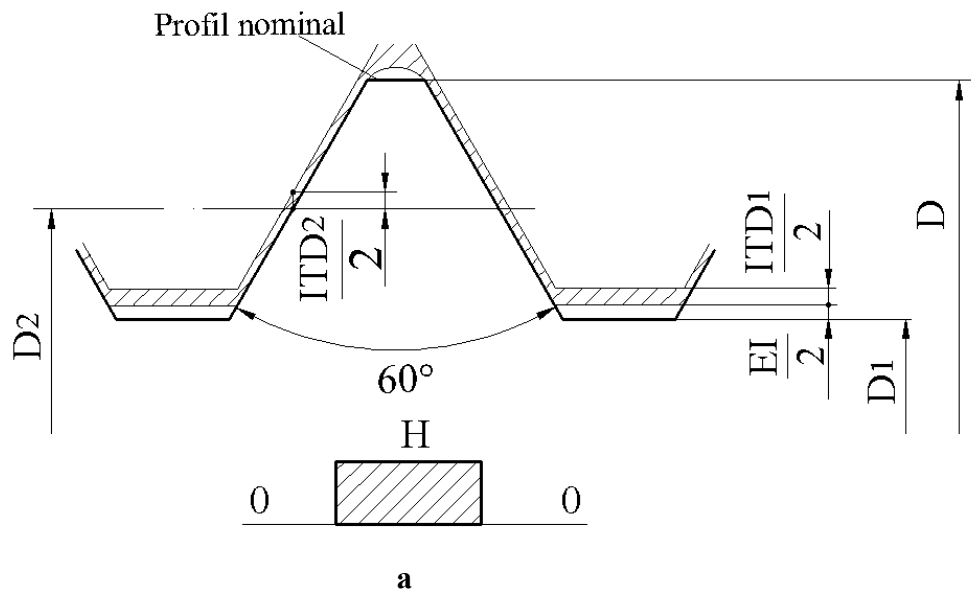


Fig. 4

Reprezentarea grafică a câmpului de toleranțe pentru filete interioare

- a. reprezentarea grafică pentru abaterea fundamentală H;
- b. reprezentarea grafică pentru abaterea fundamentală G.

- **trepte de toleranțe:**

- pentru diametrul mediu d_2 , al filetului exterior, sunt stabilite 7 trepte de toleranțe: 3 – 9;

- pentru diametrul exterior d , al filetului exterior, sunt stabilite treptele de toleranțe: 4, 6, 8;

- pentru diametrul mediu D_2 și diametrul interior D_1 , al filetului interior, sunt stabilite 5 trepte de toleranțe: 5- 9;

- **trepte de toleranțe:**

- pentru diametrul mediu d_2 , al filetului exterior, sunt stabilite 7 trepte de toleranțe: 3 – 9;

- pentru diametrul exterior d , al filetului exterior, sunt stabilite treptele de toleranțe: 4, 6, 8;

- pentru diametrul mediu D_2 și diametrul interior D_1 , al filetului interior, sunt stabilite 5 trepte de toleranțe: 5- 9;

- **lungimi de înșurubare:**

sunt stabilite trei lungimi de înșurubare simbolizate astfel:

- lungime scurtă de înșurubare, cu simbolul S;

- lungime normală de înșurubare, cu simbolul N;

- lungime lungă de înșurubare, cu simbolul L;

- **clase de execuție:**

sunt stabilite trei clase de execuție a filetului, care se referă la condițiile de execuție a elementelor dimensionale pentru care nu sunt prescrse toleranțe individuale:

- clasa de execuție fină, pentru filetele de precizie;

- clasa de execuție mijlocie, pentru filetele de uz general;

- clasa de execuție grosolană, pentru filetele care se execută în condiții tehnologice dificile (exemplu: executarea găurilor adânci înfundate).

Între clasele de toleranțe ale filetelor și clasele de execuție există o corespondență, în funcție de lungimea de înșurubare a acestora.

Exemplu: pentru lungime de înșurubare normală corespondența dintre clasele de toleranțe și clasele de execuție, este prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

Clase de execuție	Clase de toleranțe	
	Filet exterior	Filet interior
Fină	4h, 4f	4H, 5H
Mijlocie	6e, 6f, 6g, 6h	6G, 6H
Grosolană	8g	7G, 7H

- **clase de toleranțe și ajustaje preferențiale:**

sunt stabilite clase de toleranțe și ajustaje preferențiale:

- clase de toleranțe preferențiale pentru filetul exterior: 6h, 6g, 6e, 7e;
- clase de toleranțe preferențiale pentru filetul interior: 5H, 6H;

Prin asocierea câmpurilor de toleranțe ale filetelor exterior și interior, se obțin ajustajele cu joc, în sistem de ajustaje alezaj unitar, sau arbore unitar:

H/h; H/g; G/h; H/f; H/e.

Dintre acestea, ajustaje preferențiale sunt:

H/h; H/g; G/h,

care asigură o îmbinare sigură a pieselor filetate, respectiv o suprapunere diametrală corectă între filetul exterior și filetul interior;

- **Alegerea ajustajelor asamblărilor filetate cu ajustaje cu joc.**

Prin asocierea claselor de toleranțe ale filetului exterior și ale filetului interior, se obțin ajustaje cu joc în sistemul alezaj unitar și sistemul arbore unitar; aceste ajustaje cu joc se aleg în funcție de condițiile de montare și de funcționare a asamblării filetate:

- ajustajul H/h fiind un ajustaj cu joc minim egal cu zero, se utilizează atunci când este necesar ca jocul în îmbinarea filetată să fie redus la minim;

- ajustajele H/g și G/h fiind un ajustaj cu joc minim garantat ($J_{\min} > 0$), se folosesc atunci când trebuie asigurată o asamblare ușoară și o deteriorare minimă a filetului prin înșurubare;

- ajustajele H/e și H/f se prescriu când este necesară aplicarea unui strat gros de protecție pe spirele filetului, sau când piesele filetate funcționează la temperaturi mari.

- **Înscrierea toleranțelor filetelor pe desenele de execuție și notarea ajustajelor asamblărilor filetate cu ajustaje cu joc, pe desenele de ansamblu.**

Se face precizarea că simbolizarea clasei de toleranțe la filete se face prin înscrierea treptei de toleranțe înaintea simbolului abaterii fundamentale: 6H, 5h, 6g, etc.

Indicarea toleranțelor filetelor pe desenul piesei finite, se face prin înscrierea, în ordine, a următoarelor elemente (fih. 5.a și b):

- simbolul filetului metric: litera M;
- valoarea nominală a diametrului exterior, d (D);
- valoarea pasului filetului, dacă este diferită de valoarea pasului normal;
- simbolul lungimii de înșurubare, dacă este diferită de lungimea normală;
- clasa de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 (D_2);
- clasa de toleranțe pentru diametrul exterior d , al filetului exterior, respectiv,

clasa de toleranțe pentru diametrul interior al filetului interior, când aceasta nu coincide cu clasa de toleranțe a diametrului mediu D_1 .

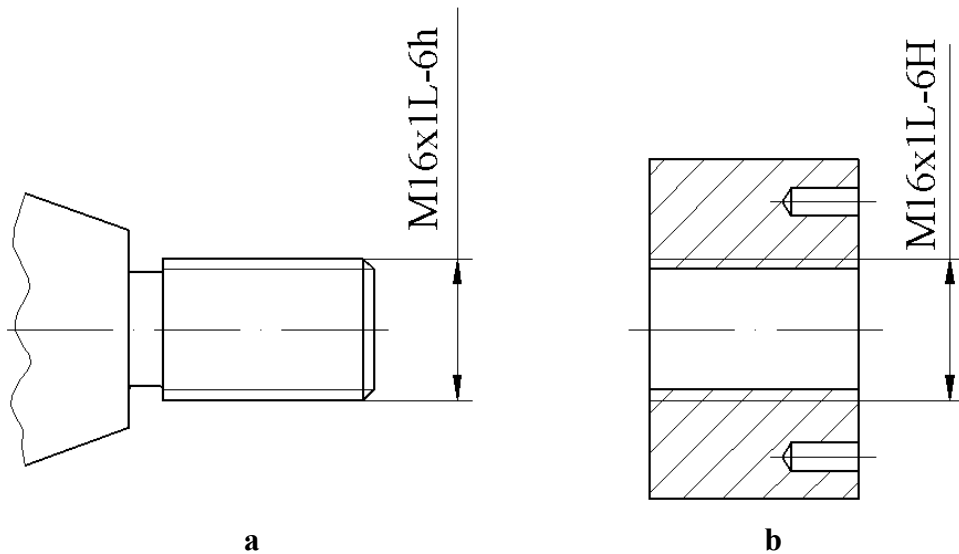


Fig. 5

Indicarea toleranțelor filetelor metrice cu cu ajustaj cu joc

a. pentru filet exterior; b. pentru filet interior

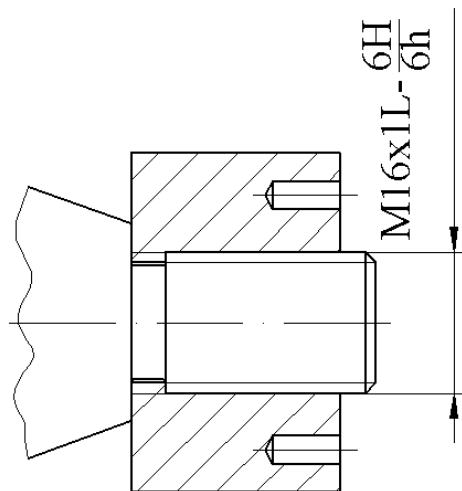


Fig. 6

Notarea unui ajustaj cu joc în îmbinare fileată

Notarea ajustajului unei asamblări filetate pe desenul de ansamblu se realizează prin înscrierea în, ordine, a următoarelor elemente (fig.6):

- simbolul filetelui metric: litera M;
- valoarea nominală a diametrului exterior, d (D);
- valoarea pasului filetelui, dacă este diferită de valoarea pasului normal;
- simbolul lungimii de înșurubare, dacă este diferită de lungimea normală;
- ajustajul la nivelul diametrului mediu d_2 (D_2), format în îmbinarea filetată.

2.2. Sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu strângere.

Ajustajele cu strângere se folosesc pentru asamblările filetate la care nu există elemente de sprijin (capul șurubului sau piulița), rezistența îmbinării fiind asigurată prin înșurubarea pieselor cu o strângere puternică pe ambele flancuri ale filetelor.

Șuruburile sunt înlocuite cu bare cilindrice filetate numite prezoane sau șuruburi prizoniere, fără cap și cu suprafețe filetate la ambele extremități; o extremitate a prezonului se înșurubează, cu strângere puternică, în locașul filetat al unei piese, iar, după montarea liberă a piesei pereche, la extremitatea cealaltă a prezonului, se înșurubează, cu joc, o piuliță obișnuită.

Un exemplu de utilizare a ajustajelor cu strângere este fixarea chiulasei pe corpul cilindrilor la motoare cu ardere internă (fig. 5).

