



Universitatea „Dunărea de Jos”

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

Constantin GEORGESCU

**Departamentul pentru Învățământ la Distanță și cu Frecvență Redusă
Galați – 2009**

**Departamentul pentru Învățământ la Distanță
și cu Frecvență Redusă**

Facultatea de Mecanică
Specializarea: Inginerie economică industrială
Anul de studii: II

CUPRINS

	Pag.
1. Interschimbabilitatea	5
2. Erori de prelucrare	7
2.1. Cauzele apariției erorilor de prelucrare	7
2.2. Clasificarea erorilor de prelucrare	8
3. Precizia dimensională	10
3.1. Dimensiuni, abateri, toleranțe	10
3.2. Ajustaje	13
3.3. Sisteme de ajustaje	16
3.4. Trepte de toleranță (precizii)	18
3.5. Sistemul de toleranțe și ajustaje ISO	19
3.6. Influența temperaturii asupra toleranțelor și ajustajelor	30
4. Precizia formei geometrice	34
5. Precizia poziției reciproce	41
6. Precizia microgeometrică	52
6.1. Ondulația suprafețelor	52
6.2. Abateri microgeometrice (rugozitatea suprafețelor)	52
6.3. Notarea pe desen a stării suprafeței (a rugozității)	56
6.4. Metode și mijloace pentru evaluarea rugozității	57
6.5. Influența rugozității asupra comportării în funcțiune a organelor de mașini	59
7. Lanțuri de dimensiuni	62
7.1. Noțiuni generale	62
7.2. Metode de rezolvare a problemelor care se pun lanțurilor de dimensiuni	64
7.2.1. Metoda algebrică (maxim și minim)	64
7.2.2. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda probabilistică	67
7.2.3. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda asamblării selective (metoda sortării)	70
7.2.4. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda ajustării	73
7.2.5. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda reglării	74
7.3. Lanțuri de dimensiuni liniare neparalele	74
7.4. Lanțuri de dimensiuni unghiulare	75
8. Mijloace pentru măsurat lungimi și unghiuri	76
8.1. Noțiuni generale	76
8.2. Precizia măsurătorilor	77
8.2.1. Studiul statistic al erorilor aleatoare de măsurare	78
8.2.2. Parametrii pentru stabilirea rezultatului măsurării	79

8.3. Mijloace de măsurat	80
8.3.1. Măsurii	80
8.3.2. Instrumente de măsurare	84
8.3.3. Aparate de măsurare	89
8.4. Principii de alegere a metodelor și mijloacelor de măsurare și control	108
Bibliografie	109

Capitolul 1 – Interschimbabilitatea

Prin interschimbabilitate se înțelege proprietatea pe care o au anumite piese în stare finită, de a fi montate în ansamblul sau agregatul respectiv, fără selecționarea prealabilă sau prelucrări suplimentare, la locul de montaj.

Piese interschimbabile au două proprietăți:

- pot fi montate direct în ansamblul în care urmează să funcționeze, fără a necesita lucrări suplimentare la locul de montaj;

- după montare, piesele au capacitatea de a lucra în condiții normale (prescrise).

Interschimbabilitatea nu implică egalitatea perfectă a dimensiunilor și formelor macro și microgeometrice ale pieselor. Piese interschimbabile dacă dimensiunile și formele geometrice sunt cuprinse între două limite prescrise. Calculele economice au demonstrat că eliminarea operațiilor suplimentare de prelucrare a pieselor la locul de montaj, reduce simțitor prețul de cost, asigură o funcționare cât mai continuă a mașinilor, contribuie la ridicarea calității utilajelor și constituie condiția de bază a producției automatizate.

Interschimbabilitatea poate fi:

- completă, când piesele se montează fără condiții;
- limită, când piesele sunt interschimbabile complet numai între anumite intervale dimensionale, în care piesele au fost sortate prin măsurare.

Piese complet interschimbabile se prelucrează cu o precizie sporită, au preț de cost mai ridicat și constituie piesele de schimb ale mașinilor.

Piese limitat interschimbabile au o precizie de prelucrare mai scăzută, preț de cost redus și se aplică, de obicei, la asamblarea mașinilor în uzină.

Interschimbabilitatea mai poate fi:

- exterioară, când se înlocuiesc ansamble și subansamble din mașină;
- interioară, când piesele din cadrul unui ansamblu sunt interschimbabile.

Pentru a ușura condițiile de obținere a interschimbabilității este necesar ca la proiectare piesele să fie concepute cu forme geometrice cât mai simple și cu dimensiuni de montaj cât mai puține.

Aplicarea interschimbabilității în construcția de mașini a permis mecanizarea și automatizarea operațiilor de prelucrare și montaj, cooperarea întreprinderilor, creșterea productivității și a calității produselor și prin acestea, reducerea costurilor.

Utilizarea pieselor de schimb ca elemente interschimbabile permite, de asemenea, organizarea și desfășurarea proceselor de întreținere și reparații ale utilajelor din exploatare, reducând la minim timpul destinat reparației.

Interschimbabilitatea reprezintă deci, un mijloc important de ridicare a nivelului tehnic al producției, contribuind la evoluția sistemelor de organizare productivă și realizarea acestora în condiții tehnico-economice optime.

Introducerea principiului de interschimbabilitate a realizat o legătură între producție și calitate, cu rol predominant de dezvoltare economică.

Acest principiu conduce la creșterea calității și fiabilității prin mărirea timpului de funcționare și utilizare a produselor.

Metrologia este un factor important, care contribuie la realizarea calității prin metode și mijloace de măsurare cu precizie ridicată. Orice întreprindere industrială se bazează pe rigoare privind calitatea și se sprijină întotdeauna pe încercări și măsurări, presupunând că nu se progresează dacă nu se măsoară.

Întrebări referitoare la interschimbabilitate

1. Ce se înțelege prin interschimbabilitate?
2. Care sunt proprietățile pieselor interschimbabile?
3. Câte tipuri de interschimbabilitate există și care sunt acestea?
4. Care sunt beneficiile interschimbabilității?

Capitolul 2 – Erori de prelucrare

Orice mașină sau aparat în general este constituit din ansambluri, subansambluri și organe componente.

Procesul de proiectare se desfășoară de obicei de la general la particular, iar procesul de execuție se desfășoară în sens invers. Se execută piesele simple care se montează în subansambluri și ansambluri din care rezultă mașina respectivă.

Procesul de montare constă în general din asamblarea pieselor astfel încât suprafețele cu aceeași formă geometrică să vină în contact sau dimensiunile lor să formeze anumite rapoarte.

În procesul de prelucrare se folosesc metode, utilaje, dispozitive etc. care nu sunt perfecte și ca urmare, piesele prelucrate se obțin cu abateri de la dimensiuni, forme geometrice, microgeometrie etc. La proiectare se cunoaște faptul că modelul fizic, respectiv piesa prelucrată, se obține cu imprecizii, când se prescriu abateri admisibile și raționale care se trec pe desenul piesei. Abaterile trebuie să fie admisibile pentru a corespunde condițiilor normale de funcționare și raționale pentru a fi realizate la un cost minim.

Datorită imperfecțiunii metodelor și mijloacelor de prelucrare, piesele prelucrate se obțin cu abateri de la dimensiuni, forme geometrice etc. Gradul de concordanță dintre modelul fizic - piesa prelucrată - și modelul teoretic exprimat prin desen se numește *precizie de prelucrare*.

Notăm cu f_1, f_2, \dots, f_k abaterile modelului fizic, care reprezintă funcții independente. Precizia de prelucrare poate fi exprimată analitic sub forma:

$$P_p = F(f_1, f_2, \dots, f_k)$$

unde $f_i = \xi_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ care depinde de un număr mare de factori (x_1, x_2, \dots, x_n) variabili care influențează apariția abaterii de ordinul i .

Abaterile f_i , care pot fi dimensionale, geometrice etc. se numesc *erori de prelucrare*.

2.1. Cauzele apariției erorilor de prelucrare

În procesul de prelucrare, cauzele care generează erori de prelucrare sunt multiple, variate și complexe. Pentru piesele care se prelucrează prin procedee de așchiere, factorii mai importanți care generează erori de prelucrare, respectiv care influențează precizia de prelucrare, sunt:

- *Rigiditatea sistemului tehnologic.* Sistemul tehnologic constituit din mașină, dispozitiv, piesă, sculă, nu este perfect rigid. Sub acțiunea forțelor de așchiere, sistemul tehnologic capătă deformații care se repercutează asupra piesei prelucrate. Rigiditatea sistemului se exprimă prin coeficienți de rigiditate, $r = \frac{F}{\delta}$ (F - componentă a forței de așchiere, δ - deformația măsurată pe direcția forței).

- *Dispozitivul de fixare a piesei.* Piesele de prelucrat se fixează în dispozitive prin aplicarea unui sistem de forțe. Aceste forțe produc deformații locale, dintre piese și dispozitive, produc deformații ale sistemului tehnologic, modificând astfel poziția relativă a piesei în cadrul sistemului tehnologic. De asemenea, la fixarea pieselor în dispozitive apar erori de așezare sau de bazare.
- *Uzura sculelor.* Uzura sculelor se produce datorită frecărilor dintre suprafețele sculei și a pieselor prelucrate, precum și datorită modificării structurii materialului sculelor sub acțiunea temperaturii, ca urmare a căldurii care se degajă în procesul de așchiere. Această uzură modifică dimensiunile și formele geometrice ale pieselor în procesul de prelucrare.
- *Temperatura de așchiere.* Procesul de așchiere este însoțit de o importantă cantitate de căldură care se transmite sistemului tehnologic, având ca efecte deformații termice. Aceste deformații influențează precizia de prelucrare.
- *Precizia geometrică a mașinilor-unelte.* Mașinile-unelte, în procesul de prelucrare, se deformează sensibil datorită solicitărilor variabile la care sunt supuse. Ele generează erori de prelucrare datorită unor cauze legate direct de precizia lor de execuție (abateri de la rectilinitate a ghidajelor, de la paralelismul ghidajelor și linia centrelor etc.). O sursă importantă de erori o constituie deformațiile sistemului tehnologic datorate variației temperaturii ca urmare a căldurii degajate din așchiere, a frecării organelor în mișcare, a mediului ambiant, radiații solare etc.
- *Vibrațiile sistemului tehnologic.* Procesul de așchiere este însoțit de vibrații relative între sculă și piesă, determinate de neomogenitatea semifabricatului, perturbații în lanțul cinematic de antrenare și avans, așchiera discontinuă etc. La operațiile de finisare, vibrațiile influențează precizia macro și microgeometrică a suprafețelor.
- *Piesa de prelucrat ca sursă de erori.* Forma și dimensiunile pieselor de prelucrat (piese prea grele care se deformează datorită greutatei proprii, piese prea lungi care se încovoie sub acțiunea forțelor de greutate și de așchiere) constituie sursă importantă de erori.
- *Operatorul uman* care execută prelucrarea, independent de voința sa, poate cauza erori prin: calificarea necorespunzătoare lucrării, reglând sau efectuând măsurători greșite.

2.2. Clasificarea erorilor de prelucrare

După modul de apariție, erorile de prelucrare se clasifică în trei grupe principale:

- erori sistematice;
- erori aleatorii (întâmplătoare);
- erori grosolane sau accidentale.

a) Erorile sistematice (δ_s) sunt erori ale căror valori, în mărime și semn, sunt descrise de anumite legi. Erorile sistematice se împart în:

- *Erori sistematice constante ($\delta_s = ct$)*, când valorile lor rămân constante față de mărimea dimensiunii prelucrate. Exemplu: distanța dintre axele bușelor de ghidaj la operațiile de găurire, care influențează în aceeași măsură întregul lot de piese prelucrate.

- *Erori sistematice variabile* ($\delta_s = k \cdot x$), când valorile lor sunt descrise de o lege liniară sau neliniară. Exemplu: uzura sculelor așchietoare care poate fi proporțională cu lungimea de așchiere $\delta_{s(uz)} = k \cdot x$. Erorile sistematice constante și variabile pot fi compensate și deci eliminate prin măsuri tehnologice.
- *Erori sistematice variabile periodice* $\delta_s = F(t)$, când valorile lor sunt descrise de o funcție periodică.

Erorile sistematice pot fi determinate prin măsurare și pentru un interval de timp au o valoare fie constantă ca mărime și semn, fie variabilă. Ca urmare, cauzele care provoacă aceste erori pot fi eliminate, dacă nu, pe baza legilor de variație care se cunosc, pot fi compensate astfel încât în procesul de prelucrare să fie evitate rebuturile.

Erorile sistematice sunt generate, în principal, de unele defecțiuni de montare a mașinilor-unelte (abateri de la paralelismul și perpendicularitatea axelor, coaxialitate etc.), folosirea unor scule cu abateri la dimensiune și formă (burghie, adâncitoare, alezoare, broșe etc.), imprecizia de execuție și montare a dispozitivelor pentru fixarea pieselor pe mașină etc.

b) Erori aleatorii (întâmplătoare), sunt erori care apar datorită acțiunii unui număr mare de factori independenți și ale căror valori nu pot fi prevăzute. Cauzele de apariție a erorilor aleatorii sunt multiple și variate.

Ele apar datorită elasticității sistemului tehnologic sub acțiunea forțelor de așchiere, abateri de reglare a mașinilor-unelte la cotă, datorită jocurilor variabile din lagăre, organe în mișcare de rotație neechilibrate, uzura diferitelor organe mobile din mașina-unealtă, a sculelor, dispozitivelor etc.

Erorile aleatorii au unele proprietăți, pe baza cărora, influența lor asupra preciziei de prelucrare de determină cu ajutorul teoriei probabilităților și a statisticii matematice.

c) Erori accidentale (grosolane), sunt erori ale căror valori depășesc cu mult limitele admise și care modifică radical rezultatele. Aceste erori sunt subiective și se datorează în exclusivitate executantului (poziționare greșită a pieselor de prelucrat, folosirea incorectă a mașinilor-unelte, lecturări greșite ale valorilor dimensiunilor ce trebuie prelucrate, e.t.c.). Pentru a se putea face o apreciere obiectivă asupra preciziei de prelucrare sau de măsurare, erorile grosolane trebuie eliminate.

Întrebări referitoare la erorile de prelucrare

1. Ce este precizia de prelucrare?
2. Enumerați câțiva dintre factorii cei mai importanți care generează erori de prelucrare?
3. Cum influențează uzura sculelor așchietoare precizia de prelucrare?
4. Care sunt cele trei grupe principale de erori de prelucrare?
5. Ce sunt erorile grosolane? Dați câteva exemple.

Capitolul 3 – Precizia dimensională

Datorită erorilor de prelucrare, concordanța dintre modelul fizic al piesei prelucrate și modelul său teoretic, sub aspect geometric și al condițiilor fizice, nu este asigurată perfect. Independent de voința noastră, nu poate fi realizată o concordanță absolută, după cum nici punerea în evidență, prin măsurare, a valorilor absolute nu este posibilă, această situație reprezentând o imposibilitate tehnică. Odată cu perfecționarea mijloacelor și a metodelor de prelucrare precizia de execuție crește, erorile de prelucrare se micșorează, fără a fi însă eliminate integral. Având în vedere aceste imperfecțiuni inerente, de la început proiectantul trebuie să prescrie abateri, admisibile și raționale, elementelor geometrice ale modelului teoretic. Abaterile trebuie să fie admisibile pentru a corespunde condițiilor normale de funcționare și raționale, pentru a fi realizate la un preț de cost minim.

3.1. Dimensiuni, abateri, toleranțe

La asamblarea a două piese, suprafețele care vin în contact sunt:

- o suprafață cuprinsă, pentru piesa din interiorul ansamblului;
- o suprafață cuprinzătoare, pentru piesa din exteriorul ansamblului.

Dacă piesele montate în ansamblul considerat sunt de formă cilindrică sau conică, suprafața cuprinzătoare se numește **alezaj**, iar suprafața cuprinsă se numește **arbore**. De exemplu, suprafața fusului de la lagăr se numește arbore și reprezintă suprafața cuprinsă, iar suprafața cuzineților sau a bucșei se numește alezaj și reprezintă suprafața cuprinzătoare.

În cele ce urmează, convențional, toate caracteristicile dimensionale referitoare la arbore se vor nota cu litere mici, iar cele referitoare la alezaje cu litere mari.

a) Dimensiuni.

Dimensiunea liniară sau unghiulară este caracteristica geometrică ce determină mărimea unei piese, poziția unei suprafețe față de alta sau poziția unei piese față de alta în cadrul unui ansamblu. Dimensiunile se determină din considerente constructive, funcționale, tehnologice și se stabilesc pe bază de calcul, se adoptă comparativ sau experimental.

Dimensiunile, în funcție de scopul pentru care sunt destinate în ansamblu, se clasifică în următoarele categorii:

- *dimensiuni funcționale*, determinate de rolul pe care îl îndeplinește piesa în ansamblu (diametrul și lungimea cilindrilor mașinilor, diametrul de rostogolire la roțile dințate etc.);
- *dimensiuni de montare*, sunt dimensiunile după care se face asamblarea și care determină calitatea îmbinării (diametrul fusului și a bucșei de la lagăre, diametrul interior al rulmentului și cel al arborelui pe care se montează etc.);
- *dimensiuni auxiliare sau intermediare*, sunt dimensiunile pe care le capătă o piesă în cursul prelucrării de la semifabricat până la piesa finită;
- *dimensiuni libere*, care nu influențează asamblarea.

Din punct de vedere al prelucrării, mărimea unei piese este caracterizată prin mai multe tipuri de dimensiuni, cu următoarele denumiri specifice:

- *dimensiune nominală* (N_d, N_D), este valoarea ce se ia ca bază pentru a caracteriza o anumită dimensiune, indiferent de diferențele admise inerente imperfecțiunii execuției. Dimensiunea nominală este prima valoare luată ca dimensiune și care apare la proiectare, ea rezultând din calcul sau constructiv. Este valoarea de referință în caracterizarea și determinarea celorlalte valori dimensionale. De exemplu, din calcul se obține valoarea de 99,6 mm pentru un arbore. Această valoare, denumită dimensiune calculată, se rotunjește la o valoare întreagă standardizată (100 mm), valoare care caracterizează diametrul arborelui și care se numește dimensiune nominală. Din necesități practice și tehnologice, se urmărește ca dimensiunile nominale să aibă pe cât posibil valori întregi. Această măsură, conduce la utilizarea diametrelor standardizate, la micșorarea sortimentului de scule, de dispozitive și instrumente de măsurat, permițând prin aceasta creșterea productivității și reducerea costurilor.

- *dimensiune efectivă* (E_d, E_D), este dimensiunea unei piese rezultată în urma unui procedeu de fabricație și a cărei valoare numerică se obține prin măsurare;

- *dimensiune reală* (X_d, X_D), este dimensiunea matematic exactă, a cărei valoare numerică nu poate fi determinată;

- *dimensiuni limită*, sunt dimensiunile între care poate varia dimensiunea efectivă fără a prejudicia calitatea produsului. Dimensiunea maximă (D_{max}, d_{max}), reprezentând valoarea maximă pe care o poate căpăta dimensiunea efectivă și dimensiunea minimă (D_{min}, d_{min}), reprezentând valoarea minimă pe care o poate căpăta dimensiunea efectivă.

Între dimensiunile menționate există relațiile:

$$N_D \underset{<}{>} D_{max} ; N_D \underset{<}{>} D_{min} ; D_{min} \leq E_D \leq D_{max} \quad (3.1)$$

$$N_d \underset{<}{>} d_{max} ; N_d \underset{<}{>} d_{min} ; d_{min} \leq E_d \leq d_{max}$$

b) Abateri. Reprezintă diferența dintre dimensiunea efectivă, dimensiunea limită și dimensiunea nominală.

- abateri efective

$$ea = E_d - N_d \quad \text{pentru arbore} \quad (3.2)$$

$$EA = E_D - N_D \quad \text{pentru alezaj}$$

- abateri limită

$$es = d_{max} - N_d \quad \text{pentru arbore}$$

$$ei = d_{min} - N_d$$

(3.3)

$$ES = D_{max} - N_D \quad \text{pentru alezaj}$$

$$EI = D_{min} - N_D$$

es, ES - abateri superioare pentru arbore, respectiv alezaj;

ei, EI - abateri inferioare pentru arbore, respectiv alezaj.

Ținând seama de relațiile (3.1), rezultă că abaterile sunt mărimi algebrice, putând căpăta semnul plus sau minus.

Din figura 3.1 se constată că abaterile sunt niște cote situate deasupra sau dedesubtul unei linii fixată de dimensiunea nominală, numită linie de referință sau linie zero și se notează prin 0_+^- .

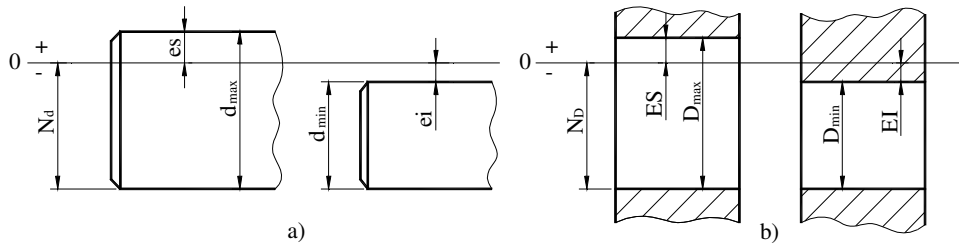


Fig. 3.1 Dimensiuni și abateri limită
a - pentru arbore ; b - pentru alezaj

c) Toleranță. Reprezintă intervalul în care poate să varieze dimensiunea efectivă. Mărimea toleranței este dată de diferența dintre dimensiunile limită.

$$IT_d = d_{max} - d_{min} \tag{3.4}$$

$$IT_D = D_{max} - D_{min}$$

Deoarece $d_{max} > d_{min}$, respectiv $D_{max} > D_{min}$, rezultă că toleranța IT este o mărime strict pozitivă ($IT > 0$).

Toleranțele se mai pot exprima și în funcție de abaterile limită:

$$IT_d = d_{max} - d_{min} = (es + N_d) - (ei + N_d)$$

$$IT_d = es - ei$$

$$IT_D = D_{max} - D_{min} = (ES + N_D) - (EI + N_D)$$

$$IT_D = ES - EI \tag{3.5}$$

În figura 3.2 se indică grafic și numeric dimensiuni cu toleranțe pentru arbore, respectiv alezaj. În partea dreaptă sunt reprezentările simplificat

Câmpul de toleranță se reprezintă grafic sub forma unui dreptunghi, poziționat prin abateri față de linia de referință 0_+^- fixată de dimensiunea nominală. Înălțimea dreptunghiului reprezintă mărimea câmpului de

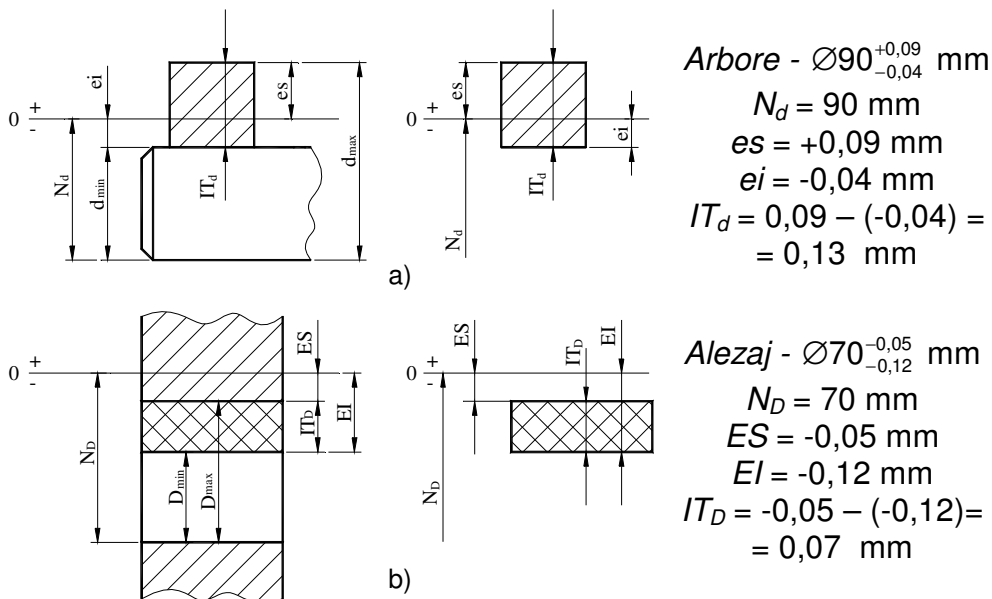


Fig. 3.2 Reprezentări grafice și numerice ale toleranțelor
a - pentru arbori ; b - pentru alezaje

toleranță. Numeric, dimensiunea cu toleranță se notează prin valoarea dimensiunii nominale și a abaterilor așezate cu semnul lor la un nivel superior, respectiv inferior față de dimensiunea nominală.

Câmpul de toleranță, atât pentru arbore cât și pentru alezaj, este situat în interiorul piesei, în sensul de prelucrare. La prelucrarea arborilor, dimensiunea maximă reprezintă începutul câmpului de toleranță, iar dimensiunea minimă, sfârșitul câmpului de toleranță. Dacă la prelucrare $E_d > d_{max}$, prin continuarea prelucrării, dimensiunea arborelui se micșorează până ce ajunge în câmpul de toleranță ($d_{min} < E_d < d_{max}$). Dacă se continuă prelucrarea, se poate ca $E_d < d_{min}$, când piesa este rebutată. În cazul alezajului, situația se desfășoară în sens invers, când dimensiunea minimă corespunde începutului câmpului de toleranță, iar cea maximă, sfârșitului câmpului de toleranță.

3.2. Ajustaje

La asamblarea a două piese, când suprafețele de aceeași formă geometrică vin în contact, se stabilește o dimensiune nominală, comună ambelor suprafețe, care reprezintă dimensiunea nominală. În acest caz, $N_D = N_d = N$, dimensiunile nominale de la alezaj și arbore sunt egale și egală cu dimensiunea nominală a asamblării.

Caracteristica principală a ajustajelor o constituie diferența dintre dimensiunea suprafeței cuprinzătoare (D) și cea a suprafeței cuprinse, care determină caracterul contactului, respectiv starea pieselor. Pentru a obține anumite tipuri de asamblări, între dimensiunile suprafețelor care vin în contact trebuie să existe anumite relații.

Când $D > d$ - asamblarea este cu joc, iar diferența lor reprezintă jocul efectiv.

$$J = D - d \quad (3.6)$$

Jocul mai poate fi exprimat și în funcție de abateri:

$$J = (E_D + N_D) - (e_d + N_d) = E_D - e_d$$

Când există condiția $D < d$ în stare nemontată, avem asamblare cu strângere, iar diferența lor reprezintă strângerea efectivă.

$$S = d - D \quad \text{sau} \quad S = e_d - E_D \quad (3.7)$$

Dacă se compară relațiile (3.6) și (3.7), rezultă că $S = -J$, ceea ce permite să se considere strângerea ca un joc negativ.

Întrucât abaterile sunt mărimi algebrice, înseamnă că și jocurile, respectiv strângerile, sunt, de asemenea, mărimi algebrice.

Dacă dimensiunile (D , d) sunt prevăzute cu toleranțe, astfel încât $N_D = N_d = N$ și când fabricația lor este de serie, rezultă că va exista o mulțime de alezaje și o mulțime de arbori având dimensiuni cu valori în câmpurile de toleranță, putând căpăta chiar valori limită (D_{max} , D_{min}), respectiv (d_{max} , d_{min}).

a) Ajustaje cu joc. Dacă este îndeplinită condiția $D_{min} > d_{max}$, prin montarea la întâmplare a arborilor și alezajelor din cele două mulțimi, vom obține numai ajustaje cu joc. Jocul efectiv va căpăta diferite valori cuprinse între două limite:

Joc maxim (J_{max}), când se montează un alezaj care să aibă dimensiunea maximă (D_{max}) cu un arbore cu dimensiune minimă (d_{min}).

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} \quad (3.8)$$

Joc minim (J_{min}), când se montează un alezaj care să aibă dimensiunea minimă (D_{min}) cu un arbore cu dimensiune maximă (d_{max}).

$$J_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (3.9)$$

Cele două jocuri limită pot fi determinate și în funcție de abaterile limită:

$$\begin{aligned} J_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = (ES + N_D) - (ei + N_d) = ES - ei \\ J_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = (EI + N_D) - (es + N_d) = EI - es \end{aligned} \quad (3.10)$$

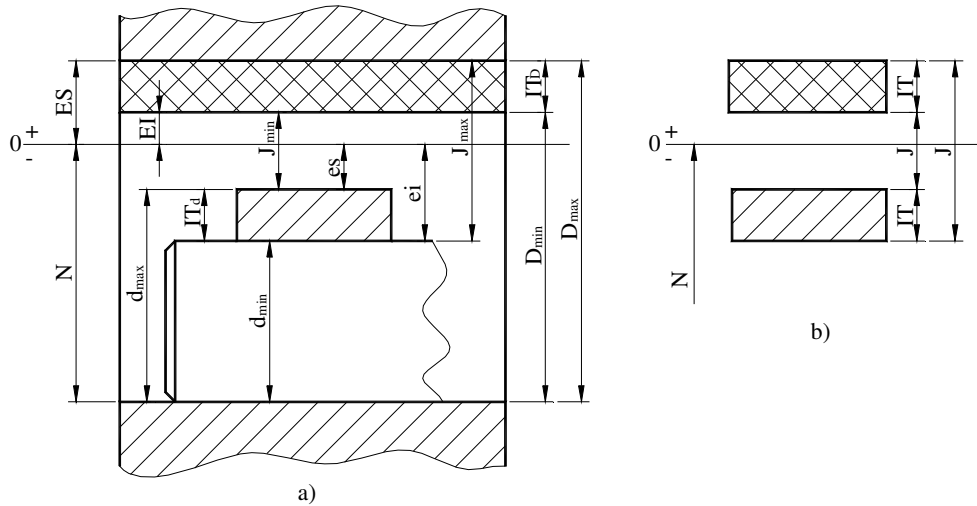


Fig. 3.3 Ajustaj cu joc

a – reprezentare obișnuită ; b – reprezentare simplificată.

Jocurile fiind dimensiuni ce pot căpăta valori limită (J_{\max} , J_{\min}), prin analogie cu toleranța dimensiunii, apare noțiunea de toleranță a jocului.

$$IT_j = J_{\max} - J_{\min} \quad (3.11)$$

Toleranța jocului mai poate fi determinată și în funcție de toleranțele alezajelor și arborilor.

$$IT_j = J_{\max} - J_{\min} = (ES - ei) - (EI - es) = (ES - EI) + (es - ei)$$

$$IT_j = IT_d + IT_D \quad (3.12)$$

Din figura 3.3 se observă că la ajustajul cu joc, câmpul de toleranță al arborelui va fi plasat sub câmpul de toleranță al alezajului. De asemeni, în funcție de poziția relativă a celor două câmpuri de toleranță IT_d și IT_D și de mărimea lor, va rezulta o infinitate de ajustaje, din care se extrage un număr care să corespundă nevoilor practicii.

b) Ajustaje cu strângere.

Dacă este îndeplinită condiția $D_{\max} < d_{\min}$, prin montarea la întâmplare a arborilor și alezajelor din cele două mulțimi, vom obține numai ajustaje cu strângere. Strângerea efectivă va căpăta diferite valori, cuprinse între două limite:

$$S_{\max} = d_{\max} - D_{\min} \quad (3.13)$$

$$S_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$$

Strângerile limită pot fi exprimate și în funcție de abaterile limită ale arborelui și alezajului.

$$S_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = (es + N_d) - (EI + N_D) = es - EI$$

$$S_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = (ei + N_d) - (ES + N_D) = ei - ES \quad (3.14)$$

Din figura 3.4 rezultă că la alezajele cu strângere, întotdeauna câmpul de toleranță al arborelui este situat deasupra câmpului de toleranță al alezajului, piesele fiind în stare nemontată.

După montare, suprafețele în contact au aceeași dimensiune, deoarece, datorită strângerii, între suprafețele în contact ia naștere o presiune care pentru alezaj acționează în sensul măririi diametrului, deformându-se elastic, iar pentru arbore acționează în sensul comprimării, micșorându-se diametrul.

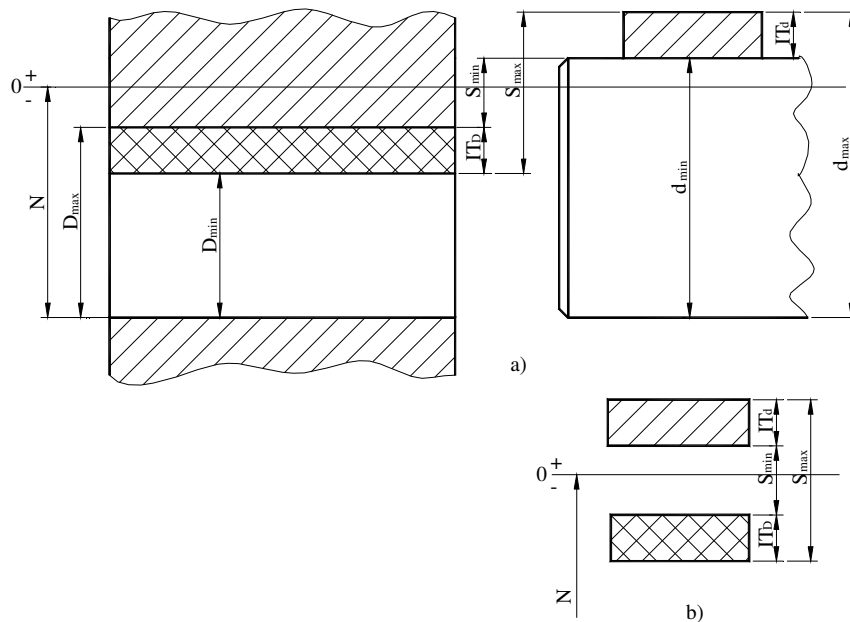


Fig. 3.4 Ajustaj cu strângere

a – reprezentare obișnuită ; b – reprezentare simplificată.

După montare, dimensiunile alezajului și arborelui care în stare nemontată respectă condiția $E_d > E_D$, devin egale, obținându-se dimensiunea suprafețelor de contact egală cu D_a .

În figura 3.5 este reprezentat un ajustaj cu strângere trecând din starea nemontată în starea de asamblare.

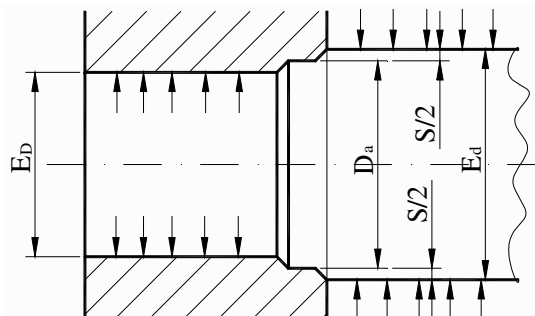


Fig. 3.5 Montajul unui ajustaj cu strângere

Realizarea ajustajelor cu strângere se poate face prin presare la rece, când strângerea are valori mici sau prin montare la cald, pentru strângeri mari. Montarea la cald se face încălzind alezajul și menținând arborele la temperatura mediului ambiant sau răcind arborele și menținând alezajul la temperatura mediului ambiant.

Toleranța strângerii reprezintă diferența dintre strângerea maximă și strângerea minimă.

$$\begin{aligned} IT_S &= S_{\max} - S_{\min} = (es - EI) - (ei - ES) = \\ &= (es - ei) + (ES - EI) = IT_d + IT_D \end{aligned} \quad (3.15)$$

Dacă vom compara relațiile (3.10) cu relațiile (3.14) care dau valorile limită ale jocurilor, respectiv strângerilor, avem:

$$J_{\max} = -S_{\min} \quad \text{și} \quad J_{\min} = -S_{\max} \quad (3.16)$$

c) Ajustaj intermediar. Ajustajele intermediare sau de trecere se obțin atunci când pozițiile relative ale câmpurilor de toleranțe pentru arbore și alezaj se suprapun parțial sau total (fig. 3.6). În această situație se realizează atât ajustaje cu joc, cât și ajustaje cu strângere. La aceste ajustaje vom deosebi o strângere maximă și un joc maxim. Considerând ajustajul intermediar ca un ajustaj cu joc, pe baza relațiilor (3.16) putem scrie:

$$IT_j = J_{\max} - J_{\min} = J_{\max} - (-S_{\max}) = J_{\max} + S_{\max} = IT_D + IT_d \quad (3.17)$$

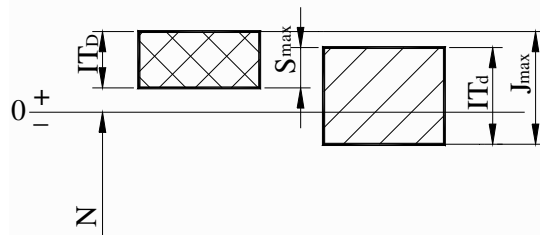


Fig. 3.6 Pozițiile toleranțelor la ajustajul intermediar

3.3. Sisteme de ajustaje

La ajustaje a rezultat că, în funcție de pozițiile relative ale celor două câmpuri de toleranțe, se obțin o infinitate de ajustaje. Din considerente economice și tehnologice s-a impus limitarea numărului de ajustaje, obținându-se două sisteme:

- sisteme de ajustaje cu alezaj unitar;
- sisteme de ajustaje cu arbore unitar.
- **Sistemul de ajustaje cu alezaj unitar** constă în menținerea fixă a poziției câmpului de toleranță al alezajului și alezajului față de linia de referință și pentru a obține diferite tipuri de ajustaje se variază poziția câmpului de toleranță al arborelui.

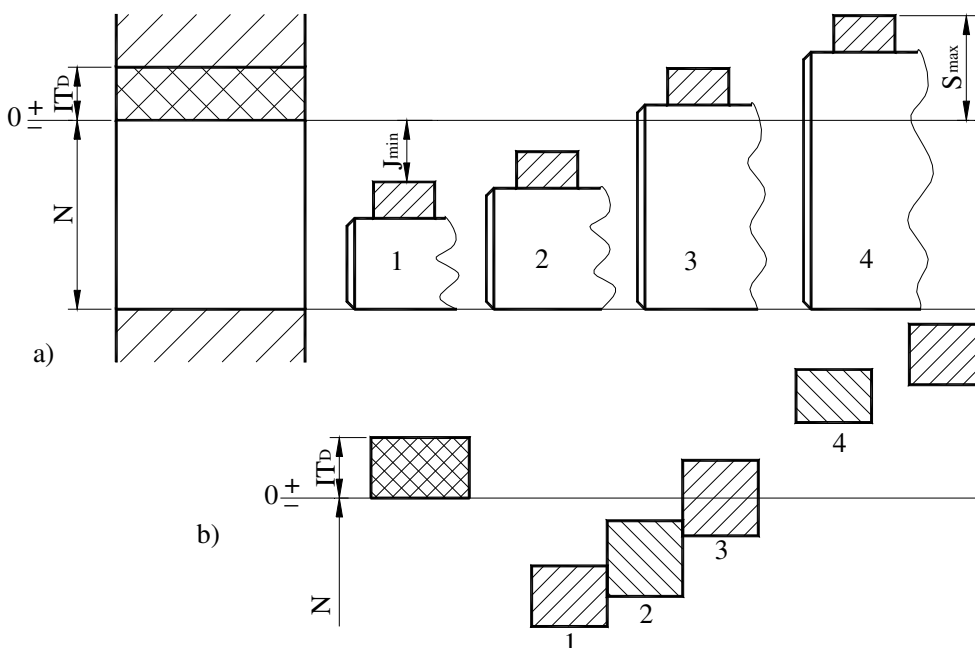


Fig. 3.7 Ajustaje în sistemul alezaj unitar
a - reprezentare obișnuită ; b - reprezentare simplificată.

Din figura 3.7 se poate observa că IT_D rămâne fixă ca poziție și variind pozițiile toleranțelor pentru arbori se obțin toate tipurile de ajustaje: cu joc (1, 2), intermediare (3) și cu strângere (4).

Alezajul unitar se caracterizează prin:

$$EI = 0 ; ES > 0 ; ES = IT_D ; \text{numeric: alezajul } \varnothing 70_0^{+0,03} \text{ mm}$$

- **Sistemul de ajustaje cu arbore unitar** constă în menținerea fixă a poziției câmpului de toleranță al arborelui față de linia de referință (0_-) și pentru obținerea diferitelor tipuri de ajustaje se variază poziția câmpului de toleranță al alezajului.

În figura 3.8 se poate observa că toleranța arborelui IT_d rămâne fixă ca poziție și variind pozițiile toleranțelor alezajelor se obțin toate tipurile de ajustaje: cu joc (1, 2), intermediare (3) și cu strângere (4).

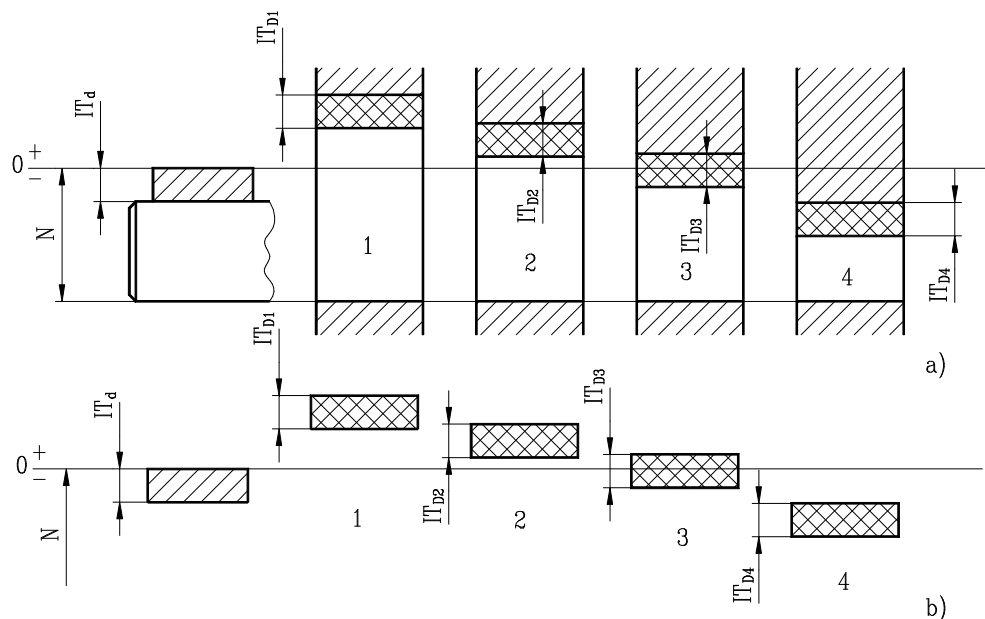


Fig. 3.8 Ajustaje în sistemul arbore unitar
a – reprezentare obișnuită ; b – reprezentare simplificată.

Arborele unitar se caracterizează prin:

$$es = 0 ; ei < 0 ; IT_d = |ei| ; \text{numeric: arbore } \varnothing 90_{-0,04}^0$$

Gradul de utilizare al celor două sisteme

- Sistemul de ajustaje cu alezaj unitar are o utilizare mai largă în construcția de mașini, deoarece prelucrarea suprafețelor interioare ale alezajului este mai dificilă decât prelucrarea exterioară a arborelui. Această soluție conduce la o economie însemnată de scule la prelucrarea alezajelor, precum și la o reducere a sortimentului de scule ca burghie, lărgitoare, alezoare, broșe etc.
- Sistemul de ajustaje cu arbore unitar se utilizează mai frecvent în mecanica fină și, în general, acolo unde se folosesc arbori lungi, care, din cauza lipsei de rigiditate, nu pot fi executați prea precis sau când se folosesc arbori calibrați care nu mai necesită prelucrare.
- Condițiile constructive impun utilizarea unui anumit sistem de ajustaje. Sunt cazuri când, din punct de vedere constructiv-funcțional, trebuie adoptat un anumit sistem de ajustaje. Astfel, la subansamblul piston-bolț-bielă (fig. 3.9), unde se formează trei ajustaje, două ajustaje cu strângere

la capete, în umerii pistonului și un ajustaj cu joc, la mijloc, între bolt și bielă, este mai avantajos să fie realizate în sistemul arbore unitar.

Dacă ajustajele s-ar realiza în sistemul alezaj unitar, unde toate alezajele au aceeași dimensiune nominală (fig. 3.9.b), arborele trebuie prelucrat în trepte, soluție neeconomică. Dacă însă alezajele au dimensiuni nominale diferite (fig. 3.9.c), soluția este neeconomică, iar montajul nu este posibil.