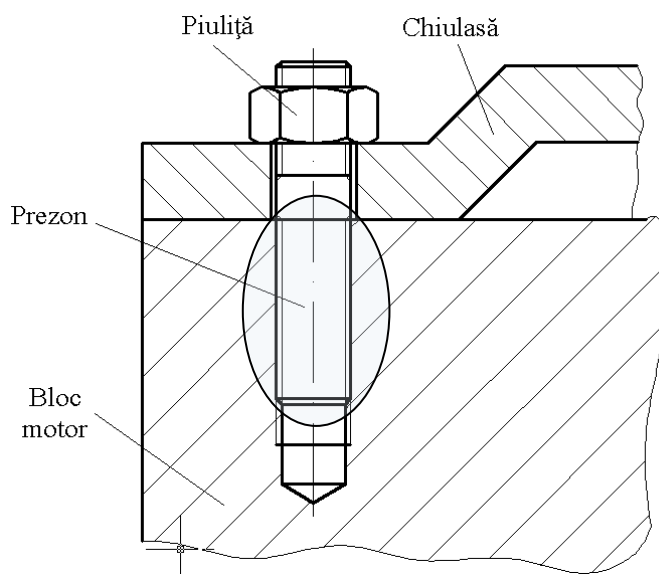


Fig. 5
Asamblare filetată cu ajustaj cu strângere
(medalion: îmbinare filetată prezon- locaș filetat din blocul motor)

Ajustajele dintre prezon și locașul filetat al piesei, se realizează cu strângere pe flancuri, la nivelul diametrului mediu.

Reprezentarea grafică a unui ajustaj cu strângere pe diametrul mediu este dată în fig.6, în care sunt redată profilul nominal al filetelui și poziția câmpurilor de toleranță ale filetelor exterior și interior față de profilul nominal.

Sistemul de toleranțe pentru filetele metrice ISO de fixare care formează ajustaje cu strângere este reglementat prin standardul STAS 5792 – 90, care prevede condițiile de

precizie necesare pentru asigurarea preciziei asamblării filetate; sunt stabilite următoarele elemente:

- **clase de toleranțe:**

- pentru diametrul mediu D_2 , al filetului interior, este stabilită clasa de toleranțe: 2H;

- pentru diametrul mediu d_2 , al filetului exterior, sunt stabilite 3 clase de toleranțe: 3n, 3p, 2r;

- pentru diametrul interior D_1 , al filetului interior, sunt stabilite 4 clase de toleranțe: 4D, 5D, 4C, 5C;

- pentru diametrul exterior d , al filetului exterior, sunt stabilite două clase de toleranțe: 6e, 6c.

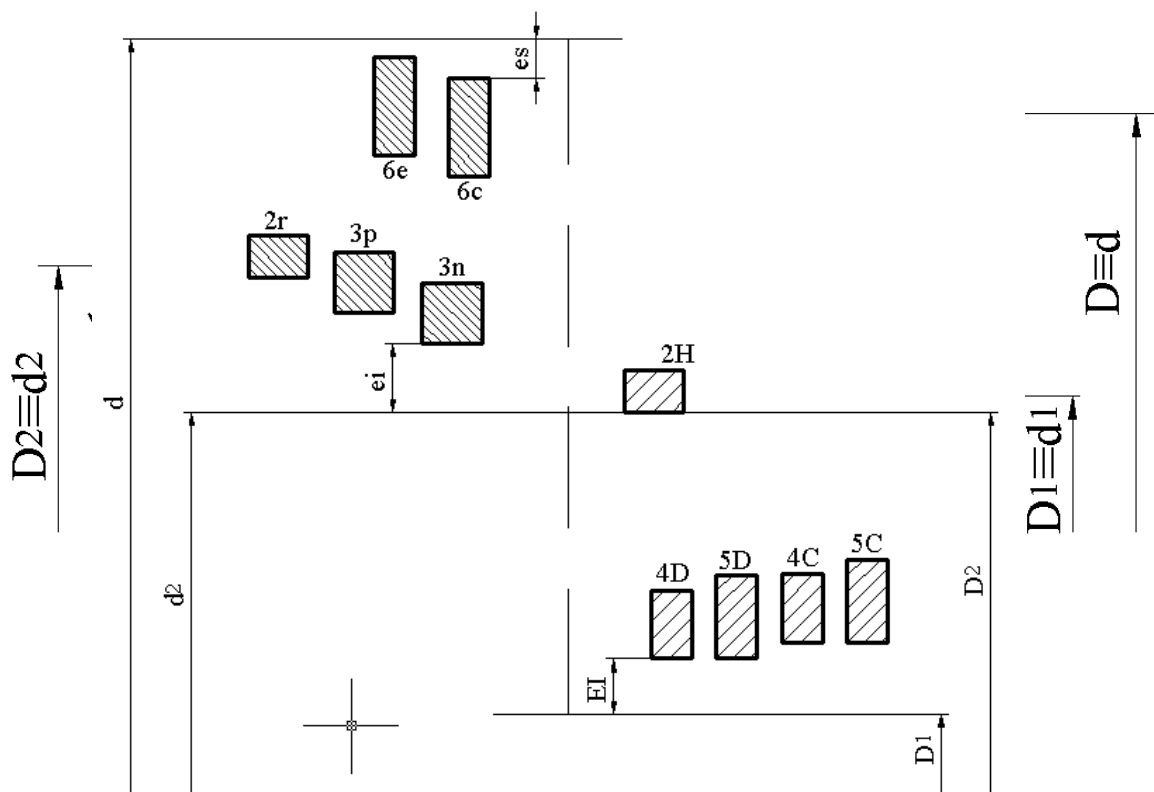


Fig. 7
Poziția câmpurilor de toleranțe în raport cu linia zero
 (îmbinare filetată cu ajustaj cu strângere)

Poziția câmpurilor de toleranțe corespunzătoare claselor de toleranțe stabilite pentru d_2 , D_2 , d și D_1 , față de linia zero, este dată în fig.7.

Prin asocierea clasei de toleranțe pentru diametrul mediu D_2 , al filetului interior cu clasele de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 , al filetului exterior, se obțin trei ajustaje cu strângere pe diametrul mediu în sistem de ajustaje alezaj unitar.

- **lungimi de înșurubare:**

în funcție de materialul piesei cu filet interior, sunt stabilite trei lungimi de înșurubare simbolizate:

- lungime scurtă de înșurubare, cu simbolul S, pentru piese din oțel și aliaje din titaniu;
- lungime normală de înșurubare, cu simbolul N, pentru piese din fontă;
- lungime lungă de înșurubare, cu simbolul L, pentru piese din aliaje din aluminiu și magneziu;

- **împărțirea pe grupe de sortare.**

pentru a asigura precizia necesară a asamblării filetate și o execuție cât mai economică a pieselor filetate, se aplică operația de sortare pe grupe de dimensiuni sau grupe de sortare; înainte de montare, filetele exterioare și cele interioare se împart în una, două sau trei grupe de sortare, prin măsurarea diametrului mediu, astfel:

- pentru ajustajul $2H/2r$, se stabilește o singură grupă de dimensiuni (fără sortare);
- pentru ajustajul $2H/3p$, se stabilesc două grupe de sortare: I și II;
- pentru ajustajul $2H/3n$, se stabilesc trei grupe de sortare: I, II și III;

Reprezentarea grafică a câmpurilor de toleranță pentru diametrul mediu d_2 , respectiv D_2 , împărțite pe grupe de sortare, este dată în fig.8.

Montarea pieselor filetate se realizează prin înșurubarea prezonului dintr-o grupă de sortare în locașul filetat care face parte din aceeași grupă de sortare.

Înscrierea toleranțelor filetelor pe desenele de execuție și notarea ajustajelor asamblărilor filetate cu ajustaje cu strângere, pe desenele de ansamblu.

Indicarea toleranțelor filetelor pe desenul piesei finite, se face prin înscrierea, în ordine, a următoarelor elemente (fig. 9.a și b):

- simbolul filetului metric: litera M;
- valoarea nominală a diametrului exterior, d (D);
- valoarea pasului filetului, dacă este diferită de valoarea pasului normal;
- simbolul lungimii de înșurubare, dacă este diferită de lungimea normală;
- clasa de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 (D_2);
- numărul grupei de sortare, trecut între paranteze, după simbolul clasei de toleranțe;

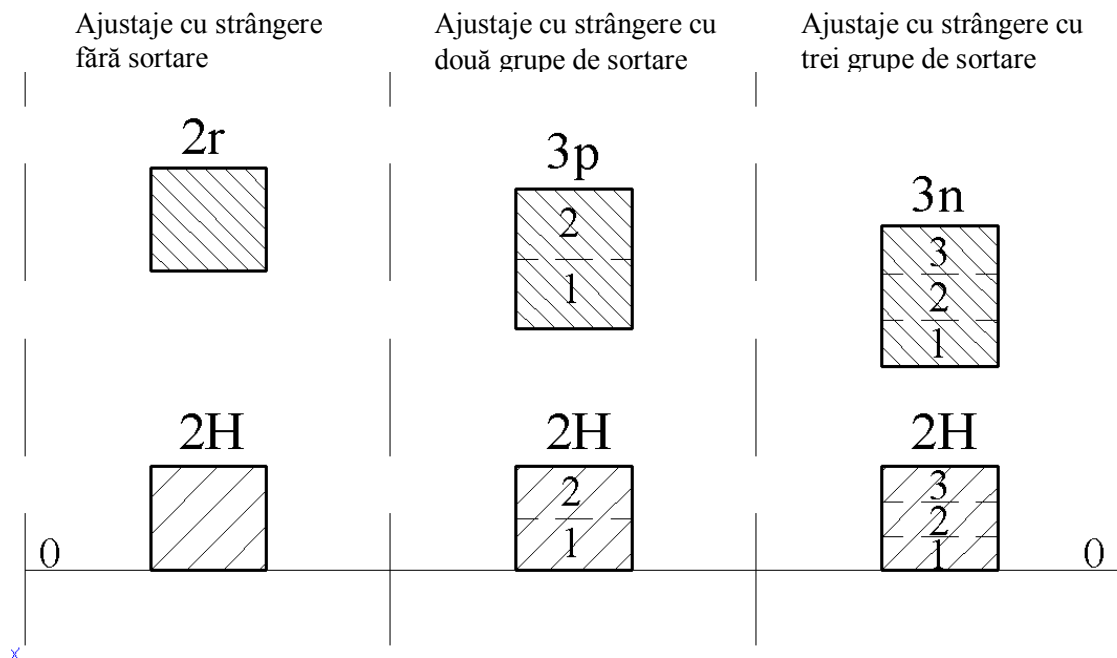


Fig. 8

Grupe de sortare la îmbinări filetate cu ajustaj cu strângere

- clasa de toleranțe pentru diametrul exterior d , al filetului exterior, respectiv, clasa de toleranțe pentru diametrul interior al filetului interior, când aceasta nu coincide cu clasa de toleranțe a diametrului mediu D_1 .

Notarea ajustajului unei asamblări filetate pe desenul de ansamblu se realizează prin înscrierea în, ordine, a următoarelor elemente (fig. 10):

- simbolul filetului metric: litera M;
- valoarea nominală a diametrului exterior, d (D);
- valoarea pasului filetului, dacă este diferită de valoarea pasului normal;
- simbolul lungimii de înșurubare, dacă este diferită de lungimea normală;
- ajustajul la nivelul diametrului mediu d_2 (D_2), format în îmbinarea filetată;
- numărul grupei de sortare, trecut între paranteze, după simbolul claselor de toleranțe.

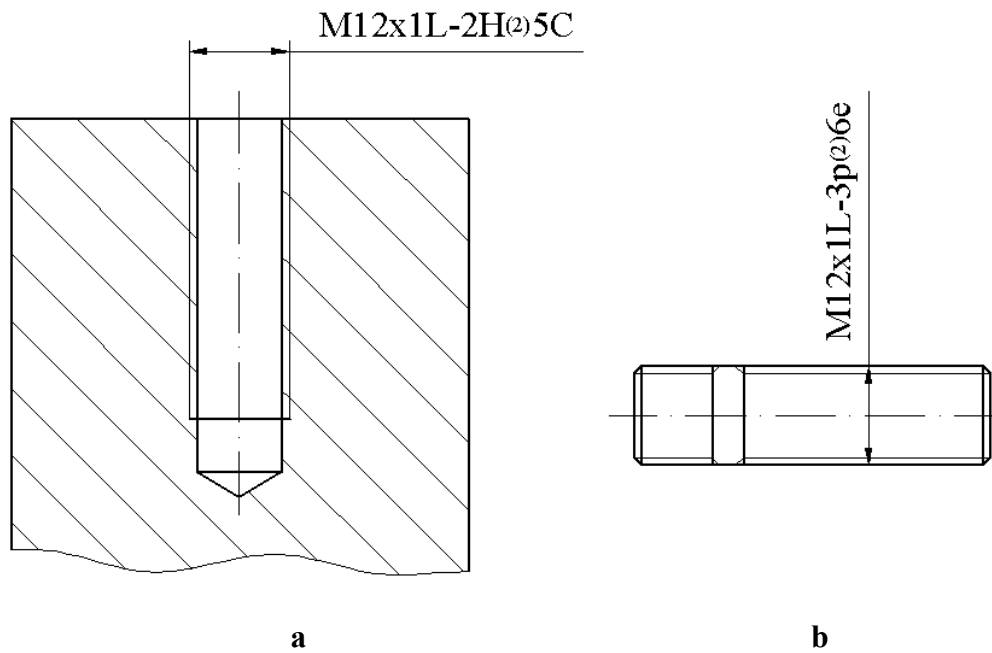


Fig. 9
Indicarea toleranțelor filetelor metrice cu cu ajustaj cu joc
 b. pentru filet exterior; b. pentru filet interior

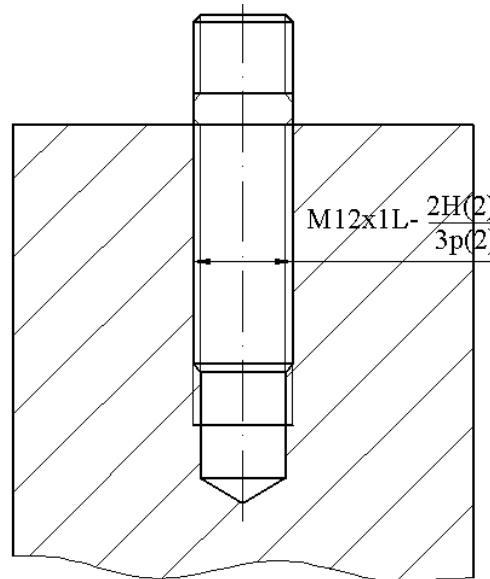


Fig. 10
Notarea unui ajustaj cu strângere
în îmbinare filetată

3. Întrebări recapitulative

- ce sunt asamblările filetate?
- cum este denumită generic, o piesă cu suprafață filetată exterioară?
- cum este denumită generic, o piesă cu suprafață filetată interioară?
- câte tipuri de asamblări filetate sunt utilizate în construcția de mașini?
- care este forma profilului filetului metric?
- care sunt elementele dimensionale ale filetelor?
- care sunt elementele dimensionale care determină precizia filetelor?
- care element dimensional este determinant în stabilirea preciziei filetelor?
- ce condiție trebuie respectată la stabilirea toleranței diametrului mediu?
- ce tipuri de ajustaje se pot forma în asamblările cu filete metrice ISO?
- ce abateri fundamentale pentru diametrul mediu al filetului exterior sunt stabilite de sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc? Să se reprezinte grafic câmpurile de toleranțe corespunzătoare;
- pentru ce alt diametru al filetului exterior sunt stabilite abateri fundamentale?
- ce abateri fundamentale pentru diametrul mediu al filetului interior sunt stabilite de sistemul de toleranțe pentru filete metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc? Să se reprezinte grafic câmpurile de toleranțe corespunzătoare;
- pentru ce alt diametru al filetului interior sunt stabilite abateri fundamentale?
- câte lungimi de înșurubare sunt stabilite pentru filetele metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc?
- câte clase de execuție sunt stabilite pentru filetele metrice ISO de fixare cu ajustaje cu joc?
- care sunt ajustajele cu joc preferențiale și când se utilizează acestea?
- cum se realizează asamblările filetate cu ajustaje cu strângere?
- cum se reprezintă graphic un ajustaj cu strângere, la o asamblare filetată?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru diametrul mediu al filetului interior?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru diametrul interior al filetului interior?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru diametrul mediu al filetului exterior?
- ce clase de toleranțe sunt stabilite pentru diametrul exterior al filetului exterior?
- care este poziția câmpurilor de toleranțe în raport cu linia zero, pentru aceste dimensiuni?

- câte lungimi de înșurubare sunt stabilite pentru filetele metrice ISO de fixare cu ajustaje cu strângere?
- cum se realizează împărțirea pe grupe de sortare?
- cum se notează toleranța unui filet exterior (în cazul ajustajelor cu joc și cu strângere)?
- cum se notează toleranța unui filet interior (în cazul ajustajelor cu joc și cu strângere)?
- cum se notează un ajustaj într- o îmbinare filetată (cu ajustaj cu joc și cu ajustaj cu strângere)?

4. Aplicații rezolvate

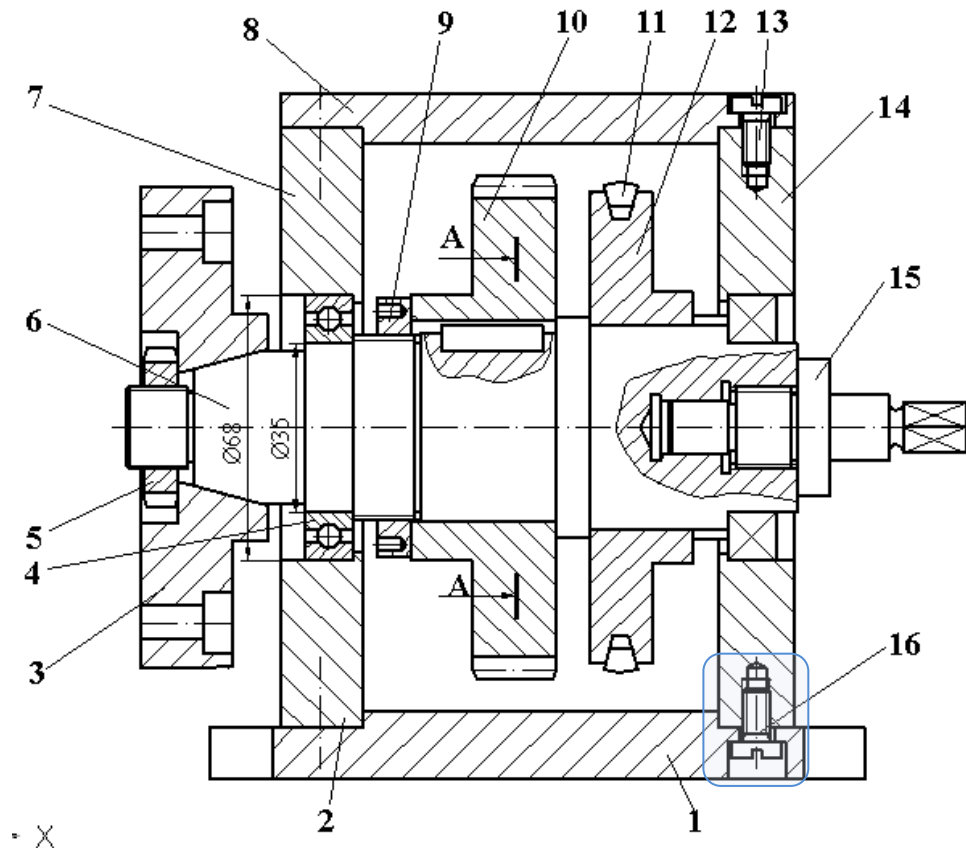
Aplicatia nr. 1.

Se consideră desenul de ansamblu (incomplet).

Să se noteze, pe desenul de ansamblu, ajustajul din îmbinarea filetată dintre reperatele poz. 14 (peretele carcasei) și 16 (șurub).

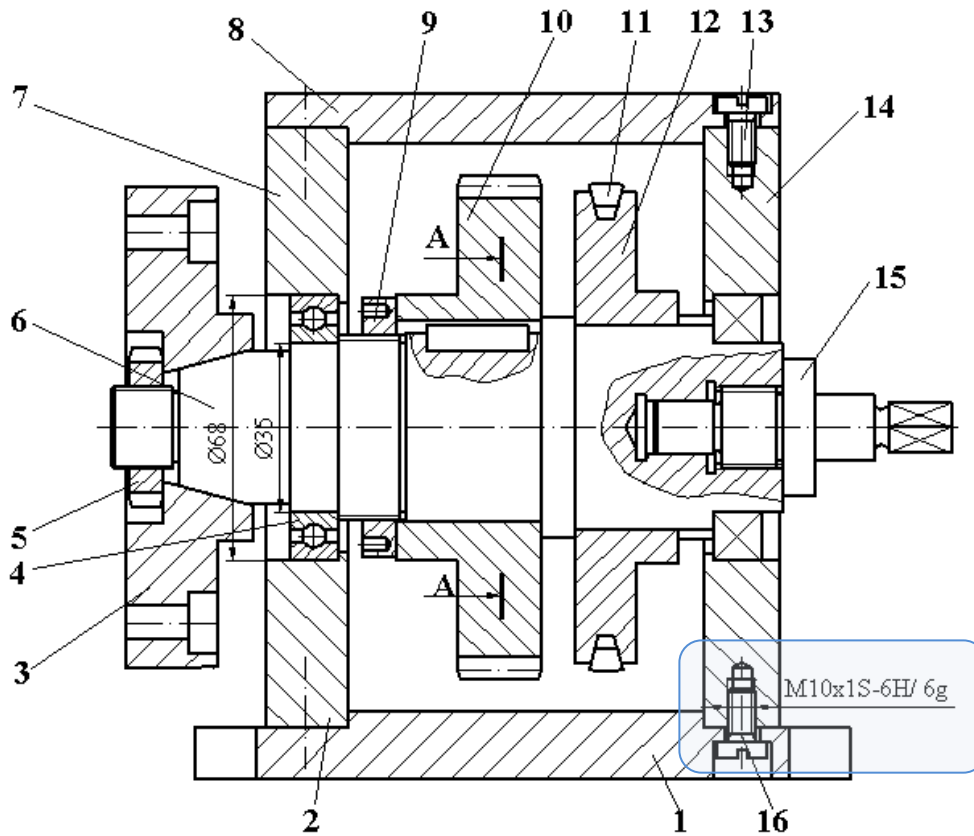
Se cunosc elementele:

- îmbinare filetată cu filet metric ISO de fixare;
- valoarea nominală a diametrului exterior: $N=12$ mm;
- pasul nominal: $p=1$ mm;
- lungimea de înșurubare: scurtă;
- clasa de toleranțe pentru D_2 : 6H;
- clasa de toleranțe pentru d_2 : 6g.