- Situații când se folosesc simultan ambele sisteme de ajustaje. La montarea rulmenților, întotdeauna inelul interior se montează pe arbore și formează ajustaj în sistemul alezaj unitar, iar inelul exterior se montează în carcasă și formează ajustaj în sistemul arbore unitar.

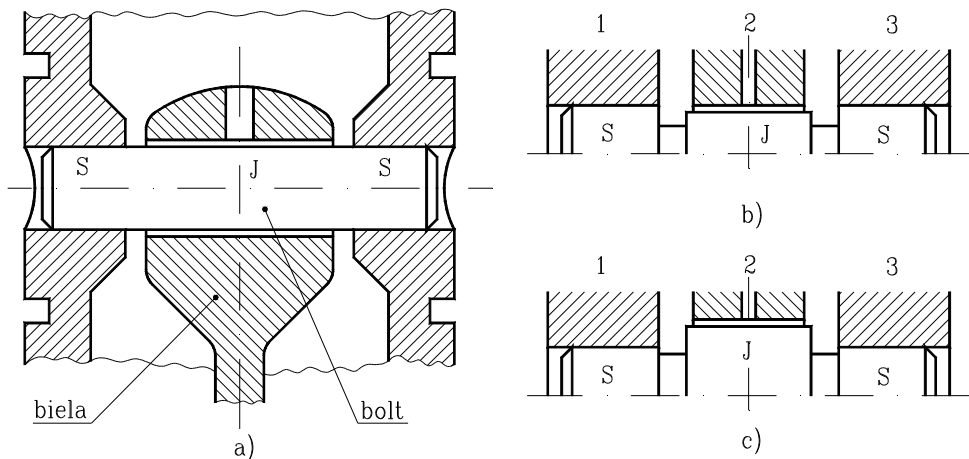


Fig. 3.9 Ajustajele subansamblului piston-bolț-bielă

a – ajustaje în sistemul arbore unitar ; b – ajustaje în sistemul alezaj unitar, toate alezajele având aceeași dimensiune nominală ; c – ajustaje în sistemul alezaj unitar, alezajele având dimensiuni nominale diferite.

3.4. Trepte de toleranță (precizii)

Mărimea toleranței IT exprimă precizia unei dimensiuni, respectiv precizia unui ajustaj. Cu cât toleranța IT este mai mare, cu atât precizia de execuție este mai redusă și cu cât toleranța IT este mai mică, cu atât precizia este mai mare.

În procesul de execuție, toleranța depinde de următorii factori principali:

- precizia mașinii-unelte;
- calificarea executantului;
- procedeul tehnologic de prelucrare;
- mărimea dimensiunilor pieselor executate.

Din experiență a rezultat că, pentru mașini-unelte cu precizie medie și executanți cu calificare mijlocie, precizia dimensiunilor crește cu finețea procedeului tehnologic și scade cu mărimea dimensiunilor pieselor prelucrate.

Toleranța, depinzând atât de mărimile dimensiunilor care se prelucreează, cât și de procedeul tehnologic, o putem exprima cu ajutorul relației:

$$IT = K \cdot i \quad (3.18)$$

unde: i – cuprinde dependența toleranței de dimensiune, se numește factor de toleranță;

K – factor care dă mărimea toleranței în trepte pentru aceeași dimensiune, se numește număr de unități de toleranță și realizează dependența toleranței în funcție de procedeul de prelucrare.

- **Intervale de dimensiuni.** Organele de mașini primesc dimensiuni de diferite valori. Ar fi foarte dificil să se lucreze cu dimensiuni de orice valoare. Ca urmare, au fost standardizate valorile pe care le pot căpăta dimensiunile respective.

Independent de această normalizare, pentru calculul toleranțelor a fost necesară împărțirea dimensiunilor în trei zone: de la 0,1 ... 1 mm; de la 1 ... 500 mm și de la 500 ... 10000 mm. Zonele respective corespund unor tehnologii de execuție specifice, precum și faptului că erorile de măsurare cresc cu mărimile dimensiunilor.

Cunoscând că toleranța variază foarte lent cu mărimile dimensiunilor, zonele de dimensiuni au fost împărțite în intervale de dimensiuni și pentru toate valorile dimensiunilor din interval s-au calculat un număr de toleranțe.

3.5. Sistemul de toleranțe și ajustaje ISO

ISO – Organizația Internațională de Standardizare (International Standardizing Organization).

Interschimbabilitatea a impus ca dimensiunile efective ale pieselor să se realizeze în câmpurile de toleranțe respective. Mărimile acestor câmpuri trebuie să fie astfel stabilite încât să asigure calitatea și economicitatea fabricației.

Aceasta implică îndeplinirea a două condiții principale:

- toleranțele stabilite să poată fi realizate pe mașinile-unelte existente, caracterizate printr-o precizie de prelucrare dată;
- toleranțele să poată fi realizate cu un număr minim de scule, dispozitive, verificatoare, instrumente de măsurat și să poată fi utilizate la fabricarea pieselor cu forme cât mai variate, asigurând economicitatea fabricației.

Realizarea condițiilor respective a impus introducerea următoarelor măsuri:

- limitarea dimensiunilor nominale ale pieselor la un număr cât mai restrâns posibil;
- limitarea numărului de valori ale abaterilor limită ce pot fi prescrise unei anumite dimensiuni nominale.

Determinarea toleranțelor în conformitate cu condițiile menționate, a condus la realizarea unui sistem de toleranțe și ajustaje internațional, numit sistemul ISO.

Prin sistem de toleranțe și ajustaje se înțelege o mulțime finită de toleranțe și ajustaje, realizate pe bază de experiență, care asigură o fabricație rațională și economică.

Această raționalizare a toleranțelor și ajustajelor sub denumirea de sistem de toleranțe și ajustaje, asigură avantaje pentru practică, dintre care cele mai importante sunt:

- se elimină arbitrariul la alegerea toleranțelor și ajustajelor, având o importanță deosebită asupra costului fabricației;
- industria constructoare de mașini are la dispoziție toată gama de precizii și de ajustaje, realizate cu minimum de scule, dispozitive și verificatoare, în scopul realizării interschimbabilității pieselor;

- permite standardizarea sculelor, dispozitivelor și verificatoarelor, ce conduce la realizarea acestora în număr mic de tipo-dimensiuni.

a) Toleranțe fundamentale. Sistemul ISO este un sistem internațional, care a fost adoptat în construcția de mașini din țara noastră în anul 1968 prin STAS 8101-68 ... STAS 8110-68.

Din anul 1988, sistemul ISO a fost reglementat prin patru standarde:

- STAS 8100/1-88 – Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Terminologie și simboluri.
- STAS 8100/2-88 – Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Toleranțe fundamentale și abateri fundamentale pentru dimensiuni până la 3150 mm.
- STAS 8100/3-88 – Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Clase de toleranțe de uz general pentru dimensiuni până la 3150 mm.
- STAS 8100/4-88 – Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Selecție de clase de toleranțe de uz general pentru dimensiuni până la 3150 mm.

Domeniul de dimensiuni 1 ... 500 mm a fost împărțit în 13 intervale de dimensiuni și pentru fiecare interval s-au determinat un număr de 20 toleranțe, numite toleranțe fundamentale sau trepte de precizie.

Aceste toleranțe sunt simbolizate prin:

$$IT_x (IT_{01}, IT_0, IT_1, IT_2, \dots, IT_{18})$$

Domeniul de dimensiuni nominale 500 ... 3150 mm a fost împărțit în 8 intervale, stabilindu-se pentru fiecare interval 18 toleranțe fundamentale, notate cu $IT_1, IT_2, \dots, IT_{18}$.

Sistemul de toleranțe și ajustaje ISO cuprinde toleranțe fundamentale și abateri limită pentru piesele de prelucrat cu configurație simplă. Standardul SR EN 20286-2:1997 înlocuiește STAS 8100/3-88 și cuprinde tabele ale treptelor de toleranțe și abaterile limită pentru alezaje și arbori pentru dimensiuni până la 3150 mm.

În tabelul 3.1 (conform ISO 286-1:1988) sunt cuprinse treptele de toleranțe fundamentale, cu următoarele observații:

- treptele de toleranțe fundamentale IT_{01} și IT_0 pentru dimensiuni $N \leq 500$ mm sunt prezentate în ISO 286-1:1988 (SR EN 20286-1:1996 – Sistem ISO de toleranțe și ajustaje – Partea 1: Baze de toleranțe, abateri și ajustaje);
- treptele de toleranțe fundamentale de la IT_1 până la IT_5 (inclusiv) pentru $N > 500$ mm sunt incluse cu caracter experimental;
- treptele de toleranțe fundamentale de la IT_{14} până la IT_{18} (inclusiv) nu trebuie utilizate pentru $N \leq 1$ mm.

Domeniul de utilizare al treptelor de precizie

- treptele de toleranțe $IT_{01} \dots IT_4$ se folosesc în special pentru piese de mecanică fină, pentru calibre, mecanisme de precizie etc.;
- treptele de precizie de la IT_5 la IT_{11} se folosesc la piesele care formează ajustaje în construcția de mașini
- pentru semifabricate forjate, turnate sau laminate, precum și în cazul dimensiunilor libere se folosesc treptele de precizie de la IT_{12} la IT_{18} .

Tabelul 3.1

Dimensiuni nominale, mm		Trepte de toleranțe fundamentale																	
		IT ₁	IT ₂	IT ₃	IT ₄	IT ₅	IT ₆	IT ₇	IT ₈	IT ₉	IT ₁₀	IT ₁₁	IT ₁₂	IT ₁₃	IT ₁₄	IT ₁₅	IT ₁₆	IT ₁₇	IT ₁₈
Până la inclusiv		μm									mm								
Peste		μm									mm								
-	3	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	6	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
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	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
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

b) Pozițiile toleranțelor față de linia zero. O toleranță care se poate prescrie unei dimensiuni nominale poate să aibă o infinitate de poziții. Alcătuirea sistemului, ISO care cuprinde o mulțime finită de câmpuri, a condus la stabilirea anumitor poziții pentru o anumită dimensiune nominală. Aceste poziții sunt fixate cu ajutorul unor abateri, numite abateri fundamentale.

Aceste abateri fundamentale se calculează cu o serie de relații cuprinse în sistemul ISO. Pentru ușurarea lucrului cu toleranțe, fiecare poziție a toleranței este simbolizată printr-o literă. S-au adoptat litere majuscule pentru pozițiile toleranțelor alezajelor și litere minuscule pentru pozițiile toleranțelor arborilor.

Astfel, pentru toleranțele arborilor situate sub linia zero, pozițiile lor sunt stabilite prin abaterea superioară, iar pentru cele dispuse deasupra liniei zero, pozițiile toleranțelor sunt stabilite cu ajutorul abaterilor inferioare.

Toleranțele alezajelor sunt dispuse simetric cu toleranțele arborilor față de linia zero.

În figura 3.10 sunt prezentate pozițiile toleranțelor arborilor față de linia zero, împreună cu simbolurile respective. Astfel, toleranțele situate sub linia zero sunt simbolizate prin literele *a, b, c, ..., h* și poziționate prin abaterea superioară, numită abatere fundamentală.

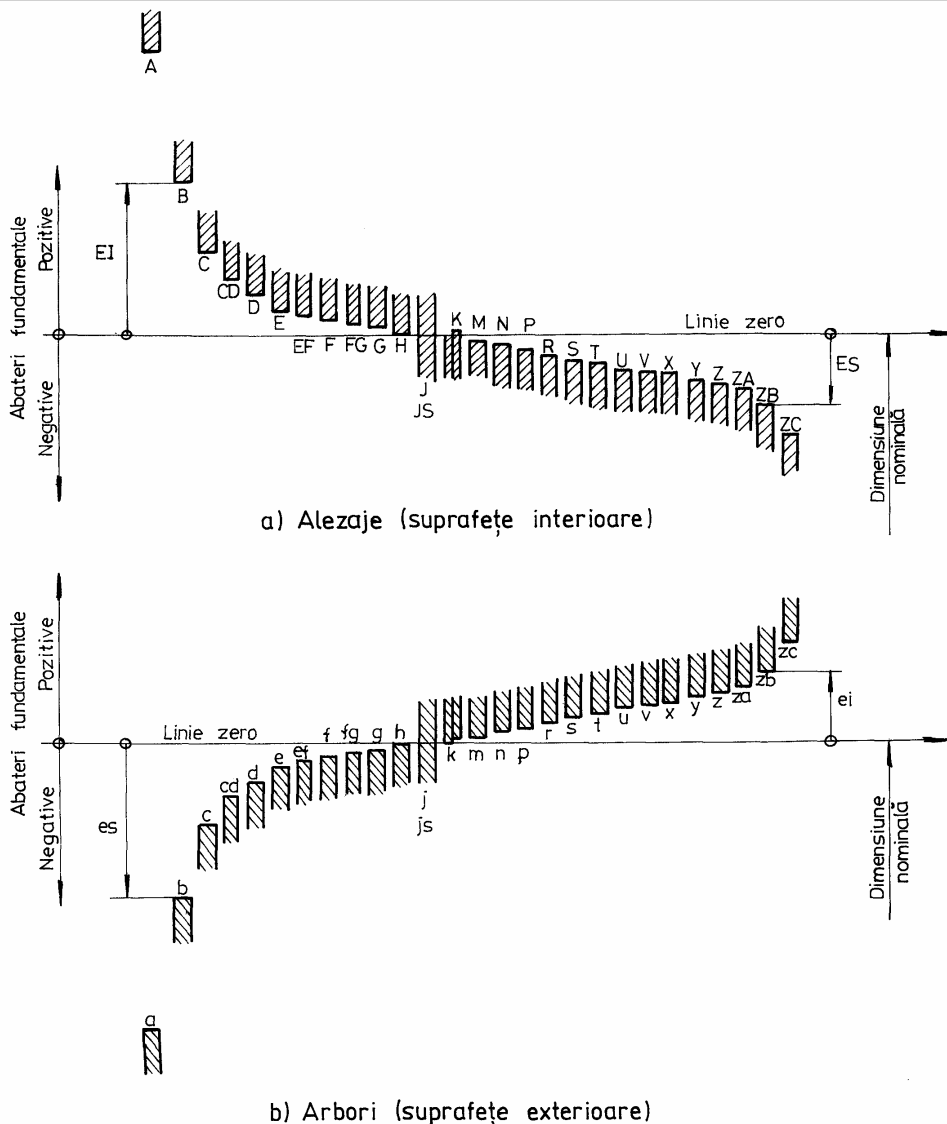


Fig. 3.10 Pozițiile toleranțelor față de linia zero și formarea ajustajelor

Abaterile fundamentale la alezaje, pentru aceleași simboluri, sunt egale și de semn contrar. Astfel, toleranțele situate deasupra liniei zero corespund simbolurilor A, B, C, \dots, H , iar pozițiile lor se stabilesc cu ajutorul abaterii inferioare.

Pentru toleranțele alezajelor situate sub linia zero, simbolizate prin K, M, N, P, \dots, ZC , pozițiile lor se fixează prin abaterea superioară și, pentru același simbol de la arbore, respectă condiția:

Cunoscând abaterile fundamentale (fiind calculate cu o serie de relații), celelalte abateri, nefundamentale, se determină cu ajutorul relațiilor:

$$IT_d = es_f - ei, \quad \text{respectiv} \quad IT_d = es - ei_f$$

$$IT_D = ES - EI_f, \quad \text{respectiv} \quad IT_D = ES_f - EI$$

În figura 3.10.a se arată și modul de obținere a ajustajelor în sistemul alezaj unitar prin combinarea simbolului H cu simbolurile arborilor.

Se obțin ajustaje cu joc prin combinarea lui H cu simbolurile a, b, c, \dots, h , ajustaje intermediare prin combinarea lui H cu simbolurile j, k, m, n și ajustaje cu strângere prin combinarea lui H cu simbolurile p, r, s, t, \dots, zc .

În figura 3.10.b se formează ajustaje în sistemul arbore unitar, când se combină simbolul h cu simbolurile respective de la alezaj.

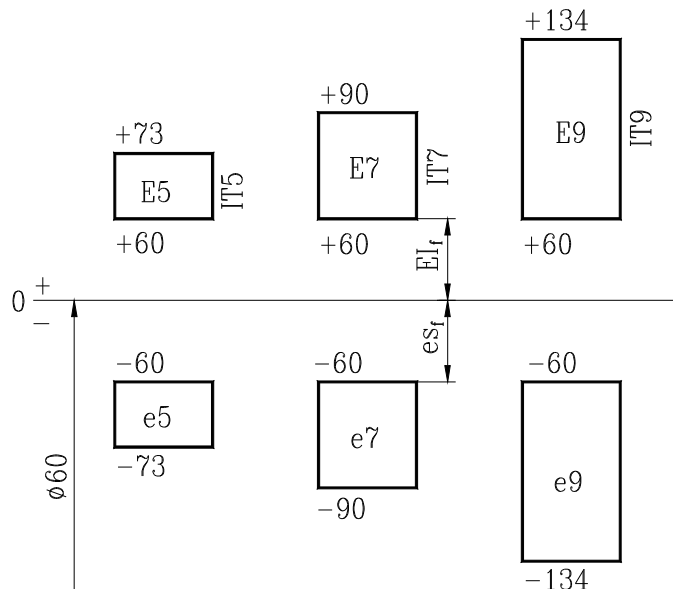


Fig. 3.11 Toleranțe și abateri fundamentale pentru arbori și alezaje

Pentru a evidenția mai bine corelația dintre treptele de precizie (trepte de toleranță) și simbolurile literale, se prezintă exemplul grafic din figura 3.11. Din reprezentare se remarcă relația dintre simbolul literal și abaterea fundamentală, care pentru exemplul considerat, $es_f = -60 \mu\text{m} = -0,06 \text{ mm}$ la arbori și $EI_f = +60 \mu\text{m} = +0,06 \text{ mm}$ la alezaje, adică respectă condiția $EI_f = -es_f$. Pentru un simbol literal dat, corespunde o singură abatere fundamentală. Treapta de precizie IT_x dă mărimea toleranței și intră în simbolizare prin cifra respectivă.

Din exemplul considerat rezultă că $EI_f = 60 \mu\text{m}$, $es_f = -60 \mu\text{m}$, respectând condiția $EI_f = -es_f$, precum și faptul că pentru o dimensiune nominală dată ($N_D = N_d = 60 \text{ mm}$), un simbol literal dat (e, E) și o treaptă de precizie dată ($x_d = x_D$), toleranțele respective sunt simetrice față de linia zero.

c) Notarea dimensiunilor tolerate. O dimensiune tolerată se notează, după sistemul ISO, prin valoarea dimensiunii nominale, urmată de simbolul toleranței, format dintr-o literă și o cifră. Litera indică abaterea

fundamentală, respectiv poziția toleranței față de dimensiunea nominală, iar cifra indică treapta de precizie, respectiv mărimea toleranței. De exemplu, $\varnothing 70e7$ pentru arbore, $\varnothing 70E7$ pentru alezaj.

Ajustajul se notează prin dimensiunea nominală comună celor două piese constitutive, urmată de simbolurile corespunzătoare fiecărei piese, scrise sub formă de fracție, unde la numărător se trece simbolul alezajului, iar la numitor simbolul arborelui.

$$\text{Exemple: } \varnothing 90 \frac{H8}{e7}; \varnothing 45 \frac{H8}{g8}; \varnothing 70 \frac{F8}{h7}.$$

Prezența simbolului H la numărător, iar la numitor un simbol oarecare pentru arbore, indică formarea ajustajului respectiv în sistemul alezaj unitar.

Dacă simbolul h este situat la numitor, iar la numărător un simbol oarecare pentru alezaj, ajustajul format este în sistemul arbore unitar.

Ajustajul la care se folosesc simbolurile $\frac{H}{h}$ poate fi considerat atât în sistemul alezaj unitar, cât și în sistemul arbore unitar.

Din motive tehnologice, sistemul ISO permite ca precizia alezajului să fie inferioară cu o treaptă decât precizia arborelui, execuția alezajelor fiind mai dificilă decât a arborilor. Exemplu: $\varnothing 90 \frac{H8}{f7}$.

d) Utilizarea simbolurilor. În sistemul ISO, mărimile toleranțelor sunt stabilite fără să fie condiționate de tipurile de ajustaje pe care acestea, prin împerechere, le formează. Ajustajele se formează alegând arbori și alezaje de diferite precizii, cu poziții relative corespunzătoare, astfel ca la împerechere să se realizeze îmbinări cu diferite caractere de contact între suprafețe.

Sistemul de ajustaje alezaj unitar (sau arbore unitar) constituie un caz de asamblare, mai economic.

Din mulțimea de toleranțe și ajustaje care se pot forma, pe baza criteriului de economicitate s-au selecționat câmpuri de toleranțe, care formează șiruri preferențiale, cuprinse în STAS 8100/4-88.

În tabelul 3.2 sunt prezentate câteva ajustaje din șirul preferențial I.

Tabelul 3.2

Alezajul unitar	Ajustaje cu joc	Ajustaje de trecere	Ajustaje cu strângere
$H7$	$\frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{j6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{m6};$ $\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{p6} (D=3)$	$\frac{H7}{p6} (D>3); \frac{H7}{r6};$ $\frac{H7}{s6}; \frac{H7}{u6}; \frac{H7}{z7}$
$H8$	$\frac{H8}{d9}; \frac{H8}{f8}; \frac{H8}{h8}$	-	-
$H11$	$\frac{H11}{a11}; \frac{H11}{b11}; \frac{H11}{d11}; \frac{H11}{h11}$	-	-

e) Calculul și alegerea ajustajelor. În practica curentă, asamblările cilindrice netede prezintă o mare varietate de cazuri, sub formă de ajustaje, cuprinzând toate categoriile: cu joc, intermediare și cu strângere. La proiectare, alegerea ajustajelor nu trebuie să influențeze sortimentul de scule, dispozitive și verificatoare. Acest lucru va fi îndeplinit dacă se respectă principiul preferențial.

În acest sens, se recomandă în primul rând ajustajele la care ambele elemente au simboluri de preferința I-a, apoi ajustajele la care un simbol este de preferința I-a și al doilea de preferința a II-a, iar în al treilea rând, ajustajele la care ambele simboluri sunt de preferința a II-a.

În general, la alegerea ajustajelor trebuie să se țină seama de următoarele:

- să se respecte principiul șirurilor preferențiale;
- standardele STAS 8100/2-88 și STAS 8100/4-88 conțin tabele cu abateri limită pentru un simbol de alezaj și pentru simbolurile arborilor care se recomandă a forma ajustaje cu acest alezaj;
- valorile limită ale jocului sau strângerii și ajustajul probabil în ipoteza distribuției simetrice.

e₁) Determinarea ajustajelor cu joc. O metodologie simplificată are la bază criteriile:

- determinarea jocului optim j_o din considerente funcționale. Acest joc se consideră ca fiind un joc mediu $j_o = j_m = \frac{J_{\min} + J_{\max}}{2}$, care se determină

având în vedere specificul funcțional. Astfel, pentru ajustaje cu joc care formează lagăre cu alunecare, din teoria hidrodinamică a ungerii, jocul optim se determină cu relația:

$$j_o = 467 \cdot 10^{-5} \cdot d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{l+d}}$$

unde: d – diametrul fusului, [cm];

l – lungimea fusului, [cm];

η – vâscozitatea dinamică, [daN · s · m⁻²];

n – turația fusului, [rot/min];

p – presiunea medie ($p = \frac{F}{l \cdot d}$), [daN · cm⁻²].

Pentru ajustajele din instalațiile hidraulice (cilindri hidraulici), jocul optim se stabilește din condiția de minimizare a pierderii de putere. Se stabilește o lege a pierderii de putere, de exemplu, având forma:

$$\Delta P = A \cdot j^3 + \frac{B}{j}$$

unde: A, B – coeficienți.

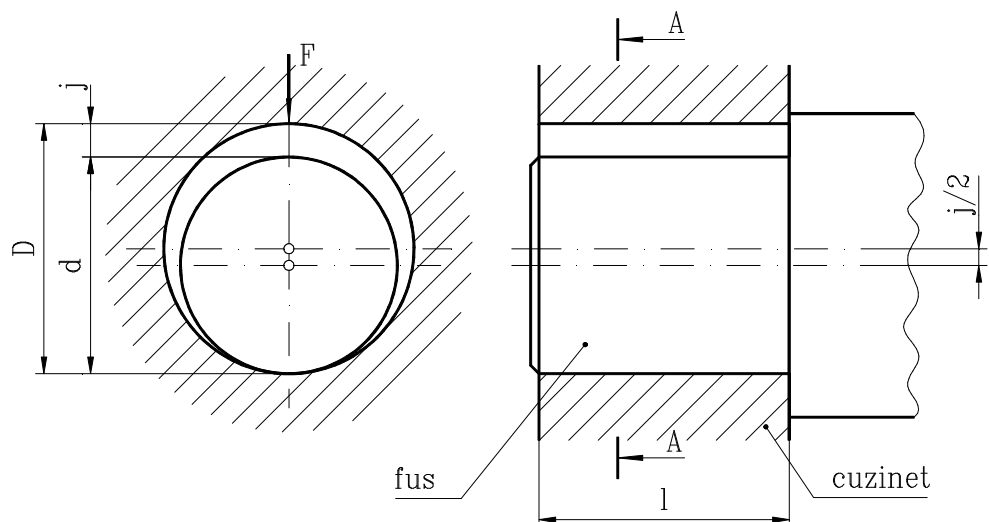


Fig. 3.12 Jocul în lagărul de alunecare

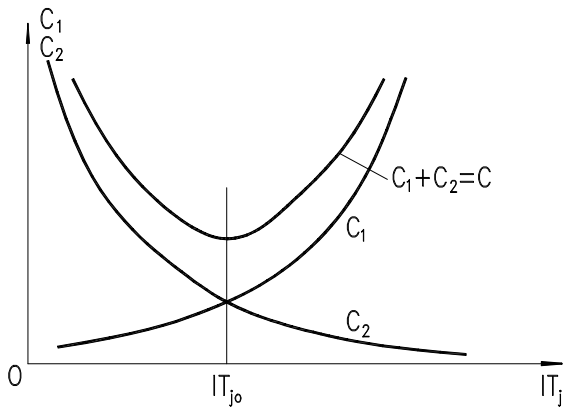


Fig. 3.13 Costurile și toleranța optimă a jocului

(\$IT_{j_0}\$) se va obține pentru costul minim \$C\$.

Cunoscând toleranța \$IT_{j_0}\$, se obțin jocurile limită, pe baza relației:

$$IT_{j_0} = J_{\max} - J_{\min}$$

- O altă condiție care se introduce se referă la selecția dintre treptele de toleranțe (trepte de precizie), care se pot pune sub forma:

$x_d = x_D$ – treptele de precizie de la arbore și alezaj se consideră egale;

$x_D = x_d + 1$ – treapta de precizie a alezajului fiind inferioară cu o unitate față de arbore.

- Ultima condiție se referă la sistemul de ajustaj care se prescrie în funcție de condițiile economice și constructive. Această condiție constă din:

$EI = 0$ – pentru sistemul alezaj unitar;

$es = 0$ – pentru sistemul arbore unitar.

Pe baza celor patru condiții menționate, se formează un sistem de ecuații algebrice, din care rezultă dimensiunile cu abateri pentru arbori și alezaj.

$$j_{\min} = EI - es$$

$$j_{\max} = ES - ei$$

$$ES - EI = es - ei$$

$$EI = 0$$

(3.19)

Observație. Condiția $x_d = x_D$ se transformă în ecuația $IT_d = IT_D$ sau $ES - EI = es - ei$, iar condiția $x_D = x_d + 1$ se transformă în (3.20), scriind

$$\frac{IT_D}{IT_d} = \frac{i \cdot Cx_D}{i \cdot Cx_d} :$$

$$\frac{ES - EI}{es - ei} = 10^{\frac{1}{5}}$$

(3.20)

Rezolvând sistemul (3.19) se obțin abaterile și toleranțele pentru arbore și alezaj (es, ei, ES, EI).

- Armonizarea rezultatelor obținute cu abaterile și toleranțele din sistemul ISO. Dacă ajustajul este în sistemul alezaj unitar, atunci $ES = IT_D$, iar simbolul literal va fi H . Treapta de precizie se obține din sistemul ISO, căutând, pe coloana orizontală a intervalului de dimensiuni în care se află dimensiunea nominală, valoarea $ES_{ISO} = ES$. Această valoare ES_{ISO}

Punând condiția de minimizare, se obține:

$$\frac{d}{dj}(\Delta P) = 3A \cdot j^2 - \frac{B}{j^2} = 0$$

$$j_0 = \sqrt{\frac{B}{3A}}$$

- determinarea toleranței optime a jocului (IT_{j_0}) se face din considerente de economicitate.

Se stabilesc funcțiile

$C_1 = f_1(IT_j)$ și $C_2 = f_2(IT_j)$, ce reprezintă costurile de exploatare și de execuție în funcție de toleranța jocului. Toleranța optimă

găsită, corespunde pe coloana verticală unui simbol Hx_D , de exemplu $H8$, când treapta de precizie este cifra 8. Pentru arbore, simbolul literal se găsește știind că abaterea superioară este abatere fundamentală $es = es_f$. La intervalul de dimensiuni în care se află dimensiunea nominală, se merge cu valoarea es calculată până se găsește valoarea es_{ISO} . La capătul coloanei verticale unde s-a găsit $es_f = es_{ISO}$, se găsește simbolul literal pentru arbore, de exemplu "f". Dacă $x_D = x_d$, simbolul pentru arbore va fi fx_d , respectiv $f8$. Ajustajul obținut prin armonizarea calculului cu valorile din sistemul ISO va fi $N \frac{H8}{f8}$.

Exemplul 3.1. La un lagăr de alunecare cu $N = 70$ mm, jocul variază între limitele $j = (0,03 \dots 0,118)$ mm. Cele două piese se execută în aceeași treaptă de precizie ($x_D = x_d$), iar ajustajul se realizează în sistemul alezaj unitar. Să se calculeze dimensiunile cu abateri pentru arbore și alezaj, precum și simbolurile după sistemul ISO.

Din datele problemei avem jocurile limită: $j_{\min} = 30 \mu\text{m}$; $j_{\max} = 118 \mu\text{m}$.
Se obține sistemul de ecuații:

$$30 = EI - es$$

$$118 = ES - ei$$

$$N = 70 \in (50 \dots 80) \text{ mm}$$

$$ES - EI = es - ei$$

$$EI = 0$$

Rezolvând sistemul se obține: $D = \varnothing 70_0^{+0,044}$ mm, $d = \varnothing 70_{-0,074}^{-0,030}$ mm.

Din SR EN 20286-2:1997, pentru intervalul de dimensiuni (50 ... 80), abaterea $ES = 44 \mu\text{m}$ corespunde lui $H8$ și alezajul va fi $\varnothing 70H8$ (adică treapta de precizie este 8). Simbolul pentru arbore se va determina știind că $es = -30 \mu\text{m} = es_f$. Din SR EN 20286-2:1997, pentru intervalul de dimensiuni (50 ... 80) mm, abaterea superioară de $-30 \mu\text{m}$ corespunde simbolului literal "f". Fiind în aceeași treaptă de precizie cu alezajul, cota cu simbol după ISO va fi $\varnothing 70f8$, iar ajustajul $\varnothing 70 \frac{H8}{f8}$.

Exemplul 3.2. La un ajustaj cu joc cu dimensiunea nominală $N = 90$ mm, jocul este cuprins între limitele $j = (0,036 \dots 0,123)$ mm. Ajustajul se realizează în sistemul arbore unitar, iar alezajul fiind cu o treaptă de precizie inferioară decât arborele. Să se determine dimensiunile cu abateri pentru arbore și alezaj și apoi să se stabilească după sistemul ISO simbolurile pentru arbore, alezaj și ajustaj.

Pe baza datelor se scrie sistemul de ecuații algebrice.

$$j_{\min} = 36 \mu\text{m}; j_{\max} = 123 \mu\text{m}; x_D = x_d + 1$$

$$36 = EI - es$$

$$123 = ES - ei$$

$$\frac{ES - EI}{es - ei} = 10^{\frac{1}{5}} \quad N \in (80 \dots 120) \text{ mm}$$

$$es = 0$$

Din rezolvarea sistemului rezultă:

$$D = \varnothing 90_{+0,036}^{+0,090} \text{ mm}, d = \varnothing 90_{-0,044}^0 \text{ mm}.$$

Simbolurile după sistemul ISO se obțin ca la exemplul precedent, cunoscând că $EI = EI_f = +36 \mu\text{m}$.

Se obțin simbolurile: $\varnothing 90h7$, $\varnothing 90F8$, respectiv $\varnothing 90 \frac{F8}{h7}$.

e₂) Determinarea ajustajelor cu strângere. La aceste ajustaje, diametrul arborelui înainte de montare este mai mare decât diametrul alezajului cu mărimea "S" numită strângere. La montaj, diametrul arborelui se va micșora, iar cel al alezajului se va mări, încât după montaj, suprafețele arborelui și alezajului fiind în contact, au același diametru. Strângerea efectivă a ajustajului este cuprinsă între două valori limită, S_{\min} și S_{\max} . Ajustajul cu strângere constituie o asamblare fixă, capabilă să preia un moment de torsiune sau o forță, fără elemente auxiliare ca pene, știfturi etc. Metodologie de calcul:

- Strângerea minimă S_{\min} se determină din condiția transmiterii momentului de torsiune (M_t) sau a forței (F), în ipoteza că suprafețele de contact nu au abateri de la forma geometrică. Folosind

$$S_{\min} = p \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad (3.21)$$

relația (3.21) de la Rezistența materialelor, se calculează S_{\min} știind că:

p – presiunea efectivă dintre suprafețele în contact, în daN/cm^2 ;

d – diametrul nominal al asamblării, în mm;

E_d, E_D – modulele de elasticitate ale materialelor pieselor, în daN/cm^2 ;

C_d, C_D – coeficienți, care se calculează cu relațiile:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d; \quad C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D \quad (3.22)$$

Presiunea p se determină din condiția ca momentul de frecare M_f care se dezvoltă între suprafețele în contact să fie mai mare sau egal decât momentul de torsiune M_t de transmis ($M_f \geq M_t$).

La limită, $M_t = M_f$ și presiunea p se determină cu ajutorul relației:

$$p = \frac{2M_t}{\pi d^2 \cdot l \cdot f} [\text{daN/cm}^2]$$

l – lungimea de asamblare;

f – coeficientul de frecare.

Dacă montajul se face la rece, asperitățile suprafețelor de montaj se vor distruge pe o anumită înălțime, având ca efect micșorarea strângerii.

Ca urmare, strângerea se corectează cu mărimea

$$\Delta S_R = 1,2(R_{zd} + R_{zD})$$

unde: R_{zd}, R_{zD} – înălțimile medii ale asperităților pentru arbore și alezaj.

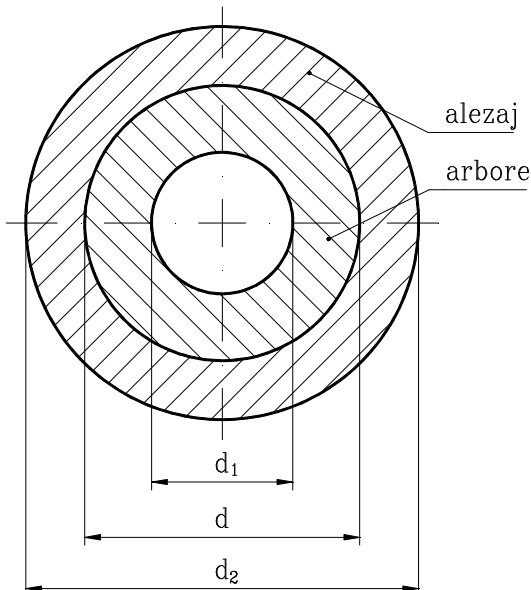


Fig. 3.14 Ajustajul cu strângere

Strângerea minimă efectivă va fi:

$$S_{\min,y} = S_{\min} + \Delta S_R$$

Din sistemul ISO se alege un ajustaj cu strângere, astfel încât să fie îndeplinită condiția $S_{\min,y} \leq S_{\min,ISO}$.

Ajustajul ales va avea și o strângere maximă ($S_{\max,ISO}$), pentru care vor fi verificate tensiunile din alezaj pentru a nu depăși tensiunea admisibilă.

$$S_{\max,ISO} = p_{\max} \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) \cdot d \cdot 10^3 - \Delta S_R \quad (3.23)$$

Din relația (3.23) rezultă că presiunea maximă (p_{\max}), iar tensiunile maxime de întindere din alezaj se stabilesc cu relația:

$$\sigma_{t \max} = p_{\max} \cdot \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} \leq \sigma_{at}$$

Exemplul 3.3. Coroana din bronz a unei roți dințate melcate se montează presat pe obada roții din fontă. Să se calculeze ajustajul cilindric al asamblării cunoscând că roata melcată transmite un moment de torsiune $M_t = 4000$ daN·cm. Se cunosc următoarele date: $d = 250$ mm; $d_1 = 210$ mm; $d_2 = 280$ mm; $f = 0,05$; $l = 60$ mm; $E_D = 1,3 \cdot 10^4$ daN/mm²; $E_d = 1,1 \cdot 10^4$ daN/mm²; $\mu_d = 0,25$; $\mu_D = 0,32$.

Se calculează coeficienții C_d , C_D :

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{210}{250} \right)^2}{1 - \left(\frac{210}{250} \right)^2} - 0,25 = 5,53$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{250}{280} \right)^2}{1 - \left(\frac{250}{280} \right)^2} + 0,32 = 9,12$$

Calculul presiunii de contact (p):

$$p = \frac{2M_t}{\pi d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \times 4000}{\pi \cdot 25^2 \times 6 \times 0,05} = 13,58 \text{ daN/cm}^2$$

Strângerea minimă va fi:

$$S_{\min} = p \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) \cdot d = 13,5 \cdot \left(\frac{5,53}{1,3 \cdot 10^4} + \frac{9,12}{1,1 \cdot 10^4} \right) \cdot 250 = 0,043 \text{ mm}$$

Din standardele STAS 8100/1-88 și SR EN 20286-2 rezultă ajustajul $\varnothing 250 \frac{H9}{s9}$ mm, unde: $\varnothing 250 H9 = \varnothing 250_0^{+0,070}$ mm, $\varnothing 250 s9 = \varnothing 250_{+0,140}^{+0,0255}$ mm.

Pentru ajustajul respectiv, strângerile au valorile:

$$S_{\min,ISO} = ei - ES = 0,140 - 0,070 = 0,070 \text{ mm}$$

$$S_{\max,ISO} = es - EI = 0,255 - 0,000 = 0,255 \text{ mm}$$

Montajul se face la rece, impunând aplicarea corecției de rugozitate:

$$\Delta S_R = 1,2(R_{zd} + R_{zD}) = 1,2(6,3 + 6,3) = 15 \text{ } \mu\text{m}$$

$$S_{\min_{cal}} = S_{\min} + \Delta S_R = 43 + 15 = 58 \mu\text{m}.$$

Se observă că $S_{\min_{ISO}} > S_{\min_{cal}}$; $70 \mu\text{m} > 58 \mu\text{m}$, rezultând că alegerea ajustajului a fost corectă.

Verificarea îmbinării la solicitări pentru strângerea maximă ($S_{\max} = 0,255 \text{ mm}$):

$$p_{\max} = \frac{S_{\max_{ISO}} - \Delta S_R}{d \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)} = \frac{(255 - 15) \cdot 10^{-3}}{250 \left(\frac{5,53}{1,3 \cdot 10^4} + \frac{9,12}{1,1 \cdot 10^4} \right)} = 76 \text{ daN/cm}^2$$

Tensiunile de întindere din alezaj (coroană) se stabilesc cu relația:

$$\sigma_{t_{\max}} = p_{\max} \cdot C_D = 645 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a$$

3.6. Influența temperaturii asupra toleranțelor și ajustajelor

Toleranțele și ajustajele au fost stabilite în sistemul ISO la o temperatură de referință ($t_0 = 20^\circ\text{C}$). Ca urmare, atât la montaj cât și la măsurare, s-a presupus că temperatura nu variază, rămâne constantă și egală cu temperatura de referință. Practic, sunt foarte puține cazurile când temperatura pieselor nu variază. Organele de mașini sunt supuse în timpul funcționării la încălziri și răcirii repetate, fapt care influențează dimensiunile efective și ca urmare, caracterul ajustajului.

Rezultă că ajustajele realizate la temperatura de montaj se vor modifica în timpul funcționării datorită temperaturilor inegale ale pieselor conjugate, datorită abaterii acestor temperaturi față de temperatura de referință, precum și datorită coeficienților de dilatație diferiți. Modificarea ajustajului, respectiv schimbarea caracterului de contact dintre suprafețe – modificarea jocurilor – conduce la apariția unor regimuri de funcționare foarte grele, cu consecințe de avarii grele. De aceea, pentru asigurarea condițiilor normale de funcționare a mașinilor, este necesar ca la stabilirea abaterilor și alegerea ajustajelor să se țină seama de influența pe care o are încălzirea asupra dimensiunilor.

- **Influența temperaturii asupra toleranței dimensiunilor.**

Pentru aceasta, considerăm toleranța care corespunde treptei de precizie IT_{18} la dimensiunea de 500 mm. Din standardul SR EN 20286-2 rezultă $IT_{18} = 9700 \mu\text{m}$.

Creșterea acestei toleranțe cu temperatura va fi:

$$\delta IT_{18} = IT_{18} \cdot \alpha \cdot \Delta t = 9,7 \cdot \frac{1 \mu\text{m}}{100 \text{ mm} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot \Delta t = 0,097 \cdot \Delta t [\mu\text{m}]$$

Dacă diferența de temperatură $\Delta t = 100^\circ\text{C}$, modificarea toleranței va fi $9,7 \mu\text{m}$, ceea ce reprezintă 1 ‰. Această modificare a toleranței se menține constantă pentru toate treptele de precizie dacă piesele sunt din oțel, la care se admite coeficientul de dilatație $\frac{1 \mu\text{m}}{100 \text{ mm} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Modificarea de 1 ‰ pentru diferența de $\Delta t = 100^\circ\text{C}$ este complet neglijabilă și vom considera că toleranțele, ca mărime, nu sunt influențate de temperatură.

• **Influența temperaturii asupra ajustajelor.**

Considerăm un ajustaj cu joc la temperatura de referință $t_0 = 20^\circ\text{C}$, când în asamblare se realizează jocul maxim (j_{\max}). Considerăm că în timpul funcționării alezajul se încălzește până la temperatura t_D , iar arborele până la temperatura t_d , materialele pieselor corespunzând coeficienților de dilatație α_d, α_D .

Jocul la temperatura t_0 este

$$j_{\max t_0} = J_{\max} = D_{\max t_0} - d_{\min t_0}$$

În timpul funcționării, când se realizează temperaturile t_D, t_d , dimensiunile efective ale arborelui și alezajului cresc cu mărimile (se consideră $t_D, t_d > t_0$):

$$\delta d_{\min} = d_{\min t_0} \cdot \alpha_d \cdot \Delta t_d$$

$$\delta D_{\max} = D_{\max t_0} \cdot \alpha_D \cdot \Delta t_D$$

Jocul maxim care se stabilește în timpul funcționării, când piesele se încălzesc, se determină cu relația:

$$\begin{aligned} J_{\max t} &= (D_{\max t_0} + \delta D_{\max}) - (d_{\min t_0} + \delta d_{\min}) = \\ &= j_{\max t_0} + D_{\max t_0} \cdot \alpha_D \cdot \Delta t_D - d_{\min t_0} \cdot \alpha_d \cdot \Delta t_d \end{aligned}$$

Considerăm că din punct de vedere al dilatării $D_{\max t_0} \approx d_{\min t_0} \approx N$, dimensiunea nominală a ajustajului.

$$\begin{aligned} J_{\max t} &= j_{\max t_0} + N(\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d) \\ J_{\min t} &= j_{\min t_0} + N(\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d) \end{aligned} \tag{3.24}$$

Relațiile (3.24) exprimă legătura dintre jocurile ajustajului la două temperaturi, t_0 și t , iar $\Delta t_d = t_d - t_0$ și $\Delta t_D = t_D - t_0$.