Rezolvare.

Indicarea ajustajului cu joc din îmbinarea filetată dată, este prezentată în figură (medalion).



Aplicatia nr. 2.

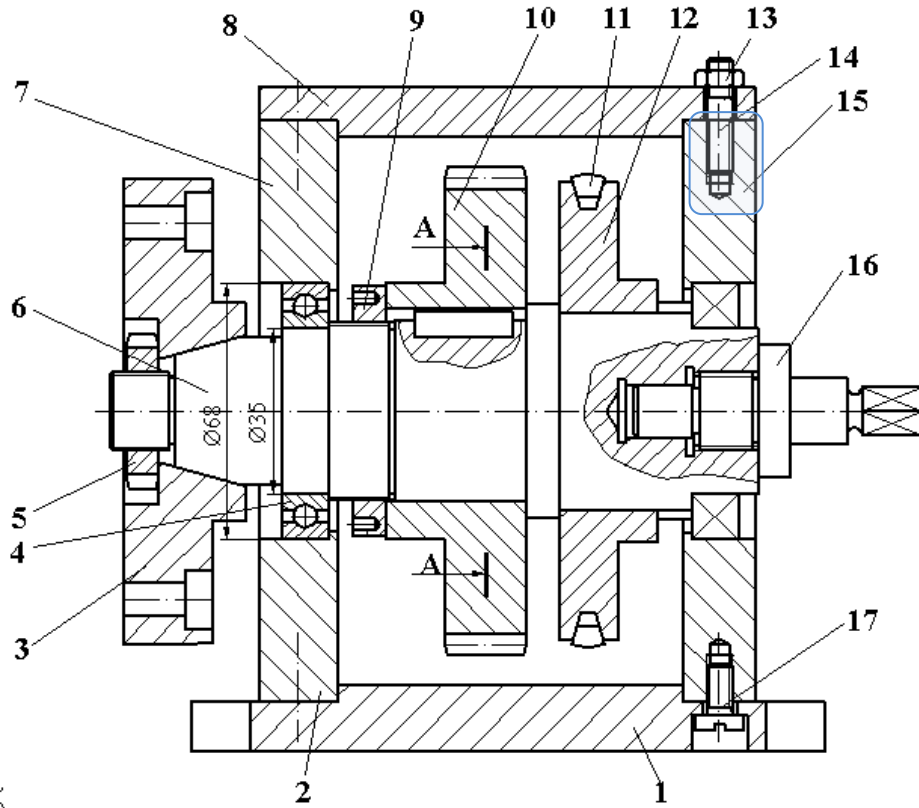
Se consideră desenul de ansamblu (incomplet).

Să se noteze, pe desenul de ansamblu, ajustajul din îmbinarea filetată dintre reperele poz. 14 (prezon) și 15 (peretele carcasei).

Se cunosc elementele:

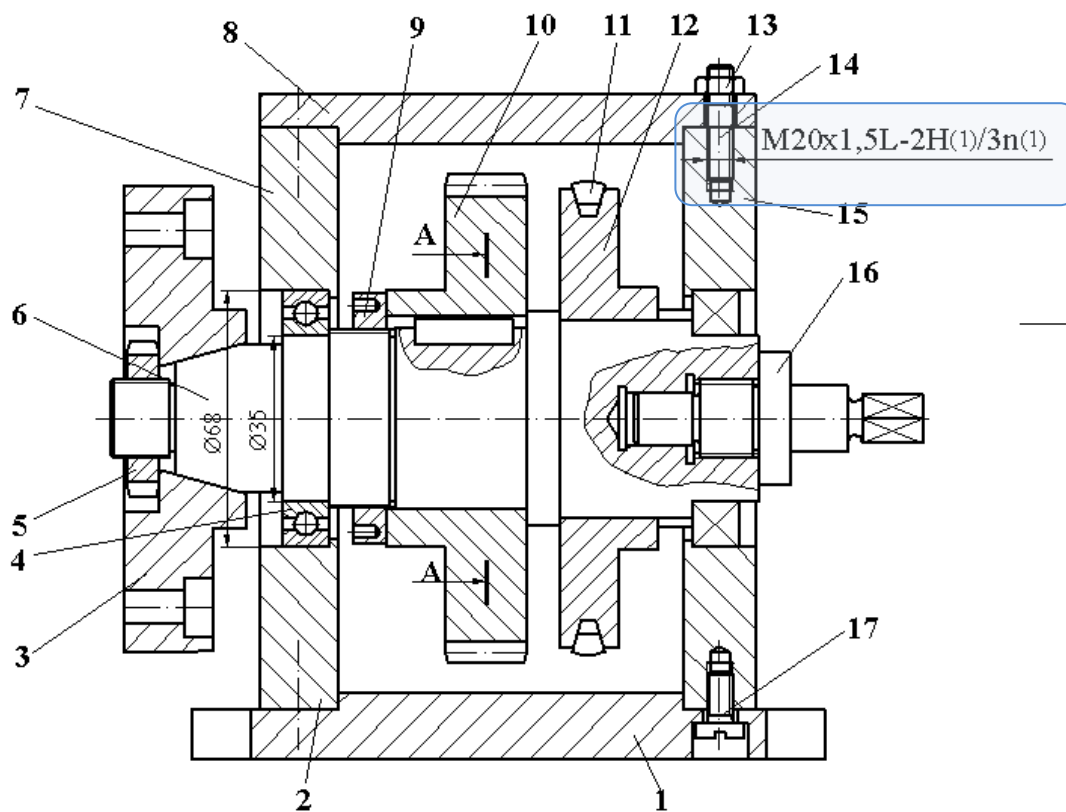
- îmbinare filetată cu filet metric ISO de fixare;
- valoarea nominală a diametrului exterior: $N=20$ mm;
- pasul nominal: $p=1,5$ mm;
- lungimea de înșurubare: lungă;
- clasa de toleranțe pentru D_2 : 2H;
- clasa de toleranțe pentru D_1 : 5D;

- clasa de toleranțe pentru d_2 : 3n;
- clasa de toleranțe pentru d : 6e.
- se montează piese conjugate din prima grupă de sortare.



Rezolvare.

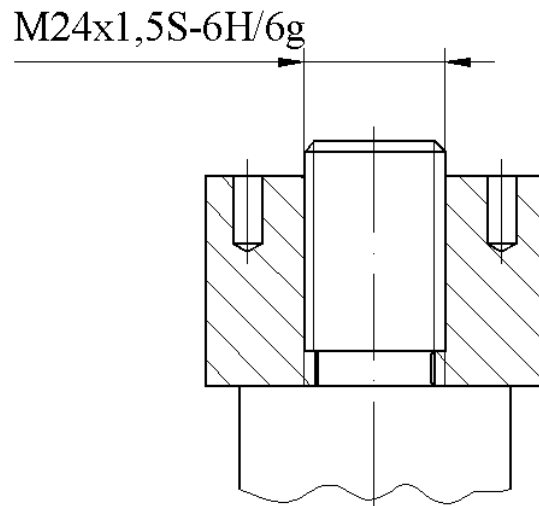
Indicarea ajustajului cu srângere din îmbinarea filetată dată, este prezentată în figură (medalion).



Aplicatia nr. 3.

Se consideră desenul de subansamblu (incomplet).

Să se identifice notația de pe desen (să se precizeze semnificația elementelor notate).



Rezolvare.

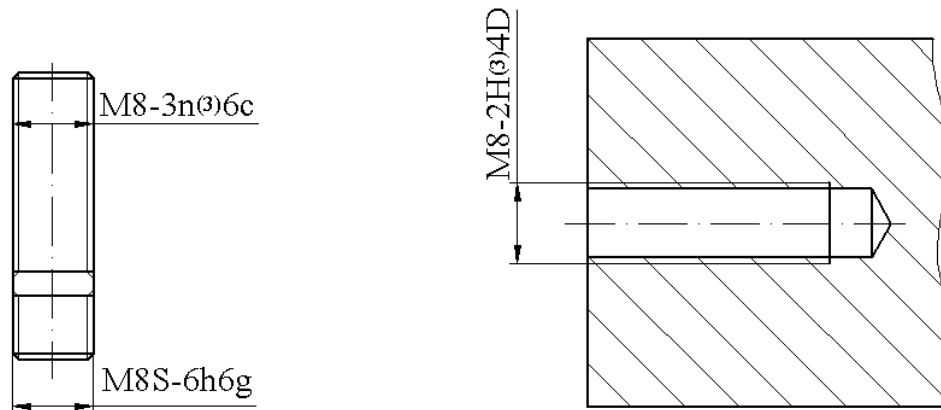
Este notat un ajustaj cu joc în îmbinarea filetată dintre piuliță și capătul filetat al arborelui; semnificația elementelor este:

- M: filet metric;
- 24: diametrul exterior al îmbinării (valoare nominală);
- 1,5: pasul filetelor;
- S: lungime de înșurubare scurtă;
- 6H/6g: ajustajul cu joc la nivelul diametrului mediu, cu elementele:
 - 6H: clasa de toleranțe pentru diametrul mediu D_2 , al filetelor interioare;
 - 6g: clasa de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 , al filetelor exterioare.

Aplicatia nr. 4.

Se consideră desenele de reper (incomplete).

Să se identifice notațiile de pe desene (să se precizeze semnificația elementelor notate).



Rezolvare.

Sunt cotate și toleranțate suprafețe filetate exterioare și interioară. Semnificația elementelor notate pe desene este:

- pentru prezon (capătul filetat superior):
 - M: filet metric;
 - 8: diametrul exterior al filetului exterior (valoarea nominală $N=8\text{ mm}$);
 - pas normal;
 - lungime de înșurubare normală;
 - 3n: clasa de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 ;
 - 6c: clasa de toleranțe pentru diametrul exterior d ;
 - (3): numărul grupei de sortare;
- pentru prezon (capătul filetat superior):
 - M: filet metric;
 - 8: diametrul exterior al filetului exterior (valoarea nominală $N=8\text{ mm}$);
 - pas normal;
 - S: lungime de înșurubare scurtă;
 - 6h: clasa de toleranțe pentru diametrul mediu d_2 ;
 - 6g: clasa de toleranțe pentru diametrul exterior d ;
- pentru locașul filetat din carcasă:
 - M: filet metric;
 - 8: diametrul exterior al filetului interior (valoarea nominală $N=8\text{ mm}$);
 - pas normal;
 - lungime de înșurubare normală;
 - 2H: clasa de toleranțe pentru diametrul mediu D_2 ;
 - 4D: clasa de toleranțe pentru diametrul interior D_1 ;
 - (3): numărul grupei de sortare;

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Suport de curs

CAPITOLUL AL XII- LEA

CONTROL DIMENSIONAL.

METODE ȘI MIJLOACE DE MĂSURARE

Conținut.

1.Noțiuni de metrologie

- 1.1. Control, măsurare, verificare.
- 1.2. Factorii care influențează măsurarea.
- 1.3. Erori de măsurare.
- 1.4. Factorii care influențează măsurarea.

2. Metode de măsurare

- 2.1. Clasificarea metodelor de măsurare.
- 2.2. Caracteristicile metrologice ale măsurării.

3.Mijloace de măsurare

- 3.1. Structura generală a unui mijloc de măsurare.
- 3.2. Clasificarea mijloacelor de măsurare.
- 3.3. Caracteristicile mijloacelor de măsurare.

4. Alegerea metodei de măsurare

5. Întrebări recapitulative.

6. Aplicații numerice rezolvate.

CONTROL DIMENSIONAL. METODE ȘI MIJLOACE DE MĂSURARE

1. Noțiuni de metrologie

1.1. Control, măsurare, verificare

Controlul reprezintă urmărirea funcționării unui sistem tehnic, a unui proces tehnologic, a unui produs, prin măsurarea directă sau indirectă a mărimilor care caracterizează sau de care depinde funcționarea acestuia.

Controlul dimensional constă în urmărirea încadrării caracteristicilor dimensionale ale unui produs în toleranțele prescrise pentru acestea, prin măsurare sau verificare.

Verificarea constă în stabilirea încadrării parametrilor dimensionali ai unui produs în toleranțele prescrise pentru acestea, fără a se determina valorile efective ale parametrilor considerați.

Măsurarea este operația metrologică de comparare cantitativă a două mărimi de același fel, dintre care una este aleasă, mod convențional, drept unitate de măsură, în scopul de a stabili un raport numeric între mărimea de măsurat și unitatea de măsură considerată, obținându-se valoarea numerică a mărimii măsurate.

Mărimile care se pot evalua cantitativ prin măsurare și exprima numeric, sunt *mărimi fizice* (se pot exprima printr-o formulă algebrică).

Metoda de măsurare reprezintă un procedeu rațional de executare a operațiilor de măsurare. Prin aplicarea metodei de măsurare se materializează principiul de măsurare.

Principiul de măsurare este fenomenul fizic care stă la baza unei măsurări.

1.2. Factorii care influențează măsurarea

Procesul de măsurare este influențat de o serie de factori care determină corectitudinea măsurărilor, deci modifică rezultatul măsurării. Aceștia sunt:

- mediul exterior (factori externi);
- piesa care se măsoară;
- mijlocul de măsurare;
- operatorul (factorul uman).

Mediul exterior.

Mediul exterior este constituit din factorii externi care influențează esențial măsurătorile. Aceștia se împart în 3 categorii:

- factori de climă;
- factori mecanici;
- factori electromagnetici.

Factorii de climă se întâlnesc în toate domeniile de măsurare și influențează cel mai mult rezultatul măsurării: la măsurările geometrice. Dintre factorii de climă cei mai importanți sunt:

temperature, presiunea atmosferică, umiditatea și praful.

La măsurarea dimensiunilor liniare, temperatura are o influență esențială, deoarece variația ei determină modificarea dimensiunilor pieselor metalice, ducând la variația jocurilor în îmbinările mobile, mărirea frecărilor în lagăre și articulații.

Factorii mecanici sunt vibrații, șocuri, accelerații, dintre care vibrațiile determină lipsa de fidelitate a aparatelor de măsurare.

Factori electrici care perturbază măsurările sunt: variația tensiunii și intensității rețelei de alimentare; paraziți industriali. perturbații electrice și atmosferice, câmpul electric și magnetic.

Măsurandul (piesa supusă măsurării).

Măsurandul influențează rezultatul măsurării prin starea în care se găsește, datorită abaterii acestuia de la modelul teoretic care i se asociază.

Mijlocul de măsurare.

Mijlocul de măsurare, prin defecțiunile mici de proiectare, construcție și reglare influențează măsurarea, determinând obținerea rezultatului măsurării modificat față de valoarea adevărată cu eroarea de măsurare a aparatului de măsurare.

Operatorul (factorul uman)

Operatorul influențează măsurarea unei mărimi prin:

- modul de organizare și pregătire a operației de măsurare;
- nivelul de calificare, capacitatea de reacție și gradul de atenție.

Toți acești factori care intervin la măsurarea oricărei mărimi fizice determină inexactitatea măsurării și duc la obținerea rezultatului măsurării diferit față de valoarea adevărată a mărimii măsurate, această diferență fiind eroarea de măsurare.

1.3. Erori de măsurare

Valoarea numerică a unei mărimi măsurate este *valoarea măsurată* a acelei mărimi, sau *valoarea efectivă*. Ea este diferită de *valoarea adevărată* a mărimii, datorită inexactității procesului de măsurare, diferența fiind *eroarea de măsurare*.

Valoarea adevărată este o noțiune absolută și nu poate fi determinată (în general). Pentru cazuri practice, se va considera ca valoare adevărată, valoarea măsurată cu o incertitudine suficient de mică pentru o situație concretă.

Exemplu: indicația unui etalon de lungime poate fi considerată valoare adevărată când se compară cu un aparat de precizie inferioară.

Eroarea de măsurare este diferența dintre valoarea măsurată și valoarea adevărată a mărimii măsurate.

Erorile de măsurare se clasifică după mai multe criterii, dintre care s-au considerat câteva mai importante.

C1. După exprimarea matematică a erorilor de măsurare:

- **eroare absolută:** diferența dintre valoarea măsurată și valoarea adevărată:

$$E = X - X_0. \quad (1)$$

• **eroare relativă:** raportul dintre eroarea absolută și valoarea adevărată (exprimat în procente):

$$E_r = \frac{E}{X_0}. \quad (2)$$

Notă: în relațiile 1 și 2, eroarea de măsurare a fost simbolizată, generic, cu simbolul literal, E; în funcție de tipul erorii de măsurare, se folosesc simbolurile literale: ΔX , δX , εX , etc., unde X, este mărimea considerată.

• **eroare raportată:** este raportul dintre eroarea absolută și o valoare specificată care poate fi: domeniul de măsurare al aparatului de măsurat, limita superioară de măsurare, lungimea scării de reper.

C2. După sursele care le generează:

- **erori de influență:** au ca sursă factorii externi;
- **erori de model:** au ca sursă măsurandul (piesa supusă măsurării);
- **erori instrumentale:** au ca sursă mijloacele de măsurare; ele se pot determina și sunt date în documentația însoțitoare a mijlocului de măsurare sub formă de eroare tolerată sau clasă de precizie a aparatului de măsurare;
- **erori de interacțiune:** au ca sursă interacțiunea dintre măsurand și aparatul de măsurare; sunt generate de modificarea stării măsurandului în interacțiunea lui cu aparatul de măsurare;
- **erori de operator:** au ca sursă factorul uman; sunt generate de operator prin deciziile acestuia.

C3. După structura statistică sau subordonarea metrologică: după modul de manifestare la măsurarea repetată a aceleiași mărimi în condiții identice):

- **erori sistematice:** sunt erorile care intră în rezultatul măsurării sub formă de cantități constante, atât ca valoare absolută, cât și ca semn la măsurarea repetată a aceleiași mărimi în condițiile identice; erorile sistematice se pot determina prin calcul și servesc la stabilirea corecției cu care se corectează rezultatul măsurării;
- **erori aleatoare:** sunt erorile care intră în rezultatul măsurării sub formă de cantități variabile, atât ca mărime, cât și ca semn la măsurarea repetată a aceleiași mărimi în condiții identice;
- **erori aberante (greșeli):** sunt erorile de măsurare care, la măsurare repetată a aceleiași mărimi în condiții identice au valori ce depășesc cu mult erorile cele mai probabile; de aceea ele se vor înlătura din rezultatul măsurării înainte de prelucrarea acestuia.

După înlăturarea erorilor aberante din rezultatul măsurării repetate a unei dimensiuni în condiții identice, se poate calcula *eroarea limită totală* a metodei de măsurare, cu relația:

$$\Delta L_{\text{lim}} = \sum_{i=1}^m \Delta_i + \sum_{j=m+1}^n \delta_j, \quad (3)$$

unde:

- Δ_i ($i=1\dots m$), reprezintă erorile sistematice;
- δ_j ($j=m+1\dots n$), sunt erorile aleatoare identificate.

Eroarea limită totală este caracteristica metrologică prin care se poate exprima valoric exactitatea unei metode de măsurare aplicată la măsurarea unei caracteristici dimensionale în condiții cunoscute.

2. Metode de măsurare

Metoda de măsurare este un procedeu rațional de aplicare (executare) a operației de măsurare. O metodă de măsurare este complet definită dacă se cunosc:

- **schema de măsurare:** reprezentarea schematizată a piesei de măsurat și a mijlocului de control, a poziției relative a acestora și mișcărilor pe care le execută pentru măsurarea efectivă;

- **echipamente de control necesare:** instrumentul sau aparatul de măsurare utilizat și accesoriile necesare pentru aplicarea metodei de măsurare considerate;

- **tehnica măsurării:** descrierea operației de măsurare (modul de orientare – fixare a piesei de controlat și a aparatului de măsurare, modul de reglare la zero a aparatului, mișcărilor care trebuie executate pentru obținerea valorii măsurate).

2.1. Clasificarea metodelor de măsurare

Metodele de măsurare se clasifică după mai multe criterii.

C1. După exactitatea (precizia) metodei de măsurare:

- **metode de laborator**, la care se determină erorile de măsurare care sunt luate în considerare în rezultatul măsurării;

- **metode tehnice**, mai puțin exacte, la care se consideră numai erorile tolerate ale aparatelor de măsurare.

C2. După poziția aparat de măsurare- piesă de controlat:

- **metode cu contact:** aparatul de măsurare vine în contact nemijlocit cu piesa de controlat;

- **metode fără contact:** măsurarea se execută fără atingerea mecanică dintre piesă și aparat.

C4. După modul de redare a rezultatului măsurării:

- **metode analogice:** valoarea măsurată este redată continuu, de către un indicator pe o scară de repere;

- **metode numerice** (digitale): valoarea măsurată este redată codificat, sub formă de număr pe un display.

C5. După modul de obținere a valorii măsurate:

- **metode directe:** mărimea de măsurat se măsoară nemijlocit fără a apela la măsurarea altor mărimi.

- **metode indirecte**: se măsoară alte mărimi, iar valoarea măsurată a mărimii considerate se obține prin calcule.

Precizare: în cazul măsurării dimensiunilor liniare și unghiulare, metodele directe de măsurare se clasifică în două categorii distincte:

- **metoda evaluării directe**, la care mărimea de măsurat se introduce între suprafețele de măsurare ale instrumentului (aparaturii), iar valoarea măsurată se obține pe o scară de repere; exemplu: măsurarea lungimilor cu șublere, micrometre;

- **metoda diferenței** care constă în stabilirea diferenței dintre o măsură de valoare cunoscută (cu care se reglează la zero aparatul de măsurare) și mărimea de măsurat; exemplu: măsurarea lungimilor cu mijloace comparatoare.

2.2. Caracteristicile metrologice ale măsurării.

Principalele caracteristici metrologice ale măsurării sunt:

- exactitatea;
- justețea;
- fidelitatea.

Exactitatea măsurării este calitatea unei măsurări de a da rezultate apropiate de valoarea adevărată a măsurandului.

Precizare: conform reglementărilor internaționale, în locul termenului de precizie de măsurare se va folosi termenul **exactitatea măsurării** (pentru a nu avea confuzii cu alte semnificații ale noțiunii de precizie).

Justețea măsurării: este calitatea unor măsurări repetate a aceluiași măsurand, în condiții identice de a nu da rezultate a căror valoare medie este apropiată de valoarea reală (adeverată) a măsurandului.

Justețea bună a unor măsurări este identică cu eroarea sistematică mică a valorii medii a rezultatelor obținute prin măsurarea repetată a măsurandului.