Relații asemănătoare se stabilesc și pentru ajustajele cu strângere:

$$\begin{aligned} S_{\min t} &= S_{\min t_0} - N(\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d) \\ S_{\max t} &= S_{\max t_0} - N(\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d) \end{aligned} \tag{3.25}$$

Din relațiile (3.24) și (3.25) se remarcă următoarele:

- dacă $\Delta t_D = \Delta t_d = 0$, jocurile de la ajustajele cu joc cresc când $\alpha_D > \alpha_d$ și scad când $\alpha_D < \alpha_d$;
- la ajustajele cu strângere, când $\Delta t_D = \Delta t_d = 0$, strângerile scad când $\alpha_D > \alpha_d$ și cresc când $\alpha_D < \alpha_d$;
- când $\alpha_D = \alpha_d$, iar $\Delta t_D = \Delta t_d \neq 0$, jocurile respectiv strângerile nu se modifică cu temperatura;
- când $\alpha_D \neq \alpha_d$ și $\Delta t_D \neq \Delta t_d$, jocurile respectiv strângerile pot să crească sau să scadă; se va stabili tipul și mărimea modificării pentru fiecare caz concret impus de condițiile practice.

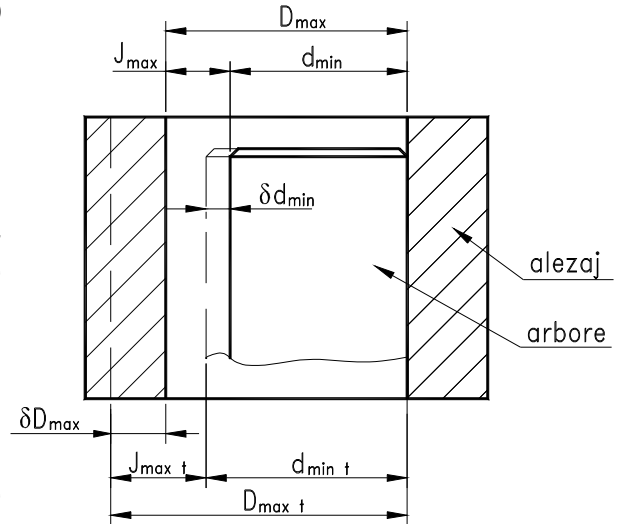


Fig. 3.15 Ajustaj cu joc

Exemplul 3.4. Un ajustaj cu strângere se montează la cald, când se încălzește alezajul, iar arborele se menține la temperatura mediului ambiant. Să se determine temperatura de încălzire a alezajului, astfel încât la montaj să existe un joc $j_0 = 0,04$ mm, iar după răcirea alezajului să se realizeze strângerea $S = 30$ μm .

Se cunosc: $\alpha_D = \frac{1 \mu\text{m}}{100 \text{mm} \cdot ^\circ\text{C}}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $d = 70,5$ mm.

Se calculează diametrul inițial D_0 al alezajului:

$$D_0 = d_0 - S = 70,5 - 0,03 = 70,47 \text{ mm}$$

Dilatarea alezajului se va face cu $\Delta D_0 = D_0 \cdot \alpha_D \cdot \Delta t$, care trebuie să fie egală cu $j_0 + S$.

$$D_0 \cdot \alpha_D \cdot \Delta t = j_0 + S$$

$$\Delta t_D = \frac{j_0 + S}{D_0 \cdot \alpha_D} = \frac{(0,04 + 0,03) \cdot 100}{70,47 \times 1} = \frac{7000}{70,47} = 99^\circ\text{C}$$

$$t_D = t_0 + \Delta t_D = 20 + 99 = 119^\circ\text{C}$$

Exemplul 3.5. Să se determine dimensiunile cu abateri pentru fusul și cuzinetul unui lagăr radial (ajustaj cu joc) cu alunecare la montaj, când temperatura mediului ambiant $t_0 = 18^\circ\text{C}$, dacă în timpul funcționării, când cuzinetul se încălzește la $t_D = 80^\circ\text{C}$, iar fusul la $t_d = 50^\circ\text{C}$, jocurile din ajustaj corespund ajustajului $\varnothing 110 \frac{H8}{e7}$. Cuzinetul se execută din bronz cu $\alpha_D = 1,2$ $\mu\text{m}/100 \text{mm} \cdot ^\circ\text{C}$, iar fusul din oțel cu $\alpha_d = 1,15$ $\mu\text{m}/100 \text{mm} \cdot ^\circ\text{C}$.

Din STAS 8100/2-88 și SR EN 20286-2:1997 se extrag abaterile ajustajului care se realizează în timpul funcționării.

$$\varnothing 110H8 = \varnothing 110_0^{+0,054} \text{ mm}; \varnothing 110e7 = \varnothing 110_{-0,107}^{-0,072} \text{ mm}$$

Se calculează jocurile limită ale ajustajului extras din sistemul ISO, jocuri care se realizează în timpul funcționării.

$$J_{\max t} = ES - ei = +0,054 - (-0,107) = 0,161 \text{ mm}$$

$$J_{\min t} = EI - es = 0 - (-0,072) = 0,072 \text{ mm}$$

$$\Delta t_D = t_D - t_0 = 80 - 18 = 62^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_d = t_d - t_0 = 50 - 18 = 32^\circ\text{C}$$

Trebuie să determinăm abaterile arborelui și alezajului pentru $t = t_0$ și care sunt: ES_0 , EI_0 , es_0 , ei_0 .

Deoarece $N = D_{\min}$, avem:

$$EI_0 = -D_{\min} \cdot \alpha_D \cdot \Delta t_D = -110 \times 1,2 \times 62 = -82 \mu\text{m}$$

Întrucât mărimile toleranțelor nu se modifică, avem:

$$ES - EI = ES_0 - EI_0$$

$$0,054 - 0 = ES_0 - (-0,082) \quad \Rightarrow \quad ES_0 = -0,028 \text{ mm}$$

La temperatura t_0 de montaj, dimensiunea cu abateri pentru alezaj va fi: $D = \varnothing 110_{-0,082}^{-0,028}$ mm.

Pentru a determina abaterile arborelui, folosim relația dintre jocurile minime (3.24) la temperaturile t și t_0 .

$$J_{\min t} = J_{\min t_0} + N(\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d) \quad \Rightarrow \quad 72 = J_{\min t_0} + 110(1,2 \times 62 - 1,15 \times 32)$$

$$\text{Rezultă: } J_{\min t_0} = 31 \mu\text{m}$$

$$J_{\min t_0} = EI_0 - es_0 \quad \Rightarrow \quad es_0 = -59 \mu\text{m}$$

$$es - ei = es_0 - ei_0 \quad \Rightarrow \quad ei_0 = -94 \mu\text{m}$$

Dimensiunea cu abateri pentru arbore la temperatura t_0 de montaj și de control va fi: $d = \varnothing 110_{-0,094}^{-0,059}$ mm.

Aplicații propuse

1. La un ajustaj se cunosc: dimensiunea nominală $N = 100$ mm, pentru alezaj $ES = 35$ μm , $EI = 0$, iar pentru arbore $es = 85$ μm și $ei = 60$ μm . Se cere:

- să se determine dimensiunile limită și toleranțele alezajului și arborelui;
- schema poziției câmpurilor de toleranță și tipul ajustajului;
- să se determine valorile caracteristice limită ale ajustajului și să se înscrie, cu semnul corespunzător, pe schema câmpurilor de toleranțe;
- să se determine toleranța ajustajului.

2. Se dă un ajustaj cu cota: $\frac{\varnothing 85_0^{+0,070}}{\varnothing 85_{-0,100}^{-0,040}}$ mm. Să se determine:

- dimensiunile limită și toleranțele pieselor din ajustaj;
- schema poziției câmpurilor de toleranță și sistemul în care se formează ajustajul;
- tipul ajustajului, valorile caracteristice limită și toleranța ajustajului.

3. La un ajustaj cu joc se cunosc: $N = 90$ mm, $S_{\min} = 40$ μm , $IT_s = 100$ μm , $x_D = x_d + 1$. Ajustajul se realizează în sistemul arbore unitar. Să se determine dimensiunile cu abateri pentru arbore și alezaj și să se reprezinte grafic.

4. La un ajustaj cu strângere se cunosc: $N = 78$ mm, $J_{\text{med}} = 50$ μm , $IT_j = 80$ μm . Cele două piese se execută în aceeași treaptă de precizie ($x_D = x_d$), iar ajustajul se realizează în sistemul alezaj unitar. Să se calculeze dimensiunile cu abateri pentru arbore și alezaj și să se reprezinte grafic.

5. Se cunoaște dimensiunea $\varnothing 60e9 = \varnothing 60_{-0,134}^{-0,060}$ mm. Să se reprezinte grafic și să se determine valorile caracteristice limită și toleranța ajustajului $\varnothing 60 \frac{H9}{e9}$ mm. Să se precizeze sistemul în care se formează ajustajul.

6. Să se reprezinte grafic pe aceeași linie de referință ajustajele: $\varnothing 90 \frac{H7}{f6}$ mm ; $\varnothing 90 \frac{H7}{h6}$ mm ; $\varnothing 90 \frac{M7}{h6}$ mm ; $\varnothing 90 \frac{S7}{h6}$ mm. Să se determine sistemul și tipul ajustajului, treptele de precizie pentru arbore și alezaje.

7. Se cunoaște ajustajul $\varnothing 240 \frac{E9}{h9} = \frac{\varnothing 240_{+0,100}^{+0,215}}{\varnothing 240_{-0,115}^0}$ mm. Să se reprezinte grafic și să se indice tipul ajustajului, IT_D , IT_d , parametrii și toleranța ajustajului. Să se determine abaterile limită ale arborelui și alezajului dacă ajustajul se realizează în celălalt sistem de ajustaje.

8. Să se calculeze limitele de temperatură la care trebuie încălzit alezajul pentru a monta ajustajul cu strângere $\varnothing 70 \frac{H8}{s8} = \frac{\varnothing 70_0^{+0,046}}{\varnothing 70_{+0,059}^{+0,105}}$ mm, astfel încât la montaj să existe un joc $J_0 = 0,12$ mm, iar după răcire să se realizeze strângerile limită. Se cunosc: $\alpha_D = \frac{1,12 \mu\text{m}}{100 \text{ mm} \cdot ^\circ\text{C}}$; temperatura mediului ambiant $t_0 = 18^\circ\text{C}$.

Capitolul 4 - Precizia formei geometrice

Precizia formei geometrice a unui produs industrial (piesă) reflectă gradul de conformitate a acestuia cu modelul său geometric prevăzut de proiectant în documentația tehnică. În construcția de mașini, piesele rezultate în urma proceselor de prelucrare au forme obținute prin asocierea unor elemente geometrice simple cum ar fi: linia dreaptă, planul, cercul, cilindrul, conul, sfera, etc. Prezența impreciziilor din sistemul mașină-unealtă – dispozitiv – sculă – piesă (MUDSP), face ca forma acestor elemente geometrice să se obțină cu abateri.

Abaterile de la forma geometrică pot fi: abateri de ordinul I (abaterile macrogeometrice), abateri de ordinul II (ondulațiile), abateri de ordinul III și IV, ce reprezintă rugozitatea suprafețelor (abateri microgeometrice) (fig. 4.1). Abaterile și toleranțele macrogeometrice sunt de formă, de orientare, de poziție și de bătaie (STAS 7384-85, STAS 7385/1,2-85).

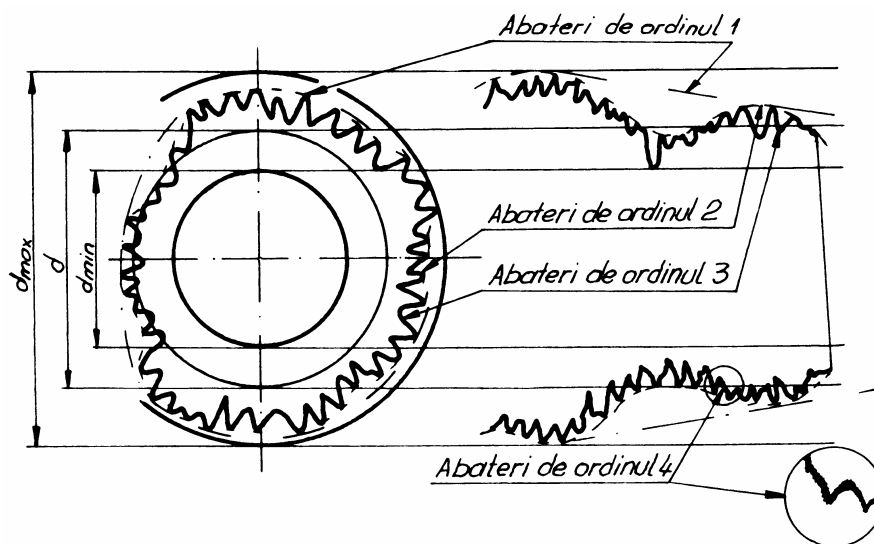


Fig. 4.1

Noțiuni introductive

Pentru definirea și evaluarea abaterilor de formă macrogeometrice este necesară precizarea unor noțiuni, astfel:

Profil - conturul rezultat din intersecția unei suprafețe cu un plan de orientare dată;

Profil real - conturul rezultat din intersecția unei suprafețe reale cu un plan;

Profil geometric (nominal) - conturul rezultat din intersecția suprafeței geometrice (nominale) cu un plan;

Profil efectiv - profilul obținut prin măsurare, apropiat de profilul real;

Profil adiacent - profilul de aceeași formă cu profilul geometric, tangent exterior la profilul real și astfel așezat încât distanța dintre acesta și profilul real să aibă valoare minimă.

Suprafața reală a piesei - suprafața care limitează piesa și o separă de mediul înconjurător.

Suprafața geometrică (nominală) - este suprafața ideală a cărei formă nominală (desen) este definită în documentația tehnică.

Suprafața adiacentă - suprafața de aceeași formă cu suprafața geometrică, tangentă exterior la suprafața reală și așezată astfel încât distanța între aceasta și suprafața reală să aibă valoare minimă.

Suprafața efectivă a piesei - suprafața obținută prin măsurare, apropiată de suprafața reală.

Suprafața de referință - suprafața în raport cu care se determină abaterea de formă. Ea poate fi egală cu o parte sau cu toată suprafața piesei.

Lungimea de referință - lungimea în limitele căreia se determină abaterea de formă. Ea este precizată de către proiectant.

Dreapta adiacentă - dreapta tangentă la profilul real și așezată astfel încât distanța maximă între profilul real și aceasta să aibă valoarea cea mai mică posibilă.

Similar se definesc și noțiunile: plan adiacent, cerc adiacent și cilindru adiacent.

Abateri și toleranțe de formă

Abaterea de la rectilinitate (fig. 4.2) este distanța maximă dintre profilul real și dreapta adiacentă, măsurată în limitele lungimii de referință. Toleranța de la rectilinitate este valoarea maximă admisă a abaterii de la rectilinitate.

Abaterea de la planitate este distanța maximă dintre suprafața reală și planul adiacent, considerată în limitele suprafeței de referință (fig. 4.3.a).

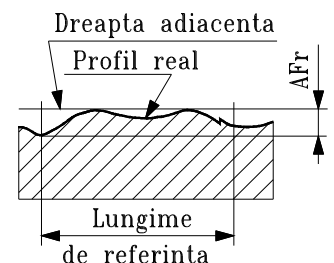


Fig. 4.2

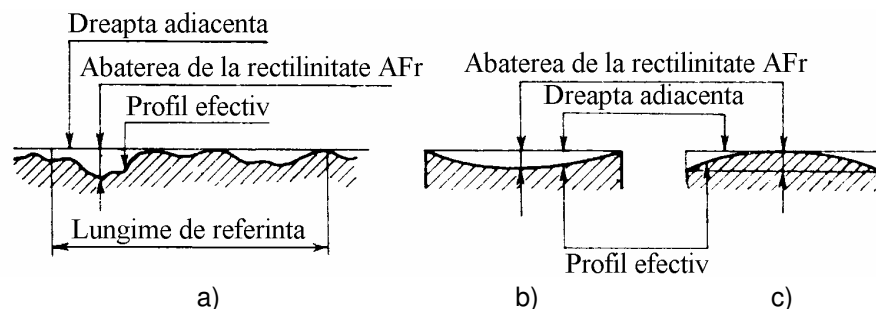


Fig. 4.3

Formele simple ale abaterii de la planitate sunt concavitățile și convexitățile (fig. 4.3.b,c).

Toleranța la planitate este valoarea maximă admisă a abaterii de la planitate. Zona de toleranță la planitate este cuprinsă între planul adiacent și un plan paralel cu acesta, aflat la distanță egală cu toleranța la planitate.

Controlul rectilinității și planității

Verificarea rectilinității și planității cu ajutorul fantei de lumină

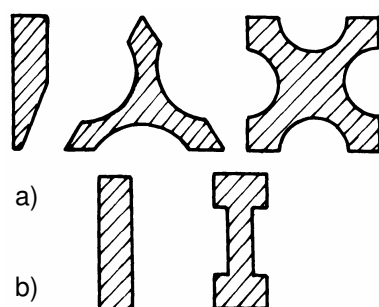


Fig. 4.4

Controlul rectilinității suprafețelor înguste se face cu ajutorul riglelor de precizie.

După forma geometrică, riglele se împart în:

a) rigle cu muchii active (fig. 4.4.a);

b) rigle cu suprafețe active (fig. 4.4.b).

Metoda este simplă și constă în așezarea riglei pe piesa de verificat și apoi examinarea fantei de lumină dintre piesă și riglă.

Aprecierea fantei de lumină se face comparând fanta obținută cu fanta mostră. Fanta mostră (etalon) se obține prin așezarea riglei (1) pe două cale plan-paralele (2), de aceeași dimensiune, care inițial au fost așezate pe platoul de control (3). Între cele două cale, în spațiul dintre riglă și platou, se așează alte cale (4) mai mici cu 1, 2, 3 microni decât cele inițiale. Operatorul are astfel la dispoziție grosimi de fante de 1, 2, 3 μm cu care poate compara fanta piesei de verificat (fig. 4.5).

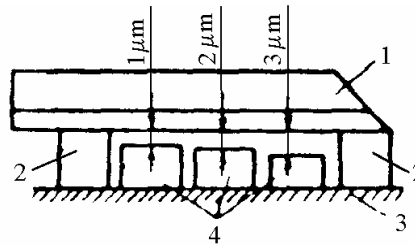


Fig. 4.5

Verificarea rectilinității și planității prin metoda abaterii liniare

Metoda este asemănătoare celei precedente, diferențe fiind în modul de evaluare a fantei. Se așează rigla pe suprafața de controlat, iar spațiul dintre suprafața riglei și piesă, fanta, se măsoară cu ajutorul calibrelor pentru interstii sau al foitelor de țigară (groase de circa 0,02 mm). Aprecierea fantei (jocului) se face după forța necesară la extragerea foitei (foițelor) sau după grosimea calibrului.

Verificarea rectilinității și planității cu ajutorul informatorilor

La această metodă se acoperă suprafața activă a riglei cu vopsea (informator) și se deplasează pe suprafața piesei care se controlează. Mărimea și numărul petelor de vopsea rămase pe suprafața piesei într-un pătrat cu latura de 25 mm arată gradul de planitate al suprafeței controlate. Vopselele utilizate frecvent sunt albastrul de Prusia sau albul de zinc, care se aplică pe suprafața de lucru a riglei într-un strat subțire și uniform.

Abaterea de la circularitate sau necircularitatea se definește ca fiind distanța maximă dintre profilul real și cercul adiacent (fig. 4.6.a).

Frecvent întâlnite sunt formele simple ale abaterilor de la circularitate și anume: ovalitatea și poligonalitatea (fig. 4.6.b,c). Ovalitatea ar fi atunci când forma profilului real este aproximativ elipsoidală și se calculează cu relația:

$$Ov = d_{max} - d_{min} = 2 \cdot AF_c$$

Poligonalitatea este când profilul real are aproximativ o formă poligonală. Toleranța la circularitate este valoarea maximă admisă a abaterii de la circularitate.

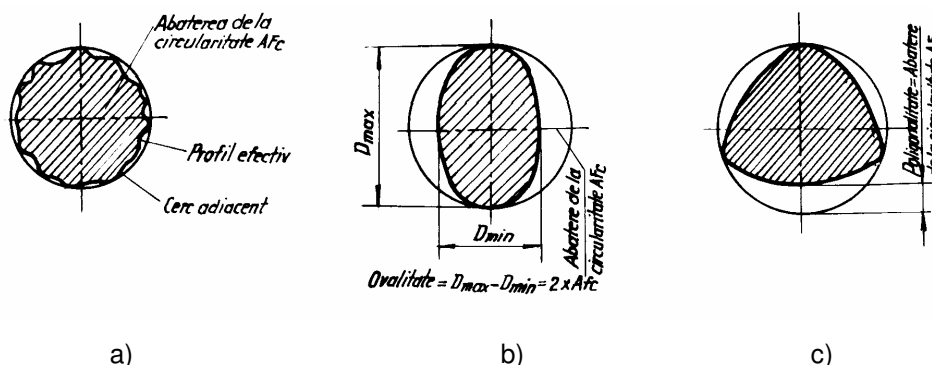


Fig. 4.6

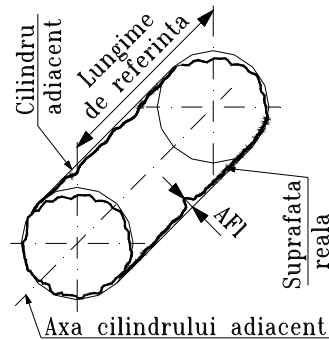


Fig. 4.7

Abateră de la cilindricitate se definește ca fiind distanța maximă dintre suprafața reală și cilindru adiacent, considerată în limitele lungimii de referință (fig. 4.7). Această abatere se compune din abaterea de la circularitate, considerată în secțiunea transversală a piesei și abaterea profilului longitudinal (axial).

Formele simple ale abaterii de la cilindricitate, mai des întâlnite în practică sunt:

- forma conică (fig. 4.8.a), se caracterizează prin neparalelismul generatoarelor profilului longitudinal;
- forma butoi (fig. 4.8.b), are specific forma curbată a generatoarelor profilului longitudinal real, diametrul crescând spre mijlocul acestuia;
- forma de șa (fig. 4.8.c), are generatoarele profilului longitudinal real curbe, diametrul crescând de la mijlocul profilului spre capete;
- forma curbă (fig. 4.8.d), are locul geometric al secțiunilor transversale o linie curbă. Valoric, mărimea curburii este egală cu abaterea de la cilindricitate.

Toleranța la cilindricitate este valoarea maximă admisă a abaterii de la cilindricitate. Zona toleranței la cilindricitate este cuprinsă între cilindru adiacent și un cilindru coaxial cu acesta, având raza mai mică (la arbori) sau mai mare (la alezaje) cu toleranța la cilindricitate (IT).

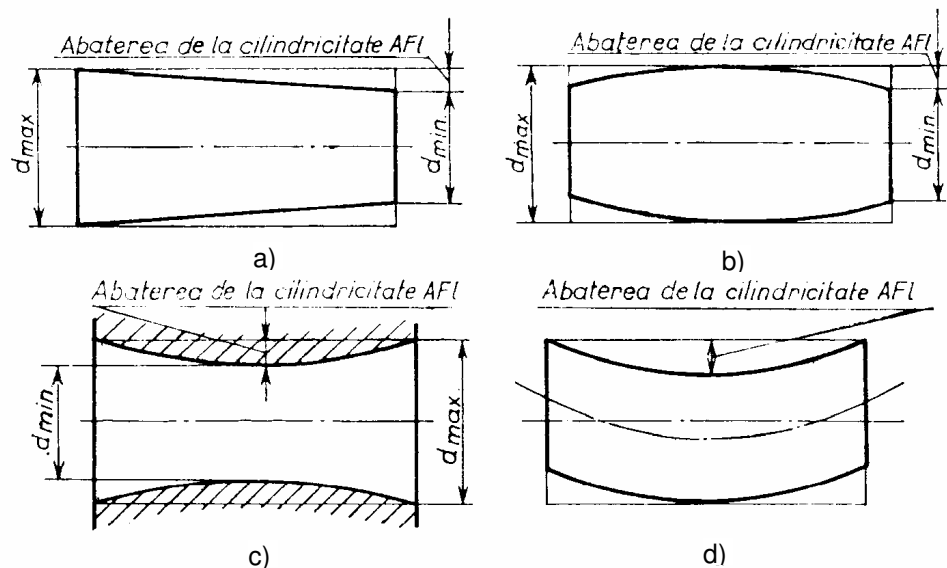


Fig. 4.8

Controlul circularității și cilindricității

La prelucrarea suprafețelor de revoluție, imprecizia mașinii-unelte determină apariția abaterilor de la circularitate și cilindricitate. Abaterile de la circularitate într-o secțiune a unei piese se determină măsurând diametrele secțiunii pe diferite direcții. Măsurarea prin două puncte a diametrelor unei secțiuni transversale se execută cu ajutorul unui aparat universal (comparator) cu palpator sferic sau plan (fig. 4.9.a). Măsurarea prin două puncte a diametrelor, metoda frecvent folosită, nu poate detecta forma poligon curbiliniu echidiametral. Aceste abateri de la circularitate, ce apar la rectificarea fără centre, sunt depistate și măsurate așezând măsurandul pe

un suport în formă de "V" (fig. 4.9.b), unghiul prismei determinându-se în funcție de numărul laturilor poligonului, cu relația:

$$2\theta = 180^\circ - \frac{360^\circ}{n}$$

unde: 2θ - unghiul prisme în "V";

n - numărul laturilor poligonului curbiliniu echidiametral. Acesta se determină așezând măsurandul pe o prismă "V" oarecare, iar numărul indicațiilor maxime și minime ale aparatului de măsurat obținut prin rotirea măsurandului cu 360° , fiind numărul laturilor poligonului curbiliniu.

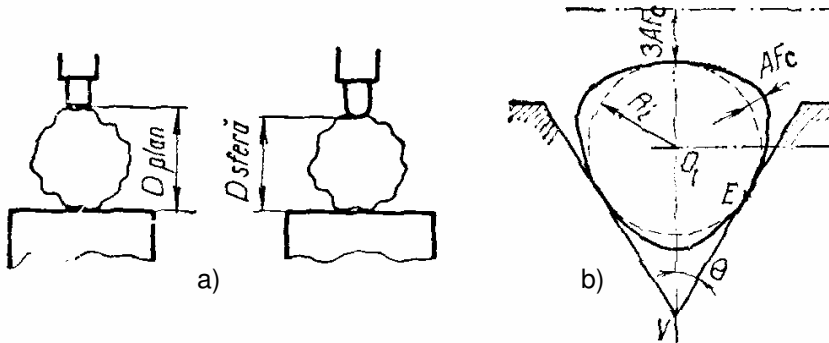


Fig. 4.9

O altă metodă de măsurare a abaterilor de la circularitate este bazată pe evaluarea variației razei prin rotirea măsurandului centrat între vârfuri. Precizia acestei metode este dependentă de precizia găurilor de centrare de pe suprafețele frontale ale măsurandului.

Măsurarea abaterilor de la circularitate a alezajelor se face cu ajutorul comparatoarelor de interior (aparat plus accesorii) cu două, respectiv trei contacte.

În ultimul timp, măsurarea abaterilor de la circularitate, atât pentru suprafețele exterioare, cât și pentru suprafețele interioare, se realizează cu ajutorul aparatelor pneumatice. Metoda este foarte precisă (de circa 10 ori), comodă și operativă.

Din definiția abaterii de la cilindricitate rezultă că aceasta se compune din abaterea de la circularitate în secțiunea transversală a măsurandului și din abaterea profilului longitudinal axial. Abaterile de la circularitate sunt evaluate după metodele prezentate anterior.

Determinarea abaterii profilului longitudinal constă în măsurarea abaterilor de la rectilinitate a perechii de generatoare aflate în aceeași secțiune longitudinală. Acceptând ipoteza că generatoarele diametral opuse sunt simetrice față de axa de rotație (situația pieselor prelucrate între vârfuri), poate fi utilizată metoda diametrelor succesive. Prin această metodă, măsurandul este contactat succesiv în câte două puncte care aparțin acelorași perechi de generatoare. Astfel se pot stabili abaterile de la rectilinitate a generatoarelor profilului axial efectiv (releveul generatoarelor).

Forma conică se determină măsurând diametrul piesei în două secțiuni de referință (în general extreme). Diferența dintre valorile maximă și minimă măsurate reprezintă conicitatea. Această valoare reprezintă dublul abaterii de la cilindricitate.

Forma butoi și forma șa, atât la arbori cât și la alezaje, se determină măsurând diametrul în trei secțiuni: la capete și la mijloc.

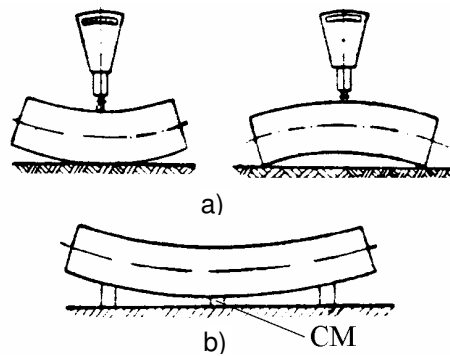


Fig. 4.10

Forma curbă a suprafețelor cilindrice exterioare se determină asemănător abaterii de la rectilitate, cu ajutorul cailor plan-paralele (CM) și a platoului de control (fig. 4.10.b) sau a comparatoarelor (fig. 4.10.a).

Curbarea suprafețelor cilindrice interioare se poate determina cu ajutorul calibrelor pneumatice. La determinarea abaterii de la cilindricitate a pieselor cu diametre mari (cilindri de laminor, coloane ale mașinilor de găurit etc.), în

afara metodei diametrelor succesive, se mai pot aplica și alte metode care utilizează aparate cum ar fi: curbimetrul, autocolimatorul, nivela.

Abateră de la forma dată a profilului se definește ca distanța maximă dintre profilul real și profilul adiacent, în limitele lungimii de referință (fig. 4.11.a).

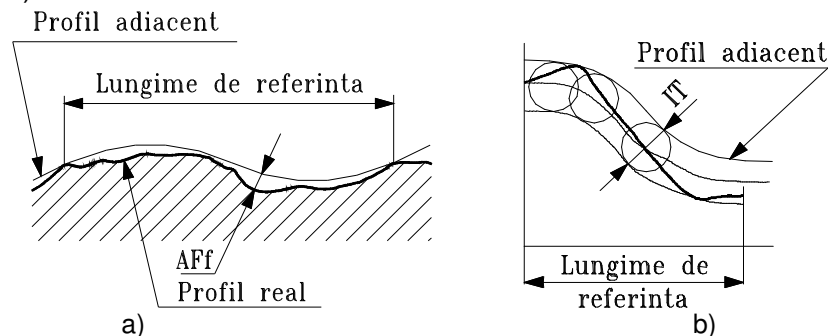


Fig. 4.11

Toleranța la forma dată a profilului este valoarea maximă admisă a abaterii de la forma dată a profilului (fig. 4.11.b).

Abateră de la forma dată a suprafeței reprezintă distanța maximă dintre suprafața reală și suprafața adiacentă de formă dată, determinată în limitele suprafeței de referință (fig. 4.12.a). Toleranța la forma dată a suprafeței este, de asemenea, valoarea maximă a abaterii de la forma dată a suprafeței. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între suprafața adiacentă și înfășurătoarea sferei care se rostogolește pe suprafața adiacentă și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a suprafeței (fig. 4.12.b).

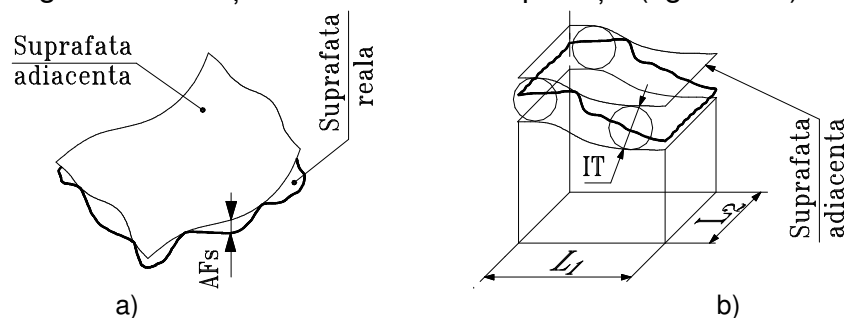


Fig. 4.12

Valorile toleranțelor de formă sunt standardizate (STAS 7391/1,2-74). Sunt prevăzute 12 clase de precizie, notate de la I la XII, pentru toleranțe de formă, în ordinea descrescândă a preciziei. Simbolurile grafice stabilite pentru toleranțele de formă sunt date în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

Tipul toleranței	Denumirea toleranței	Simbolul caracteristicii tolerate
Toleranțe de formă	Toleranță la rectilinitate	—
	Toleranță la planitate	
	Toleranță la circularitate	
	Toleranță la cilindricitate	
	Toleranță la forma dată a profilului	
	Toleranță la forma dată a suprafeței	

Datele privind toleranțele de formă se înscriu într-un cadru dreptunghiular (cadru de toleranță) trasat cu linie continuă subțire și împărțit în două sau mai multe căsuțe. În căsuțe se înscriu, de la stânga la dreapta, într-o anumită ordine, următoarele date:

- simbolul caracteristicii tolerate, conform tabelului 4.1;
- valoarea toleranței, în milimetri;
- litera sau literele de indicare a bazei de referință, după caz.

Indicațiile care limitează forma unui element în interiorul zonei de toleranță se înscriu în dreapta sau deasupra cadrului de toleranță. În figura 4.13 sunt date câteva exemple de notare pe desen a toleranțelor de formă.

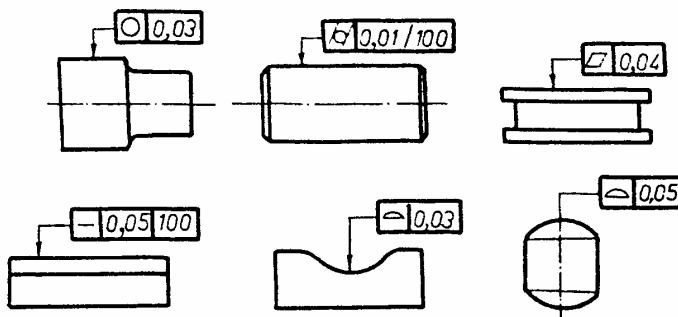


Fig. 4.13

Întrebări referitoare la precizia formei geometrice

1. Câte tipuri de abateri de la forma geometrică există și care sunt acestea?
2. Enumerați abaterile macrogeometrice de formă.
3. Care sunt modurile de control ale planității?
4. Ce este abaterea de la circularitate și cum se măsoară ea?
5. Ce este abaterea de la cilindricitate și cum se măsoară ea?
6. Care sunt formele cele mai des întâlnite în practică ale abaterii de la cilindricitate?

Capitolul 5 - Precizia poziției reciproce

Abaterile, respectiv toleranțele de poziție, exprimă precizia poziției reciproce, prin care se înțelege gradul de corespondență dintre poziția diferitelor elemente geometrice (puncte, axe, suprafețe, etc.), obținute în urma proceselor de prelucrare și poziția acelorași elemente geometrice, prevăzute în documentația tehnică de către proiectant.

Abaterile de la poziția nominală pot avea drept cauze de apariție, slaba rigiditate a sistemului MUDSP sau adoptarea unor tehnologii greșite (alegerea bazelor de așezare, a prinderii piesei, etc.).

Abaterile cât și toleranțele de poziție (tabelul 5.1) pot fi:

- de orientare;
- de poziție;
- de bătaie.

Tabelul 5.1

Tipul toleranței	Denumirea toleranței		Simbolul caracteristicii tolerate
Toleranțe de orientare	Toleranță la paralelism		//
	Toleranță la perpendicularitate		⊥
	Toleranță la înclinare		
Toleranțe de poziție	Toleranță la poziția nominală		⊕
	Toleranță la concentricitate și coaxialitate		⊙
	Toleranță la simetrie		≡
Toleranțe de bătaie	Toleranța bătaii circulare	radiale	
		frontale	
	Toleranța bătaii totale	radiale	
		frontale	

Pentru studiul preciziei poziției reciproce, este necesară definirea următoarelor noțiuni:

- poziția nominală este poziția suprafeței, a axei sau a profilului de simetrie, determinată prin dimensiuni nominale, liniare sau unghiulare, față de baza de referință sau alt element geometric;

- orientarea nominală este orientarea suprafeței, a axei, a profilului sau a planului de simetrie, determinată prin dimensiuni nominale, liniare sau unghiulare, față de baza de referință sau alt element geometric;

- baza de referință este forma geometrică teoretic exactă (punct, axă, plan, etc.) față de care se determină poziția elementului tolerat; ea poate fi determinată prin unul sau mai multe elemente geometrice ale piesei;

- sistemul de baze de referință este sistemul compus din ansamblul de două sau mai multe baze de referință separate, utilizate ca element de referință combinat pentru un element tolerat;

- elementul de referință este elementul real al unei piese (muchie, suprafață plană sau cilindrică, etc.) care se utilizează la determinarea poziției unei baze de referință;

- abaterea de orientare este abaterea de la orientarea nominală a unei suprafețe, a axei ei, a unui profil sau a unui plan de simetrie față de baza de referință;

Observație: la aprecierea abaterilor de orientare nu se iau în considerare abaterile de formă ale suprafeței sau ale profilului. În această situație, caracteristica reală tolerată va fi înlocuită cu cea adiacentă (suprafață sau profil).

- toleranța de orientare este zona (câmpul) determinat de abaterile limită de orientare;

- abaterea de poziție este abaterea de la poziția nominală a unei suprafețe, a unei axe, a unui profil sau a unui plan simetric față de baza de referință;

- abaterea limită de poziție similar celei de orientare este valoarea maximă admisă, pozitivă sau negativă, a abaterii respective;

- toleranța de poziție este zona limitată de abaterile de poziție extreme;

- abaterea de bătaie este diferența între cea mai mare și cea mai mică distanță de la punctele profilului real la baza de referință;

- toleranța de bătaie este zona determinată de abaterea limită de bataie.

a. Abateri de orientare

Abaterile de orientare mai importante sunt:

Abaterea de la paralelism (neparalelismul) se poate referi la două drepte situate în același plan, la două drepte în spațiu, la o dreaptă și un plan, la două plane, la un plan și o suprafață de rotație sau între două suprafețe de rotație.

În cadrul abaterilor de la paralelism vom discuta:

- abaterea de la paralelism a două drepte coplanare, egală cu diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două drepte adiacente, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 5.1.a);

- abaterea de la paralelism a două drepte în spațiu, egală cu abaterile de la paralelism ale proiecțiilor celor două drepte pe două plane reciproc perpendiculare. Unul din plane este determinat de una din drepte și un punct al celei de-a doua situat la extremitatea de referință (fig. 5.1.b);

- abaterea de la paralelism a unei drepte față de un plan, egală cu diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre dreapta adiacentă și planul adiacent, măsurată în limitele lungimii de referință, în planul perpendicular pe planul adiacent și care conține dreapta adiacentă;

- abaterea de la paralelism a două plane, egală cu diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două plane adiacente, măsurată în limitele suprafeței de referință (fig. 5.1.c);

- abaterea de la paralelism a unui plan față de o suprafață de rotație, egală cu diferența dintre distanța maximă și cea minimă între planul adiacent și axa suprafeței adiacente de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 5.1.d);

- abaterea de la paralelism a două suprafețe de rotație, este identică cu abaterea de la paralelism a axelor suprafețelor adiacente de rotație, care poate fi în același plan sau în plane diferite.

Toleranța la paralelism este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la paralelism.

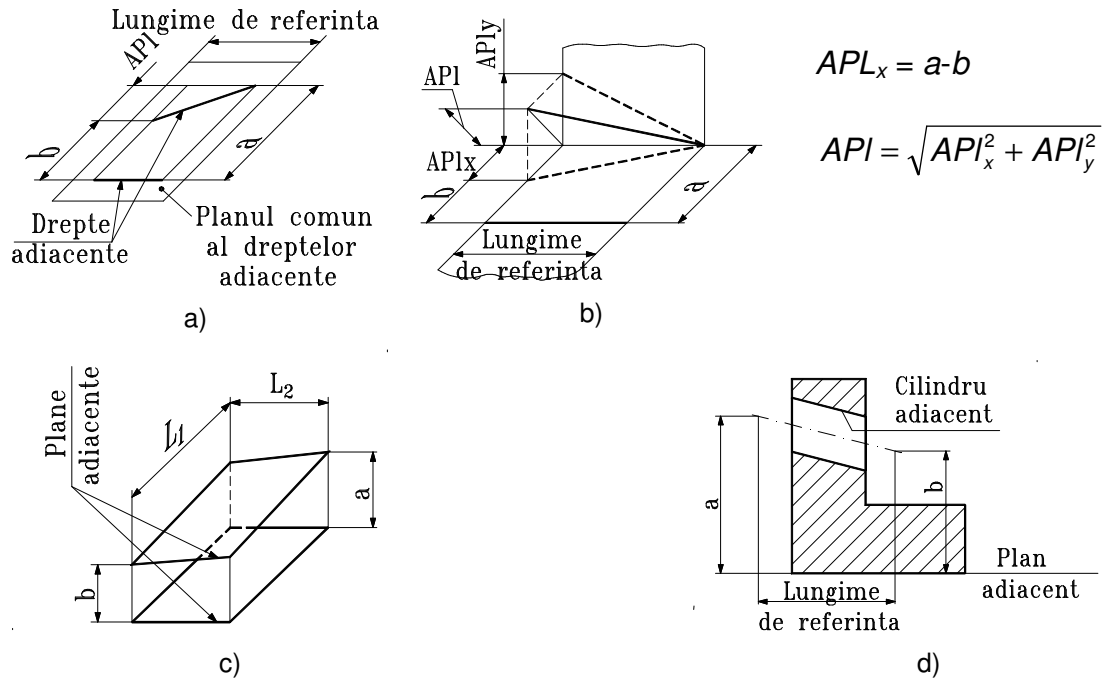


Fig. 5.1

Abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea)

Se deosebesc următoarele situații:

- abaterea de la perpendicularitate a două drepte, două suprafețe de rotație sau o suprafață de rotație și o dreaptă, egală cu diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente profilului real, axele suprafețelor

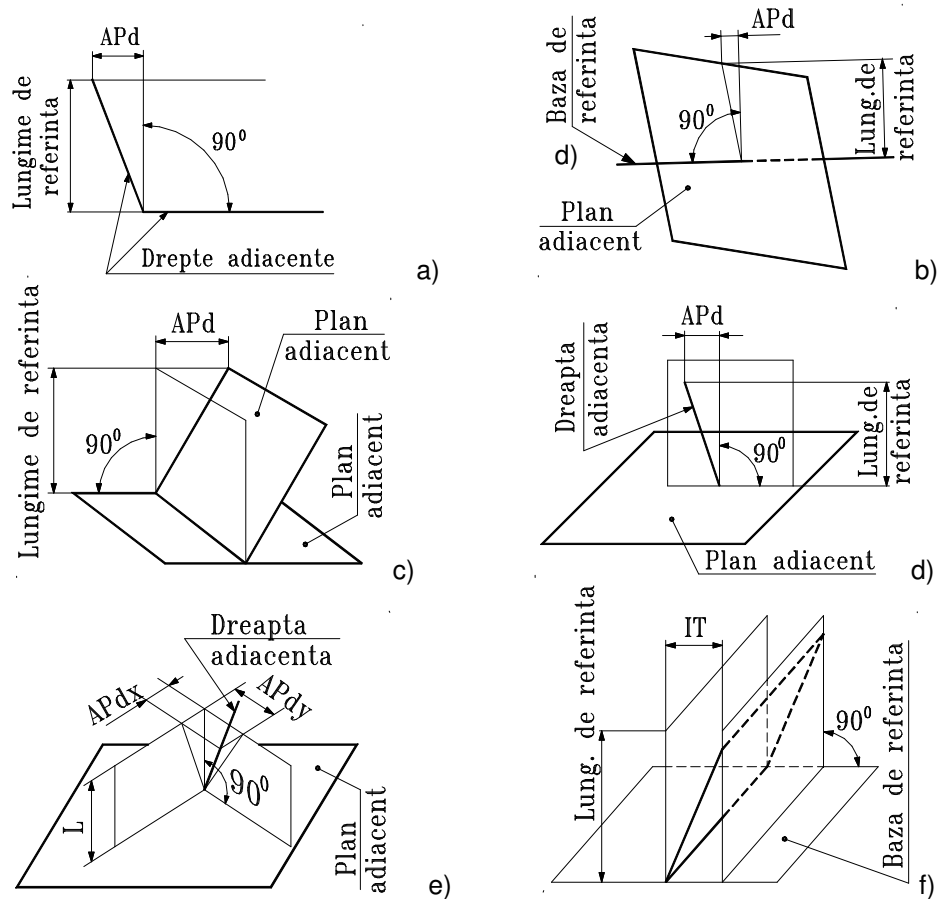


Fig. 5.2

adiacente de rotație sau o combinație a acestora și unghiul nominal de 90° , în limitele lungimii de referință (fig. 5.2.a);

- abaterea de la perpendicularitate a unui plan față de o dreaptă, o suprafață de rotație sau un plan este diferența dintre unghiul format de planul adiacent cu dreapta adiacentă cu axa suprafeței adiacente de rotație sau cu planul adiacent și unghiul nominal de 90° , măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 5.2.b,c);

- abaterea de la perpendicularitate a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan este egală cu diferența dintre unghiul format de dreapta adiacentă sau de axa suprafeței adiacente de revoluție cu planul adiacent la suprafața reală și unghiul nominal de 90° , în limitele lungimii de referință. Practic, abaterea poate fi măsurată într-un plan dat (fig. 5.2.d) sau în două plane reciproc perpendiculare, prin proiecția dreptei (axe) pe aceste plane (fig. 5.2.e).