Fidelitatea măsurării (repetabilitatea) este calitatea unor măsurări repetate ale aceluiași măsurand de a da rezultate apropiate între ele.

Fidelitatea bună a unei măsurări corespunde erorilor aleatoare mici la repetarea măsurării, în condiții identice.

Fidelitatea se referă la măsurarea aceluiași măsurand, în condiții identice, cu același aparat de masura și același operator.

Notă: fidelitatea măsurării se deosebește de reproductibilitate.

Reproductibilitatea este calitatea unei măsurări de a nu fi afectată de erori de măsurare a aceluiași măsurand, în condiții diferite și cu aparate de măsurare diferite.

Exactitatea, justețea și fidelitatea sunt caracteristici generale ale oricărui proces de măsurare.

Exactitatea include fidelitatea și justețea ca două componente distincte și complementare.

Justețea reprezintă apropierea de valoarea adevărată a măsurandului și arată gradul de afectare a măsurării cu erori sistematice.

Fidelitatea reprezintă stabilitatea, siguranța măsurării și evidențiază faptul că măsurarea este afectată de erori aleatoare.

3. Mijloace de măsurare

Mijloacele de măsurare sunt ansambluri tehnice utilizate pentru a furniza informația de măsurare.

3.1. Structura generală a unui mijloc de măsurare

Structura generală a unui mijloc de măsurare cuprinde următoarele părți componente (fig. 1):

- elementul de măsurare primar care poate fi un captor, palpator, sesizor, traductor; el captează mărimea de măsurat și o transmite sub formă de semnal modificat sau nu, elementului intermediar;
- element de măsurare intermediar primește semnalul de la elementul primar, îl transformă într-un semnal mai ușor de utilizat și îl trimite elementului final;
- element de măsurare final primește semnalul de la elementul intermediar, îl convertește într-o formă accesibilă utilizatorului. Elementul de măsurare final poate fi:
 - aparat indicator care redă valoarea măsurată sub formă de indicație;
 - aparat înregistrator care redă valoarea măsurată sub formă de diagramă;
 - dispozitiv de control care compară semnalul valorii măsurate cu un semnal de referință reprezentând valoarea adevărată a mărimii măsurate.

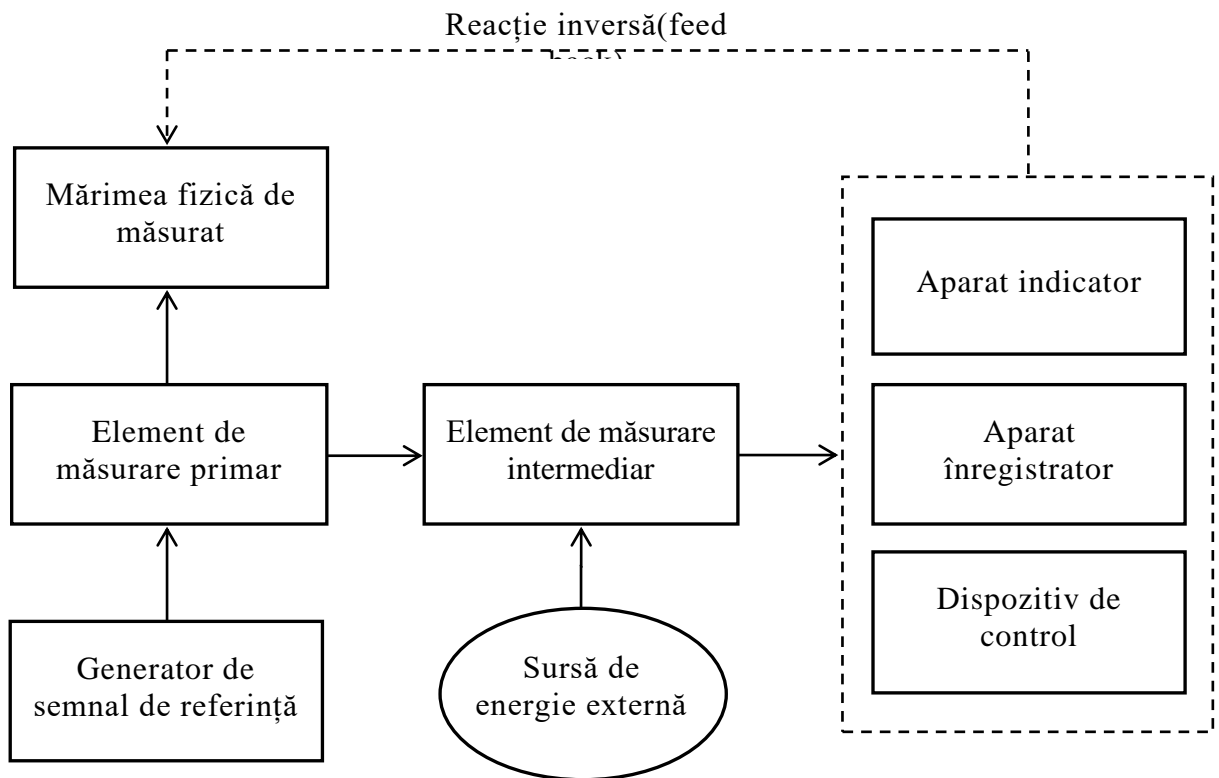


Fig. 1.
Structura generală a unui mijloc de măsurare

- sursa de energie externă care asigură energia de funcționare a mijlocului de măsurare;
- generator de semnal de referință care generează semnalul de referință;
- bucla de reacția inversă (feed back): în urma comparării dintre semnalul de referință și semnalul reprezentând valoarea efectivă a mărimii măsurate, dispozitivul de control generează un semnal de comandă a unor subansamble de acționare ale mașinii-unelte prelucrătoare în scopul apropierii valorii efective de o valoare prestabilită a mărimii măsurate (exemplu: la mijloace de control activ).

Notă: la unele mijloace de măsurare de construcție simplă (instrumente, aparate), unele părți componente formează corp comun sau pot lipsi.

3.2. Clasificarea mijloacelor de măsurare.

Mijloacele de măsurare se clasifică în mai multe categorii, după o serie de criterii.

C1. Complexitatea mijlocului de măsurare:

- **măsură:** sunt corpuri care au proprietate de a materializa una sau mai multe valori cunoscute ale unei mărimi; pot fi:
 - măsuri cu valoare unică: materializează o singură valoare cunoscută a unei mărimi; *exemplu:* cale plan- paralele;
 - măsuri cu valoare multiplă: materializează mai multe valori succesive ale unei mărimi; *exemplu:* rigle de măsurare;
- **instrumente de măsurare:** sunt ansambluri de corpuri simple cu funcția de măsurare; nu au în structura lor element de măsurare intermediar; *exemplu:* șublere, micrometre;
- **aparate de măsurare:** sunt mijloace de măsurare la care părțile componente formează ansambluri distincte, dar sunt astfel conectate încât formează un ansamblu unitar; *exemplu:* aparate comparatoare;
- **instalații de măsurare:** sunt mijloace de măsurare complexe care conțin cele trei elemente principale de măsurare distincte, conectate prin legături electrice; *exemplu:* rugozimetru;
- **sisteme de măsurare** sunt instalații de măsurare prevăzute cu elemente de automatizare și elemente de prelucrare a informațiilor de măsurare; *exemplu:* mașini de măsurat în coordonate.

C2. Gradul de universalitate:

- **mijloace de măsurare universale:** sunt mijloacele de măsurare cu ajutorul cărora se măsoară mai mulți parametri de același fel la mai multe tipodimensiuni de piese; *exemplu la controlul dimensional:* șublerele de exterior, cu care se pot măsura dimensiuni exterioare și interioare la piese diferite cu suprafețe plane, cilindrice, etc.;
- **mijloace de măsurare speciale:** sunt acele mijloace de măsurare folosite pentru măsurarea unui singur parametru la o singură tipodimensiune de piese; *exemplu*

la controlul dimensional: micrometrul cu talere, care se folosește numai pentru măsurarea cotei peste N dinți, la roți dințate.

C3. Modul de redare a valorii efective a mărimii măsurate:

- *mijloace de măsurare indicatoare*: indică, pe o scară de repere sau sub o formă numerică valoarea, sau valorile efective de mărimii măsurate; *exemple*: micrometre, comparatoare cu cadran sau digitale;

- *mijloace de măsurare înregistratoare*: redau, pe o diagramă înregistrată, valoarea sau valorile efective de mărimii măsurate; *exemplu*: rugozimetrul;

- *mijloace de măsurare integratoare*: însumează valorile măsurate ale unei mărimi pe o durată de timp specificată, redându-le apoi sub formă numerică; *exemplu*: contoare.

- *mijloace de măsurare cu vizualizare*: redau sub formă de grafice realizate în timp real, variația mărimii măsurate.

C4. Metoda de măsurare aplicată:

- *mijloace de măsurare cu afisare directă*: la utilizarea acestora se aplică metoda evaluării directe, efectuându-se măsurării absolute; *exemple*: șublere, micrometre;

- *mijloace de măsurare comparatoare*: la folosirea acestora se aplică metoda diferenței; mijlocul de măsurare indică diferența dintre mărimea măsurată și mărimea cu care s-a făcut reglarea la zero; *exemplu*: comparatorul cu cadran.

C5. Caracteristicile metrologice ale mijloacelor de măsurare.

- *mijloace de măsurare etalon*: se folosesc numai pentru etalonarea mijloacelor de măsurare de lucru;

- *mijloace de măsurare de lucru*: se folosesc pentru măsurarea marimilor fizice;

C6. Transformările energetice care au loc la interacțiunea dintre piesa de controlat și mijlocul de măsurare:

- *mijloace de măsurare active*: au sursă proprie de energie de măsurare; *exemplu*: comparatorul cu cadran (sursa de energie este un arc elicoidal, care dezvoltă forța de măsurare);

- *mijloace de măsurare pasive*: nu au sursă de energie proprie; preiau energia de măsurare de la piesa pe care o măsoară, modificându-i starea energetică; *exemplu*: termometrul (preia energie calorică de la mediul a cărei temperatură o măsoară).

3.3. Caracteristicile mijloacelor de măsurare.

Orice produs este definit printr-o serie de proprietăți care îl caracterizează din punct de vedere funcțional și care se numesc caracteristici funcționale.

Deoarece mijloacele de măsurare au o destinație specifică și anume cea de control, acestea sunt definite prin două categorii distincte de caracteristici:

- caracteristici metrologice;
- caracteristici funcționale.

Caracteristicile metrologice sunt proprietățile care determină exactitatea măsurării cu mijloacele de măsurare considerate.

Cele mai importante caracteristici metrologice sunt:

- **justețea:** calitatea mijloacelor de măsurare de a da valori măsurate cât mai apropiate de media aritmetică a acestora; justețea unui mijloc de măsurare este evaluată prin eroarea de justețe care este suma erorilor sistematice generate de către acesta;

- **fidelitatea:** calitatea mijloacelor de măsurare de a da valori măsurate cât mai apropiate între ele; se evaluează prin eroarea de fidelitate care reprezintă rezultatul compunerii erorilor aleatoare generate de mijlocul de măsurare;

- **exactitatea măsurării (precizia de măsurare):** este o caracteristica globală a mijlocului de măsurare care se referă la calitatea acestuia de a afecta rezultatul măsurării cu erori.

- **eroarea instrumentală:** reprezintă totalitatea erorilor de măsurare caracteristice unui mijloc de măsurare

Pentru mijloace de măsurare de același tip constructiv și cu caracteristici metrologice apropiate precizia de măsurare se exprimă prin *clasa de precizie* a acestuia sau prin *eroarea maximă tolerată*.

Caracteristicile funcționale caracterizează mijloacele de măsurare, din punct de vedere al funcționării și domeniului de valori care se pot măsura. Caracteristici funcționale mai importante ale mijloacelor de măsurare sunt:

- **interval de măsurare:** este intervalul de valori ale mărimii care se măsoară, pe întinderea căruia se poate măsura cu mijlocul de măsurare considerat;

- **limita maximă de măsurare:** este valoarea maximă a intervalului de măsurare;

- **limita minimă de măsurare:** este valoarea minimă a intervalului de măsurare.

- **durabilitatea** mijloacelor de măsurare: perioada de funcționare în care acesta își păstrează caracteristicile metrologice în condițiile unei exploatări corespunzătoare.

4. Alegerea metodei de măsurare

Incertitudinea rezultatului unei măsurători reflectă imposibilitatea cunoașterii exacte a valorii mărimii măsurate.

După eliminarea erorilor sistematice identificate (prin corectarea rezultatului măsurării), rezultatul unei măsurători constituie totuși numai o estimăție a valorii măsurandului din cauza incertitudinii generate de factorii aleatorii care intervin în timpul măsurării și datorită corectării imperfecte a influenței factorilor sistematici.

Datorită influenței factorilor care participă la procesul de fabricație a unui reper în construcția de mașini, dimensiunile reale diferă de cele nominale motiv care determină proiectantul să stabilească valorile dimensiunilor limită, L_{\max} și L_{\min} , între care este asigurată funcționarea corespunzătoare; diferența dintre aceste dimensiuni limită constituie **toleranța garantată** IT_p , care garantează îndeplinirea rolului funcțional al reperului.

Metodele de măsurare, fiind afectate de erori de măsurare, la alegerea metodei de măsurare se ia în considerație eroarea limită a metodei de măsurare ΔL_{\lim} , pentru ca, la controlul pieselor, să nu se admită drept corespunzătoare, piese care nu au dimensiunea în afara toleranței, sau să fie respinse piese care au dimensiunea în toleranța prescrisă.

Stabilirea erorii de măsurare pe care trebuie să o aibă metoda de măsurare care se alege, se face în funcție de toleranța prescrisă parametrului (dimensiunii) care se măsoară, prin respectarea a două cerințe principale:

- măsurarea să fie realizată cu preț de cost minim;
- măsurarea să fie realizată cu exactitatea corespunzătoare.

În acest fel, se respectă un principiu de bază al măsurării: nu este necesar să se măsoare atât de exact cât este posibil, ci, atât de exact cât este necesar.

La stabilirea metodei de măsurare a unei dimensiuni, se iau în considerare următoarele aspecte:

- se consideră că toleranța prescrisă de proiectant a fost stabilită în mod rațional, în sensul că depășirea ei, determină respingerea piesei ca necorespunzătoare;
- prin aplicarea unei metode de măsurare cu o eroare limită de măsurare, $\pm \Delta L_{\lim}$; pentru ca dimensiunea piesei să se încadreze în toleranța prescrisă IT_p , este necesar ca la prelucrarea piesei, dimensiunea să fie realizată cu o toleranță mai mică decât toleranța prescrisă, cu $\pm \Delta L_{\lim}$; această toleranță cu care trebuie prelucrată piesa se numește toleranță de fabricație IT_f ;
- dacă se alege o metodă de măsurare cu eroare de măsurare mică, toleranța de fabricație va fi apropiată de toleranța prescrisă; în acest caz, prelucrarea se va face cu preț de cost mic, dar, măsurarea va avea cost ridicat;
- dacă se alege o metodă de măsurare cu eroare de măsurare mare, măsurarea va avea cost mic, dar, toleranța de fabricație va fi mult redusă față de toleranța prescrisă; în acest caz, prelucrarea se va face cu preț de cost mare;

După cum se observă, măsurarea cu exactitate mare, reduce costul prelucrării, dar, mărește costul controlului, iar, măsurarea cu exactitate mică, reduce costul controlului, dar, crește costul prelucrării.

Pentru a stabili o metodă de măsurare care să asigure, atât controlul cu cost minim, dar și cu o precizie acceptabilă, se aplică statistica matematică, pe baza similitudinii dintre dimensiunile cu care se obțin pieselor în urma prelucrării și dimensiunile efective obținute prin măsurare.

Datorită factorilor întâmplători care intervin în procesul de prelucrare, dimensiunile pieselor nu se distribuie uniform în câmpul de toleranțe, ci, au o distribuție normală, conform legii Gauss- Laplace, având o frecvență mai mare de apariție la mijlocul câmpului de toleranțe (fig. 2). Este de așteptat, ca și la măsurare, dimensiunile efective să aibă tot o distribuție normală, deci și erorile de măsurare să aibă aceeași distribuție, cu două caracteristici importante (fig. 2):

- atât erorile de prelucrare cât și erorile de măsurare, se distribuie cu o frecvență mai mare spre mijlocul câmpului de toleranțe, având frecvența maximă la mijlocul acestuia (fig. 2);
- ambele tipuri de erori sunt distribuite simetric față de mijlocul câmpului de toleranțe (fig. 2).

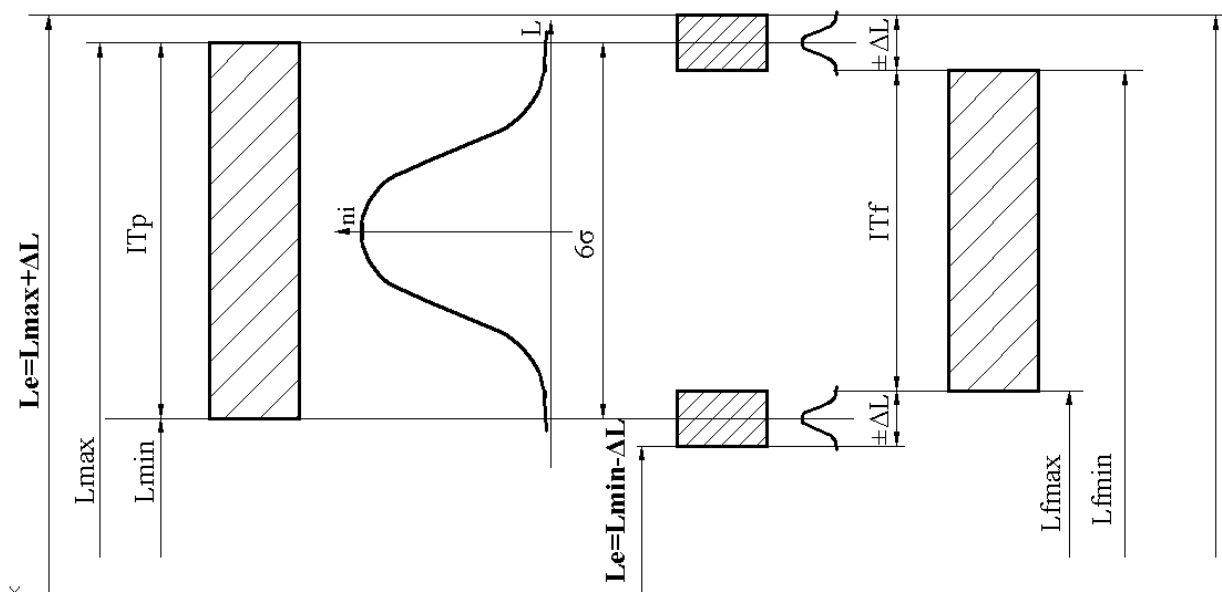


Fig. 2
Distribuția dimensiunilor prelucrate și a dimensiunilor efective

Luând în considerare aceste proprietăți ale erorilor de măsurare, se pot considera următoarele cazuri:

Cazul I. Când eroarea limită a metodei de măsurare este poziționată simetric față de valorile limită ale dimensiunii (L_{max} și L_{min}), este mică probabilitatea ca o dimensiune efectivă să fie în afara toleranței presrise IT_p .

În acest fel, toleranța de fabricație se va micșora cu ΔL_{lim} :

$$IT_f = IT_p - \Delta L_{lim}, \quad (4)$$

deci, eroarea de măsurare trebuie să fie suficient de mică, însă toleranța de fabricație nu se va reduce foarte mult și prelucrarea nu se va face cu costuri mari (fig. 3).

Acest caz se recomandă pentru măsurări cu exactitate obișnuită și când nu este imperios necesară siguranța materială.

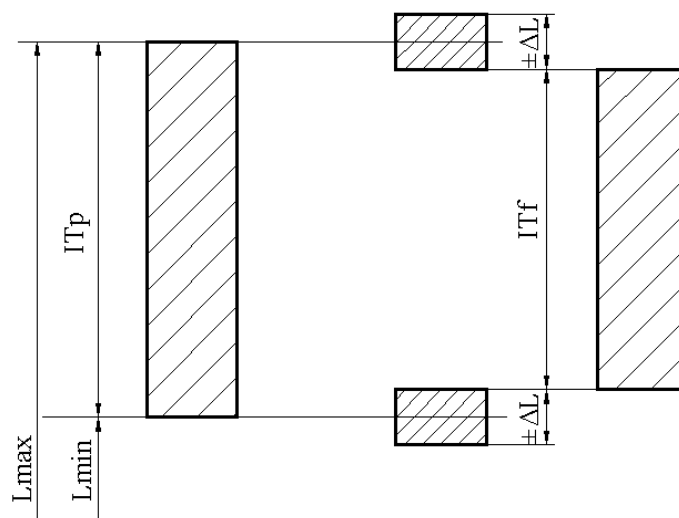


Fig. 3
Intervalul de variație a erorilor de măsurare dispus simetric în raport cu valorile limită ale dimensiunii

Cazul al II- lea. Când funcționarea corectă a pieselor trebuie să asigure siguranța materială, trebuie micșorată probabilitatea de a fi admise piese ne corespunzătoare; atunci, mijlocul intervalului de variație a erorii limită se deplasează în interiorul câmpului de toleranțe al dimensiunii, cu o cantitate c , bine determinată (fig. 4).

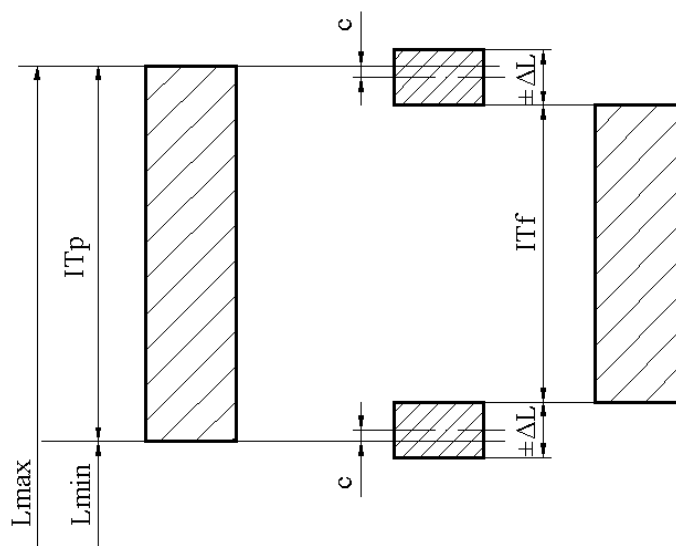


Fig. 4
Mijlocul intervalului de variație a erorilor de măsurare deplasat în interiorul toleranței cu cantitatea c

În acest fel, toleranța de fabricație se va reduce mai mult, iar costul prelucrării va crește:

$$IT_f = IT_p - \Delta L_{lim} - 2c. \quad (5)$$

Cazul al III- lea. Atunci cînd de buna funcționare a piesei depinde și siguranța vieții omenești, toate dimensiunile efective trebuie să se încadreze complet în toleranța prescrisă; deci, intervalului de variație a erorii limită este deplasat complet, în interiorul câmpului de toleranțe al dimensiunii (fig. 5). În acest caz, toleranța de fabricație se reduce cu $2\Delta L_{lim}$:

$$IT_f = IT_p - 2\Delta L_{lim} \quad (6)$$

Se mărește, astfel, costul prelucrării, dar există certitudinea că toate dimensiunile efective se vor încadra în toleranța prescrisă.