Toleranța la perpendicularitate este valoarea maximă admisă a abaterii de la perpendicularitate (fig. 5.2.f).

Abaterea de la înclinare

Se deosebesc:

- abaterea de la înclinare a două drepte sau a două suprafețe de rotație este egală cu diferența, măsurată în limitele lungimii de referință, dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele reale, respectiv de axele suprafețelor adiacente de rotație și unghiul nominal (fig. 5.3.a);

- abaterea de la înclinare a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan (fig. 5.3.b);

- abaterea de la înclinare a unui plan față de o dreaptă, o suprafață de rotație sau un plan (fig. 5.3.c).

Toleranța la înclinare este egală cu valoarea maximă a abaterii de la înclinare.

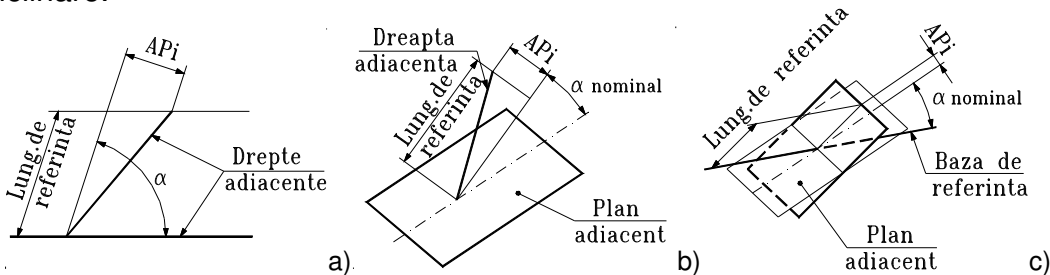


Fig. 5.3

b. Abateri de poziție

Dintre abaterile de poziție importante amintim:

◆ *abaterile de la poziția nominală*

Se disting următoarele situații:

- abaterea de la poziția nominală a unei drepte sau a axei unei suprafețe de rotație, este distanța maximă dintre dreapta adiacentă sau axa suprafeței adiacente de rotație și poziția nominală a acestora evaluată în limitele lungimii de referință (fig. 5.4).

Observație: în cazul în care lungimea de referință este egală cu zero, se determină evident, abaterea de la poziția nominală a unui punct;

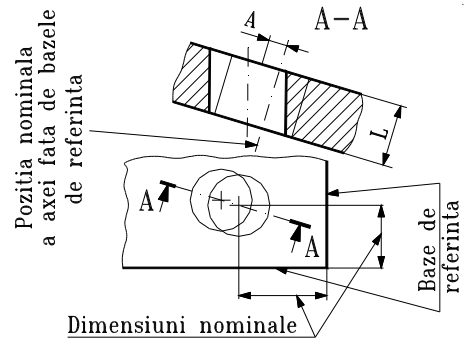


Fig. 5.4

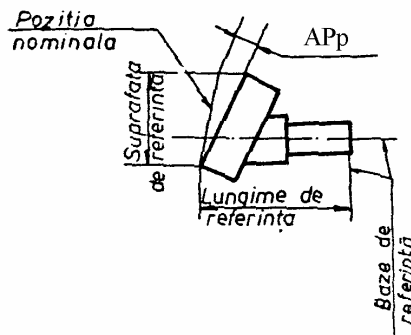


Fig. 5.5

- abaterea de la poziția nominală a unui plan sau a unui plan de simetrie, este distanța maximă dintre planul adiacent sau planul de simetrie și poziția lor nominală măsurată pe lungimea de referință (fig. 5.5).

Toleranța la poziția nominală este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la poziția nominală.

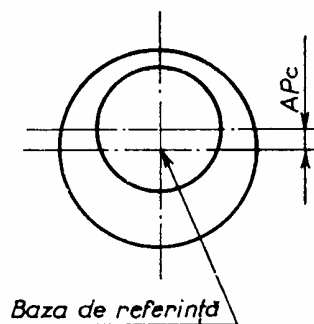


Fig. 5.6

◆ *abateri de la concentricitate și coaxialitate:*

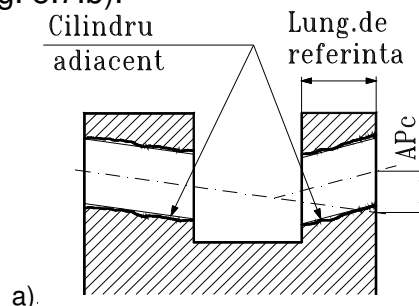
- abaterea de la concentricitate este distanța dintre centrul cercului adiacent al suprafeței considerate și baza de referință (fig. 5.6), care poate fi:

- centrul unui cerc adiacent dat;
- axa uneia sau a mai multor suprafețe adiacente date.

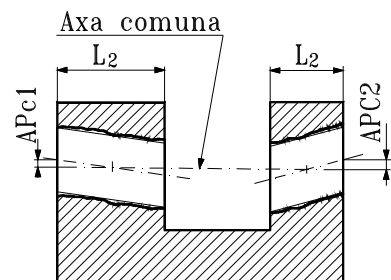
Abaterea de la concentricitate este particularizarea abaterii de la coaxialitate, când lungimea de referință este nulă.

- abaterea de la coaxialitate reprezintă distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente și axa considerată ca bază de referință, măsurată în limitele lungimii de referință. Baza de referință poate fi:

- axa uneia dintre suprafețele adiacente de rotație (fig. 5.7.a);
- axa comună a două sau mai multe suprafețe adiacente de rotație (fig. 5.7.b).



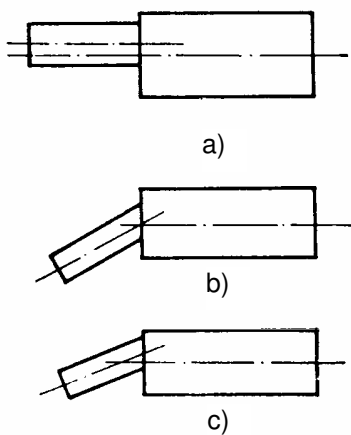
a).



b)

Fig. 5.7

Abaterile de la coaxialitate pot avea următoarele situații:



- excentricitatea (dezaxarea), dacă axele suprafețelor adiacente de rotație sunt paralele (dar nu coincid) (fig. 5.8.a);
- necoaxialitatea unghiulară (frângerea), dacă axele suprafețelor adiacente de rotație sunt concurente (fig. 5.8.b);
- necoaxialitatea încrucișată, atunci când axele suprafețelor adiacente de rotație sunt încrucișate (fig. 5.8.c).

Toleranța la concentricitate sau la coaxialitate este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la concentricitate sau coaxialitate.

Fig. 5.8

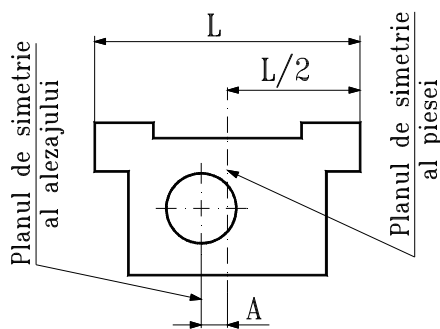


Fig. 5.9

◆ **Abateri de la simetrie (asimetria)**

- reprezintă distanța maximă dintre planele (axele) de simetrie ale elementelor vizate, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 5.9).

Toleranța la simetrie este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la simetrie.

c. Abateri de bătaie

Abaterile de bătaie pot fi:

* bătaia circulară radială, ce reprezintă diferența dintre distanța maximă și cea minimă de la suprafața reală la axa de rotație de referință, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 5.10.a). În mod normal, bătaia circulară radială se determină în plane perpendiculare pe axa de referință.

* bătaia circulară frontală, ce reprezintă diferența dintre distanța maximă și cea minimă de la suprafața frontală reală la un plan perpendicular pe axa de rotație de referință, măsurată în limitele lungimii de referință sau ale unui diametru dat (fig. 5.10.b).

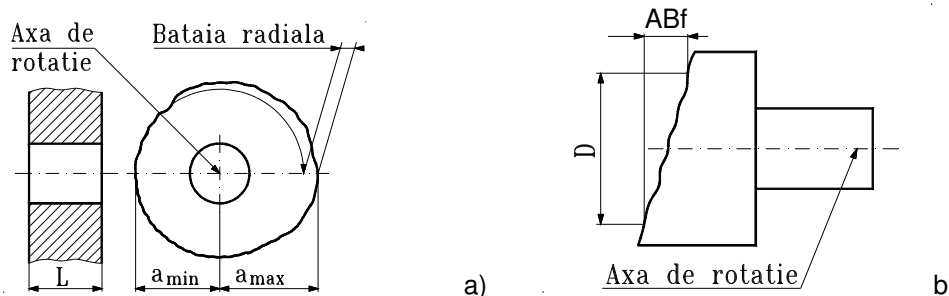


Fig. 5.10

În STAS 7384-85 apar și noțiunile: bătaie totală radială și bătaie totală frontală; acestea se referă la toate pozițiile radiale și nu numai pentru o anumită poziție radială și frontală pentru care s-au definit bătaile circulare radiale, respectiv frontale.

Toleranța bătaii circulare radiale sau frontale este valoarea maximă admisă a bătaii circulare radiale sau frontale. Valorile toleranțelor de orientare, de poziție și de bătaie sunt specificate în STAS 7391/3...5-74. În

aceste standarde sunt prevăzute 12 clase de precizie, notate cu cifre romane, în ordinea micșorării preciziei. Înscrierea pe desen a toleranțelor de orientare, de poziție și de bătaie se face folosind simbolurile grafice prezentate în tabelul 5.1, asemănător celor de formă. Câteva exemple de notare a acestora sunt prezentate în figura 5.11.

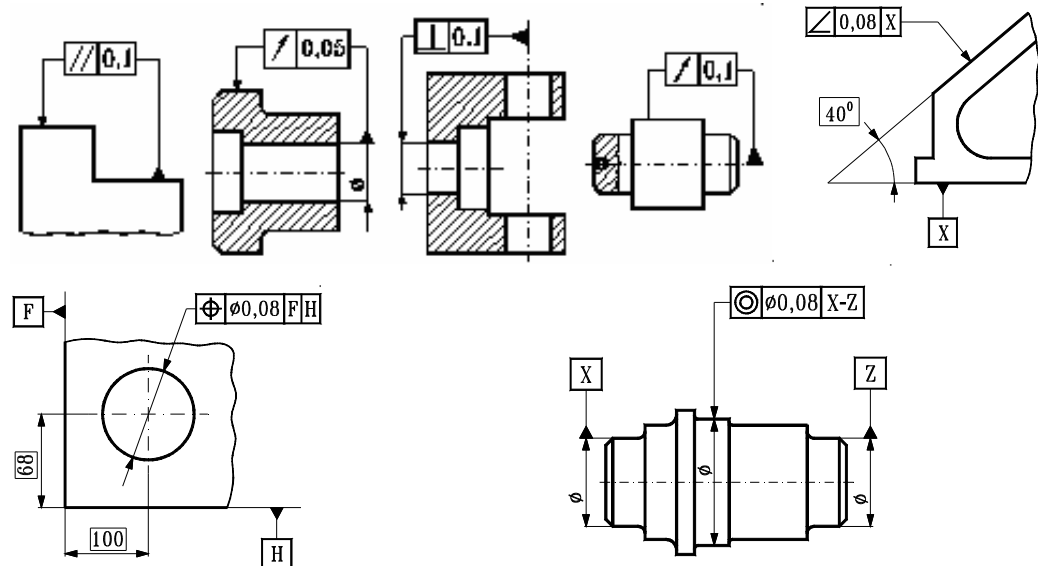


Fig. 5.11

Metode și mijloace de control a abaterilor de poziție

În general, abaterile de poziție pot fi controlate cu mijloace de măsurat universale (rigle, cale plan-paralele și unghiulare, dornuri, colimatoare, lunete, mijloace de măsurat interferențiale). Mai precise, rapide și comode sunt mașinile de măsurat în coordonate.

Controlul abaterilor de la paralelism

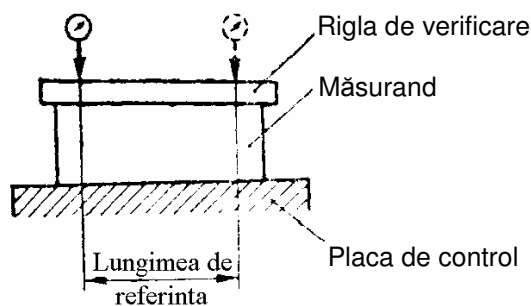


Fig. 5.12

se determină abaterea de la paralelism pe lungimea de referință. Aceasta este diferența dintre valoarea maximă și minimă a indicațiilor aparatului de măsurat la extremitățile lungimii de referință.

În figura 5.13 se dă un exemplu de măsurare a paralelismului dintre două drepte în spațiu, respectiv ghidajele unei mașini-unelte. Pe cele două ghidaje se așează câte o prismă V, care pot aluneca fără jocuri în lungul lor. Măsurarea se face deplasând prismele de-a lungul ghidajelor și determinând abaterile lecturate pe comparatorul așezat pe una din prismele, în două plane, vertical și orizontal.

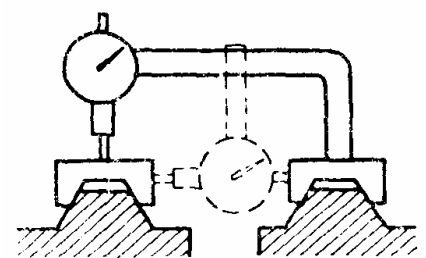


Fig. 5.13

Paralelismul între două plane se măsoară conform schemei din figura 5.14. Măsurandul se așează cu baza de referință pe o placă de verificare, iar deasupra acestuia se așează o placă plan-paralelă. Suportul aparatului de măsurat se deplasează pe placa de verificare, în limitele suprafeței de referință. Prin această metodă se elimină abaterile de formă a celor două suprafețe ale măsurandului. Abaterea de la paralelism este diferența dintre indicațiile aparatului în punctul cel mai ridicat și cel mai coborât

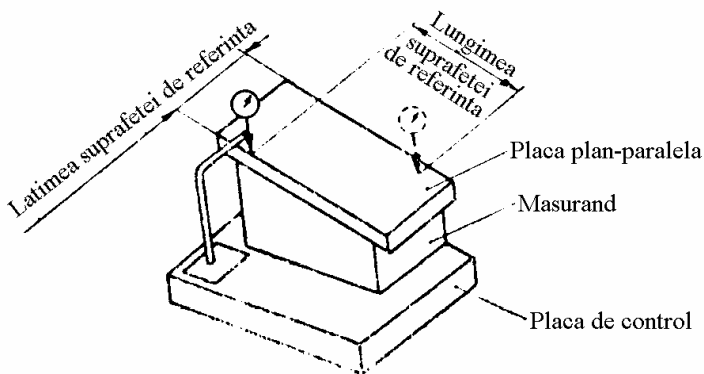


Fig. 5.14

al suprafeței de referință.

al suprafeței de referință.

Abaterea de la paralelism dintre un plan și o suprafață de rotație

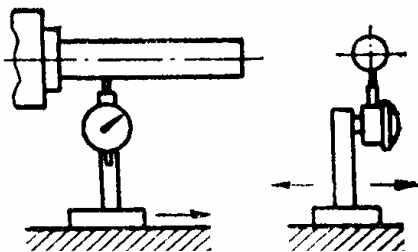


Fig. 5.15

Cilindrul adiacent al alezajului este materializat de un dorn de verificare montat în alezaj (fig. 5.15). Aparatul de măsurat, fixat pe un suport, se deplasează cu acesta în planul considerat. Abaterea de la paralelism este diferența dintre indicațiile minime ale aparatului la extremitățile lungimii de referință. Indicațiile minime se obțin prin deplasarea ușoară a suportului aparatului în direcție perpendiculară pe axa dornului.

Abaterea de la paralelism a două suprafețe de rotație (fig. 5.16)

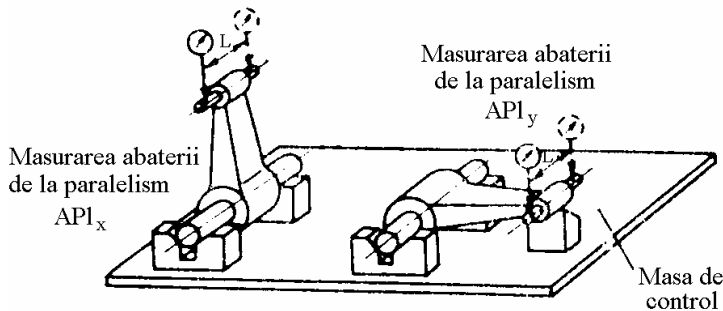


Fig. 5.16

Se materializează cilindrii adiacenți ai celor două alezaje ale bieii cu ajutorul dornurilor de verificare. Dornul alezajului inferior se așează prin intermediul a două prisme în V pe platoul de control, iar celălalt dorn se controlează cu comparatorul, al cărui suport este așezat pe același platou de control. Poziționând biela atât vertical, cât și orizontal, se pot determina abaterile API_x și API_y .

Abaterea de la perpendicularitate

Perpendicularitatea între două drepte

Dreptele care se controlează pot fi: două drepte propriu-zise, axele a două suprafețe de rotație sau o dreaptă și o axă a unei suprafețe de rotație.

Verificarea perpendicularității dintre o suprafață de rotație și dreapta materializată de suprafețele unui ghidaj (fig. 5.17) se realizează cu ajutorul unui echer-cadru așezat pe suprafața de rotație și a unui comparator așezat pe ghidajul considerat cu ajutorul unei prisme în V.

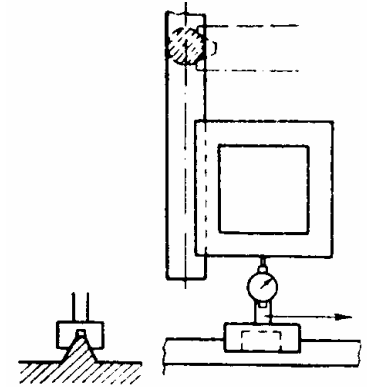


Fig. 5.17

Perpendicularitatea unei drepte față de un plan

Se va considera, ca exemplu, controlul perpendicularității dintre o suprafață cilindrică (alezaj) și un plan (baza sa). Măsurandul se așează cu baza sa, considerată plan de referință, pe platoul de verificare. Cilindrul adiacent alezajului este materializat cu ajutorul dornului de verificare. Pentru ghidarea aparatului se folosește un echer cilindric așezat, de asemenea, pe platoul de verificare. Diferența dintre valorile lecturate la extremitățile lungimii de referință este abaterea de la perpendicularitate pe lungimea considerată (fig. 5.18).

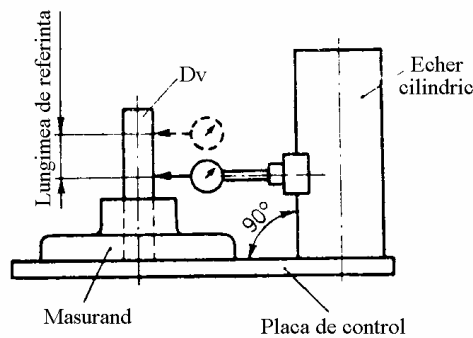


Fig. 5.18

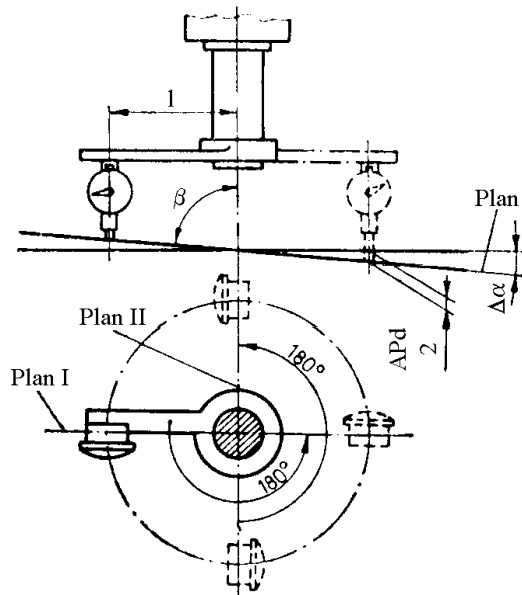


Fig. 5.19

Perpendicularitatea unui plan față de o dreaptă, o axă sau un plan

Se fixează un comparator pe suprafața de rotație a cărei axă o verificăm (fig. 5.19); rotind această suprafață, indicațiile comparatorului dau informații despre abaterea căutată.

Abaterea de la înclinare

Se consideră verificarea abaterii de la înclinare a unui alezaj față de un plan (fig. 5.20). Metoda este asemănătoare celei prezentate la verificarea perpendicularității.

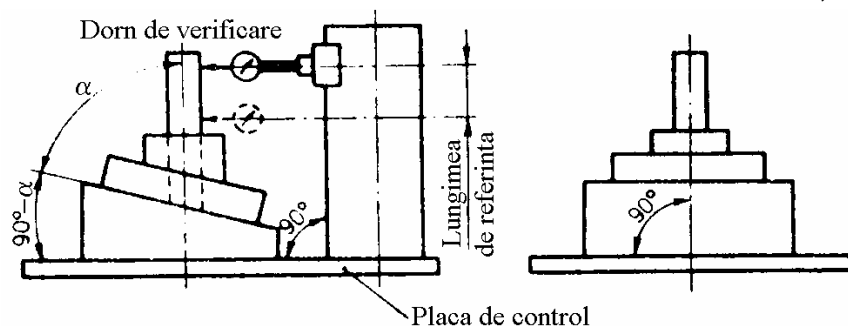


Fig. 5.20

Bătaia radială

În figura 5.21.a se exemplifică controlul bătaii radiale a unor suprafețe de rotație exterioare (arbori). În cazul verificării suprafețelor de rotație interioare (alezaje), cu diametre ce nu permit accesul comparatoarelor, se materializează alezajul cu ajutorul dornului de verificare.

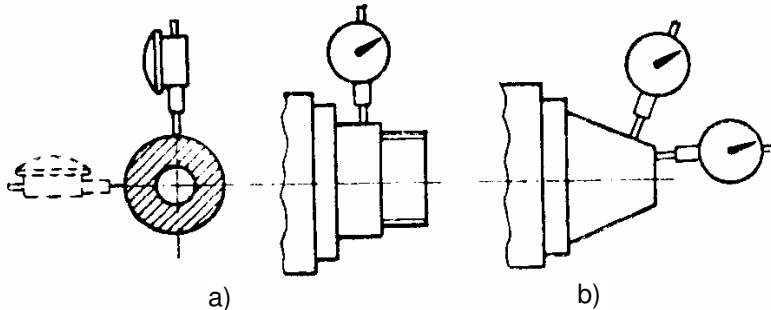


Fig. 5.21

Bătaia frontală

În figura 21.b se prezintă și controlul bătaii frontale.

Abaterea de la coaxialitate

Verificarea coaxialității a două alezaje (fig. 5.22) se face materializând cu un dorn unul din alezaje și așezând pe dornul de verificare un comparator, al cărui palpator se deplasează de-a lungul circumferinței celui de al doilea alezaj. Dacă acul indicator al compara-torului rămâne în poziție neschimbată, cele două alezaje sunt perfect coaxiale. Dacă nu, variația indicațiilor aparatului de măsurat reprezintă dublul abaterii de la coaxialitate a celor două alezaje.

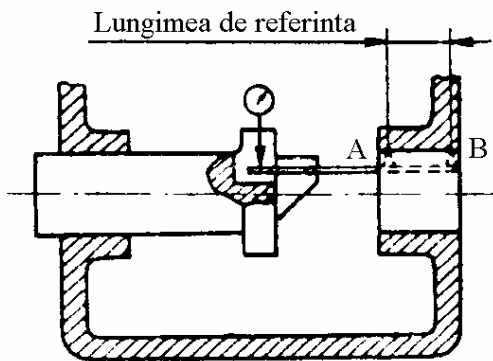


Fig. 5.22

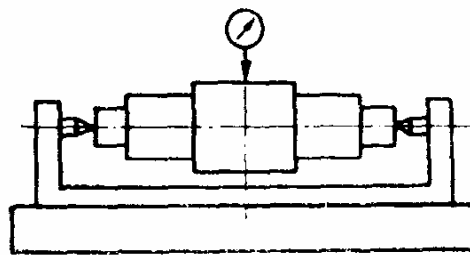


Fig. 5.23

Abaterea de la concentricitate (excentricitatea)

În figura 5.23 se prezintă măsurarea excentricității într-o secțiune mijlocie a măsurandului față de axa sa, materializată de vârful de centrare.

Abateră de la simetrie (asimetria)

În figura 5.24 se dă un exemplu de măsurare a abaterii de la simetrie a suprafețelor laterale ale măsurandului în raport cu axa acestuia. Se materializează alezajul cu ajutorul unui dorn prins apoi între vârfuri. Folosind un comparator se stabilesc înălțimile h_1 și h_2 . Semidiferența acestor înălțimi este abaterea de la simetrie:

$$AP_S = \frac{h_1 - h_2}{2}$$

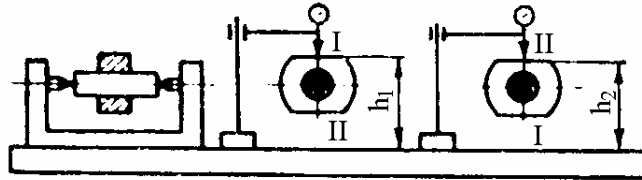


Fig. 5.24

Întrebări referitoare la precizia poziției reciproce

1. Care sunt abaterile de orientare și cum se măsoară?
2. Care sunt abaterile de poziție?
3. Definiți abaterile de bătaie. Cum se măsoară bătaia radială?

Capitolul 6 – Precizia microgeometrică

6.1. Ondulația suprafețelor

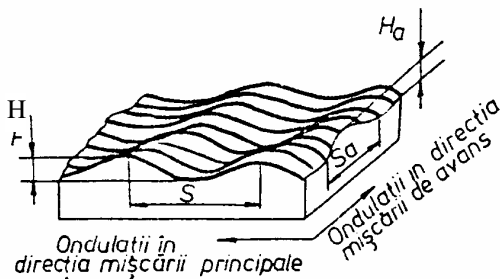


Fig. 6.1

Ondulația suprafețelor este ansamblul neregularităților cu aspect de valuri, care se succed periodic, atât în direcția mișcării principale de așchiere, cât și în direcția mișcării de avans (fig. 6.1).

Ondulațiile se deosebesc de celelalte abateri de formă prin valoarea mare a raportului dintre lungimea de undă S și înălțimea undei H , care poate fi de ordinul zecilor sau sutelor.

Ondulațiile au caracter periodic. Dacă nu se observă această periodicitate, înseamnă că nu sunt ondulații, ci alte abateri geometrice. Pentru aprecierea ondulației, pe lângă pasul ondulației (lungimea de undă), înălțimea (amplitudinea) undei se folosește ca parametru principal înălțimea medie în cinci puncte (H_z), definită de media aritmetică a înălțimilor maxime ale undei, considerate în limitele a cinci lungimi de bază egale, (relația 6.1, figura 6.2).

$$H_z = \frac{H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5}{5} \quad (6.1)$$

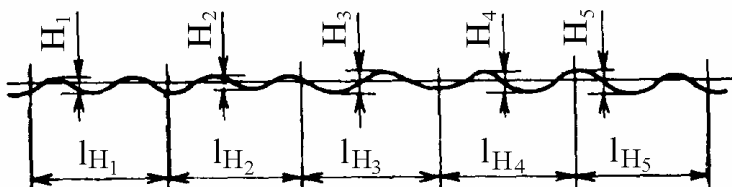


Fig. 6.2

Ondulațiile, ca rezultat al unei așchieri neuniforme, se datorează vibrațiilor sistemului mașină-unealtă – dispozitiv – sculă - piesă, cauzate de forțe variabile de așchiere și rigiditate insuficientă a sistemului.

6.2. Abateri microgeometrice (rugozitatea suprafețelor)

Rugozitatea suprafețelor este definită ca ansamblul neregularităților care formează relieful suprafețelor reale, al căror pas este relativ mic în raport cu adâncimea lor.

Rugozitatea suprafețelor, împreună cu parametrii fizico-chimici ai materialului, definesc calitatea suprafețelor pieselor (stratul superficial al acestora). Are în componența sa abaterile geometrice de ordinul 3 și 4. Abaterile geometrice de ordinul 3 formează componenta cu caracter periodic a rugozității, în timp ce abaterile geometrice de ordinul 4 constituie componenta cu caracter aleator. Forma și dimensiunile neregularităților depind de procedeul de prelucrare, de parametrii regimului de așchiere (viteză, avans, adâncime de așchiere), de geometria sculei, de rigiditatea sistemului MUDSP, de caracteristicile materialului prelucrat și de alți factori.

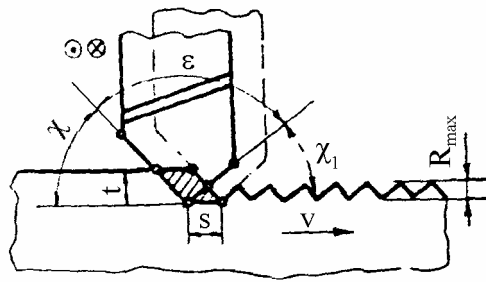


Fig. 6.3

În figura 6.3 se prezintă forma și dimensiunile neregularităților (urmelor rămase) la prelucrarea prin rabotare. Înălțimea neregularităților, în acest caz, este dependentă de geometria sculei și de avans.

Pentru evaluarea rugozității este necesară considerarea unui sistem de referință. Se cunosc mai multe sisteme, din care amintim:

sistemul liniei medii (sistemul M), sistemul liniei înfășurătoare (sistemul E), etc. Sistemul utilizat în țara noastră (STAS 5730-85) și pe plan internațional (DIN 4768) este sistemul liniei medii. Pentru a facilita operarea cu parametri de rugozitate în sistemul M este necesară definirea următoarelor noțiuni (STAS 5730/1-85):

- profil real - conturul rezultat prin intersecția suprafeței reale cu un plan;
- profil longitudinal - conturul rezultat prin intersecția suprafeței cu un plan paralel cu direcția neregularităților;
- profil transversal - conturul rezultat prin intersecția suprafeței cu un plan perpendicular pe direcția neregularităților;
- profil total - ansamblul abaterilor de ordinul 1...4;
- linie de referință - linia aleasă convențional pentru evaluarea cantitativă a profilului efectiv;
- lungime de bază (l) - lungimea liniei de referință aleasă convențional pentru definirea rugozității, fără influența altei abateri geometrice;
- lungime de măsurare (l_n) - lungimea pe care se face evaluarea, care poate să cuprindă una sau mai multe lungimi de bază;
- neregularitatea profilului - o proeminență și golul adiacent;
- proeminența profilului - partea de profil orientată către exteriorul piesei și cuprinsă între două puncte de intersecție consecutive ale profilului cu linia medie (fig. 6.4);

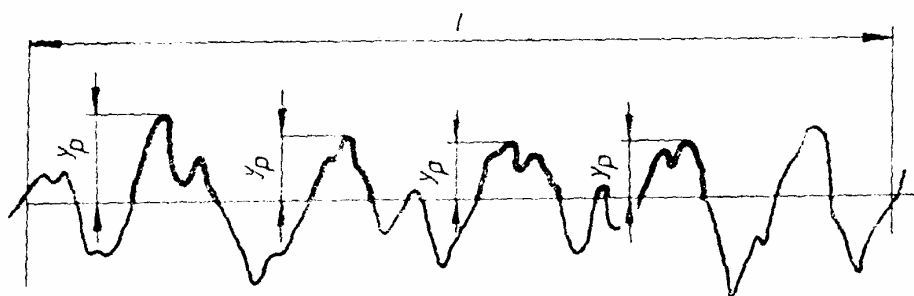


Fig. 6.4

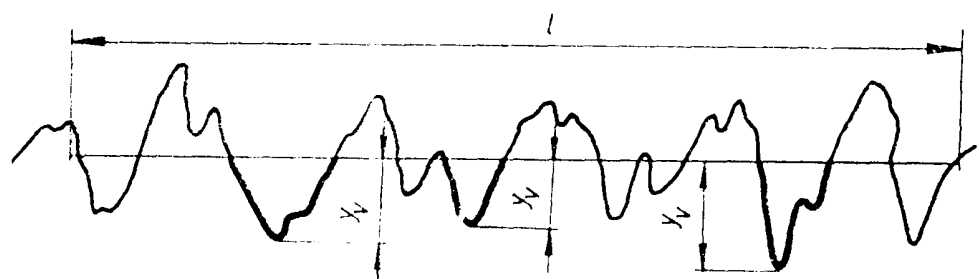


Fig. 6.5

- golul profilului - orientat către interiorul piesei și cuprins între două puncte de intersecție consecutive ale profilului cu linia medie (fig. 6.5);
- linia medie a profilului (m) - linia de referință ce are forma profilului geometric și care, în limitele lungimii de bază, împarte profilul efectiv astfel încât suma pătratelor ordonatelor punctelor profilului față de această linie să fie minimă; analitic: $\int_0^l y^2 dx = \min.$

Profilul efectiv este încadrat între două linii: linia proeminențelor (exterioară) și linia golurilor (interioară).

PARAMETRII DE PROFIL

Determinarea cantitativă a rugozităților se face cu ajutorul parametrilor fizici și statistici.

Principali parametri fizici sunt:

- abaterea medie aritmetică a rugozității (R_a);
- înălțimea medie a neregularității profilului în zece puncte (R_z);
- înălțimea maximă a profilului (R_y).

Abaterea medie aritmetică a profilului (R_a) - media aritmetică a valorilor absolute ale abaterilor punctelor profilului față de linia medie în limitele lungimii de bază (fig. 6.6).

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

sau

$$R_a \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|$$

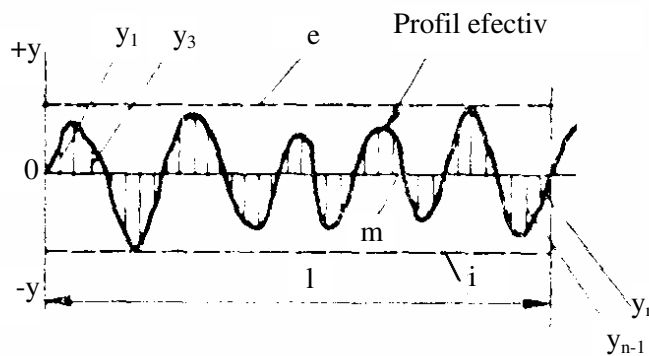


Fig. 6.6

Înălțimea (adâncimea) medie a rugozității în 10 puncte este diferența între media aritmetică a ordonatelor celor mai înalte 5 proeminențe și a celor mai de jos 5 goluri, în limitele lungimii de bază (fig. 6.7).

$$R_z = \frac{(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})}{5}$$

Înălțimea maximă a profilului (R_y) este distanța dintre linia proeminențelor (exterioară) profilului și linia golurilor (interioară) profilului, în limitele lungimii de bază (fig. 6.6).

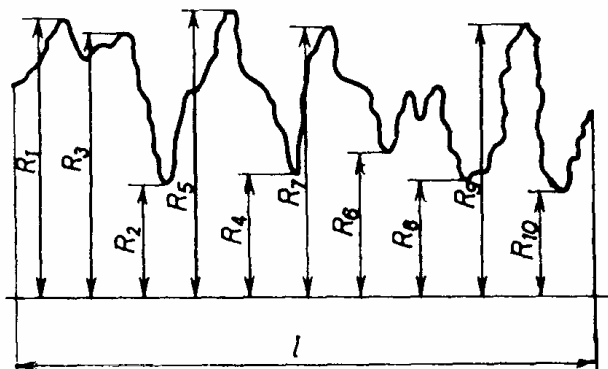


Fig. 6.7

Între parametrii R_a și R_z există o interdependență, care se poate exprima cu relația:

$$R_z \cong 4,5 \cdot R_a^{0,97}$$

Valorile preferențiale ale parametrilor R_a și R_z (conform STAS 5730/2-85) sunt indicate în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1

Simbolul clasei de rugozitate	R_a [μm]	R_z [μm]	Lungimea de bază / [mm]
	max.	max.	
-	0,012		0,08
N ₁	0,025		
N ₂	0,05	0,25	0,25
N ₃	0,10	0,5	
N ₄	0,20	1	
N ₅	0,40	2,5	
N ₆	0,80	4	
N ₇	1,6	8	0,8
N ₈	3,2	12,5	
N ₉	6,3	16	
N ₁₀	12,5	63	2,5
N ₁₁	25	100	
N ₁₂	50	200	8
-	100	400	

Parametrii statistici

1. Procentajul portant al profilului total reprezintă raportul între lungimea portantă a profilului total și lungimea de măsurare (fig. 6.8);

$$(T_p)_p = \frac{100}{l_n} \sum_{i=1}^n [(L_p)_p]_i$$

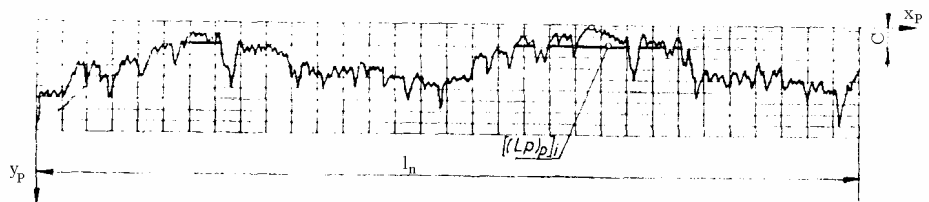


Fig. 6.8

2. Procentajul portant al undulației (abateri de ordinul 2), figura 6.9;

$$(T_w)_p = \frac{100}{l_n} \sum_{i=1}^n [(L_w)_p]_i$$

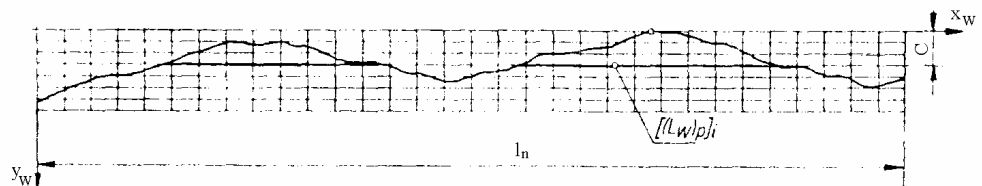


Fig. 6.9

3. Procentajul portant al rugozității (abateri de ordinul 3 și 4), figura 6.10;

$$(T_R)_p = \frac{100}{l_n} \sum_{i=1}^n [(L_R)_p]_i$$

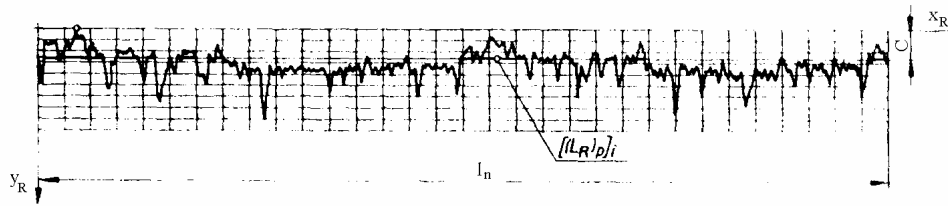


Fig. 6.10

Rugozitatea, ca parametru important al stratului superficial, are o influență deosebită asupra rezistenței la uzură, rezistenței la oboseală, rezistenței la coroziune și asupra preciziei ajustajelor.

În cazul ajustajelor cu joc, neregularitățile (asperitățile) determină micșorarea suprafeței portante reale față de cea teoretică, considerată în calcule, fapt ce produce creșteri locale ale presiunii de contact, uneori, cu mult peste cele considerate în calculele de dimensionare. Acestea au ca efect uzura accelerată a suprafețelor în contact și creșterea jocurilor, în special în prima perioadă a exploatării (perioada de rodaj), cu atât mai accentuată cu cât rugozitatea inițială (tehnologică) este mai mare. Aceste efecte justifică aplicarea unor programe corecte de rodaj a ajustajelor după asamblare.

Prescrierea toleranțelor și rugozității suprafețelor trebuie să se facă astfel încât, după rodaj, să se obțină jocurile dorite. La montaj, la ajustajele cu strângere, datorită deformării sau ruperii vârfurilor neregularităților, strângerea efectivă va fi mai mică decât cea prescrisă.

6.3. Notarea pe desen a stării suprafeței (a rugozității)

Rugozitatea se notează pe desen cu ajutorul unui simbol de bază (fig. 6.11.a) și a două simboluri derivate (fig. 6.11.b,c).

Simbolurile derivate au următoarele semnificații:

- îndepărtare obligatorie de material (fig. 6.11.b);
- îndepărtarea de material interzisă (fig. 6.11.c).

În cazul în care este necesară înscrierea unor condiții suplimentare privind starea suprafețelor, simbolul se completează cu un braț, dispunerea indicațiilor față de simbol fiind prezentat în figura 6.11.d.

a - valoarea numerică a parametrului R_a sau clasa de rugozitate; dacă este înălțime medie, acesta este precedată de simbolul R_z , exprimat în μm ;

c - este valoarea numerică exprimată în mm, a lungimii de bază, dacă diferă de cea indicată de STAS 5730/2-85;

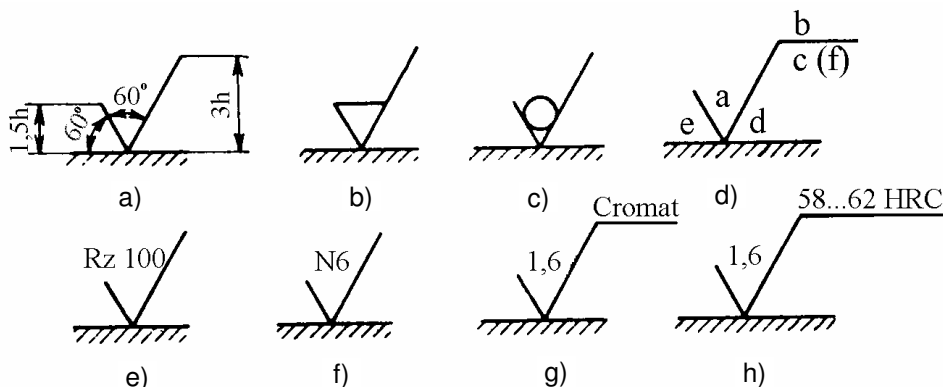


Fig. 6.11

d - simbolul orientării neregularităților (=, \perp , \times , M, C, R);

e - adaosul de prelucrare prescris;

f - valoarea numerică a altor parametri de profil.

Dacă majoritatea suprafețelor unei piese au aceeași rugozitate, nu se mai notează rugozitatea pe fiecare suprafață ci se așează deasupra indicatorului, pe desen rămânând notate suprafețele cu rugozități diferite, acestea înscriindu-se în paranteză, în ordine crescândă, deasupra indicatorului.

În figurile 6.11.e, f, g și h se dau câteva exemple de notare pe desen a stării suprafețelor.

6.4. Metode și mijloace pentru evaluarea rugozității

Metodele pentru evaluarea (măsurarea) rugozității sunt absolute sau comparative. Dintre metodele absolute, care sunt mai precise decât cele comparative, amintim:

- metoda secțiunii luminoase;
- metoda interferențială;
- metoda palpării directe.

Metoda secțiunii luminoase constă în observarea la un microscop a intersecției unui plan materializat de un fascicol de raze luminoase sub formă de bandă, cu suprafața de verificat. Fascicolul care materializează planul cade oblic față de suprafața de cercetat. Suprafața de verificat nefiind absolut netedă, linia de intersecție va fi o linie care reproduce asperitățile suprafeței (fig. 6.12.a).

Rugozimetrul optic Linnik-Schmaltz

Aparatul este format din două sisteme optice:

- colimatorul de proiecție (Cp),
- microscopul de măsurare (Mm).

Axele optice ale Cp și Mm fac un unghi de 90° (fig. 6.12.b). Colimatorul de proiecție emite datorită diafragmei (D) un fascicol de lumină sub forma unei benzi înguste ce cade sub 45° pe cele două suprafețe P_1 și P_2 , decalate între ele prin distanța h . Fascicolul de lumină va proiecta distanța dintre suprafețele P_1 și P_2 (S_1 și S_2) în imaginile S'_1 și S'_2 , observate în ocularul Oc al microscopului, decalate între ele cu mărimea b , care

se calculează cu relațiile: $\frac{S'_1 S'_2}{S_1 S_2} = \beta$

β - coeficient de amplificare optică;

$$S_1 S_2 = \frac{h}{\cos 45^\circ} \Rightarrow \beta = \frac{b}{h} \Rightarrow$$

$$b = \frac{\beta \cdot h}{\cos 45^\circ} = \beta \cdot h \cdot \sqrt{2}$$

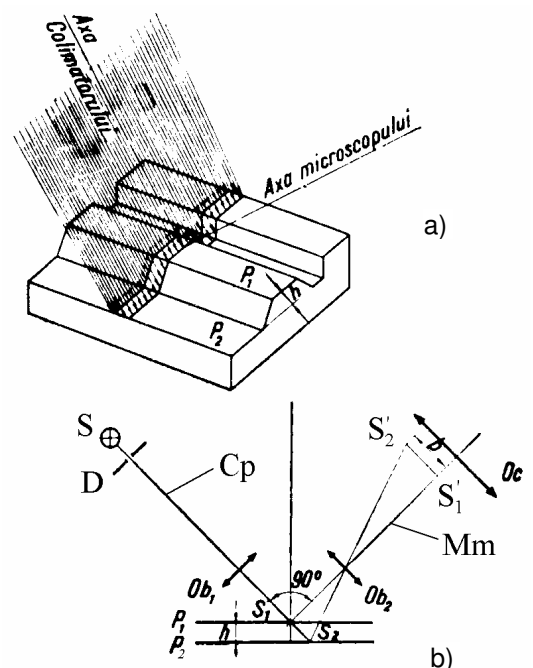


Fig. 6.12

Deci înălțimile asperităților vor apare în ocular mărite cu $\beta \cdot \sqrt{2}$. În felul acesta se pot măsura înălțimile profilului față de o linie de referință care este tocmai "0" al aparatului. Prin urmare, cunoscând aceste înălțimi ale profilului se poate calcula R_z .

Aparatul măsoară înălțimea asperităților suprafețelor exterioare în limitele (0,5 ... 50) μm , utilizând patru perechi de obiective (60x; 30x; 13x; 7x).

Metoda interferențială

Metoda se bazează pe măsurarea abaterilor de profil folosind benzi de interferență, care se crează între suprafața piesei și suprafața de referință dată. Metoda oferă precizie ridicată, realizând măsurări de rugozități cu $R_{\text{max}} = 1 \mu\text{m}$.

Datorită neregularităților, se produc benzi de interferență ondulate cu mărimea t . Aprecierea undulațiilor de mărime t se face folosind un microscop interferențial (micro-interferometrul). Schema optică a aparatului se prezintă în figura 6.13.

Razele de lumină emise de sursa (S) trec prin diafragma (D) și ajung la prisma semiargintată (P). O parte din ele (r_1) trec prin prismă, se reflectă pe oglinda (Og), ajung la prismă, se reflectă pe diagonala acesteia (r_2), ajungând la ocularul (Oc).

O altă parte a fascicolului (r_3) se reflectă, ajunge pe suprafața piesei de verificat M de unde se reflectă (r_4) sosind în ocularul (Oc). Reglând poziția oglinzii se poate obține interferența celor două raze venite de la oglindă, respectiv piesă. În ocular apar astfel franje de interferență ce au forma neregularităților suprafeței și care pot fi măsurate.

Domeniul de măsurare al aparatului este cuprins între limitele: $R_z = (0,05 \dots 20) \mu\text{m}$.

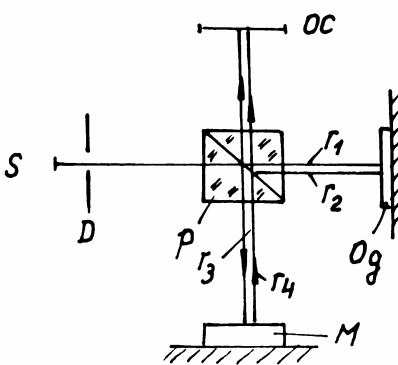


Fig. 6.13

Metoda palpării directe

Aceasta constă în măsurarea rugozității suprafeței prin palparea profilului cu un palpator (ac) de-a lungul direcției de măsurare. Aparatul folosit este rugozimetrul cu palpator care are posibilitatea înregistrării amplificate a profilului (profilometrele). Profilometrele, în general, funcționează pe baza unui principiu electric.

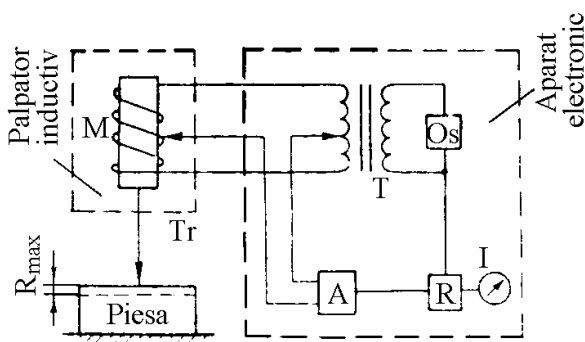


Fig. 6.14

În figura 6.14 se prezintă schema de principiu a unui aparat electronic constituit din subansamblul traductor și unitatea electronică (adaptor, puntea de măsurare, amplificator și subansamblul indicator sau înregistrator). Tensiunea alternativă produsă de oscilatorul (Os) se transmite la traductorul (Tr) al palpatorului inductiv prin intermediul transformatorului simetric

(*T*). La deplasarea palpatorului, care este un diamant sau safir, cu unghiul la vârf de 60° și raza $r = (1...10) \mu\text{m}$, pe suprafața piesei, datorită neregularităților, acesta va oscila în plan vertical, iar odată cu el și miezul bobinei, modificând astfel impedanța relativă a acesteia.

Variația impedanței modifică tensiunea din circuit, modificare amplificată (*A*), redresată (*R*) și indicată sau înregistrată de aparatul (*I*).

Metoda oferă o serie de avantaje, cum sunt: universalitate, posibilitatea înregistrării rapide a profilului, amplificări și lungimi de palpate mari, iar la cele moderne, prevăzute cu calculator, se pot reda toate informațiile referitoare la microgeometria suprafețelor. Un rugozimetru perfecționat este Talysurf5, care înregistrează profilul, calculează și tipărește toți parametrii care caracterizează microgeometria.

Măsurarea rugozității prin comparație

Metoda constă în compararea vizuală directă sau cu ajutorul microscopelor a suprafeței de măsurat cu o suprafață a cărei rugozitate este cunoscută, numită mostră de rugozitate. Mostrele de rugozitate (STAS 7087-82) sunt prevăzute cu valori pentru anumiți parametri de profil și pentru diferite procedee de prelucrare.

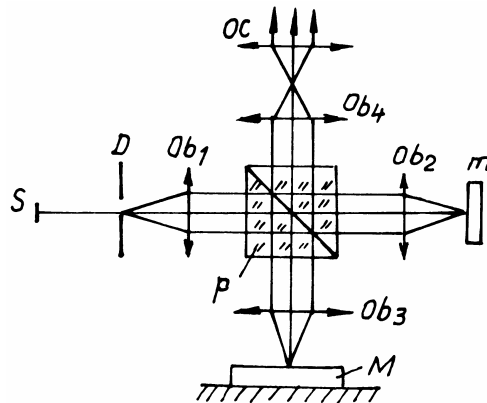


Fig. 6.15

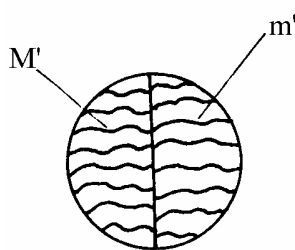


Fig. 6.16

Microscopul comparator

Schema optică a acestui comparator (fig. 6.15) constă din: sursă de lumină (*S*), ce emite un fascicul de raze care trece prin diafragma (*D*), obiectivul (*Ob*₁) și prisma dublă (*P*) cu suprafața pe diagonală semiargintată. Ca urmare, fasciculul se împarte în două. O parte din fascicul trece prin (*Ob*₂) și cade pe suprafața mostrei de rugozitate (*m*), iar cealaltă parte trece prin (*Ob*₃) și cade pe suprafața piesei de verificat (*M*). Imaginile mostrei (*m*) și respectiv măsurandului (*M*), se formează în planul focal al ocularului (*Oc*) permițând astfel compararea lor (fig. 6.16).

Prin schimbări succesive ale mostrei de rugozitate se urmărește ca cele două imagini să fie identice sau cât mai apropiate. Valoarea rugozității măsurandului se apreciază lecturând direct valoarea înscrisă pe mostra de rugozitate.

6.5. Influența rugozității asupra comportării în funcțiune a organelor de mașini

Rugozitatea prezintă influențe importante asupra organelor de mașini în funcțiune cu suprafețe în contact, fixe sau mobile. Influențele cele mai importante sunt:

- *Influența rugozității asupra rezistenței la uzură.* Suprafețele pieselor în contact au asperități și atunci când sunt presate cu anumite forțe (*F*), vârfurile în contact (fig. 6.17.a) se deformează elastic, apoi plastic și când au o deplasare relativă tangențială, acestea se desprind sub formă de

uzură. În perioada inițială t_0 (perioadă de rodaj) uzura crește foarte repede, după care evoluția ei este mult mai lentă (fig. 6.17.b). Această uzură are o perioadă de rodaj mult mai scurtă dacă suprafețele în contact au o netezime mai bună.

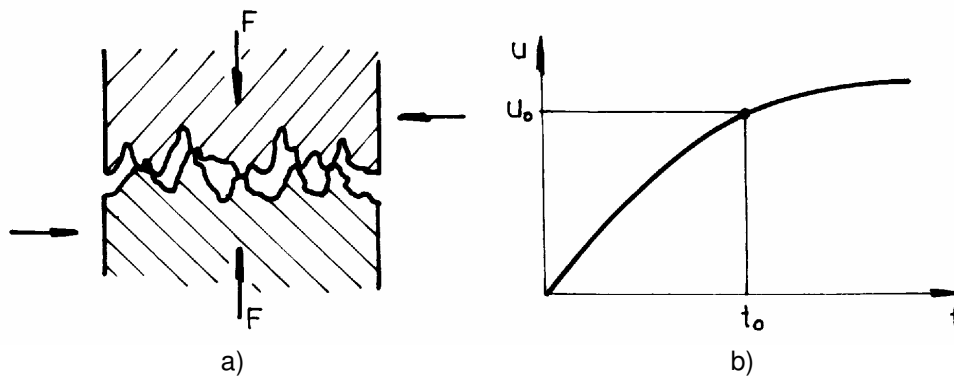


Fig. 6.17

- *Influența rugozității asupra ajustajelor.* Mărimea asperităților influențează jocurile și strângerile din ajustaje, în special când toleranțele lor sunt relativ mici. Datorită distrugerii asperităților, strângerea efectivă se micșorează, iar jocul din ajustajele cu joc crește. Rugozitatea poate conduce la modificarea fundamentală a caracterului ajustajului, trecând din ajustaj intermediar în ajustaj cu joc sau din ajustaj cu strângere în ajustaj intermediar. În cazul ajustajelor se recomandă ca ambele piese să aibă aceeași rugozitate și numai în cazurile motivate funcțional una din suprafețe poate să fie mai mult sau mai puțin rugoasă decât cealaltă (în cazul menținerii peliculei de lubrifiant).

În general, mărimea asperităților nu depinde de mărimea dimensiunilor și de precizia dimensională, ea depinde însă de procedeul de prelucrare și de regimul de lucru.

Totuși, au fost stabilite, pe cale experimentală, relații între precizia dimensională (toleranța IT) și rugozitatea suprafeței.

Pentru suprafețele obișnuite de contact cu frecare se pot utiliza următoarele relații:

- pentru dimensiuni (diametre) mai mari decât 50 mm:

$$R_z = (0,10 \dots 0,15) IT_d [\mu\text{m}]$$

- pentru dimensiuni (diametre) între 18 și 50 mm:

$$R_z = (0,15 \dots 0,20) IT_d [\mu\text{m}]$$

- pentru dimensiuni (diametre) între 1 și 18 mm:

$$R_z = (0,20 \dots 2,5) IT_d [\mu\text{m}].$$

- *Influența rugozității asupra rezistenței la oboseală.* Linia de profil fiind formată din vârfuri și adâncituri, acestea din urmă reprezintă concentratori de tensiuni. Influența rugozității asupra rezistenței la oboseală este exprimată, în calcul, la solicitări periodice (în special ciclul alternant simetric), prin coeficientul de stare a suprafeței.
- *Influența rugozității asupra rezistenței la coroziune.* În mediul de lucru al organului de mașină, datorită diferențelor de potențial micro-electrochimic, determinate de neomogenitățile aliajului, porțiuni din suprafața aliajului se autoconstituie în elemente anodice, iar altele în elemente catodice. În prezența mediului care preia calitatea de electrolit, se

provoacă o disociere anodică. Aceasta este cu atât mai accentuată cu cât rugozitățile sunt mai mari și mai ascuțite, datorită microcurenților din procesul de electroliză care are o atitudine preferențială de a se scurge prin vârfuri. În multe situații, chiar dacă suprafețele sunt libere dar lucrează în mediu coroziv, se impune ca suprafețele să aibă rugozități mici pentru a obține o rezistență la coroziune bună.

Întrebări referitoare la precizia microgeometrică

1. Ce este ondulația suprafețelor și cui se datorează apariția ei?
2. Ce este rugozitatea?
3. Care sunt parametrii fizici ai rugozității?
4. Cum se indică pe un desen faptul că piesa are rugozitatea R_a de $3,2 \mu\text{m}$?
5. Care sunt metodele absolute de evaluare a rugozității suprafețelor?
6. În ce constă măsurarea prin comparație a rugozității?

Capitolul 7 - Lanțuri de dimensiuni

7.1. Noțiuni generale

Pozițiile relative, reciproce, ale suprafețelor pieselor sau a pieselor dintr-un ansamblu, sunt determinate printr-o rețea de dimensiuni, având o anumită succesiune.

Ansamblul de dimensiuni liniare sau unghiulare care formează un contur închis se numește *lanț de dimensiuni*.

Dimensiunile care compun lanțul se realizează în procesul de prelucrare (cazul pieselor singulare) sau sunt dimensiunile după care se realizează montajul (cazul asamblărilor).

În figura 7.1 sunt prezentate lanțuri de dimensiuni care se formează la prelucrarea arborilor în trepte (fig. 7.1.a, b) și lanțuri de dimensiuni care se formează la montaj, pentru ansamble de tip ajustaj cu joc (fig. 7.1.c) și pentru ansamble mai complexe (fig. 7.1.d).

Dimensiunile care compun lanțul (A_1, A_2, \dots) sunt prevăzute cu toleranțe și se numesc *elemente componente*.

La fiecare lanț există o dimensiune care, în procesul de prelucrare sau de montaj, se obține ultimul (R) și care se numește *element de închidere*.

Elementul de închidere este o dimensiune prescrisă la proiectare, toleranța lui caracterizând precizia dimensiunilor lanțului, respectiv precizia ansamblului. Elementul de închidere nu se trece pe desen deoarece el rezultă din elementele componente.

Cel mai simplu lanț îl întâlnim la ajustaje (fig. 7.1.c), când lanțul este format din trei elemente: diametrul alezajului (D), diametrul arborelui (d) și elementul de închidere, care poate fi jocul ($j = R$) sau strângerea ($S = R$).

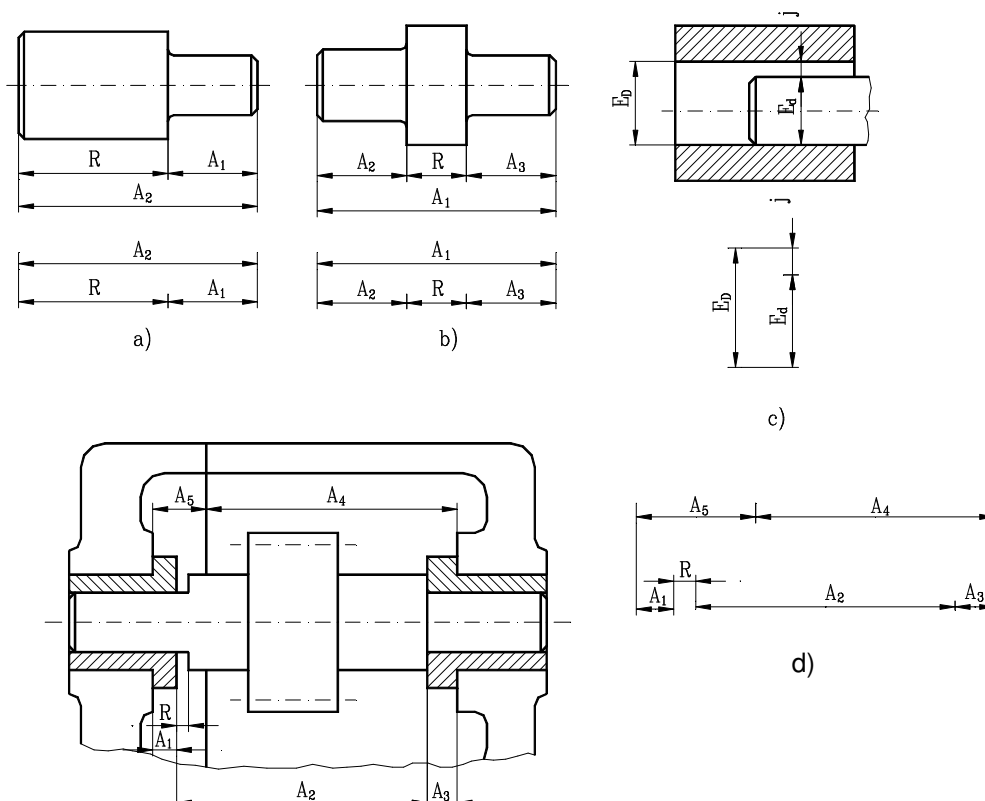


Fig. 7.1 Lanțuri de dimensiuni

- **Clasificarea lanțurilor de dimensiuni.** După așezarea în spațiu a elementelor componente ale lanțului, deosebim:
 - lanțuri de dimensiuni liniare paralele (fig. 7.2.a);
 - lanțuri de dimensiuni plane, când elementele componente sunt dimensiuni liniare sau unghiulare, situate în același plan sau în plane paralele (fig. 7.2.b);
 - lanțuri de dimensiuni spațiale, când elementele componente sunt dimensiuni liniare sau unghiulare, situate în plane neparalele (fig. 7.2.c).

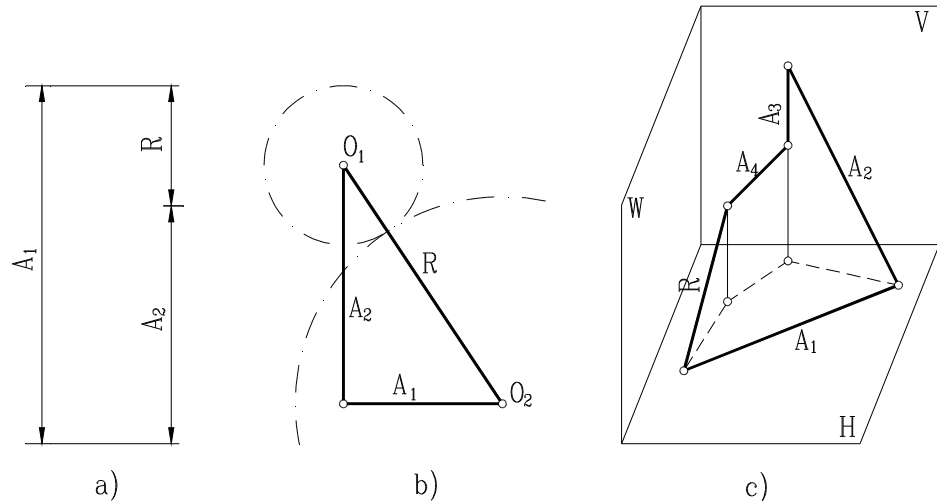


Fig. 7.2

- **Legarea lanțurilor de dimensiuni.** Lanțurile de dimensiuni se pot lega între ele în mai multe moduri:
 - legarea paralelă, când mai multe lanțuri de dimensiuni au unul sau mai multe elemente comune (fig. 7.3.a);
 - legarea în serie, când mai multe lanțuri de dimensiuni au o bază comună de pornire (fig. 7.3.b);
 - legarea mixtă, când se regăsesc, concomitent, legarea în serie și legarea în paralel (fig. 7.3.c).

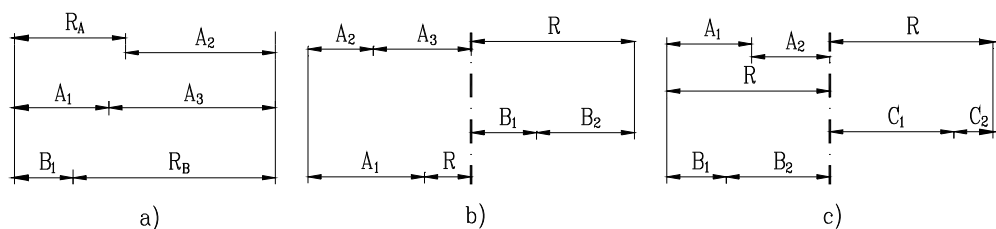


Fig. 7.3 Legarea lanțurilor de dimensiuni

- **Problemele care se pun lanțurilor de dimensiuni.** Asupra lanțurilor de dimensiuni, se întâlnesc două probleme:
 - trebuie calculat elementul de închidere (R) atunci când se cunosc elementele componente ale lanțului (problemă de verificare);
 - trebuie determinate toleranțele raționale ale elementelor componente din lanț, fiind dat elementul de închidere (problemă de proiectare).

7.2. Metode de rezolvare a problemelor care se pun lanțurilor de dimensiuni.

7.2.1. Metoda algebrică (maxim și minim)

Metoda are la bază ecuația lanțului de dimensiuni prin care elementul de închidere reprezintă suma algebrică a elementelor componente. Elementele fiind prevăzute cu abateri, conțin mai multe tipuri de dimensiuni (nominale, limită). Ca urmare, ele sunt considerate ca sume sau diferențe neefectuate și semnul minus din fața unui element conduce la schimbarea semnelor mărimilor elementului și în plus, trebuie să se inverseze abaterile. Această inversare se face deoarece valoarea maximă a elementului R se obține atunci când se scade dimensiunea minimă, respectiv abaterea inferioară și invers, se obține valoarea minimă a elementului R când se scade valoarea maximă a elementelor negative, respectiv abaterea superioară.

Exemplul 7.1. Se consideră ecuația funcțională a unui lanț de dimensiuni.

$$\begin{aligned} R &= A_1 + A_2 - A_3 \\ (N_R)_{A_{iR}}^{A_{SR}} &= (N_1)_{A_{i1}}^{A_{S1}} + (N_2)_{A_{i2}}^{A_{S2}} - [(N_3)_{A_{i3}}^{A_{S3}}] = \\ &= (N_1)_{A_{i1}}^{A_{S1}} + (N_2)_{A_{i2}}^{A_{S2}} - (N_3)_{-A_{i3}}^{-A_{S3}} = (N_1 + N_2 - N_3)_{A_{i1}+A_{i2}-A_{i3}}^{A_{S1}+A_{S2}-A_{S3}} \end{aligned} \quad (7.1)$$

Observație. Abaterile dimensiunilor din lanț au fost notate cu litera A , având indicele S și i pentru abateri superioare și respectiv abateri inferioare.

Scriind egalități între mărimile de același fel, avem:

$$N_R = N_1 + N_2 - N_3$$

$$A_{SR} = A_{S1} + A_{S2} - A_{S3}$$

$$A_{iR} = A_{i1} + A_{i2} - A_{i3}$$

$$\text{Dacă avem: } A_1 = 60_{-0,03}^{+0,02} \text{ mm; } A_2 = 50_{-0,2}^{-0,1} \text{ mm; } A_3 = 80_{-0,02}^{+0,05} \text{ mm}$$

obținem: $R = 30 \text{ mm}$; $A_{SR} = 0,06 \text{ mm}$; $A_{iR} = -0,28 \text{ mm}$

$$R = 30_{-0,28}^{+0,06} \text{ mm}$$

Pentru cazul general, lanțul de dimensiuni conține n elemente, inclusiv elementul de închidere. Elementele componente A_{pi} ($i = 1, 2, \dots, m$) sunt pozitive și elementele A_{rk} ($k = m+1, m+2, \dots, n-1$) sunt negative. În acest caz, ecuația lanțului de dimensiuni are aspectul:

$$R = \sum_{i=1}^m A_{pi} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk} \quad (7.2)$$

Ecuația (7.1), scrisă dezvoltat, se prezintă astfel:

$$(N_R)_{A_{iR}}^{A_{SR}} = \left(\sum_{i=1}^m N_{pi} - \sum_{m+1}^{n-1} N_{rk} \right) \frac{\sum_{i=1}^m A_{pi}^S - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^i}{\sum_{i=1}^m A_{pi}^i - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^S} \quad (7.3)$$

Scriind egalități între mărimi de același fel, avem:

$$\begin{aligned} N_R &= \sum_{i=1}^m N_{pi} - \sum_{m+1}^{n-1} N_{rk} \\ A_{SR} &= \sum_{i=1}^m A_{pi}^S - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^i \\ A_{iR} &= \sum_{i=1}^m A_{pi}^i - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^S \end{aligned} \quad (7.4)$$

Relațiile (7.4) servesc la calculul elementului de închidere R , format din dimensiunea nominală N_R și abaterile A_{SR} și A_{iR} .

Toleranța elementului R (element rezultat) se determină cu relația:

$$\begin{aligned} T_R &= A_{SR} - A_{iR} = \left(\sum_{i=1}^m A_{pi}^S - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^i \right) - \left(\sum_{i=1}^m A_{pi}^i - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^S \right) = \\ &= \left(\sum_{i=1}^m A_{pi}^S - \sum_{i=1}^m A_{pi}^i \right) + \left(\sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^S - \sum_{m+1}^{n-1} A_{rk}^i \right) = \sum_{i=1}^m T_{pi} + \sum_{m+1}^{n-1} T_{rk} \\ T_R &= \sum_{j=1}^{n-1} T_j \quad (j = 1, 2, \dots, n-1) \end{aligned} \quad (7.5)$$

Rezultă că toleranța elementului de închidere este egală cu suma toleranțelor elementelor componente ale lanțului de dimensiuni. Relația (7.5) exprimă semnificația fizică de element colector al erorilor la prelucrarea dimensiunilor lanțului sau de colector al erorilor dimensiunilor de montaj ale lanțului.

Determinarea unui element din lanț atunci când se cunoaște elementul de închidere și celelalte elemente componente ale lanțului

Problema se prezintă cu ajutorul exemplului 7.2.

Exemplul 7.2. Se consideră ecuația funcțională a unui lanț:

$$R = A_1 + A_2 - A_3 + A_x$$

$$90_{-0,22}^{+0,15} = 30_{-0,07}^{+0,05} + 70 \pm 0,06 - (40_{-0,1}^{-0,2}) + N_x A_{sx}$$

Scriind ecuațiile dimensiunilor de același fel, avem:

$$\begin{aligned} 90 &= 30 + 70 - 40 + N_x & \Rightarrow & N_x = 30 \text{ mm} \\ 0,15 &= 0,05 + 0,06 + 0,1 + A_{sx} & \Rightarrow & A_{sx} = -0,06 \text{ mm} \\ -0,22 &= -0,07 - 0,06 + 0,2 + A_{ix} & \Rightarrow & A_{ix} = -0,11 \text{ mm} \end{aligned}$$

Elementul determinat va fi:

$$A_x = 30_{-0,11}^{-0,06} \text{ mm}$$

Relația (7.5) este îndeplinită întrucât avem:

$$T_R = T_1 + T_2 + T_3 + T_x \text{ adică } 0,37 = 0,12 + 0,12 + 0,08 + 0,05$$

Această problemă se întâlnește frecvent la schimbarea bazei de cotare. În practică se întâlnesc situații când la întocmirea desenului de piesă, baza de cotare se alege din punct de vedere funcțional și să nu coincidă cu baza tehnologică. În această situație se face o recotare a desenului, când se alege ca bază de cotare, baza tehnologică. Noile cote se stabilesc utilizând lanțurile de dimensiuni astfel încât să fie respectate cotele inițiale.

Metoda algebrică la calculul de proiectare ale lanțurilor de dimensiuni

La proiectare se cunoaște toleranța elementului de închidere T_R și valorile dimensiunilor nominale N_i . Trebuie să se calculeze toleranțele raționale ale elementelor componente T_i . Rezolvarea se face cu ajutorul metodei algebrice, introducând condiții suplimentare între toleranțele elementelor componente, cum sunt:

- toleranțele elementelor componente exercită influențe identice asupra toleranței elementului de închidere, respectiv:

$$T_1 = T_2 = T_3 = \dots = T_{n-1} = \frac{T_R}{n-1} \quad (7.6)$$

- toate elementele componente se realizează în aceeași treaptă de precizie, respectiv $C_x = ct.$

În aceste condiții, pentru intervalul de dimensiuni 1 ... 500 mm, plecând de la relația generală (7.5) a lanțurilor de dimensiuni:

$$T_R = \sum_{j=1}^{n-1} T_j$$

unde: $T_j = C_{x_j} \cdot i_j = C_{x_j} (0,45 \cdot \sqrt[3]{dm_g j} + 10^{-3} \cdot dm_j)$

$$T_R = \sum_{j=1}^{n-1} C_{x_j} \cdot i_j, C_{x_j} = ct.$$

$$T_R = C_x \cdot \sum_{j=1}^{n-1} i_j$$

$$C_x = \frac{T_R}{\sum_{j=1}^{n-1} i_j} = 10 \cdot (\sqrt[5]{10})^{x-6} \quad (7.7)$$

se obține coeficientul C_x cu relația (7.7), din care rezultă treapta de precizie (x). Valoarea lui x se rotunțește în plus sau în minus la o valoare întreagă (x_0). Pentru această treaptă de precizie rezultă coeficientul C_{x_0} , cu care se calculează toleranțele T_j ($T_1 = C_0 \cdot i_1$; $T_2 = C_0 \cdot i_2$; ...).

Toleranțele calculate trebuie să îndeplinească condiția (7.5) însă, datorită trecerii de la x la x_0 , toleranța elementului de închidere

$T'_R = \sum_{j=1}^{n-1} C_{x_0} \cdot i_j$ poate fi mai mare sau mai mică decât toleranța T_R inițială. Ca

urmare, se obține un surplus sau un minus $\Delta T = T'_R - T_R$ de toleranță care trebuie compensată prin majorare sau diminuare a toleranțelor dimensiunilor lanțului care au o execuție mai dificilă sau mai ușoară.

Exemplul 7.3. La piesa reprezentată în figura 7.4 trebuie să se determine toleranțele T_{A1} , T_{A2} cunoscând elementul de închidere R și dimensiunile nominale N_{A1} , N_{A2} . Se consideră că elementele A_1 și A_2 se realizează în aceeași treaptă de precizie.

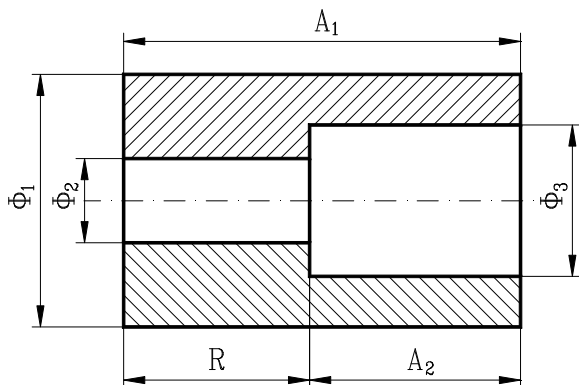


Fig. 7.4

$$R = 30_{-0,05}^0 \text{ mm};$$

$$N_{A1} = 60 \text{ mm}; N_{A2} = 30 \text{ mm}$$

$$R = A_1 - A_2$$

$$T_R = T_{A1} + T_{A2}$$

$$T_{A1} = C_{x1} \cdot i_1; T_{A2} = C_{x2} \cdot i_2$$

$$C_{x1} = C_{x2} = C_x$$

$$\frac{T_{A1}}{T_{A2}} = \frac{C_x \cdot i_1}{C_x \cdot i_2} = \frac{i_1}{i_2}$$

$$i_1 = 0,45 \cdot \sqrt[3]{N_{A1mg}} + 10^{-3} \cdot N_{A1mg} = 0,45 \cdot \sqrt[3]{57} + 10^{-3} \cdot 57 = 1,787 \text{ } \mu\text{m}$$

$$i_2 = 0,45 \cdot \sqrt[3]{N_{A2mg}} + 10^{-3} \cdot N_{A2mg} = 0,45 \cdot \sqrt[3]{34,64} + 10^{-3} \cdot 34,64 = 1,494 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{unde } N_{A1mg} = \sqrt{50 \times 65} = 57 \text{ mm}$$

$$N_{A2mg} = \sqrt{30 \times 40} = 34,64 \text{ mm}$$

Rezultă: $T_{A1} = 27 \mu\text{m}$; $T_{A2} = 23 \mu\text{m}$.

Considerăm că toleranța T_{A2} este simetrică față de dimensiunea nominală $A_2 = 30 \pm \frac{T_{A2}}{2} = 30 \pm 0,012$.

Din relațiile abaterilor elementului de închidere, avem:

$$A_R^s = a_{s1} - a_{i2} ; \quad 0 = a_{s1} - (-0,012)$$

$$a_{s1} = -0,012 \text{ mm}$$

$$A_R^i = a_{i1} - a_{s2} ; \quad -0,05 = a_{i1} - (-0,012)$$

$$a_{i1} = -0,038 \text{ mm}$$

$$A_1 = 60_{-0,038}^{-0,012} \text{ mm.}$$

7.2.2. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda probabilistică

În practică este foarte puțin probabil ca dimensiunile efective ale pieselor care se assemblează să corespundă cu valorile lor limită, maxime și minime. Practic, dimensiunile au valori cuprinse în câmpurile lor de toleranțe, iar asamblarea se realizează frecvent cu dimensiuni întâmplătoare.

Ca urmare, pot fi aplicate noțiunile de la calculul probabilităților la rezolvarea lanțurilor de dimensiuni.

Calculul toleranței elementului de închidere T_R

Prin această metodă, dimensiunea nominală N_R se determină ca la calculul algebric, deoarece dimensiunile nominale N_j nu au repartiții proprii.

$$N_R = \sum_{j=1}^m N_{pj} - \sum_{k=m+1}^{n-1} N_{rk} \quad (7.8)$$

Abaterile elementelor componente ale lanțului de dimensiuni au repartiții proprii, caracterizate de dispersiile $\sigma_1^2, \sigma_2^2, \dots, \sigma_{n-1}^2$. Rezultă că și abaterile elementului de închidere urmează aceeași lege de repartiție, caracterizată prin dispersia σ_R^2 . Se demonstrează că dispersia sumei mai multor variabile aleatoare $\varphi_k(k)$ independente este egală cu suma dispersiilor variabilelor aleatoare respective.

$$\sigma^2[\varphi_1(x) + \varphi_2(x) + \dots + \varphi_k(x)] = \sigma^2[\varphi_1(x)] + \sigma^2[\varphi_2(x)] + \dots + \sigma^2[\varphi_k(x)] \quad (7.9)$$

Pentru lanțurile de dimensiuni, variabilele aleatoare din relația (7.9) sunt chiar elementele componente lanțului

$$\sigma_R^2 = \sigma^2(A_1) + \sigma^2(A_2) + \dots + \sigma^2(A_{n-1})$$

$$\sigma_R = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} \sigma_j^2} \quad (7.10)$$

unde: σ_R - abaterea medie pătratică a elementului de închidere;

σ_j - abaterile medii pătratice ale elementelor componente.

Facem următoarele notații:

$$\lambda_j = \frac{\sigma_j}{T_j}; \quad K_j = \frac{\lambda_j}{\lambda_e} \quad (7.11)$$

unde: λ_j - abaterea medie pătratică relativă $\left(T_j = \frac{T_j}{2}\right)$;

K_j - coeficient de dispersie relativă (λ_e - abaterea medie pătratică relativă pentru legea etalon).

Introducând în relația (7.10) coeficienții menționați, obținem:

$$\sigma_R = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_j'^2 \cdot \lambda_j^2}$$

$$T_R' \cdot \lambda_R = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_j'^2 \cdot \lambda_j^2}$$

sau

$$T_R' = \frac{1}{K_R} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} K_j^2 \cdot T_j'^2}$$

(7.12)

Cu ajutorul relației (7.12) se determină toleranța elementului de închidere $T_R = 2 \cdot T_R'$. Valorile coeficienților K_j se pot stabili prin măsurarea unui lot mare de piese sau prin cercetarea procesului de prelucrare pentru a stabili legile de repartiție. Pentru calcule aproximative, valorile lui K_j se aleg din tabele ce corespund principalelor tipuri de legi de repartiție.

Când elementul de închidere urmează legea de repartiție normală și procentul de risc este de 0,27 %, coeficientul $K_R = 1$. Pentru alte valori ale coeficientului de risc, coeficientul K_R are valori conform tabelului 7.1.

Tabelul 7.1

Procentul de risc	0,27	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
K_R	1	1,06	1,16	1,23	1,29	1,38	1,46	1,52	1,60	1,71	1,82

Calculul abaterilor elementului de închidere (A_R^s, A_R^i)

Considerăm cazul particular când $\alpha_i = 0$, adică, centrele de grupare ($x_{0i} = \bar{x}_i$) coincid cu dimensiunile de la mijlocurile câmpurilor de toleranță. În această situație, repartiția abaterilor elementului de închidere este simetrică față de toleranță, respectiv $\alpha_R = 0$. Dacă $\alpha_i \neq 0$, dispersia elementului de închidere va fi deplasată și $\alpha_R \neq 0$.

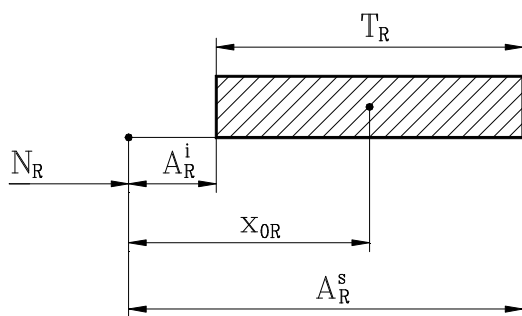


Fig. 7.5

Notăm prin x_{0R} coordonata de la mijlocul toleranței elementului de închidere față de dimensiunea nominală N_R .

Din figura 7.5, abaterile elementului de închidere (A_R^s, A_R^i) pot fi exprimate cu ajutorul relațiilor (7.13).

$$A_R^s = x_{0R} + \frac{T_R}{2}$$

$$A_R^i = x_{0R} - \frac{T_R}{2}$$

(7.13)

Pentru calculul mărimii x_{0R} utilizăm proprietatea mediei sumei mai multor mărimi aleatoare, care este egală cu suma algebrică a mediilor mărimilor aleatoare.

$$m_R = \sum_{i=1}^{n-1} m_i$$

(7.14)

Cunoscând că

$$\alpha_j = \frac{(m_j - x_{0j})}{T_j} \cdot 2$$

$$\alpha_R = \frac{(m_R - x_{0R})}{T_R} \cdot 2$$

avem:

$$m_j = x_{0j} + \alpha_j \cdot \frac{T_j}{2}; m_R = x_{0R} + \alpha_R \cdot \frac{T_R}{2}$$

Introducând în relația (7.14) expresiile mărimilor m_j și m_R , obținem relația de calcul pentru x_{0R} .

$$x_{0R} = \sum_{j=1}^{n-1} \left(x_{0j} + \alpha_j \frac{T_j}{2} \right) - \alpha_R \frac{T_R}{2} \quad (7.15)$$

Coeficientul α_R poate fi considerat nul întrucât la însumarea abaterilor distribuite simetric, repartiția rezultantă se poate admite că tinde către o repartiție simetrică.

$$x_{0R} = \sum_{j=1}^{n-1} \left(x_{0j} - \alpha_j \frac{T_j}{2} \right) \quad (7.16)$$

Mărimile x_{0j} , x_{0R} sunt coordonate de la mijloacele câmpurilor de toleranță pentru elementele componente și elementul de închidere, față de dimensiunile nominale.

Exemplul 7.4. Se consideră lanțul de dimensiuni reprezentat în figura 7.6, unde avem:

$$A_1 = 101^{+0,02}_{-0,05} \text{ mm}; A_2 = 50 \pm 0,08 \text{ mm};$$

$$A_3 = 5^{+0,25}_{-0,05} \text{ mm}; A_4 = 140^{-0,02}_{-0,22} \text{ mm};$$

$$A_5 = 5^{+0,25}_{-0,05} \text{ mm}.$$

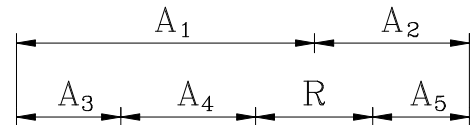


Fig. 7.6

Să se calculeze elementul de închidere prin metoda algebrică și prin metoda probabilistică.

- Prin metoda algebrică

$$N_R = N_1 + N_2 - (N_3 + N_4 + N_5) = 101 + 50 - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ mm}$$

$$A_R^s = (0,02 + 0,08) - (-0,05 - 0,22 - 0,05) = +0,42 \text{ mm}$$

$$A_R^i = -0,05 - 0,08 - (0,25 - 0,02 + 0,25) = -0,61 \text{ mm}$$

$$T_R = A_R^s - A_R^i = 0,42 - (-0,61) = 1,03 \text{ mm}$$

$$R = 1^{+0,42}_{-0,61} \text{ mm}$$

- Prin metoda probabilistică

Se consideră $K_j = K_R = 1$ și $\alpha_j = \alpha_R = 0$.

$$N_R = \sum_{j=1}^m N_{jp} - \sum_{m+1}^{n-1} N_{rk} = 1$$

$$\frac{T_R}{2} = \frac{1}{K_R} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} K_j^2 \cdot \frac{T_j^2}{4}} = \frac{1}{2} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_j^2}$$

$$T_1 = 0,07 ; T_2 = 0,16 ; T_3 = 0,3 ; T_4 = 0,2 ; T_5 = 0,3$$

$$T_R = 0,476 \text{ mm}$$

Abaterile elementului de închidere A_R^s , A_R^i se calculează determinând în prealabil pe x_{0R} , coordonata de la mijlocul câmpului de toleranță a elementului de închidere față de dimensiunea nominală.

$$x_{0R} = \sum_{j=1}^{n-1} \left(x_{0j} + \alpha_j \frac{T_j}{2} \right) \text{ însă } \alpha_j = 0$$

$$x_{0R} = \sum_{j=1}^{n-1} x_{0j} \text{ unde } x_{0j} = \frac{a_{sj} + a_{ij}}{2}$$

$$\text{Rezultă: } x_{01} = -0,015 ; x_{02} = 0 ; x_{03} = 0,1 ;$$

$$x_{04} = -0,12 ; x_{05} = 0,1$$

$$x_{0R} = -0,095$$

În acest caz avem:

$$A_R^s = x_{0R} + \frac{T_R}{2} = -0,095 + \frac{0,476}{2} = 0,143 \text{ mm}$$

$$A_R^i = x_{0R} - \frac{T_R}{2} = -0,095 - \frac{0,476}{2} = -0,333 \text{ mm}$$

$$R = 1_{-0,333}^{+0,143} \text{ mm.}$$

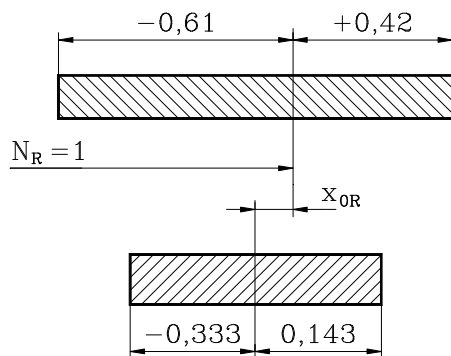


Fig. 7.7 Toleranțele calculate prin cele două metode

Comparând rezultatele obținute prin cele două metode, se constată:

- toleranța obținută prin metoda probabilistică este mai mică decât toleranța obținută prin metoda algebrică

$$(T_{Ra} = 1,03 \text{ mm}; T_{Rp} = 0,476 \text{ mm});$$

- toleranțele obținute prin cele două metode sunt simetrice față de x_{0R} ;

- deoarece $T_{Rp} < T_{Ra}$, există posibilitatea măririi toleranțelor elementelor componente, ușurând execuția, obținându-se precizia prescrisă. În cazul aplicării metodei probabilistice, trebuie să se țină seama că

un procent din lanțurile de dimensiuni nu se vor încadra în limitele prescrise;

- metoda probabilistică se recomandă la fabricația de serie și de masă și în cazul când toleranțele elementelor componente sunt mici.