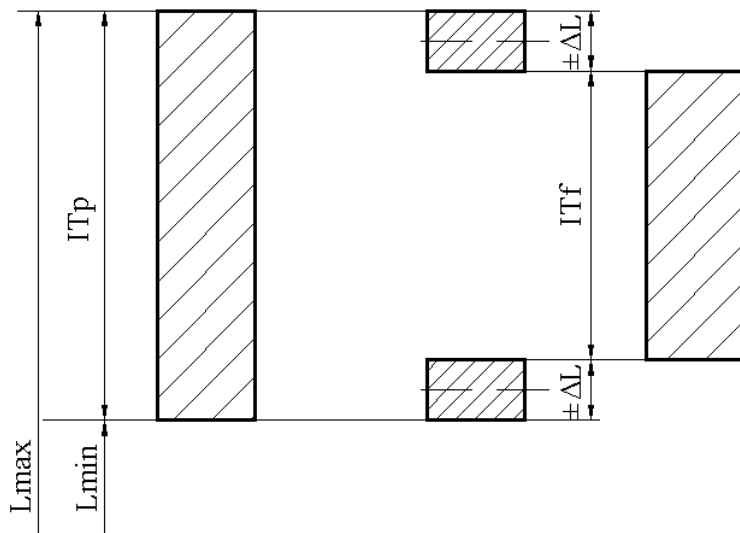


Fig. 5
Mijocul intervalului de variație a erorilor de măsurare deplasat complet în interiorul toleranței

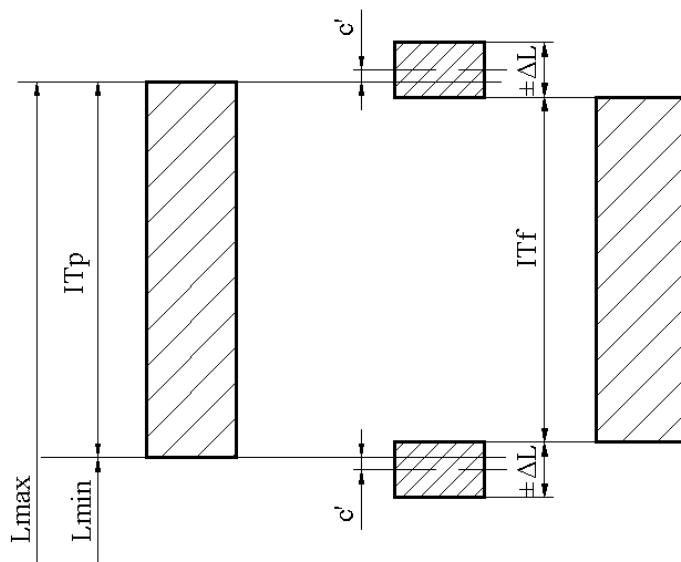


Fig. 6
Mijocul intervalului de variație a erorilor de măsurare deplasat în toleranței toleranței cu cantitatea c'

Cazul al IV- lea. Atunci cînd de buna funcționare a piesei nu depinde siguranța materială sau, a vieții omenești (dacă se defectează), mijlocul intervalului de variație a erorii limită se poate deplasa în afara câmpului de toleranțe al dimensiunii, cu o cantitate c' , determinată corespunzător (fig. 6). În acest caz, toleranța de fabricație se va reduce foarte puțin:

$$IT_f = IT_p - \Delta L_{lim} + 2c', \quad (7)$$

apropiindu- se de toleranța prescrisă și reducând costul prelucrării, dar, crește probabilitatea ca dimensiuni efective să depășească toleranța prescrisă.

Criterii de alegere a metodelor și mijloacelor de măsurare

Datorită exactității impuse la măsurarea parametrilor și a diversificării producției, destinația și alegerea meodelor și a mijloacelor de măsurare trebuie să se realizeze pe baza unui sistem unitar de criterii.

C1. Exactitatea măsurării, determinată de mărimea erorii de măsurare caracteristică metodei

C2. Productivitatea măsurării, reprezintă sau este determinată de timpul necesar reglării aparatelor de măsurare și măsurării

C3. Prețul de cost al controlului,

C4. Gradul de calificare și atenție a operatorului,

C5. Posibilitatea de procurare a mijloacelor de măsurare,

C6. Condiții de exploatare, întreținere și reparații,

C7. Flexibilitatea metodei de măsurare (gradul de universalitate),

C8. Fiabilitatea,

C9. Aspect ergonomic.

Dintre aceste criterii definatorii pentru alegerea unei metode de măsurare sunt: exactitatea metodei de măsurare, productivitatea, prețul și flexibilitatea, iar determinant este exactitatea măsurării.

În cazul aplicațiilor practice de laborator, pentru a asigura măsurarea corectă a dimensiunilor și relevanța rezultatelor măsurărilor, se vor considera următoarele criterii de alegere a mijloacelor de măsurare:

C.1. Toleranța dimensiunii de măsurat

Se are în vedere faptul că eroarea de măsurare a unei metode aplicate, nu trebuie să depășească $1/10 - 1/6$ din toleranța prescrisă parametrului măsurat, IT (în funcție de precizia de măsurare impusă); datorită faptului că, în cadrul lucrării de laborator se vor aplica, de regulă, metode de atelier (cazul măsurărilor obișnuite), la care nu este necesară stabilirea erorii de măsurare, pentru alegerea corectă a mijloacelor de măsurare, se va lua în considerare eroarea tolerată a acestora, δL , care nu trebuie să depășească 16,66% din toleranța dimensiunii care se măsoară:

$$\delta L \leq \frac{1}{6} IT_L. \quad (8)$$

C.2. Tipul dimensiunii de măsurat

Se identifică tipul dimensiunii care trebuie măsurată:

- dimensiuni exterioare: diametre exterioare, înălțimi, grosimi, alte distanțe între suprafețe exterioare;

- dimensiuni interioare: diametre interioare, adâncimi, lățimi de canale și alte distanțe între suprafețe interioare.

C.3. Ordinul de mărime al dimensiunii de măsurat

Se identifică ordinul de mărime al dimensiunii care se măsoară în scopul alegerii unui mijloc de măsurare cu domeniul de măsurare corespunzător.

5. Întrebări recapitulative.

- ce este controlul?
- ce este controlul dimensional?
- în ce constă verificarea?
- ce este măsurarea?
- ce este metoda de măsurare?
- care sunt factorii care influențează măsurarea?
- care sunt factorii externi care influențează măsurarea?
- ce este eroarea de măsurare?
- ce este eroarea de măsurare absolută?
- ce este eroarea de măsurare relativă?
- care sunt tipurile de erori de măsurare, după sursele care le generează?
- ce sunt erorile de măsurare sistematice?
- ce sunt erorile de măsurare aleatoare?
- ce sunt erorile de măsurare aberante?
- ce este eroarea limită totală a metodei de măsurare?
- care sunt elementele care definesc o metodă de măsurare?
- după exactitatea măsurării, câte tipuri de metode de măsurare sunt?
- după poziția aparat- piesă de controlat, câte tipuri de metode de măsurare sunt?
- după modul de obținere a valorii măsurate, câte tipuri de metode de măsurare sunt?
- care sunt caracteristicile metrologice ale măsurării?
- ce este exactitatea măsurării?
- ce este justetea măsurării?
- ce este fidelitatea măsurării?
- care este structura generală a unui mijloc de măsurare?
- după complexitate, câte categorii de mijloace de măsurare sunt?
- după modul de redare a valorii efective, câte categorii de mijloace de măsurare sunt?
- după metoda de măsurare aplicată, câte categorii de mijloace de măsurare sunt?
- după transformările energetice, câte categorii de mijloace de măsurare sunt?
- care sunt caracteristicile metrologice ale mijloacelor de măsurare?
- care sunt caracteristicile funcționale ale mijloacelor de măsurare?
- ce distribuție au erorile de prelucrare și erorile de măsurare?
- cum se obține toleranța de fabricație, când intervalul de variație a erorii limită este poziționat simetric față de limitele prescrise?

- cum se obține toleranța de fabricație, când intervalul de variație a erorii limită este deplasat cu cantitatea c , în interiorul toleranței prescrise?
- cum se obține toleranța de fabricație, când intervalul de variație a erorii limită este deplasat complet, în interiorul toleranței prescrise?
- cum se obține toleranța de fabricație, când intervalul de variație a erorii limită este deplasat cu cantitatea c' , în afara toleranței prescrise?
- care sunt criteriile care trebuie respectate la alegerea metodei de măsurare?
- ce criterii trebuie respectate la alegerea mijloacelor de măsurare în cazuri practice?

6. Aplicații numerice rezolvate.

Aplicația nr. 1.

Se consideră măsurarea unei dimensiuni liniare cu un micrometru.

Valoarea efectivă măsurată cu micrometrul, este $L_e = 24,06$ mm.

Știind că valoarea adevărată a mărimii care s-a măsurat, este $L_0 = 24$ mm, să se calculeze eroarea de măsurare absolută și eroarea de măsurare relativă.

Rezolvare:

Calcularea erorii de măsurare absolute:

$$\Delta L = L_e - L_0 = 24,06 - 24 = 0,06 \text{ mm}$$

Calcularea erorii de măsurare absolute:

$$\varepsilon L = \frac{\Delta L}{L_0} \cdot 100 = \frac{0,06}{24} \cdot 100 = 0,25\%$$

Aplicația nr. 2.

Se consideră măsurarea unei dimensiuni liniare cu un instrument indicator, care se reglează la zero cu un bloc de cale plan- paralele cu lungimea egală cu valoarea nominală a dimensiunii de măsurat: $N = 12$ mm.

Se obține indicația instrumentului $i = 0,008$ mm.

Știind că valoarea adevărată a mărimii care s-a măsurat, este $L_0 = 12,005$ mm, să se calculeze eroarea de măsurare absolută și eroarea de măsurare relativă.

Rezolvare:

Obținerea lungimii efective:

$$L_e = N + i = 12 + 0,008 = 12,008 \text{ mm}$$

Calcularea erorii de măsurare absolute:

$$\Delta L = L_e - L_0 = 12,008 - 12,005 = 0,003 \text{ mm}$$

Calcularea erorii de măsurare absolute:

$$\varepsilon L = \frac{\Delta L}{L_0} \cdot 100 = \frac{0,003}{12,005} \cdot 100 = 0,025\%$$