7.2.3. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda asamblării selective (metoda sortării)

Metoda asamblării selective se aplică la lanțurile de dimensiuni la care toleranța elementului de închidere T_R este mică și repartizarea acestora dimensiunilor lanțului conduce la toleranțe foarte mici, neeconomic de realizat sau, în unele situații, nerealizabile. Metoda se folosește pe scară largă nu numai la asamblarea pieselor cilindrice, dar și pentru piese mai complicate. Uneori, asamblarea selectivă capătă o utilizare exclusivă, fiind singura metodă rațională din punct de vedere economic pentru mărirea preciziei asamblării (fabricația rulmenților, elemente de pompă de injecție, arborii principali de la mașinile-unelte etc.).

Metoda constă din:

- toleranțele elementelor componente T_i se măresc de un număr de n ori, astfel ca toleranțele obținute $T'_i = n \cdot T_i$ să fie economice pentru prelucrare;
- după prelucrare, prin măsurare, se sortează elementele componente în n grupe, astfel încât în cadrul grupelor de sortare să fie toleranțele prescrise T_i ;
- asamblarea să se facă cu componente din grupe de același ordin de sortare, încât, pentru toate lanțurile să se obțină elementul de închidere la valoarea prescrisă.

Expunerea metodei se face pentru lanțul de dimensiuni care se formează la un ajustaj cu joc, unde elementul de închidere este jocul.

Toleranțele T_D și T_d fiind foarte mici, se măresc de n ori, ajungând la toleranțe economice T'_D și T'_d (fig. 7.8.b).

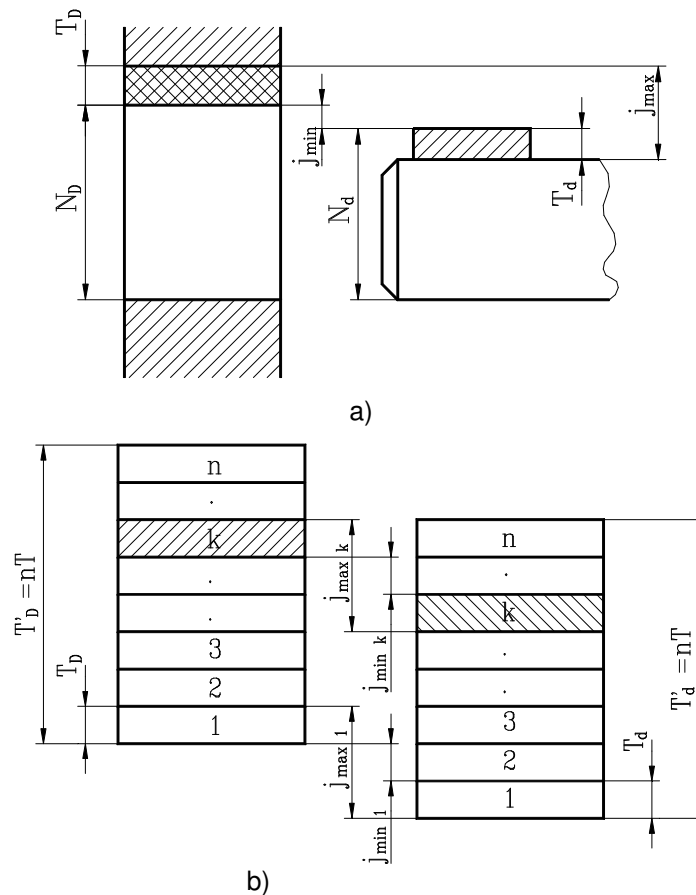


Fig. 7.8

Câmpurile de toleranțe s-au așezat astfel încât dimensiunile din grupele 1 de sortare, prin asamblare, să conducă la ajustajul prescris (fig. 7.8.a). În această situație trebuie să se verifice dacă prin asamblarea pieselor din grupe corespunzătoare se obțin ajustaje prescrise. Pentru aceasta se consideră ajustajele din clasa de sortare k la care se calculează jocul mediu:

$$J_{med} = \frac{J_{\max k} + J_{\min k}}{2}$$

$$J_{\max k} = J_{\max 1} + (k - 1) \cdot T_D - (k - 1) \cdot T_d$$

$$J_{\min k} = J_{\min 1} + (k - 1) \cdot T_D - (k - 1) \cdot T_d$$

$$J_{med k} = J_{med 1} + (k - 1) \cdot (T_D - T_d) \quad (7.17)$$

Analizând relația (7.17), rezultă:

- dacă $T_D = T_d = T$, rezultă că $J_{med k} = J_{med 1}$, respectiv $J_{max k} = J_{max 1}$ și $J_{min k} = J_{min 1}$. În această situație, pentru toate clasele de sortare, ajustajele corespund cu ajustajul prescris;

- dacă $T_D \neq T_d$, caracterul ajustajelor variază cu numărul de ordine al clasei de sortare. Când $T_D > T_d$, jocurile cresc treptat, iar când $T_D < T_d$ scad treptat.

Observații:

- calitatea asamblării este influențată de toleranța T și nu de $T' = n \cdot T$. Ca urmare, toleranțele de la forma geometrică, rugozitatea suprafețelor, se vor stabili în raport cu toleranța prescrisă T ;

- numărul grupelor de sortare nu poate fi oricât de mare. Trebuie să se considere un număr n_0 minim care să conducă la o toleranță economică T' ;

- metoda se aplică la lanțuri de dimensiuni cu puține elemente;

- pentru a asigura același număr de piese în clase de sortare de același ordin (să nu rămână piese fără conjugate), se impune identitatea curbelor de repartiție pentru toate elementele.

Exemplul 7.5. La asamblarea arborilor $\varnothing 200_{-0,09}^0$ mm cu alezajele $\varnothing 200_{0}^{+0,09}$ mm, în prealabil, piesele se sortează în trei grupe.

Să se calculeze numărul de piese ce se vor încadra în fiecare grupă, dacă numărul de arbori și de alezaje este de 1000 bucăți, știind că erorile de execuție ale acestor dimensiuni urmează legea de repartiție normală.

Rezolvare. Deoarece $T'_D = T'_d = 0,09$ mm, toleranța fiecărei clase de sortare va fi: $T_D = T_d = \frac{T'}{3} = \frac{0,09}{3} = 0,03$ mm.

Considerăm că centrele de grupare coincid cu dimensiunile de la mijloacele câmpurilor de toleranță, adică $\bar{x}_D = x_{0D}$ și $\bar{x}_d = x_{0d}$.

Precizia fiind normală, avem: $\sigma_D = \sigma_d = \frac{0,09}{6} = 0,015$ mm.

$$P_1 = 0,5 - \phi(Z_1) ; Z_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma} = 1$$

Pentru $\phi(1) = 0,3413$

$P_1 = 0,5 - 0,3413 = 0,1587 = 15,87$ %, adică $n_1 = 159$ bucăți.

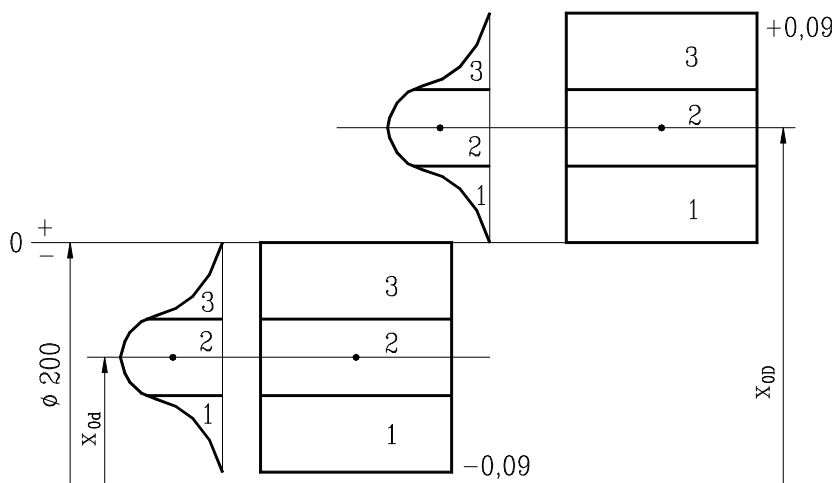


Fig. 7.9 Schema câmpurilor de toleranțe

Pentru grupa a doua, avem:

$$P_2 = 2 \cdot \phi(Z_1) = 2 \cdot \phi(1) = 2 \times 0,3413 = 68,26\%$$

$$n_2 = 682 \text{ piese}$$

și $n_3 = n_1 = 159$ piese.

Se constată că numărul de piese (ajustaje) din grupa a doua este de patru ori mai mare decât cele din grupele unu și trei.

7.2.4. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda ajustării

Metoda presupune cunoscută toleranța elementului de închidere T_R . Această toleranță este relativ mică și distribuită dimensiunilor din lanț se obțin toleranțe prescrise T_{pi} (T_{p1} , T_{p2} , ...) foarte mici, neeconomice pentru execuție.

Toleranțele de fabricație T_{fi} (T_{f1} , T_{f2} , ...) se stabilesc ținându-se seama de posibilitățile tehnice și economice de realizare. În acest caz, toleranța elementului de închidere T_{Rf} este mai mare decât toleranța T_R prescrisă.

$$T_{Rf} = \sum_{i=1}^{n-1} T_{fi} \quad ; \quad T_R = \sum_{i=1}^{n-1} T_{pi} \quad ; T_{Rf} > T_R$$

Surplusul de toleranță $\Delta T = T_{Rf} - T_R$ urmează să fie compensat la montaj prin prelucrarea unui element din lanț cu multă precizie, numit element compensator. Elementul compensator trebuie prevăzut la proiectare cu adaus de prelucrare suficient de mare și el nu trebuie să aparțină altor lanțuri de dimensiuni.

Metoda prezintă o serie de dezavantaje, cum sunt:

- necesită muncă calificată la prelucrarea elementului compensator, de care depinde calitatea asamblării;
- metoda nu poate fi aplicată la fabricația de serie întrucât nu se cunoaște timpul de ajustare.

Metoda se recomandă a fi aplicată pentru lanțuri de dimensiuni cu multe elemente, la producția individuală sau de serie mică.

Exemplul 7.6. Pentru lanțul de dimensiuni din figura 7.10, toleranța elementului de închidere $T_R = 115 \mu\text{m}$ și repartizată dimensiunilor din lanț se obțin toleranțele T_{pi} :

$$T_{p1} = 15 \mu\text{m} ; T_{p2} = 18 \mu\text{m} ; T_{p3} = 14 \mu\text{m} ; T_{p4} = 20 \mu\text{m} ; T_{p5} = 18 \mu\text{m}$$

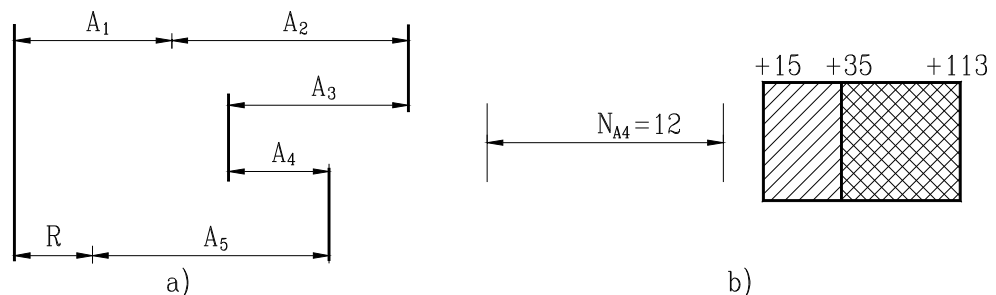


Fig. 7.10

Pe baza posibilităților tehnico-economice de execuție, sunt necesare toleranțele:

$$T_{f1} = 30 \mu\text{m} ; T_{f2} = 40 \mu\text{m} ; T_{f3} = 35 \mu\text{m} ; T_{f4} = 38 \mu\text{m} ; T_{f5} = 50 \mu\text{m}$$

Se stabilește ca elementul A_4 să fie element compensator.

$$T_R = \sum_{i=1}^5 T_{pi} = 15 + 18 + 14 + 20 + 18 = 115 \text{ } \mu\text{m}$$

$$T_{Rf} = \sum_{i=1}^5 T_{fi} = 30 + 40 + 35 + 38 + 50 = 193 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta T = T_{Rf} - T_R = 193 - 115 = 78 \text{ } \mu\text{m}$$

Dacă elementul A_4 prescris are mărimea $A_4 = 12_{+0,035}^{+0,015}$ mm, mărimea lui pentru a compensa pe $\Delta T = 78 \text{ } \mu\text{m}$ este $12_{+0,113}^{+0,015}$ mm, urmând ca la montaj, prin ajustare, să fie înlăturat materialul (fig. 7.10.b) corespunzător spațiului dublu hașurat.

7.2.5. Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni prin metoda reglării

Metoda respectivă este similară cu metoda ajustării, numai că aici procedeul de compensare al surplusului de toleranță se face prin modificarea fără prelucrare a elementului compensator. Compensarea se poate realiza în două moduri:

- prin modificarea poziției unui element, cu mărimea ΔT , numit element compensator mobil, obținându-se precizia prescrisă;
- prin introducerea în lanțul de dimensiuni a unor elemente speciale, cu dimensiuni fixe, numiți compensatori ficși.

Se utilizează ca compensatori mobili elemente cu filet, pene etc., iar ca compensatori ficși, bucușe distanțiere, laine etc.

Metoda prezintă următoarele avantaje:

- are posibilitatea de a obține orice precizie pentru elementul de închidere, iar toleranțele elementelor componente au valori economice;
- se elimină lucrările de ajustare la montaj, făcând posibilă organizarea mai ritmică a procesului de producție;
- în timpul exploatării se poate menține precizia prin reglarea elementului compensator, precizie care variază din cauza uzurii, temperaturii etc.

7.3. Lanțuri de dimensiuni liniare neparalele

Se întâlnesc cazuri când elementele lanțului nu mai sunt paralele, fiind înclinate unele față de altele, însă toate fiind situate într-un plan.

Aceste lanțuri se transformă în lanțuri de dimensiuni paralele prin proiectarea elementelor neparalele după direcția celor paralele. După transformare se aplică metodele de calcul de la lanțurile de dimensiuni paralele.

Pentru exemplificare considerăm lanțul de dimensiuni care se poate forma în cazul unui angrenaj (fig. 7.11).

Elementele A_1 și A_2 se proiectează pe direcția elementului R , transformându-se în lanț cu elemente paralele (A_{1R} , A_{2R}):

$$A_{1R} = A_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad ; \quad A_{2R} = A_2 \cdot \cos \alpha_2$$

La aplicarea metodelor de calcul, dimensiunile nominale, abaterile și toleranțele elementelor lanțului se înmulțesc cu coeficienții de transfer $\omega_i = \cos \alpha_i$.

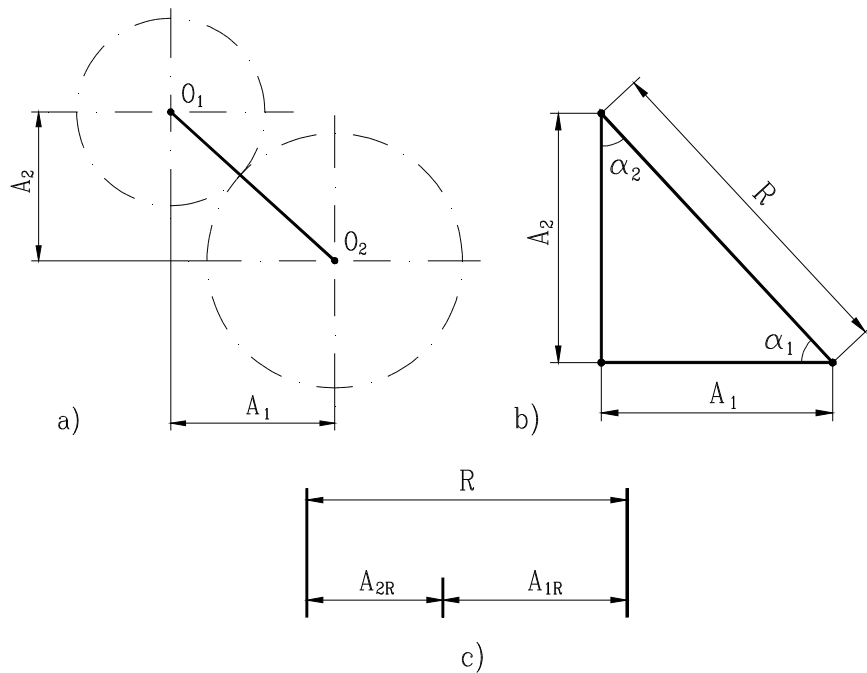


Fig. 7.11 Lanț de dimensiuni plan

7.4. Lanțuri de dimensiuni unghiulare

Lanțurile de dimensiuni unghiulare sunt formate din elemente unghiulare cu vârf comun sau cu vârfuri diferite (fig. 7.12).

Lanțurile de dimensiuni cu vârfuri diferite se întâlnesc de obicei la determinarea abaterilor de poziție (perpendicularitate, paralelism etc.) dintre axe și suprafețe.

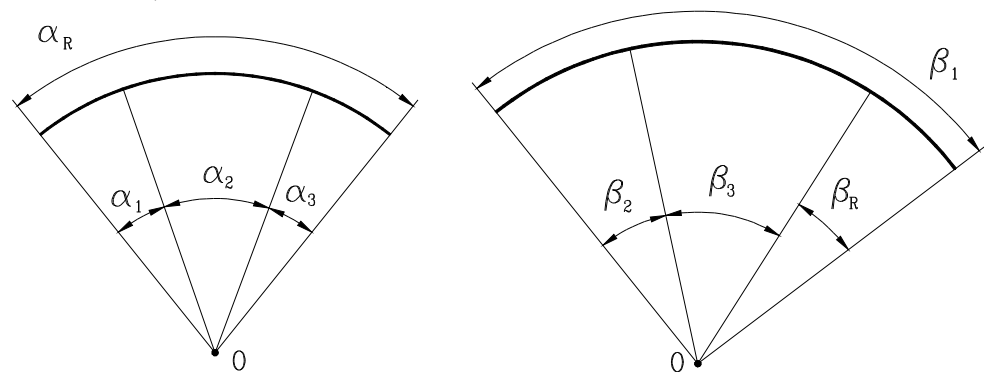


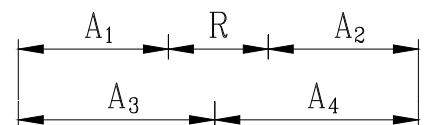
Fig. 7.12 Lanțuri de dimensiuni unghiulare

Aplicații propuse

1. Să se calculeze elementul de închidere al lanțului de dimensiuni reprezentat, prin metoda algebrică, dacă se cunosc:

$$A_1 = 45_{-0,05}^{-0,02} \text{ mm}; A_2 = 50_{+0,01}^{+0,06} \text{ mm};$$

$$A_3 = 50 \pm 0,06 \text{ mm}; A_4 = 60_{-0,10}^{+0,08} \text{ mm}$$



Capitolul 8 - Mijloace pentru măsurat lungimi și unghiuri

8.1. Noțiuni generale

- **Măsurare.** Măsurarea reprezintă un proces de cunoaștere experimental, care constă din compararea efectivă a mărimii de măsurat (măsurand) cu o altă mărime de aceeași natură, luată ca unitate de măsură. Valoarea mărimii A obținută la măsurare se exprimă prin produsul dintre un număr N și unitatea de măsură U_A .

$$A = N \cdot U_A \quad (8.1)$$

Exemplu. Diametrul unei piese de măsurat $D = 320$ mm, unde $N = 320$ mm și $U_A = 1$ mm.

- **Sisteme de mărimi.** Un sistem de mărimi cuprinde un anumit număr de mărimi fundamentale și de mărimi derivate corespondente. În prezent, este obligatorie folosirea sistemului internațional (S.I.), cu mărimile fundamentale: lungime (L); masă (M); timp (T); intensitate de curent electric (I); temperatură termodinamică (θ); intensitate de lumină (J); cantitate de substanță (m). Mărimilor fundamentale menționate le corespund unitățile de măsură: metrul, kilogramul, secunda, amperul, kelvinul, candela și molul (m, kg, s, A, K, Cd, mol). În afară de unitățile fundamentale, au mai fost adoptate și unitățile suplimentare: radianul (rad) pentru unghiuri plane și steradianul (Sr) pentru unghiuri solide.
- **Metrul.** Reprezintă unitatea fundamentală pentru lungimi, definită ca lungimea egală cu 1650763,73 lungimi de undă, în vid, ale radiației corespunzătoare tranziției între nivelele $2p_{10}$ și $5d_5$ ale atomului de kripton 86.

$$1 \text{ m} = N \cdot \lambda \quad \begin{aligned} N &= 1650763,73 \\ \lambda &= 605,8702106 \cdot 10^{-9} \text{ m} \end{aligned}$$

- **Metode de măsurat.** Reprezintă procedee pentru stabilirea valorii măsurandului. Metodele se clasifică după mai multe criterii:
 - a) după precizia de măsurare, deosebim:*
 - metode de laborator, când la stabilirea valorii de măsurat se ține seama de erorile limită ale mijloacelor de măsurat;
 - metode tehnice, când nu se ține seama de erorile mijloacelor de măsurare.
 - b) după modul de percepere a mărimii de măsurat, avem:*
 - metode de măsurare prin contact punctiform, liniar sau de suprafață;
 - metode de măsurare fără contact, când perceperea mărimii de măsurat se face optic, pneumatic, capacitiv, inductiv etc.
- **Mijloace de măsurat.** Reprezintă sisteme tehnice cu care se determină valorile mărimilor de măsurat. Se clasifică după mai multe criterii, printre care, mai importante, sunt:
 - a) după complexitatea mijloacelor de măsurare, avem:*
 - măsuri, care materializează unitatea de măsură a unei mărimi. Măsurile pot fi cu valoare unică (cale plan-paralele), cu valori multiple etc.;
 - aparate de măsurare, când mijlocul de măsurare conține cel puțin o măsură așezată în fluxul semnalului (micrometre, comparatoare etc.);

- instalații de măsurare, când mijlocul de măsurare este constituit din mai multe măsuri și aparate situate în fluxul semnalului;

b) după subordonarea metrologică, deosebit:

- mijloace de măsurare etalon, când servesc la păstrarea unităților de măsură, la transmiterea lor la alte mijloace de măsurare.

• **Caracteristicile mijloacelor de măsurare.** Reprezintă particularitățile esențiale prin care aceste mijloace se deosebesc între ele și în baza cărora se aleg mijloacele de măsurat. Caracteristicile mijloacelor de măsurat se împart în:

- caracteristici tehnice, legate de material, formă, dimensiuni etc.;

- caracteristici de funcționare, legate de modul de funcționare, influența condițiilor de mediu etc.;

- caracteristici metrologice, care se referă numai la rezultatele măsurătorilor. Cele mai importante sunt:

1. **justețea**, caracteristică a aparatului de a da indicații apropiate de valoarea efectivă a mărimii măsurate;
2. **fidelitatea**, de a indica aceeași valoare pentru mărimea care se măsoară de mai multe ori în aceleași condiții;
3. **sensibilitatea**, fiind raportul dintre variația mărimii de ieșire și variația mărimii la intrare;
4. **clasa de precizie**, care reprezintă valoarea limită a erorii de indicație convențional stabilită.

8.2. Precizia măsurătorilor

Scopul măsurătorilor este obținerea valorii reale a măsurandului. Datorită mai multor factori care intervin în procesul de măsurare, nu se poate stabili valoarea reală a mărimii.

Factorii principali care influențează măsurările pot fi grupați astfel:

- influența măsurandului (formă, poziționare, deformații etc.);
- influența măsurilor (cale plan-paralele, liniale etc.);
- influența mediului înconjurător (temperatură, presiune, umiditate etc.);
- influența operatorului (acuitate vizuală, atenție, viteza de reacție, capacitatea de acomodare etc.).

Datorită factorilor menționați, valorile măsurărilor diferă față de valoarea reală cu o anumită mărime, numită *eroare*.

După natura și caracterul apariției, erorile se clasifică în:

- erori sistematice;
- erori aleatorii (întâmplătoare);
- erori grosolane.

Diferența algebrică dintre valoarea obținută la măsurare x_i și valoarea reală x_0 se numește *eroare absolută*.

$$\Delta_i = x_i - x_0 \quad (8.2)$$

Erorile absolute Δ_i conțin atât erori sistematice cât și erori întâmplătoare. Erorile sistematice pot fi determinate și eliminate din măsurări întrucât ele urmează anumite legi ce pot fi stabilite.

Erorile aleatoare variază imprezvizibil în valoare și semn când mărimea este măsurată repetat în aceleași condiții.

Cauzele erorilor aleatoare sunt multiple, variate și complexe, încât determinarea lor individuală nu este posibilă.

8.2.1. Studiul statistic al erorilor aleatoare de măsurare

Presupunem că efectuăm un șir de măsurări la aceeași mărime și în aceleași condiții. Din șirul de observații obținute presupunem că au fost eliminate erorile sistematice, obținându-se $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$.

În acest caz, eroarea aleatoare absolută este dată de relația:

$$\delta_i = x_i - x_0 \quad (8.3)$$

Dacă notăm cu \bar{x} valoarea medie a șirului de observații, care se adoptă convențional drept valoare reală, putem exprima eroarea aleatoare aparentă v_i .

$$v_i = x_i - \bar{x} \quad (8.4)$$

Erorile v_i au proprietatea că suma lor algebrică este nulă. Dacă aplicăm operatorul sumă $\sum_{i=1}^n$ relației (8.4), obținem $\sum_{i=1}^n v_i = \sum_{i=1}^n x_i - n \cdot \bar{x}$.

Știind că $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ rezultă $\sum_{i=1}^n v_i = 0$.

- *Relația între erorile aleatoare absolute și aparente*

Considerăm diferența dintre erorile aleatoare absolute și erorile aleatoare aparente

$$\delta_i - v_i = x_i - x_0 - (x_i - \bar{x}) = \bar{x} - x_0$$

$$\delta_i = v_i + \bar{x} - x_0 \quad (8.5)$$

Ridicăm la pătrat relația (8.5) și aplicăm operatorul sumă:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + 2(\bar{x} - x_0) \sum_{i=1}^n v_i + n(\bar{x} - x_0)^2$$

deoarece $\sum_{i=1}^n v_i = 0$

$$\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + n(\bar{x} - x_0)^2 \quad (8.6)$$

Pentru relația (8.3) aplicăm operatorul sumă:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i = \sum_{i=1}^n x_i - n \cdot x_0$$

sau $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i = \bar{x} - x_0 \quad (8.7)$

Ținând seama de relația (8.7), expresia (8.6) devine:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + n \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i \right)^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \delta_i \right)^2$$

sau $\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \delta_i^2 + 2 \sum_{i,j} \delta_i \delta_j \right) \quad (8.8)$

Pentru distribuția normală, $\sum_{i,j} \delta_i \delta_j = 0$, deoarece produsele $\delta_i \delta_j$ sunt pozitive sau negative și echiprobabile. În acest caz, relația (8.8) devine:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n v_i^2 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i^2 \quad (8.9)$$

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n v_i^2 \quad (8.10)$$

De la studiul statistic al variabilei aleatoare discrete, dispersia σ^2 a erorilor aleatoare absolute este egală cu dispersia S^2 a erorilor aleatoare aparente.

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (8.11)$$

Relația (8.11) care face legătura dispersiilor erorilor absolute și aparente se numește *relația lui Bessel*.

8.2.2. Parametrii pentru stabilirea rezultatului măsurării

a) **Eroarea limită** a unei măsurări singulare dintr-o serie de măsurări, reprezintă cea mai mare eroare aleatoare, în valoare absolută, care se poate ivi în șirul de măsurări, efectuate în aceleași condiții.

$$\Delta_{\text{lim}} = \pm t \cdot S \quad (8.12)$$

t - coeficient de amplificare. Pentru măsurări de mare precizie și pentru repartiția normală, $t = 3$.

b) **Nivel de încredere**. Reprezintă probabilitatea ca o anumită eroare aparentă să nu depășească eroarea limită.

$$P^* = P(v_i < \Delta_{\text{lim}}) = 2\phi(t) \quad (8.13)$$

Pentru $t = 3$, nivelul de încredere $P^* = 99,73\%$, iar pentru $t = 2$, în cazul măsurărilor uzuale, $P^* = 95\%$.

c) **Interval de încredere**. Reprezintă intervalul cuprins între valorile extreme ale erorilor limită ($\bar{x} \pm 3S$). Limitele intervalului de încredere sunt $t_{12} = \bar{x} \pm 3S$. Probabilitatea de depășire a limitelor de încredere va fi:

$$\alpha = 1 - 2\phi(t) \quad (8.14)$$

Între probabilitatea de depășire a intervalului de încredere și probabilitatea P^* există relația:

$$P(t_1 \leq x \leq t_2) = P^* = 1 - \alpha \quad (8.15)$$

d) **Eroarea medie pătratică a valorii medii**. Se stabilește o relație între eroarea medie pătratică a valorii medii $S\bar{x}$ și eroarea medie pătratică S a unei măsurări singulare dintr-o serie de măsurări de forma:

$$S\bar{x} = \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (8.16)$$

Cu cât numărul măsurărilor este mai mare, cu atât eroarea medie pătratică a valorii medii este mai mică, iar precizia rezultatului măsurării este mai mare.

Eroarea limită a valorii medii la o serie de măsurări reprezintă cea mai mare eroare aleatoare care poate să apară la determinarea valorii medii.

$$\Delta\bar{x} = \pm t \cdot S\bar{x} = \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (8.17)$$

Coeficientul de amplificare t primește valori în funcție de tipul repartiției și de nivelul de încredere.

e) **Exprimarea rezultatului măsurării.**

Dacă notăm cu f_A eroarea aparatului, aceasta este definită prin componentele:

$$f_A^2 = f_i^2 + f_r^2 + f_m^2 + f_R^2 + f_t^2 + f_F^2 + \dots \quad (8.18)$$

unde: f_i - eroarea de indicație;
 f_r - eroarea de reversibilitate;
 f_m - eroarea de măsură;
 f_R - eroarea de reglare;
 f_t - eroarea de temperatură;
 f_F - eroarea forței de măsurare.

Imprecizia de măsurare, folosind însumarea pătratică, este dată de relația:

$$U = \pm \sqrt{f_A^2 + f_o^2} \quad (8.19)$$

unde: f_o - eroarea cauzată de operator, care se calculează cu relația (8.17).
 Rezultatul măsurării se exprimă sub forma:

$$X_m = \bar{x} - C \pm U \quad (8.20)$$

unde: \bar{x} - media șirului de măsurări multiple;
 C - corecție calculată ca sumă algebrică a erorilor sistematice;
 U - imprecizia de măsurare.

5.3. Mijloace de măsurat

Mijloacele de măsurat reprezintă ansamble tehnice cu ajutorul cărora se determină cantitativ mărimile de măsurat.

Mijloacele de măsurat se clasifică după mai multe criterii: complexitate, destinație metrologică, natura semnalelor de intrare și de ieșire etc. După complexitate, mijloacele de măsurat se împart în: măsurii, instrumente de măsurare, aparate de măsurare, instalații și sisteme de măsurare.

5.3.1. Măsurii

Măsurile materializează unitatea de măsură, multiplii sau submultiplii acesteia.

Măsurile pot fi cu repere (rigle, discuri sau sectoare de cerc etc.), cu codificare, sub formă de rigle, discuri sau tambure și terminale cu valoare unică, întâlnite sub formă de: lere de grosime, cale plan-paralele, calibre, lame plan-paralele și sfere.

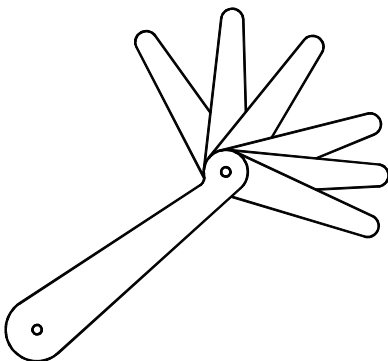


Fig. 8.1

a) **Lere de grosime** (fig. 8.1). Sunt măsurii terminale pentru măsurarea jocurilor. Sunt constituite din lame de oțel de diferite grosimi.

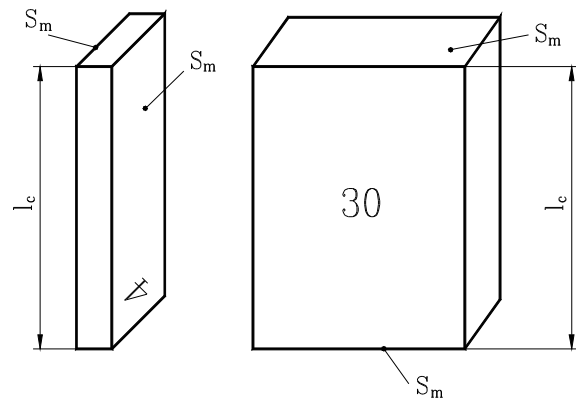


Fig. 8.2

b) Cale plan paralele (fig. 8.2). Sunt măsuri de lungime, terminale, sub formă de corpuri prismatice sau bare, folosite la măsurări directe, la verificări sau reglări a aparatelor de măsurare. Calele au două suprafețe de măsurare (S_m) între care este materializată o anumită lungime (l_n). Calele plan-paralele, în funcție de abaterile limită admise ale abaterilor de la paralelism ale

suprafețelor de măsurare și a abaterii de la dimensiunea teoretică, se clasifică în patru clase de precizie (0, 1, 2, 3).

Lungimile calelor sunt etajate în progresie aritmetică (tabelul 8.1), formând truse de cale. Aceste truse permit formarea de blocuri de cale pentru dimensiuni cu trei zecimale, utilizând un număr minim de cale și cu erori mici.

Suprafețele de măsurare sunt foarte netede și ca urmare, la formarea blocurilor de cale, suprafețele care vin în contact aderă, se lipeasc.

Tabelul 8.1

Seria	Rația seriei, mm	Dimensiunile calelor, mm
1	0,001	1,001 ; 1,002 ; ... ; 1,009
2	0,01	1,01 ; 1,02 ; ... ; 1,09
3	0,1	1,1 ; 1,2 ; ... ; 1,9
4	1	1 ; 2 ; ... ; 10
5	10	10 ; 20 ; ... ; 100

Exemplu de formare a unui bloc de cale. Trebuie reglat un aparat comparator la zero pentru dimensiunea $D = 74,368$ mm.

Din trusa de cale se extrag calele plan paralele: 1,008 ; 1,06 ; 1,3 ; 1,0 ; 70,0.

$$D = 70,0 + 1,0 + 1,3 + 1,06 + 1,008 = 74,368 \text{ mm}$$

c) Calibre. La fabricația de serie, în scopul măririi productivității, controlul dimensiunilor se face cu ajutorul calibrelor. Calibrele sunt dispozitive cu dimensiune de măsurare fixă, utilizate la controlul dimensiunilor prevăzute cu toleranțe în procesul de fabricație și de montaj. Pentru fiecare dimensiune care se verifică, se execută un anumit calibr. Din această cauză, utilizarea calibrelor se justifică economic numai la fabricația de serie mare, când costul fabricației calibrelor este recuperat prin economia de timp realizată la control. Calibrele limitative au două suprafețe de măsurare care corespund celor două dimensiuni limită între care trebuie să fie cuprinsă dimensiunea efectivă a piesei.

- **Principiul de control.** Pentru controlul alezajelor se folosesc calibre de tip tampon prevăzute cu două suprafețe cilindrice de control (fig. 8.3.a). O suprafață care verifică dimensiunea maximă a alezajului și care se numește *suprafață nu trece (NT)* și o suprafață care verifică dimensiunea minimă, numită *suprafață trece (T)*.

Dacă la control, partea *trece* intră în alezaj, rezultă că $D > D_{\min}$, iar dacă partea *NT* nu intră în alezaj, rezultă că $D < D_{\max}$. în consecință,

diametrul alezajului care verifică (D) este cuprins în câmpul de toleranță și respectă condiția $D_{\min} < D < D_{\max}$.

Pentru controlul arborilor (fig. 8.3.b) se folosesc calibre tip furcă (potcoavă) sau calibre cilindrice de tip inel. La aceste calibre, suprafața *nu trece* (NT) verifică pe d_{\min} , iar suprafața *trece* (T) verifică pe d_{\max} .

Dacă la control partea *trece* (T) a calibrului intră pe arbore, iar partea *nu trece* (NT) nu intră pe arbore, atunci dimensiunea controlată respectă condiția $d_{\min} < d < d_{\max}$.

La controlul arborilor se recomandă pentru partea *trece* (T) să se folosească un calibrul inel pentru a verifica și abaterile de la forma geometrică, iar la partea NT să se folosească calibrul potcoavă.

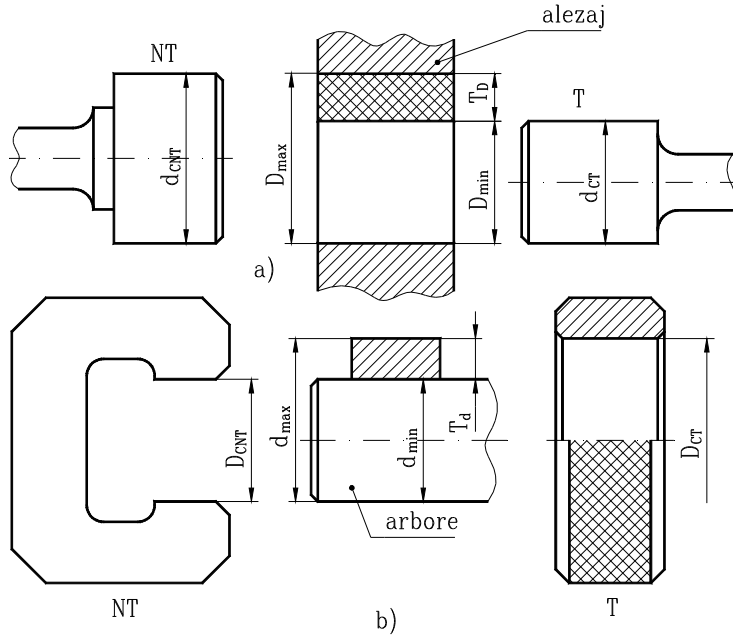


Fig. 8.3

Din cele expuse rezultă că la controlul cu calibre nu se stabilește valoarea dimensiunii controlate; controlul indică dacă dimensiunea este cuprinsă în câmpul de toleranță sau în afara lui. Acest tip de control asigură o productivitate ridicată, ușurință la control și asigură interschimbabilitatea pieselor fabricate.

- **Forme constructive de calibre limitative.** Calibrele se clasifică după mai multe criterii. Astfel, după formă, avem:
 - calibre tampon, pentru verificarea alezajelor (fig. 8.4.a);
 - calibre potcoavă și calibre inel, pentru verificarea arborilor (fig. 8.4.b,c).

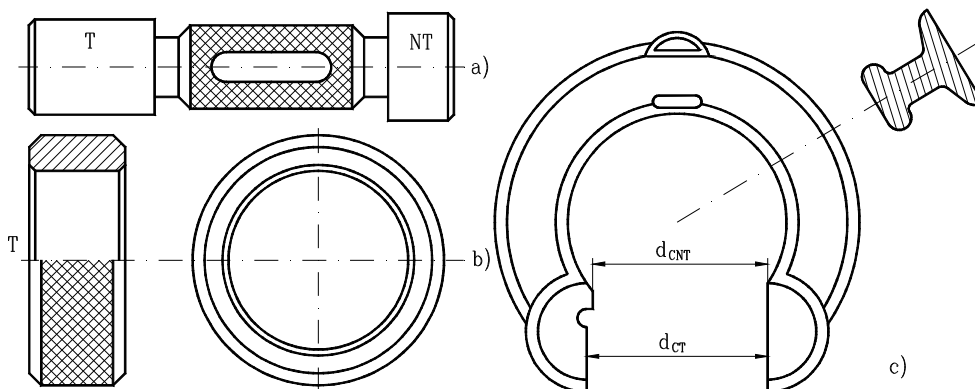


Fig. 8.4 Calibre limitative

După modul de utilizare, calibrele se clasifică în:

- calibre de lucru, folosite la verificarea dimensiunilor pieselor în procesul de fabricație;
- calibre de recepție, folosite la controlul pieselor de către beneficiar;
- contracalibre, folosite la controlul de execuție și de uzură a calibrelor.

• **Toleranțele calibrelor.** Toleranța dimensiunii piesei prescrisă de standarde și fixată pe desen se numește toleranță garantată și cuprinde toleranța de execuție și toleranța de măsurare. Ca urmare, calibrul trebuie să fie cu toleranță pentru dimensiunea fiecărei suprafețe de măsurare.

La partea *trece* (T), calibrul trebuie să fie prevăzut cu toleranță de execuție, dar și cu toleranță de uzură, deoarece această suprafață, la fiecare măsurare, trebuie să intre în alezaj sau pe arbore, când se uzează.

Pentru partea *NT* trebuie să se prevadă numai toleranță de execuție.

Mărimile toleranțelor de execuție corespund toleranțelor fundamentale IT_1, IT_2, \dots, IT_5 (IT_6, IT_7).

Pozițiile toleranțelor s-au stabilit astfel încât toleranța de fabricație efectivă să fie cât mai mare, făcând prin aceasta prelucrarea cât mai economică și să fie înlăturată deficiența ca piese corespunzătoare să fie găsite ca necorespunzătoare și invers. Pe baza acestor cerințe, au fost stabilite scheme de amplasare a câmpurilor de toleranțe atât la partea T , cât și la partea NT , în raport cu limitele câmpului de toleranță garantat.

În figura 8.5 este prezentată schema câmpurilor de toleranțe pentru calibre tampon.

Simbolurile utilizate au următoarele semnificații:

- H - toleranța de execuție, conform STAS 8222-68. Aceasta se stabilește în funcție de tipul calibrului, de toleranța fundamentală a piesei de verificat;
- Z - distanța de la limita inferioară a toleranței fundamentale a alezajului până la centrul câmpului toleranței de execuție a calibrului, măsurată spre interiorul toleranței fundamentale;
- y - limita de uzură la partea *trece* (T);
- α - zonă de siguranță prevăzută pentru diametre nominale $D > 180$ mm, pentru a compensa erorile de măsurare.

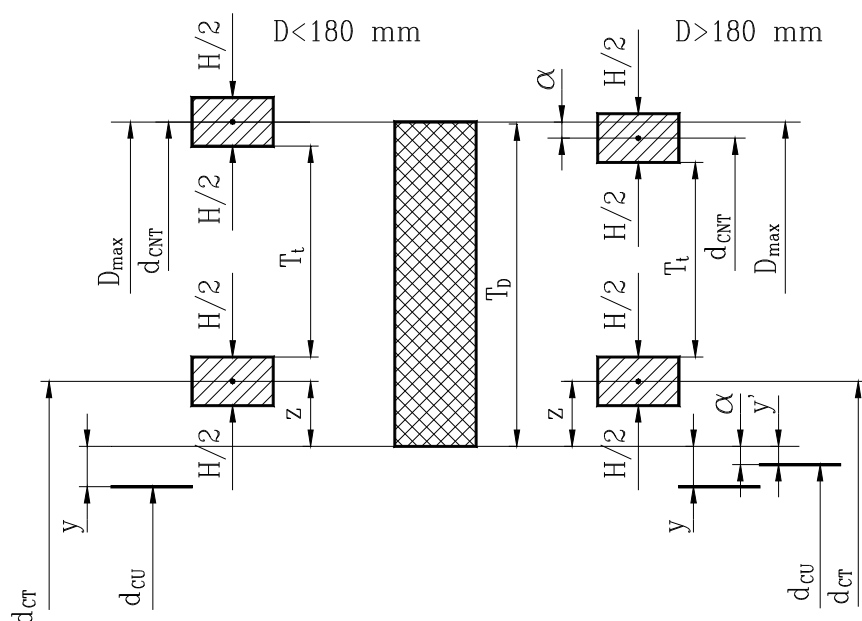


Fig. 8.5

Dimensiunile calibrelor tampon

$$D < 180 \text{ mm} \quad d_{CT} = (D_{\min} + Z) \pm \frac{H}{2}$$

$$d_{CU} = D_{\min} - y$$

$$d_{CNT} = D_{\max} \pm \frac{H}{2}$$

$$D > 180 \text{ mm} \quad d_{CT} = (D_{\min} + Z) \pm \frac{H}{2}$$

$$d_{CU} = D_{\min} - y'$$

$$y' = y - \alpha$$

$$d_{CNT} = (D_{\max} - \alpha) \pm \frac{H}{2}$$

Pentru calibrele inel și potcoavă se folosește o schemă asemănătoare cu cea din figura 8.5, cu deosebirea că partea *trece* verifică limita superioară a toleranței T_D , iar partea *nu trece*, limita inferioară.

Exemplu. Să se calculeze dimensiunile unui calibru tampon pentru verificarea alezajelor $\varnothing 90 \text{ F8}$.

Conform STAS 8101-68, abaterile câmpului de toleranță F8 pentru dimensiunea nominală 90 mm , sunt:

$$ES = +0,090 \text{ mm} ; EI = +0,036 \text{ mm}$$

Toleranțele de execuție la dimensiune și la forma geometrică corespund calităților IT_3 , respectiv IT_2 .

$$H = IT_3 = 6 \mu\text{m} ; H_f = IT_2 = 4 \mu\text{m}$$

Pozițiile toleranțelor calibrului sunt fixate prin mărimile:

$$Z = 8 \mu\text{m} ; y = 6 \mu\text{m}$$

Pentru $D < 180 \text{ mm}$, conform schemei din figura 8.5, dimensiunile calibrului sunt:

$$d_{CT} = (D_{\min} + Z) \pm \frac{H}{2} = (90 + 0,036 + 0,008) \pm 0,003$$

$$d_{CT} = 90,044 \pm 0,003 = 90_{+0,041}^{+0,047} \text{ mm}$$

$$d_{CU} = D_{\min} - y = 90,036 - 0,006 = 90,03 \text{ mm}$$

$$d_{CNT} = D_{\max} \pm \frac{H}{2} = 90,09 \pm 0,003 = 90_{+0,087}^{+0,093} \text{ mm}$$

8.3.2. Instrumente de măsurare

Sunt mijloace de măsurare mecanice care percep mărimea de măsurat prin palpate, conțin mecanisme de amplificare și dispozitive de citire a mărimii respective. Caracteristicile principale ale aparatelor mecanice sunt: domeniul de măsurare (D_m), valoarea diviziunii (V_d), raportul de multiplicare (K) și forța de măsurare (F_m).

- **Șublerul** (fig. 8.6). Este un instrument de măsurare format dintr-o riglă gradată (1) care se termină cu un cioc (7) ce constituie prima suprafață de măsurare și un cursor (3) care alunecă pe rigla gradată, prevăzut cu un interpolator de tip vernier (9) și cu cea de a doua suprafață de măsurare. Șublerul mai este prevăzut cu un dispozitiv de reglare a cursorului (10) și alt dispozitiv de blocare (4).

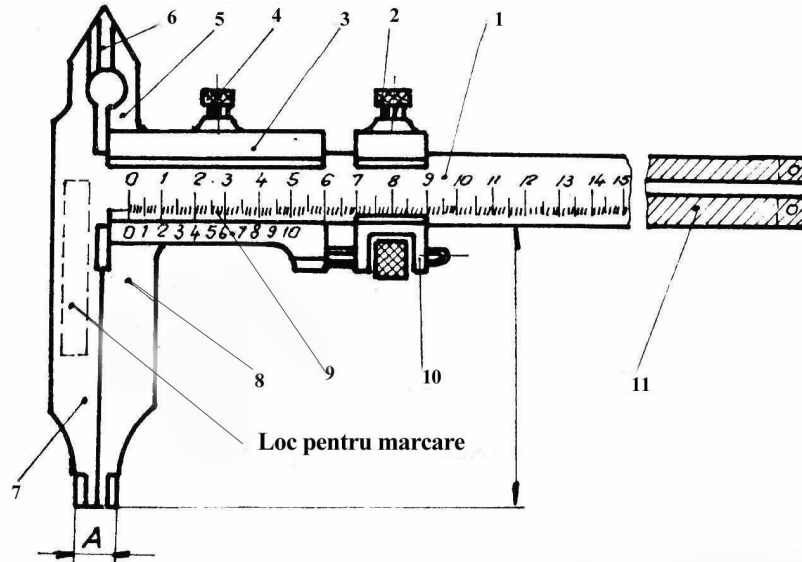


Fig. 8.6

Clasificare

- După limita superioară de măsurare, respectiv lungimea riglei gradate L , avem: $L = 150$ mm; 200 mm; 300 mm; 500 mm; 800 mm; 1000 mm; 1500 mm și 2000 mm.
- După precizia de citire a vernierului, deosebim: șublere cu precizia de 0,1 mm; 0,05 mm și 0,02 mm.
- După destinație, avem: șublere de exterior, de interior, de adâncime, de trasaj, de centrare, pentru danturi etc.

Vernierul (9) este constituit dintr-o scară gradată cu n_v diviziuni, cu mărimea diviziunii c_v care corespunde unei lungimi de pe rigla gradată care cuprinde $n - 1$ diviziuni.

Relația de bază pentru calculul vernierului este:

$$L - L_v = c \quad (8.21)$$

sau $n \cdot c - n_v \cdot c_v = c$

$$\frac{n}{n_v} \cdot c - c_v = \frac{c}{n_v}$$

Notăm:

$$\frac{n}{n_v} = \gamma - \text{modulul scării;}$$

$$\frac{c}{n_v} = p - \text{coeficient de precizie al șublerului.}$$

$$\gamma \cdot c - c_v = p, \quad p = 0,1; 0,05; 0,02 \quad (8.22)$$

Pentru șublerul cu precizia $p = 0,1$ și $\gamma = 1$, elementele vernierului sunt: $n_v = 10$; $c_v = 0,9$ și $L_v = 9$ mm.

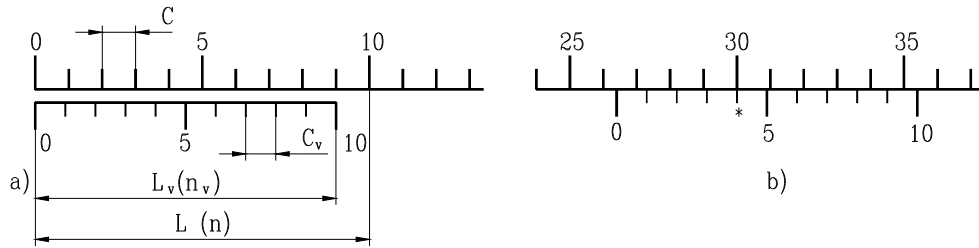


Fig. 8.7

Pentru șublerile cu precizia $p = 0,1$; $c = 1$; $\gamma = 1$, elementele vernierului sunt: $n_v = 10$; $c_v = 1,9$ și $L_v = 19$ mm.

Citirea la șubler (fig. 8.7.b). Valoarea dimensiunii măsurate la șubler este dată de relația:

$$V_D = n_R \cdot c + n_v \cdot p \tag{8.23}$$

Pentru exemplul din figura 8.7.b, avem:

$$V_D = 26 \times 1 + 4 \times 0,1 = 26,4 \text{ mm}$$

Valoarea obținută la măsurare rezultă dintr-un număr n_R de diviziuni citite pe riglă în dreptul reperului zero de pe vernier și dintr-o fracțiune de diviziune citită pe vernier în dreptul unui reper care se află în prelungirea unui reper de pe riglă.

Verificarea șublerelor. Se verifică coincidența dintre reperul zero al riglei gradate și reperul zero al vernierului când suprafețele de măsurare se aduc în contact.

Verificarea indicațiilor șublerului cu ajutorul calelor plan paralele se face în cel puțin trei puncte uniform repartizate pe lungimea riglei pentru șubler cu $p = 0,1$ și în cel puțin șase puncte pentru șubler cu $p = 0,02$ mm.

În figura 8.8 sunt prezentate șublere de construcție modernă: șubler de trasaj (fig. 8.8.a), șubler de măsurat la exterior, interior și adâncime prevăzut cu comparator (fig. 8.8.b) și șubler de precizie, cu citire digitalizată (fig. 8.8.c).

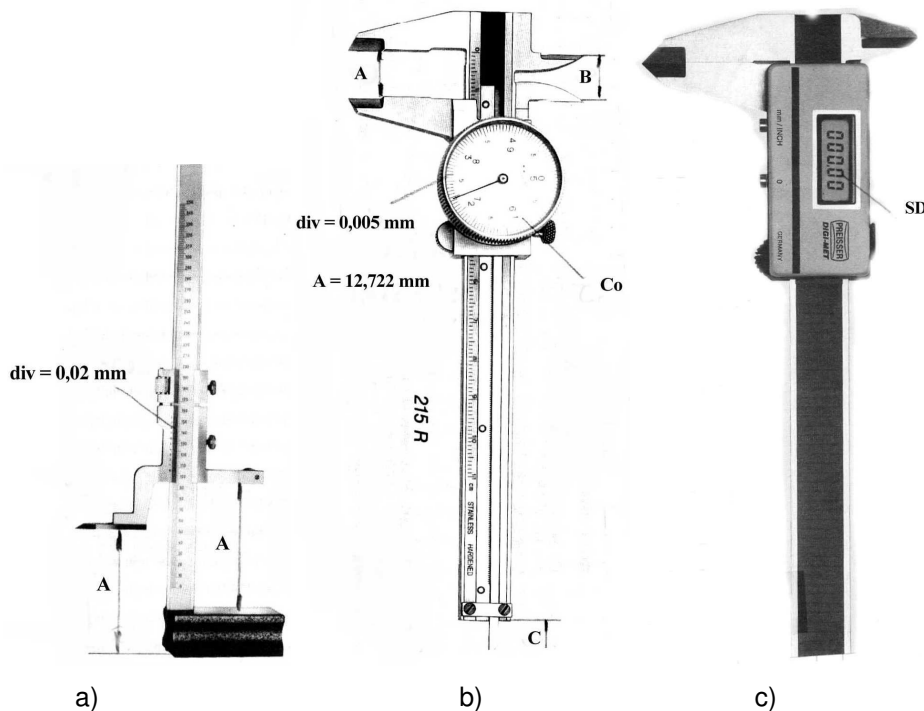


Fig. 8.8

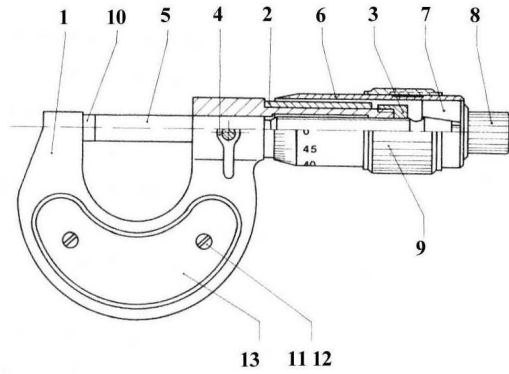


Fig. 8.9

de înșurubare. Tija (5) se solidarizează cu tamburul (9) pe care este prevăzută o scară gradată circulară. Prin rotirea tamburului (9) se rotește tija (5) care se înșurubează în piulița fixă, căpătând o mișcare de translație. Deplasarea tijei (5) este dată de relația:

$$S = p \cdot \frac{\varphi}{2\pi}, \quad \varphi - \text{unghiul de rotire} \quad (8.24)$$

De regulă, pasul $p = 0,5 \text{ mm}$, iar numărul diviziunilor de pe tambur este de 50. Valoarea diviziunii de pe tamburul (9) va fi $V_T = \frac{p}{50} = 0,01 \text{ mm}$.

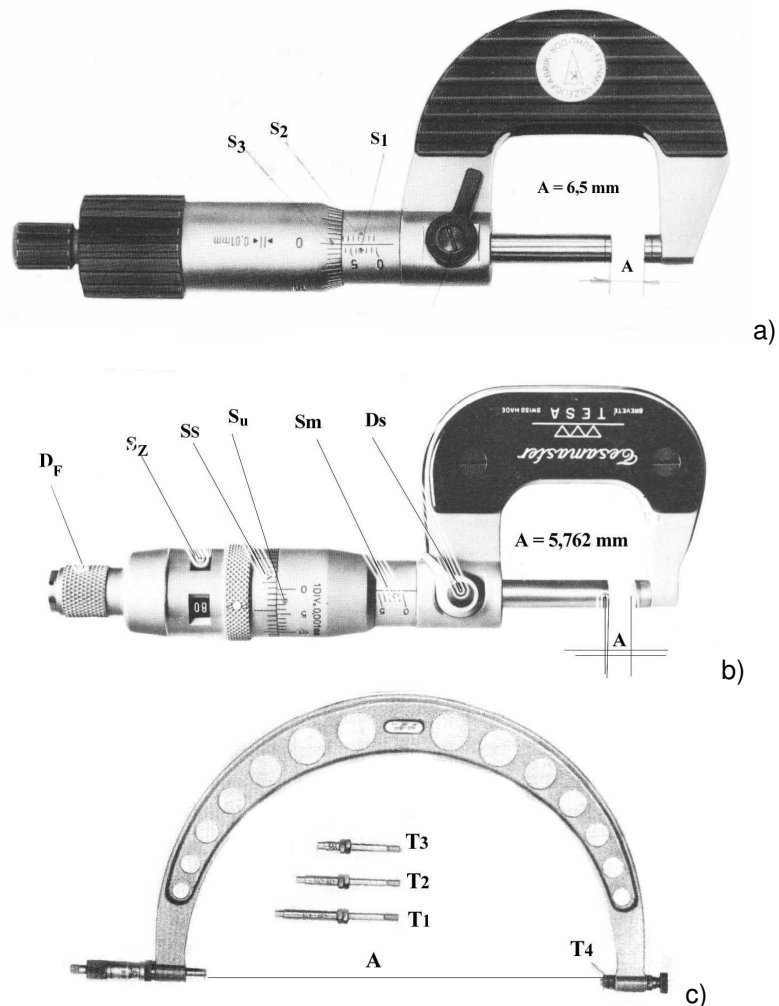


Fig. 8.10 Micrometre

- a) micrometru de exterior cu $p = 0,01 \text{ mm}$; b) micrometru de exterior cu $p = 0,001 \text{ mm}$;
c) micrometru de exterior cu $p = 0,01 \text{ mm}$ și $A = 400 \div 500 \text{ mm}$

Eroarea de indicație este dată de relația:

$$\varepsilon_i = \frac{1}{360} \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \frac{\Delta\varphi}{360} \quad (8.25)$$

unde: $\Delta\rho$ - eroarea pasului tijei filetate;

$\Delta\varphi$ - eroarea de divizare a tamburului.

Pentru mărirea preciziei, unele firme au digitalizat parțial indicația. În figura 8.10.b este reprezentat un micrometru construit de firma TESA, care are un interpolator ce poate estima valoarea mărimii de măsurat cu precizia $p = 0,002$ mm.

Firma japoneză Mitutoyo a construit micrometre digitalizate electronic, având domeniul de măsurare 0 ... 50 mm și cu precizia $p = 0,001$ mm.

Micrometrele sunt construite ca să măsoare în trepte dimensionale: 0 ... 25 mm; 25 ... 50 mm; 50 ... 75 mm, etc. În figura 8.10.c, micrometrul măsoară în domeniul 400 ... 500 mm. Micrometrul propriu-zis poate măsura numai pe 25 mm. La acest micrometru s-a lărgit domeniul prin înlocuirea suprafeței de măsurare fixe cu tije T_i care au lungimi ce diferă cu 25 mm. Când se montează T_1 , domeniul de măsurare este 400 ... 425 mm, pentru T_2 domeniul este 425 ... 450 mm, etc.

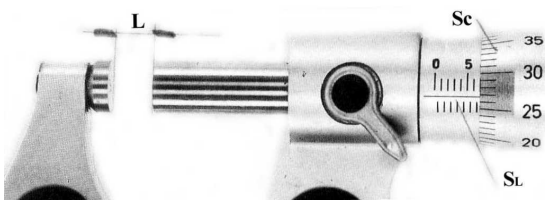


Fig. 8.11

Citirea la micrometru (fig. 8.11).

Se aduc suprafețele de măsurare în contact cu suprafețele piesei de măsurat, rotind șurubul micrometric de la dispozitivul de limitare a forței de măsurare (DF). Se citește pe scara longitudinală (SL) valoarea milimetrilor și a jumătăților de

milimetri, iar fracțiunile de jumătăți de milimetru se citesc pe scara circulară (SC) a tamburului, exprimate în sutimi de milimetri.

Exemplu de citire: $L = 6 + 0,5 + 0,26 = 6,76$ mm.

Verificarea micrometrelor. Înainte de efectuarea măsurătorilor este necesar ca micrometrele să se verifice. Se fac următoarele verificări:

a) *Verificarea la zero.* Pentru micrometrele care măsoară în intervalul 0 ... 25 mm se aduc suprafețele de măsurare în contact, când trebuie să se citească valoarea zero pe dispozitivul de citire. Pentru micrometre cu intervalul de măsurare 25 ... 50 mm, 50 ... 75 mm, etc., suprafețele de măsurare se aduc în contact cu suprafețele unei cale având dimensiunea 25 mm, 50 mm, etc., când pe scala micrometrului trebuie să se citească valoarea dimensiunii calei respective. Dacă micrometrul indică o valoare δ_i , aceasta reprezintă eroare. Dacă $\delta_i = 0$, micrometrul este reglat, dacă $\delta_i \neq 0$, micrometrul se reglează sau dacă nu, această eroare se compensează în procesul de măsurare.

b) *Verificarea erorii de indicație.* Eroarea de indicație (ε_i) reprezintă diferența dintre valoarea citită la micrometru L_i și valoarea reală L_{ci} materializată cu o cală plan-paralelă: $\varepsilon_i = L_i - L_{ci}$.

Pe intervalul de măsurare al micrometrului se aleg cinci valori repartizate uniform și care se materializează cu cale plan-paralele (L_{ci} , $i = 1...5$). Se măsoară cu micrometrul cele cinci dimensiuni și se obțin L_1 , L_2 , ..., L_5 . Erorile de indicație vor fi $\varepsilon_i = L_i - L_{ci}$. Aceste erori trebuie să fie inferioare unei erori ε_a , care depinde de mărimea intervalului în care

măsoară micrometrul și de clasa de precizie. Pentru micrometre cu domeniul de măsurare sub 100 mm, $\varepsilon_a = \pm 0,004$ mm la micrometre din clasa 1 de precizie și $\varepsilon_a = \pm 0,008$ mm pentru micrometre din clasa a doua de precizie.

Tipuri de micrometre. Micrometrele s-au construit într-o mare diversitate de forme constructive, fiind funcție de cerințele măsurării anumitor mărimi. Ele se deosebesc numai prin forma suprafețelor de măsurare. Astfel, în figura 8.12 sunt prezentate câteva forme constructive de micrometre: a – micrometru pentru măsurat suprafețe filetate (prin montarea unor capete speciale pot fi măsurate d_2 - diametrul mediu al filetului, d_1 - diametrul interior, d - diametrul exterior); b – micrometru pentru măsurarea grosimii țevilor; c – micrometru de adâncime; d – micrometru de interior (măsoară diametre de alezaje); e – micrometru de exterior cu citire numerică, cu precizie de măsurare 0,001 mm.

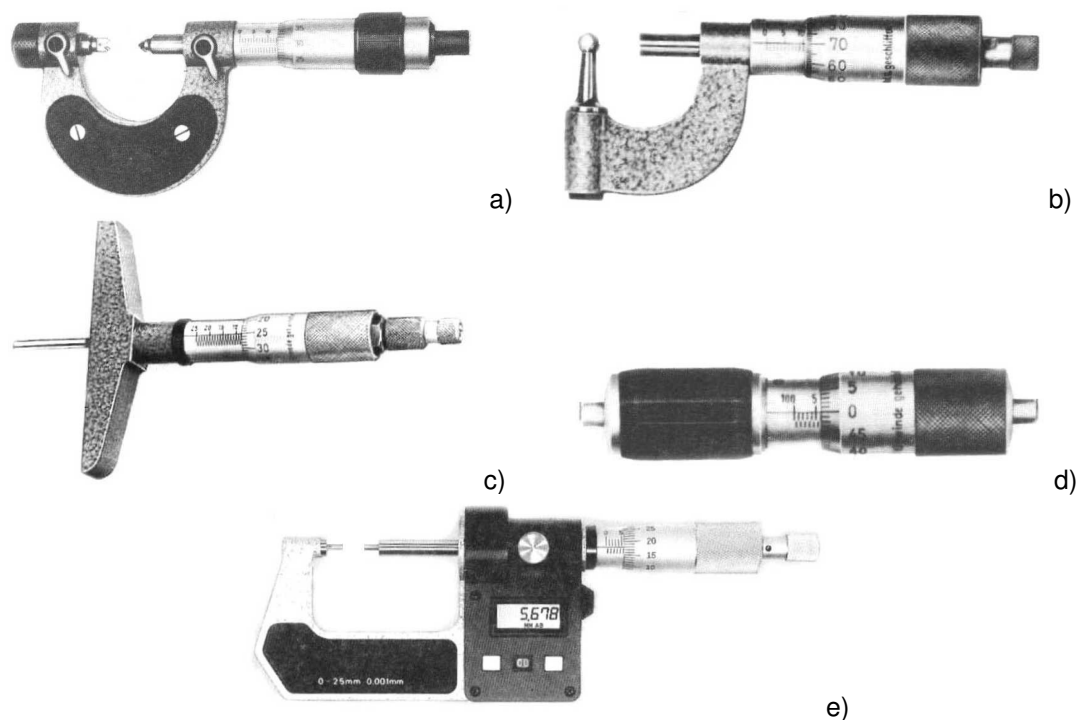


Fig. 8.12

8.3.3. Aparat de măsurare

Aceste aparate conțin mecanisme de amplificare și măsoară prin metoda comparației.

A) Aparat cu amplificare mecanică. În această categorie, aparatele mai importante sunt:

A₁) Comparatoare cu roți dințate (ceasuri comparatoare)

Aceste aparate au mecanismul de amplificare compus dintr-o cremalieră și un sistem de roți dințate. Schema de principiu este reprezentată în figura 8.13.a, unde tija palpatoare (2) este solidară cu cremaliera (1), care angrenează cu sistemul de roți dințate z_1, z_2, z_3 . Pe axul roții z_3 este montat acul indicator (4) de lungime R , care se rotește într-un plan paralel cu planul scării circulare (5). Sistemul de roți angrenează cu roata z_4 , pe axul căreia este fixat un arc spiral (6), ce are rolul de a obliga sistemul de roți dințate să angreneze pe un singur flanc, pentru a elimina jocul dintre flancurile dinților. Forța de măsurare este dată de arcul elicoidal (3). Raportul de amplificare al mecanismului este dat de relația:

$$K = \frac{L}{S} = \frac{R}{r_1} \cdot \frac{r_2}{r_3} = \frac{2R}{m_1} \cdot \frac{z_2}{z_1 \cdot z_3} \quad (8.26)$$

unde: r_1, r_2, r_3 - razele cercurilor de divizare ale roților;

m_1 - modulul cremalierii și al roții z_1 ;

z_1, z_2, z_3 - numerele de dinți ale roților.

Valoarea diviziunii pe scara (9) este de 1 mm, iar pe scara (7) este de 0,01 mm. Se construiesc comparatoare la care valoarea unei diviziuni este 0,001 mm. În acest scop se mai introduc în sistem două roți dințate (încă o treaptă de amplificare).

Comparatoarele se montează pe suporturi, se reglează cu cale plan-paralele și măsoară prin comparație. Au utilizări multiple:

- la măsurarea deformațiilor elastice și termice;
- sunt folosite pe scară largă în compunerea de dispozitive pentru măsurarea abaterilor de poziție (abatere de la paralelism, perpendicularitate, bătaie radială și frontală, etc.);
- se utilizează frecvent la măsurarea alezajelor, întâlnite sub denumirea de comparatoare de interior.

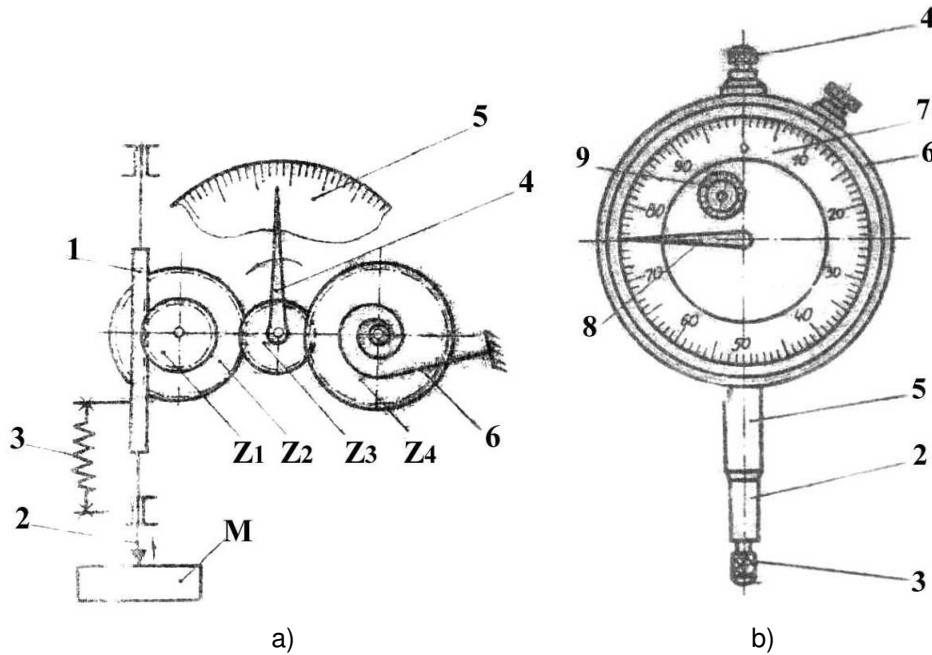


Fig. 8.13. Comparatorul

A_2) *Comparatoare de interior* (fig. 8.14). Este constituit dintr-un aparat comparator (11) și un dispozitiv cu palpatoare (2) și (5) ce vin în contact cu suprafața alezajului. Palpatorul (5) este mobil și transmite deplasările lui, prin intermediul pârghiei (1) și tijei (7), la comparatorul (11). Palpatorul (2) este fix în timpul măsurării, este interschimbabil, se montează prin înșurubare, fiind prevăzut la un capăt cu filet și are dimensiuni în trepte, acoperind un anumit domeniu de măsurare.

Comparatoarele de interior măsoară diametrele alezajelor prin comparație (compară diametrul alezajului D cu o valoare etalon D_0), când comparatorul se reglează la zero pentru diametrul D_0 utilizând cale plan-paralele. Valoarea abaterii (Δ) se citește la comparatorul (11), iar diametrul alezajului se determină cu relația $D = D_0 \pm \Delta$.

Sunt construite comparatoare de interior care măsoară în două puncte (având două palpatoare) sau în trei puncte (cu trei palpatoare).

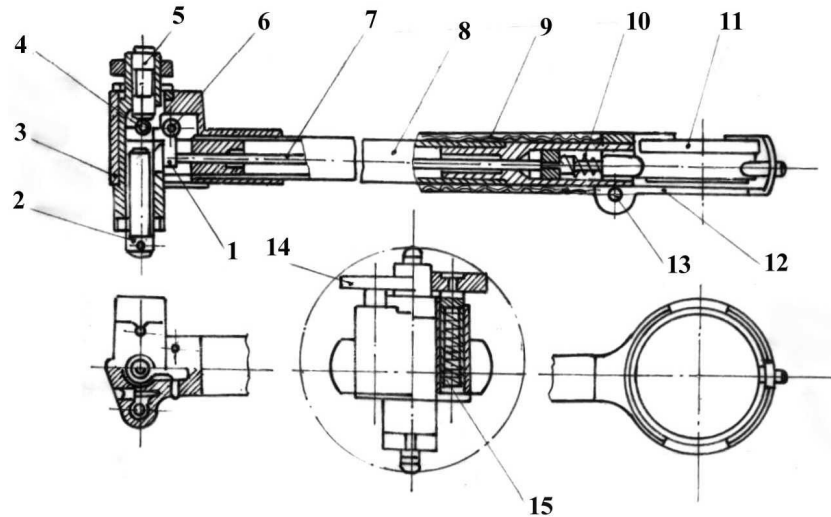


Fig. 8.14. Comparator de interior

A₃) *Ortotestul* (fig. 8.15). Mecanismul de amplificare este constituit din pârghii și roți dințate (fig. 8.15.a). Deplasarea tijei palpatoare (2) este transmisă la pârghia cotită (7), prevăzută cu un sector dințat de rază R_1 . Aceasta angrenează cu roata de rază r , pe axul căreia este montat acul indicator de lungime R . Raportul de amplificare al mecanismului este dat de relația:

$$K = \frac{R_1}{a} \cdot \frac{R}{r} = 1000 \quad (8.27)$$

Caracteristicile aparatului: valoarea unei diviziuni 0,001 mm; domeniul de măsurare $\pm 0,1$ mm.

În figura 8.15.b aparatul este montat pe coloana (4), pe care se poate deplasa. Palpatorul (2) constituie o suprafață de măsurare, iar masa (3) a doua suprafață de măsurare. Aparatul se reglează la zero cu ajutorul cailor plan-paralele și măsoară prin comparație.

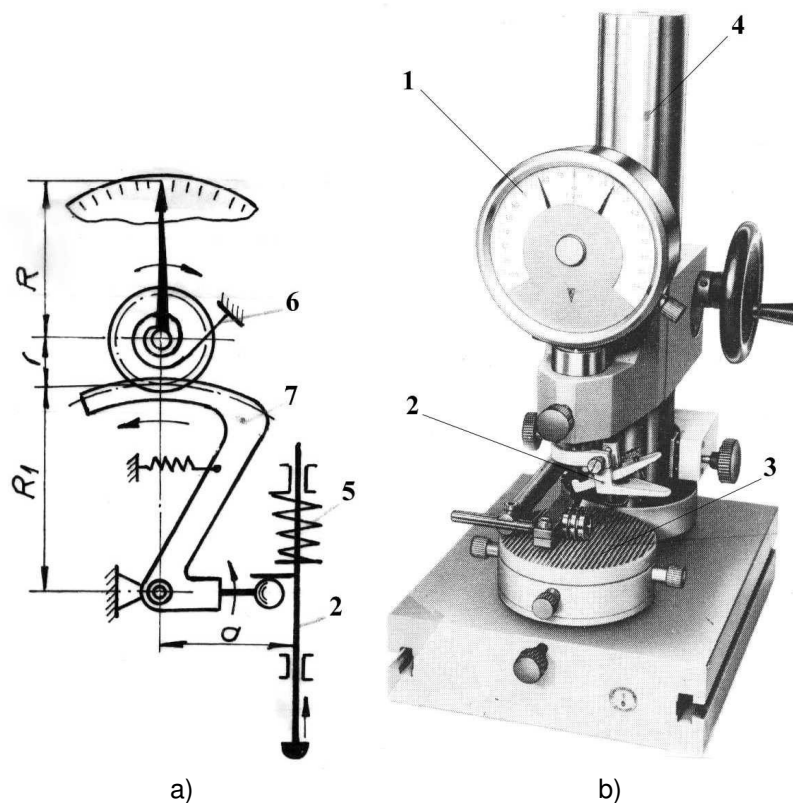


Fig. 8.15. Ortotestul

Dimensiunea de reglaj D_0 reprezintă dimensiunea nominală sau dimensiunea de la mijlocul câmpului de toleranță. Astfel, dacă dimensiunea de măsurat este $D = 60_{-0,08}^0$ mm, atunci $D_0 = 60$ mm sau $D_0 = 59,96$ mm.

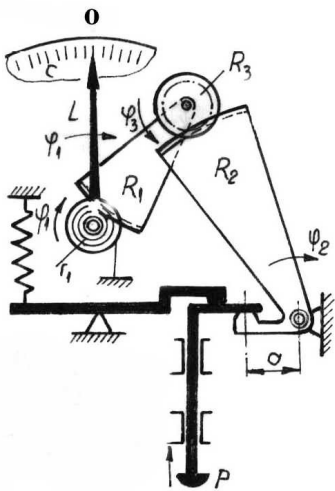


Fig. 8.16. Milimesul

A₄) *Milimesul* (fig. 8.16). Este un aparat cu mecanismul de amplificare asemănător cu mecanismul de la ortotest. Dacă R_1 , R_2 , R_3 și r_1 sunt razele cercurilor de divizare ale sectoarelor dințate și L reprezintă lungimea acului indicator, raportul de amplificare are expresia:

$$K = \frac{R_2 \cdot R_1 \cdot L}{a \cdot R_3 \cdot r_1} = 1000 \quad (8.28)$$

Valoarea diviziunii este 0,001 mm, domeniul de măsurare $\pm 0,1$ mm.

Aparatul se montează pe suporturi rigizi, se reglează la zero cu ajutorul calelor plan-paralele pentru dimensiunea D_0 și se măsoară, prin comparație $D = D_0 \pm \Delta$.

A₅) *Pasametru* (fig. 8.17). Are mecanismul format din pârghii și roți dințate. Scala este bilaterală, cu zero la mijloc. Suprafața de măsurare S_1 este mobilă în timpul măsurării, preia abaterile Δ și le transmite prin mecanismul de amplificare la acul indicator (3). Suprafața de măsurare S_2 este fixă în timpul măsurărilor și mobilă în timpul reglării aparatului la zero. În figura 8.17.a este prezentată schema cinematică de principiu, iar în figura 8.17.b vederea generală a aparatului.

Aparatul este portabil și este construit să măsoare în trepte dimensionale: 0 ... 25 mm, 25 ... 50 mm, etc.

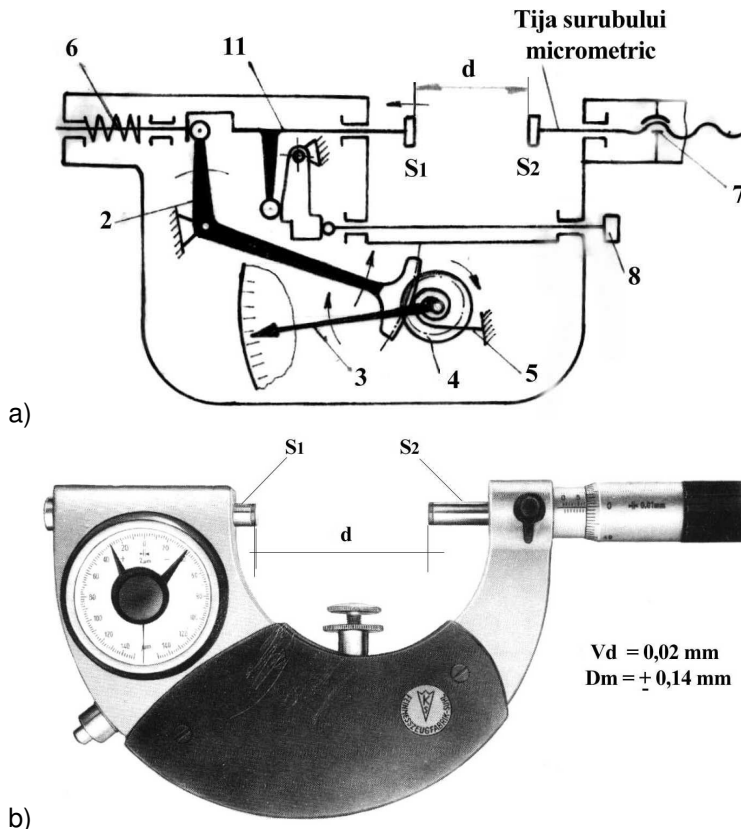


Fig. 8.17. Pasametru

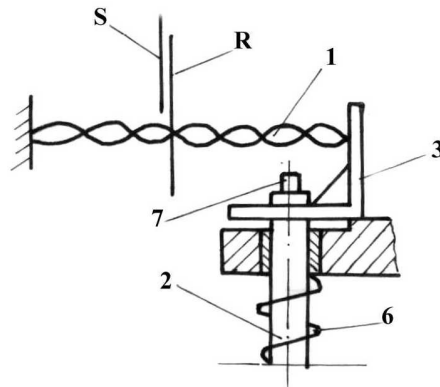


Fig. 8.18. Microcatorul

indicator R . Acul indicator R se rotește într-un plan paralel cu planul scării S .

Caracteristicile aparatului: valoarea diviziunii $0,0005$ mm, domeniul de măsurare $\pm 0,03$ mm, forța de măsurare $0,2$ daN.

Aparatul se montează pe suporturi rigizi, se reglează cu cale plan-paralele și măsoară prin metoda comparației.

B) Aparate optico-mecanice. Sunt aparate la care mecanismul de amplificare este constituit din pârghii mecanice și pârghii optice. Ele au la bază proprietatea colimatorului de a transforma un fascicul de raze luminoase provenite de la o sursă așezată în focarul lentilei, în raze paralele și pe proprietatea unei oglinzi rotitoare de a abate razele incidente cu dublul unghiului de rotire al oglinzii.

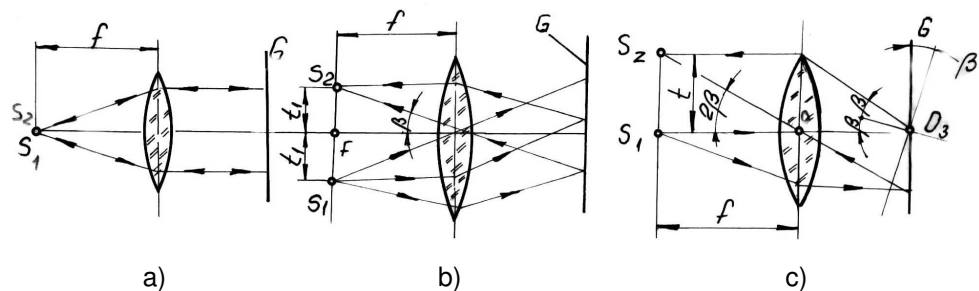


Fig. 8.19

În figura 8.19 este reprezentată schema de principiu a autocolimației.

Sursa S_1 este așezată în focarul lentilei. Razele luminoase sunt transformate de lentilă în raze paralele. Dacă se așează o oglindă G perpendiculară pe axa optică, unghiul de incidență φ_i este egal cu unghiul de reflexie φ_r și egal cu zero ($\varphi_i = \varphi_r = 0$). Razele reflectate se întorc pe același drum și imaginea sursei (S_2) se formează tot în focar (fig. 8.19.a).

Dacă sursa S_1 se află în planul focal al sistemului optic însă deplasată cu distanța t_1 față de axa optică (fig. 8.19.b), atunci imaginea sursei (S_2) este situată tot în planul focal și simetrică cu S_1 față de axa optică.

Dacă sursa S_1 este în focar, dar oglinda G se rotește cu unghiul β (fig. 8.19.c), atunci imaginea sursei (S_2) se formează în planul focal și la distanța t :

$$t = f \cdot \operatorname{tg} 2\beta \approx 2f \cdot \beta \quad (8.29)$$

Unghiul β fiind foarte mic, se aproximează arcul cu tangenta.

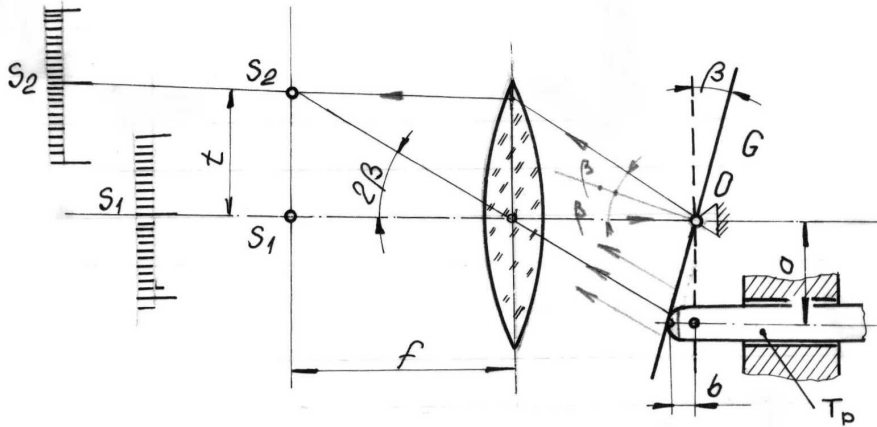


Fig. 8.20

Pentru aparatele optico-mecanice, sursa S_1 este constituită dintr-o scară gradată, iluminată, cu ± 100 diviziuni, iar rotirea oglinzii G se produce datorită deplasării unei tije palpatoare T_p (fig. 8.20).

Pentru o deplasare b a tije palpatoare, oglinda se rotește cu unghiul β , iar imaginea S_2 (scară gradată) se deplasează cu mărimea t față de poziția inițială S_1 , când oglinda este în poziție perpendiculară pe axa optică:

$$t = f \cdot \operatorname{tg} 2\beta; \quad b = a \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Raportul de amplificare al aparatului se determină cu relația:

$$K = \frac{t}{b} = \frac{f \cdot \operatorname{tg} 2\beta}{a \cdot \operatorname{tg} \beta} \approx \frac{2f \cdot \beta}{a \cdot \beta} \approx \frac{2f}{a} \quad (8.30)$$

Eroarea care apare datorită lipsei de proporționalitate dintre deplasarea rectilinie a palpatorului și deplasarea unghiulară a oglinzii se referă la simplificarea $\operatorname{tg} 2\beta \approx 2\beta$ și $\operatorname{tg} \beta \approx \beta$. Notăm cu b_2 deplasarea tije palpatoare fără simplificare și cu b_1 , cu simplificarea tangentei. Din relațiile

$$\frac{t}{b_1} = \frac{2f}{a} \quad \text{și} \quad \frac{t}{b_2} = \frac{f \cdot \operatorname{tg} 2\beta}{a \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad \text{avem: } b_1 = \frac{a \cdot t}{2f}, \quad b_2 = \frac{t \cdot a \cdot \operatorname{tg} \beta}{f \cdot \operatorname{tg} 2\beta}.$$

Eroarea δb se determină făcând diferența:

$$\delta b = b_2 - b_1 = \frac{t \cdot a \cdot \operatorname{tg} \beta}{f \cdot \operatorname{tg} 2\beta} - \frac{a \cdot t}{2f} = \frac{a \cdot t}{f} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} 2\beta} - \frac{1}{2} \right)$$

Deoarece $\frac{t}{f} = \operatorname{tg} 2\beta$, avem:

$$\delta b = a \cdot \operatorname{tg} 2\beta \left(\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} 2\beta} - \frac{1}{2} \right) = \frac{a}{2} (2\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} 2\beta)$$

Dacă se dezvoltă în serie $\operatorname{tg} \beta$ și $\operatorname{tg} 2\beta$ și se consideră primii doi termeni, se obține:

$$\delta b = \frac{a}{2} \left[2\beta + \frac{2\beta^3}{3} - 2\beta \frac{(2\beta)^3}{3} \right] = -\frac{a}{2} \cdot \frac{6\beta^3}{3} = -a \cdot \beta^3 \text{ [rad]}$$

Rezultă că această eroare crește foarte repede cu unghiul β de rotire al oglinzii. Aceasta conduce la unghiuri de rotire foarte mici pentru aparatele construite după această schemă.

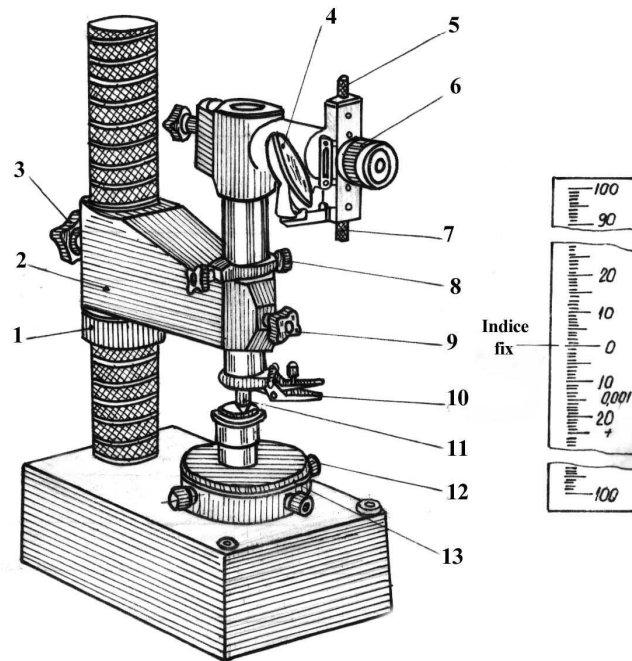


Fig. 8.21. Optimetrul vertical

La măsurare aparatul se reglează la zero pentru dimensiunea D_0 folosind cale plan-paralele și măsoară prin comparație. Pentru reglare, brațul (2) se ridică sau se coboară până când palpatorul (11) vine în contact cu suprafața blocului de cale, care se așează pe masa 13, după care se blochează. Iluminarea scării gradate, care se observă prin ocularul (6), se face orientând oglinda (4), care transmite lumina printr-o fantă. Se reglează ocularul (6) până se obține cu claritate imaginea scării gradate. De la dispozitivul (7) se aduce reperul zero de pe scară în dreptul indicelui fix din planul focal.

La măsurare scara gradată ocupă o anumită poziție, când se citește valoarea Δ în dreptul indicelui fix. Valoarea dimensiunii măsurate se stabilește cu relația: $D = D_0 \pm \Delta$.

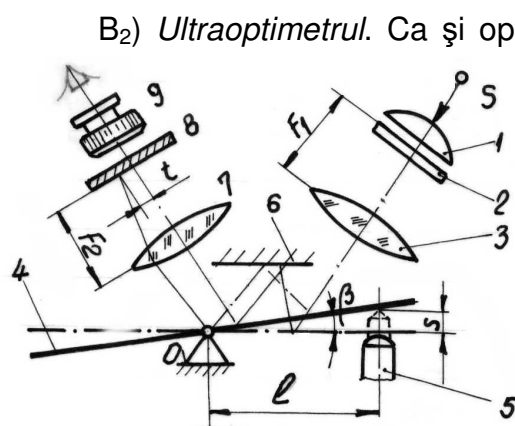


Fig. 8.22. Ultraoptimetrul

$$K = \frac{t}{s} = \frac{f_2 \cdot \operatorname{tg} 4\beta}{l \cdot \operatorname{tg} \beta} \approx \frac{4f_2 \cdot \beta}{l \cdot \beta} \approx \frac{4f_2}{l} \quad (8.31)$$

Caracteristicile aparatului: valoarea unei diviziuni 0,0002 mm, domeniul de măsurare $\pm 0,02$ mm.

Aparatul, având o precizie ridicată, este folosit la verificarea calibrului plan-paralele.

B₁) *Optimetrul*. Este un aparat care are ca principiu de funcționare schema din figura 8.20. Aparatul măsoară dimensiuni exterioare și este reprezentat constructiv, în figura 8.21.

Optimetrul vertical are caracteristicile: valoarea unei diviziuni 0,001 mm, domeniul de măsurare $\pm 0,1$ mm; scara gradată are ± 100 diviziuni.

Optimetrul se poate monta și pe suporturi orizontali, caz în care aparatul poartă denumirea de optimetru orizontal, cu care se măsoară dimensiuni interioare (alezaje).

C) **Aparate optice.** În această categorie există o mare diversitate de aparate pentru măsurat lungimi și unghiuri, fiind precise, stabile și sigure. În general, aparatele optice conțin în structura lor următoarele subansamble principale: dispozitive de iluminat, microscopie sau lunete de poziționare a măsurandului și a măsurii, dispozitive de captare sau interpolare. Cele mai utilizate aparate optice folosite în construcția de mașini sunt:

C₁) **Microscopie.** Sunt aparate la care poziționarea măsurandului se face optic, iar măsurarea se face mecanic sau electronic. Sunt utilizate pentru măsurarea mărimilor de lungime, a unghiurilor, a razelor de curbură, a filetelor, profilelor, etc.

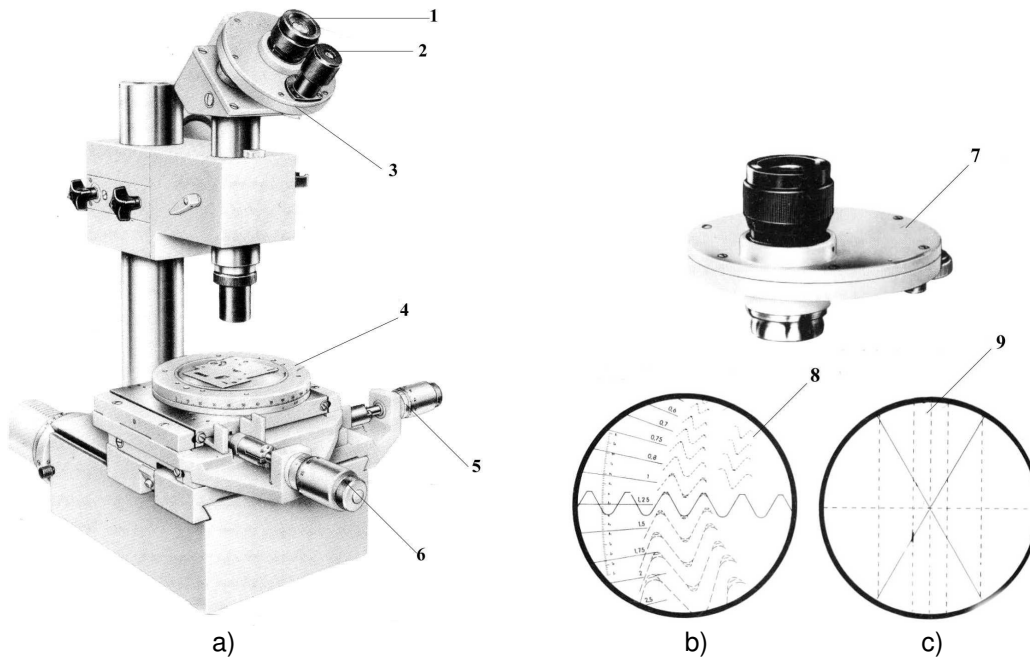


Fig. 8.23. Microscopul

a) vedere generală; b) ocularul revolver; c) ocular pentru unghiuri

În figura 8.23.a este prezentată o vedere generală a microscopului, constituit din următoarele: masa (4), pe care se așează măsurandul, care poate avea o mișcare de rotație, când se fac măsurări în coordonate polare și mișcare după două direcții rectangulare, mișcare ce se realizează prin intermediul tamburelor micrometrice (5) și (6). Imaginea elementului de măsurat se formează în planul focal al ocularului (3). În ocularul (1) apare o rețea de fire reticulare de forma celei din figura 8.23.c, care se poate roti cu anumite unghiuri, unghiuri ce se citesc prin ocularul (2). Microscopul mai poate fi prevăzut cu capete oculare speciale, cum sunt: capul ocular revolver, pentru măsurarea filetelor, pe care sunt fixate profilele teoretice ale filetelor (fig. 8.23.b), capete oculare pentru măsurarea razelor de curbură, etc. La microscopie moderne, tamburele micrometrice au fost înlocuite cu traductoare inductive, mărind precizia de măsurare, deplasările mesei (4) făcându-se cu precizia de 0,001 mm.

C₂) **Aparatul de măsurat lungimi Abbe vertical.** Aceste aparate servesc la măsurarea directă sau indirectă (prin comparație) a lungimilor. Schema de principiu a acestuia este prezentată în figura 8.24.

Aparatul se compune din tija palpatoare (2), prevăzută cu vârf de măsurare (1), iar la celălalt capăt este în legătură, prin intermediul unui sistem cu scripeți (8), (10), cu contragreutatea (6) cufundată în cilindrul (5)

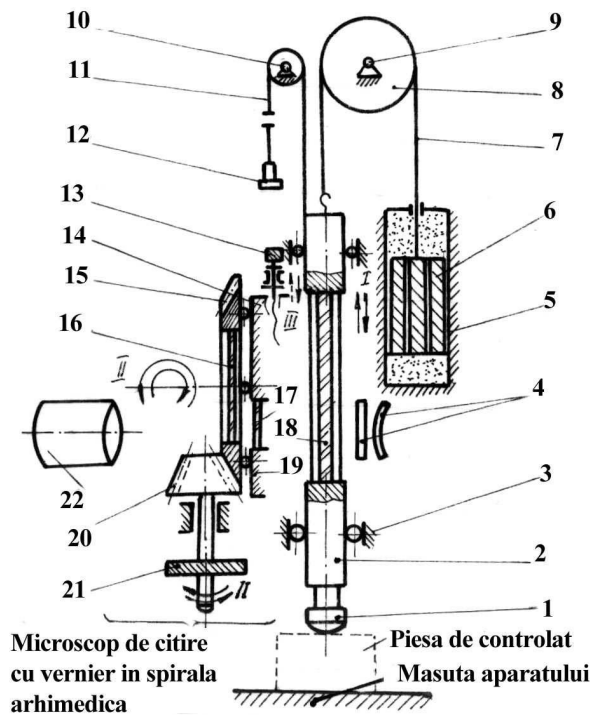


Fig. 8.24. Aparatul Abbe vertical

umplut cu ulei. Acest sistem asigură o forță de măsurare cât mai constantă pe toată lungimea de măsurare. Pe tija palpatoare (2) este fixată rigid o scară milimetrică, transparentă, prevăzută cu 100 diviziuni. Scara gradată (18) este iluminată de sistemul (4) și imaginea ei apare în microscopul prevăzut cu interpolator spirală arhimedică. Acest interpolator este format din două plăci de sticlă, una superioară (16), mobilă, cu posibilitate de rotire de la dispozitivul (20), (21), iar cealaltă (17), fixă, pe care este trasată o scară liniară cu lungimea de $l = 1$ mm, împărțită în zece părți, reprezentând scara zecimilor de milimetri. Pe suprafața sticlei

(16), mobilă, este trasată o rețea de spirale arhimedice duble (distanța dintre ele fiind de 0,012 mm) și o scară circulară micrometrică formată din 100 diviziuni. Pasul spiralei, $p = 0,1$ mm, ce reprezintă faptul că la o rotație completă a discului, un punct pe spirală se deplasează radial cu 0,1 mm.

Efectuarea măsurărilor. Pentru măsurarea dimensiunii unei piese se aduce tija palpatoare în contact cu masa aparatului, când se citește la microscop valoarea X_1 . Se ridică palpatorul, se așează măsurandul, după care se aduce palpatorul în contact cu suprafața superioară a măsurandului, când se citește X_2 . Mărimea măsurată va fi: $L = X_2 - X_1$.

Pentru dimensiuni $L > 100$ mm, aparatul se reglează la zero cu ajutorul calelor, iar dimensiunea măsurată va fi $L = L_0 + (X_2 - X_1)$ unde L_0 reprezintă dimensiunea calei de reglaj.

Efectuarea citirilor X_1 și X_2 . Valoarea unei citiri este formată dintr-o parte întreagă de milimetri, citiți direct pe scara (18), iar partea fracționară se citește astfel: pe scara zecimală se citesc multiplii ai zecimilor de milimetri, iar fracțiunile de zecimi se citesc pe scara circulară utilizând rețeaua de spirale. Pentru aceasta se rotește discul până ce două spirale alăturate încadrează perfect reperul scării milimetrice situat în câmpul scării zecimale.

Exemplu de citire (fig. 8.25). Se citește valoarea de 56 mm pe scara milimetrică, 0,8 mm (8 zecimi pe scara zecimală) și 83 μ m pe scara circulară. $X = 56,883$ mm.

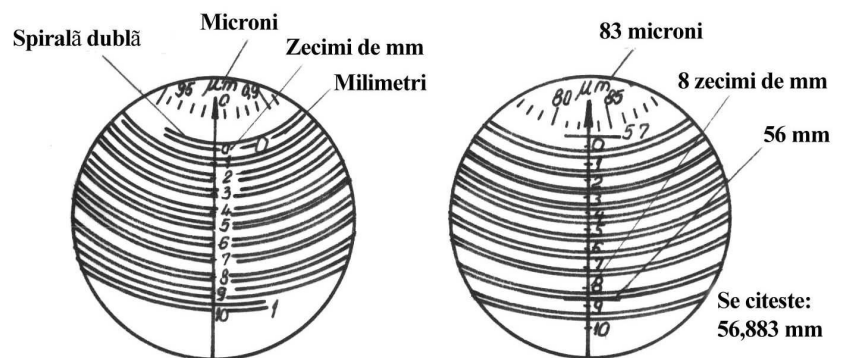


Fig. 8.25. Exemplu de citire

C₃) *Mașini de măsurat lungimi.* Sunt aparate de precizie pentru măsurat lungimi mari. În figura 8.26 este prezentată schema optico-mecanică, ce constă dintr-o măsură principală și două dispozitive de interpolare. Măsura principală R_1 este executată din oțel și prevăzută cu găuri în care sunt fixate lame plan-paralele prevăzute fiecare cu câte un reper dublu R . Distanțele dintre două lame, respectiv repere duble, este de 100 mm. Această măsură este interpolată cu ajutorul unui microscop (7) și rigla R_2 cu domeniul de măsurare 0 ... 100 mm și valoarea unei diviziuni 0,1 mm. Diviziunea scării R_2 este interpolată cu ajutorul unui optimetru (8) care are domeniul de măsurare $\pm 0,1$ mm și valoarea unei diviziuni 0,001 mm. Mașina de măsurat lungimi conține următoarele sisteme optice importante: sistemul de iluminare, sistemul de proiectare a scărilor gradate (1), (2), (3), (4), (5), (6) și sistemul de măsurare (7) și (8). Primul sistem este solidar cu pinola (9), cu care se deplasează simultan.

Principiul comparării măsurilor se realizează prin așezarea în planul antinodal obiect al obiectivului (4), în timp ce riglele R_1 și R_2 sunt situate în planele focale ale obiectivelor (4) și (5). Sistemul optic constituit din obiectivul (5) și prisma (6) formează imaginea reperului dublu pe o lamelă în planul scării gradate R_2 , scară care se află atât în planul focal al sistemului (5), cât și în planul obiect al microscopului de măsurare (7). Pinolele (11), cu ajutorul șurubului (12), se deplasează până ce reperul zero al scării R_2 este cuprins simetric în imaginea reperului dublu R , situație în care mașina se consideră reglată la zero. Cu ajutorul șurubului (10) se deplasează vârful pinolei (9) până când optimetrul (8) este reglat la zero. În timpul măsurării se deplasează pinola (9) până când un reper oarecare al scării gradate R_2 este poziționat simetric cu imaginea reperului dublu R . După aceasta se efectuează citirea la microscopul (7) și apoi la optimetrul (8).

Aparatul are caracteristicile: $D_m = 0 \dots 1000$ mm; $0 \dots 3000$ mm; $0 \dots 6000$ mm și $V_d = 0,001$ mm.

În figura 8.26.b se indică modul de citire pentru măsurarea dimensiunii M :

$$M = 800,0 + 8,4 + 0,024 = 808,424 \text{ mm}$$

adică, la microscop, pe scara R se citește valoarea $R = 800$ (lamela cu reper dublu are numărul de ordine 8, adică $8 \times 100 = 800$ mm), pe scara R_2 se citește direct $R_2 = 8,4$ mm, iar la optimetru se citește valoarea $24 \times 0,001 = 0,024$ mm.

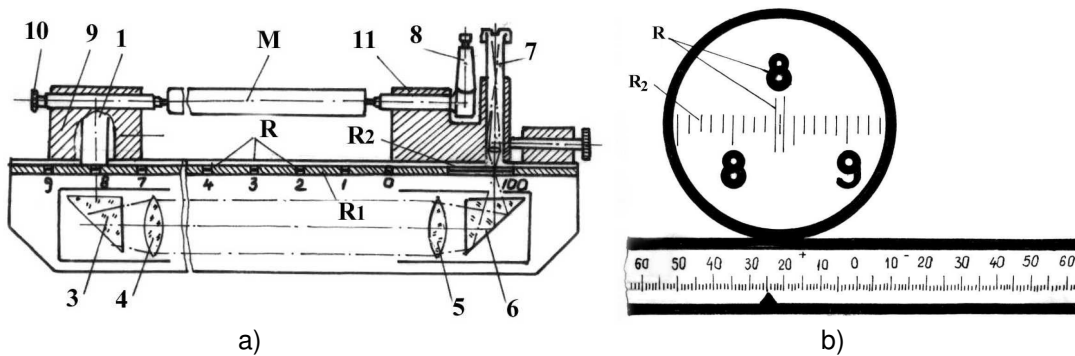


Fig. 8.26. Mașină de măsurat lungimi

C₄) *Proiectoare.* Sunt aparate optice care proiectează pe un ecran conturul mărit al măsurandului. Fiind prevăzută cu dispozitive de măsurare, poate efectua măsurări în coordonate polare și rectangulare. Se utilizează

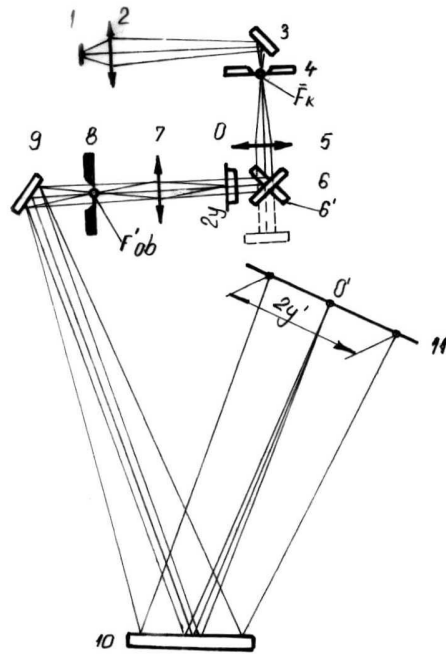


Fig. 8.27. Schemă optică

atât în laboratoare, cât și în ateliere pentru controlul filetelor, danturilor de roți dințate, profilelor, unghiurilor, etc. O largă utilizare o au la verificarea elementelor de mecanică fină.

Schema de principiu este prezentată în figura 8.27, compusă dintr-un dispozitiv de iluminare (1), (2), ..., (5), care trimite lumina telecentric asupra obiectivului O de mărime $2y$. Obiectivul (7) formează imaginea de mărime $2y'$ pe ecranul (11). Oglindzile (3), (6), (9) și (10) servesc la devierea fascicului luminos. Caracteristica principală a proiectoarelor este mărirea transversală, exprimată prin:

$$\beta = \frac{y'}{y} = 10; 20; 50; 100$$

Erorile maxime care se produc sunt date de relațiile:

$$\Delta L = \pm \left(5 + \frac{L}{4} + \frac{H \cdot L}{2000} \right) \mu\text{m}; \quad \Delta \alpha = \pm \left(0,2 + \frac{H}{f} \right) \text{ grade} \quad (8.32)$$

unde: L – lungimea măsurandului, în mm;

H – înălțimea măsurandului, în mm;

f – lungimea laturilor unghiului, în mm, când se măsoară unghiuri.

D) **Aparate electrice.** Se bazează pe transformarea mărimilor neelectrice (lungimi, unghiuri, etc.) în variații ale unor mărimi electrice și apoi măsurarea acestor variații cu ajutorul unor circuite electronice. Dispozitivele care transformă mărimile neelectrice în variații ale mărimilor electrice se numesc traductoare.

După tipul traductorului, aparatele electrice se clasifică în:

- aparate electrice cu traductoare cu contact;
- aparate electrice cu traductoare inductive;
- aparate electrice cu traductoare rezistive.

Aparatele electrice s-au perfecționat continuu datorită unor avantaje față de celelalte aparate, cum ar fi:

- prezintă sensibilitate și precizie ridicate;
- permit măsurări la distanță;
- posibilități multiple de automatizare a procesului de măsurare.

D₁) **Aparate cu traductoare cu contacte electrice.** Au ca principiu de funcționare transformarea deplasării tijei palpatoare, care vine în contact cu măsurandul, în închiderea sau deschiderea unor contacte electrice.

În procesul de măsurare servesc la a stabili dacă dimensiunile sunt cuprinse între anumite limite. Aceste aparate nu sunt prevăzute cu dispozitive de citire, însă sunt prevăzute cu dispozitive de semnalizare optice, care indică dacă măsurandul este bun sau rebut. În funcție de destinație, aparatele electrice cu contacte sunt cu un contact, cu două contacte sau cu mai multe contacte.

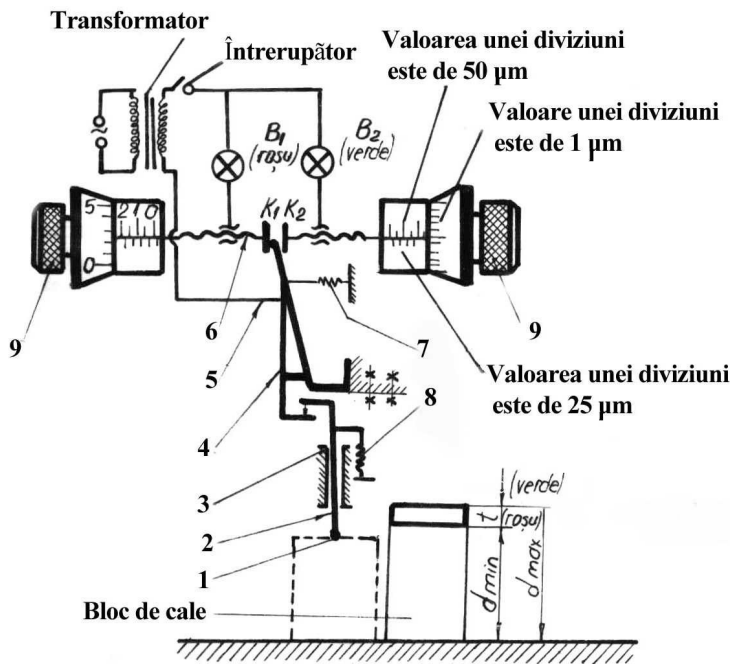


Fig. 8.28. Schema de principiu

Aparate electrice cu două contacte (fig. 8.28). La aceste aparate, deplasările tijei palpatoare (2) sunt transmise unei pârghii elastice (4), la care o extremitate oscilează între două contacte K_1 și K_2 . În timpul controlului, contactele K_1 și K_2 se închid sau se deschid, funcție de dimensiunea efectivă a măsurandului de controlat. Astfel, dacă se închide contactul K_1 se aprinde becul B_1 , de culoare roșie, care indică faptul că $d < d_{\min}$, iar dacă se închide contactul K_2 , se aprinde becul B_2 , de culoare verde și rezultă că $d > d_{\max}$. Dacă la măsurare nu se închide nici unul din cele două contacte, nu se aprinde nici un bec, situație în care $d_{\min} < d < d_{\max}$. Distanța dintre cele două contacte K_1 și K_2 reprezintă mărimea toleranței și care se reglează de la tamburele micrometrice (9). Reglarea aparatului pentru o cotă prevăzută cu toleranță se face utilizând cale plan-paralele.

De exemplu, pentru dimensiunea $\varnothing 60^{+0,02}_{-0,05}$ mm se formează două blocuri de cale cu valorile:

$$d_{c1} = d_{\min} = N + ei = 60 - 0,05 = 59,95 \text{ mm}$$

$$d_{c2} = d_{\max} = N + es = 60 + 0,02 = 60,02 \text{ mm.}$$

Se așează de cale cu dimensiunea 59,95 mm pe masa aparatului și se aduce palpatorul în contact cu blocul de cale, prin deplasarea aparatului pe verticală, până se constată că s-a stins becul roșu, utilizând reglajul fin. Analog se procedează pentru blocul de cale cu dimensiunea de 60,02 mm, până când se aprinde becul verde.

Aparatul reprezentat în figura 8.28 are următoarele caracteristici: $D_m = \pm 0,030 \text{ mm}$; $V_d = 0,001 \text{ mm}$.

D₂) *Aparate cu traductoare inductive.* Au ca principiu de funcționare transformarea variației mărimii de măsurat în variația inductanței unei bobine prin modificarea distanței dintre o armătură și miezul magnetic sau prin modificarea poziției miezului magnetic față de bobină, la traductoarele cu miez mobil.

Primul tip de traductor, cu armătură mobilă, se folosește la măsurarea deplasărilor liniare mici.

Relația de legătură dintre variația inductanței L a bobinei și mărimea de măsurat δ are aspectul:

$$Z = \sqrt{X_L^2 + R^2}; Q = \frac{X_L}{R} \gg 1 \Rightarrow Z \approx X_L = 2\pi \cdot f \cdot L$$

$$L = \frac{4\pi \cdot n^2 \cdot A_0}{\delta} \cdot 10^{-9} \text{ H} \Rightarrow Z = \frac{8\pi^2 \cdot n^2 \cdot f \cdot A_0}{\delta} = \frac{K}{\delta}$$

unde: Z – impedanța, în Ω ;
 f – frecvența curentului, în Hz;
 L – inductanța bobinei, în H;
 R – rezistența bobinei, în Ω ;
 δ – întrefierul, în mm;
 A_0 – secțiunea întrefierului, în mm^2 .

Dacă Z reprezintă impedanța circuitului în care se află bobina traductorului și Q reprezintă factorul de calitate al bobinei, se poate stabili relația dintre variația impedanței Z și mărimea de măsurat de forma $Z = \frac{K}{\delta}$,

$K = 8\pi^2 \cdot n^2 \cdot f \cdot A_0$, constantă.

Aparatele electronice cu traductoare se construiesc având mai multe domenii de măsurare, cu precizii diferite. Cu cât domeniul este mai mic, cu atât precizia este mai mare. Pentru aparatul electronic GN 22, cu traductor inductiv, de fabricație TESA, caracteristicile principale sunt următoarele:

$D_m = \pm 300; \pm 100; \pm 30; \pm 10; \pm 3 \mu\text{m}$;
 $V_d = 10; 5; 1; 0,5; 0,1 \mu\text{m}$.

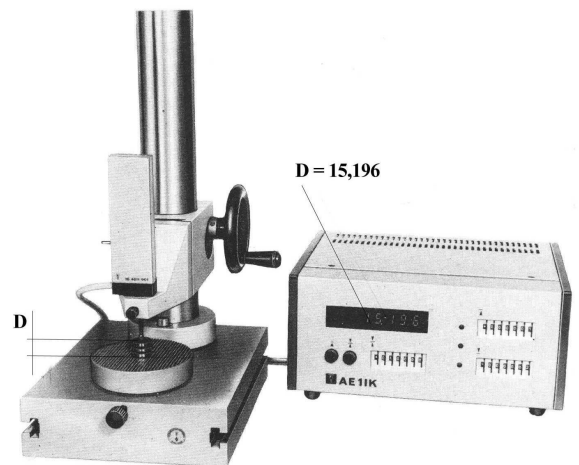


Fig. 8.29. Aparat cu traductor inductiv

E) **Aparate pneumatice.** Au ca principiu de funcționare transformarea mărimii de măsurat în variație a presiunii sau a debitului unui curent de aer care trece printr-un orificiu calibrat.

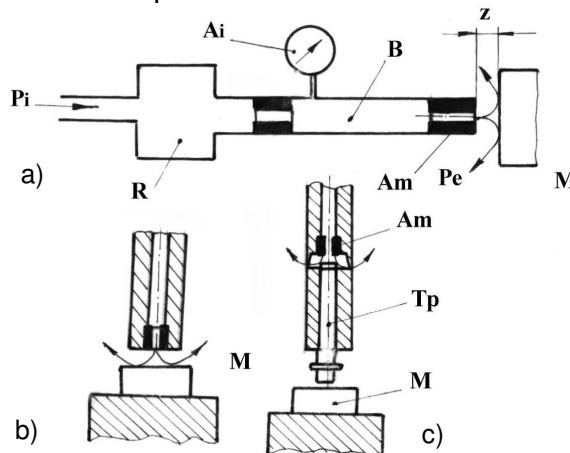


Fig. 8.30. Schemă de principiu

Schema de principiu (fig. 8.30). De la o sursă, aerul intră cu presiunea p_i într-un regulator R (stabilizator de presiune) care realizează o presiune constantă p_0 în camera B , situată între ajustajele A_1 și A_m cu secțiunile f_1 și f_m . Aerul se scurge în atmosferă prin ajustajul de secțiune f_m . Dacă în fața ajustajului A_m se aduce o suprafață la distanța z , atunci aria de scurgere a aerului, suprafața laterală a unui cilindru ($f_m = \pi \cdot d_m \cdot z$) variază cu distanța z . Presiunea aerului din camera B

capătă o variație care se citește la aparatul A_i :

$$\Delta p = f(z).$$

Aparatul A_i este gradat în unități de lungime. Aceste aparate se reglează cu etaloane, cale plan-paralele sau calibre și măsoară prin comparație. Măsurarea se poate face fără contact mecanic (fig. 8.30.b) sau cu contact mecanic (fig. 8.30.c), când tija palpatoare T_p vine în contact cu măsurandul M cu o extremitate, iar cealaltă extremitate palpează curentul de aer ce se scurge prin ajustajul A_m .

După parametrul pneumatic care se măsoară, deosebim:

- aparate pneumatice bazate pe măsurarea presiunii - $\Delta p = f(z)$;
- aparate pneumatice bazate pe măsurarea debitului - $\Delta Q = f(z)$;
- aparate pneumatice bazate pe măsurarea vitezei de scurgere $\Delta v = f(z)$.

E₁) Aparate pneumatice bazate pe măsurarea presiunii

Pe principiul măsurării presiunii se cunosc mai multe tipuri constructive de aparate. Astfel, în figura 8.31 se prezintă schema de principiu a aparatului pneumatic cu manometru cu apă (de tip Solex) în formă de U.

Aerul, cu presiunea $p_i = 3 \div 5 \text{ daN/cm}^2$, intră într-un tub (1), numit regulator, cufundat pe lungimea H într-un rezervor cu apă. În camera (3) aerul intră la o presiune p_0 constantă, egală cu coloana de apă H . Variația dimensiunii măsurandului M provoacă variația mărimii z , respectiv a secțiunii de ieșire a aerului în atmosferă. Aceasta produce variația presiunii p_0 din camera (3), care se măsoară la manometrul cu apă (4) prin mărirea h . Presiunea este dată de relația:

$$h = \frac{H}{1 + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2} = \frac{H}{1 + a \cdot z^2} \tag{8.33}$$

unde: f_2 – secțiunea ajustajului la ieșirea aerului în atmosferă;

$$f_2 = \pi \cdot d_2 \cdot z$$

f_1 – secțiunea ajustajului la intrarea în camera (3);

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

$$a = \left(\frac{4d_2}{d_1^2}\right)^2$$

Variația nivelului lichidului se citește pe scara (5), divizată în μm și etalonată cu cale plan-paralele.

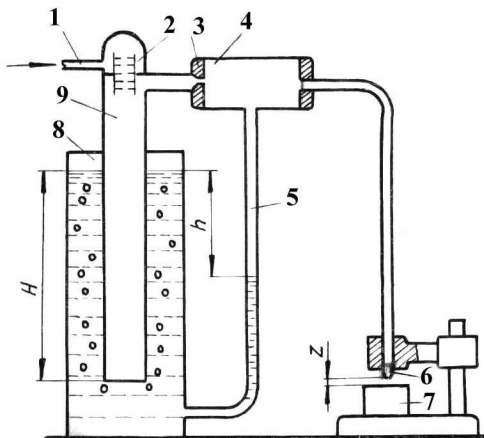


Fig. 8.31. Aparat tip Solex

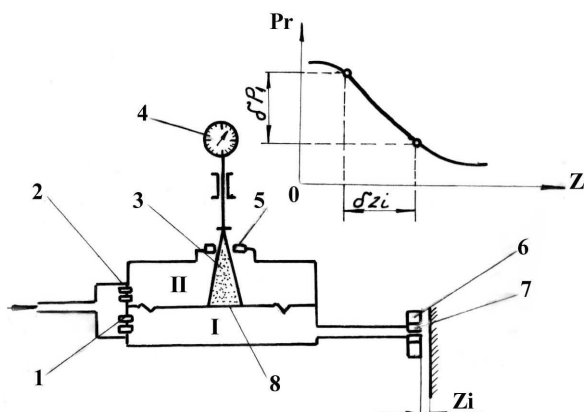


Fig. 8.32. Aparat tip Superjet

E₂) *Comparatoare pneumatice "Superjet"*. Funcționează pe principiul scurgerii aerului la viteze sonice, precum și pe principiul punții Weastone, cu posibilitatea de autocompensare a dezechilibrului acesteia cu ajutorul unei duze de autocompensare.

În figura 8.32 este prezentată schema de principiu a aparatului Superjet. Variația distanței z_i , datorată variației dimensiunii piesei de măsurat, provoacă variația presiunii în camera de măsurare I. Diferența de presiune a camerei I față de camera de compensare II va provoca deplasarea membranei de măsurare (8) și a indicatorului (3) de la supapa de compensare (5), în sensul dezechilibrului sistemului. Deplasarea membranei (8) și respectiv a indicatorului (3), citită la comparatorul (4), gradat în μm ($\pm 40 \mu\text{m}$), are loc până la anularea dezechilibrului de presiune dintre cele două camere, adică până când cele două presiuni devin egale. Rezultă că abaterile dimensionale reprezentate prin δz_i , se transformă în variație de presiune δp_i , variație convertită în μm cu ajutorul comparatorului cu cadran (4). Presiunea de intrare a aerului este de 5 daN/cm^2 , consumul de aer fiind de $4 - 6 \text{ m}^3/\text{h}$ la o pereche de duze de măsurare cu diametrul $\varnothing 8$ (H8).

E₃) *Aparate pneumatice bazate pe măsurarea debitului.*

Aparatul se bazează pe o dependență între variația distanței z și variația corespunzătoare a debitului de aer ce se scurge în atmosferă, la presiune constantă, printr-un ajutoraj. În figura 8.33.a este prezentată schema de principiu a comparatorului pneumatic cu rotametrul tip Sheffield. Aerul, după ce trece prin filtrul (1) și stabilizatorul de presiune (2), intră în tubul de sticlă conic (3), în interiorul căruia se află un flotor (4). Aerul trece prin spațiul inelar dintre suprafața flotorului și a corpului de sticlă, ajungând la calibrul tampon (5). Calibrul tampon duză (fig. 8.33.b) se folosește pentru verificarea alezajelor cu diametru mare. Conține orificii calibrate (6) și (9), un canal longitudinal (7), un canal transversal (8) și orificiu pentru ieșirea aerului (10). În funcție de spațiile libere z_1 și z_2 dintre suprafața alezajului și a calibrului, cantitatea de aer care se scurge în atmosferă va fi diferită. Pentru o anumită mărime a jocului $z = z_1 + z_2$, se stabilește o cantitate de aer care trebuie să treacă, la o anumită viteză și o anumită presiune, care ține flotorul în echilibru dinamic. La modificarea lui z se modifică și poziția flotorului. Citirea se face pe scara (S), în dreptul flotorului (4), cu precizia de $1 \mu\text{m}$. Aparatul se reglează cu ajutorul unor calibre inel la dimensiunea de control: un calibrul inel cu dimensiunea de control corespunzătoare limitei superioare a toleranței, iar celălalt calibrul inel având dimensiunea de control corespunzătoare limitei inferioare a toleranței.

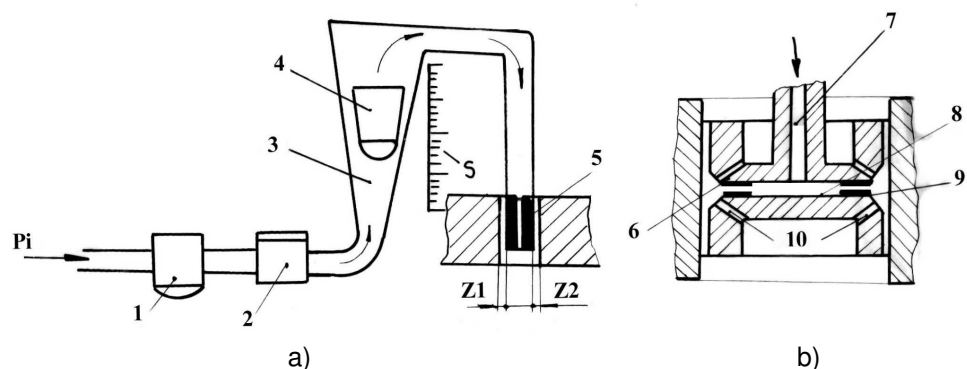


Fig. 8.33. Comparator pneumatic cu rotametrul
a) schema de principiu; b) calibrul tampon duză

E₄) *Aparate pneumatice bazate pe măsurarea vitezei.* Aceste aparate pot fi cu ajutaje de tip Venturi (A_v – fig. 8.34.a) sau cu rezistență electrică (fig. 8.34.b). La primul tip de aparat variază viteza în ajustaj în funcție de z , iar la al doilea tip, variază temperatura și deci rezistivitatea rezistenței (3) și, ca urmare, se dezechilibrează puntea (2), dezechilibrul fiind indicat de aparatul (4).

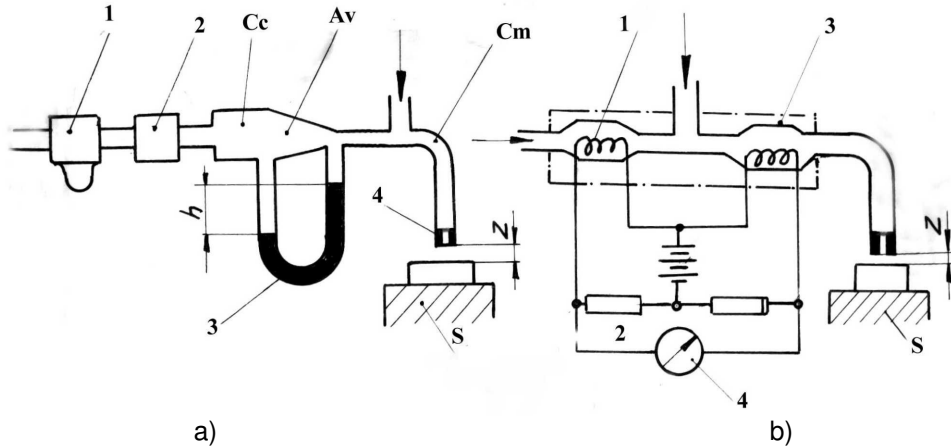


Fig. 8.34. Aparate pneumatice bazate pe măsurarea vitezei
a) cu tub Venturi; b) cu rezistență electrică

Aparatele pneumatice prezintă simplitate în construcție și funcționare, uzură nulă, cost minim, separarea capului de măsurare de aparat, etc. Aceste aparate nu permit măsurarea precisă a pieselor cu abateri de formă și cu suprafețe rugoase. De asemenea, este necesară o întreținere specială, o supraveghere atentă și permanentă.

F) Mijloace pentru măsurarea unghiurilor

În construcția de mașini, piesele pot avea suprafețe înclinate sub diferite unghiuri prescise și indicate pe desene. Unitățile de măsură pentru unghiurile plane sunt: radianul, gradul sexagesimal și gradul centizimal.

Radianul reprezintă unghiul plan, cu vârful în centrul unui cerc, care subîntinde pe circumferință un arc a cărui lungime este egală cu raza cercului.

Gradul sexagesimal reprezintă a 360-a parte din unghiul unei circumferințe: $1^\circ = 60'$ și $1' = 60''$.

Gradul centizimal reprezintă a 400-a parte din unghiul unei circumferințe: $1^g = 100^\circ$ și $1^\circ = 100^{cc}$.

$$1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ rad} = 0,0174527 \text{ rad}; 1^g = \frac{\pi}{2 \times 100} \text{ rad}; 1 \text{ rad} = \frac{360^\circ}{2\pi} = 57^\circ 17' 44''$$

Măsuri pentru unghiuri. Măsura pentru unghiuri este un mijloc de măsurare care materializează una sau mai multe valori ale unității de măsură a unghiului. Măsurile pot fi terminale și cu repere.

F₁) *Cale unghiulare.* Sunt măsuri terminale sub formă de corpuri prismatice, din oțel, cu fețele înclinate sub diferite unghiuri, stabilite cu precizie mare. Calele unghiulare pot fi: etalon de ordinul I, II, III, IV și de lucru, în clasele de precizie 0, 1 și 2. Ele se construiesc în garnituri de cale, ale căror valori acoperă un anumit domeniu de măsurare. De exemplu, calele de formă patrulateră cu patru unghiuri active acoperă intervalul de la 80° la 100°. Calele triunghiulare (fig. 8.35.a) cu un singur unghi activ,

acoperă domeniul de valori ale unghiurilor de la 10° la 79° . Calele unghiulare se pot grupa în blocuri de cale pentru a forma diferite valori ale unghiurilor. Astfel, în figura 8.35.c se prezintă modul de grupare pentru a forma unghiul α . În acest scop se folosesc suporti (1) și pene (2), cu ajutorul cărora se realizează blocurile de cale. Suprafețele active (de măsurare) sunt foarte netede, corespund clasei 13 de calitate.

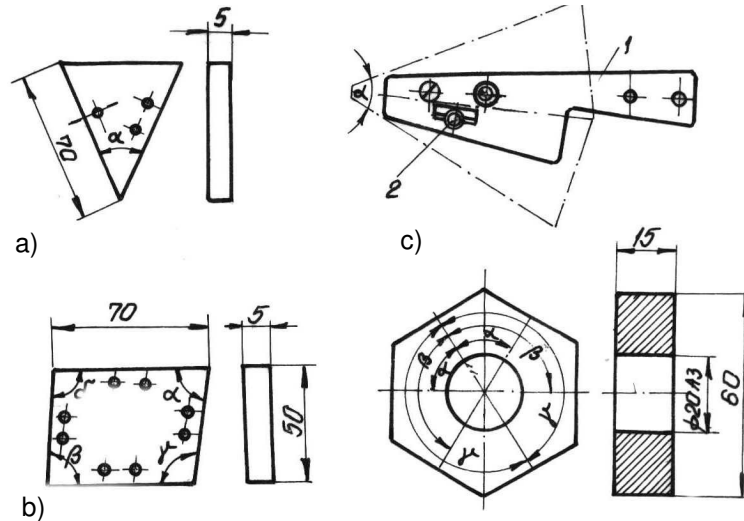


Fig. 8.35. Cale unghiulare

Măsurarea unghiurilor cu ajutorul calilor se bazează pe metoda fantei de lumină. Dacă fanta de lumină dintre fața calei și suprafața piesei se formează la baza calei, atunci unghiul calei este mai mic decât unghiul piesei ($\alpha_c < \alpha_p$, fig. 8.36.a). Dacă fanta se formează la vârf, avem $\alpha_c > \alpha_p$.

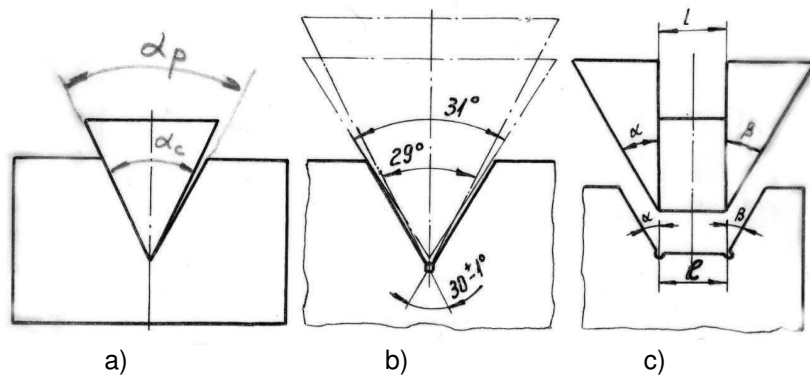


Fig. 8.36. Măsurarea unghiurilor prin metoda fantei de lumină

Mărimea fantei de lumină se apreciază, prin comparație, cu fante etalon cunoscute.

Pentru verificarea unui unghi cuprins între două limite se utilizează două blocuri de cale cu valori ale unghiurilor corespunzătoare valorilor limită ale unghiului piesei.

Spre exemplu, unghiul de verificat este $\alpha = 30^\circ \pm 1^\circ$ (fig. 8.36.b). Calele care se aleg au valorile $\alpha_1 = 31^\circ$ și $\alpha_2 = 29^\circ$. Dacă pentru α_2 fanta de lumină se formează la bază, iar pentru α_1 la vârf, rezultă că unghiul α este cuprins între limitele $\alpha_2 < \alpha < \alpha_1$. În figura 8.36.c se arată modul de măsurare.

Verificarea unghiurilor cu ajutorul calelor prin metoda comparației. Se

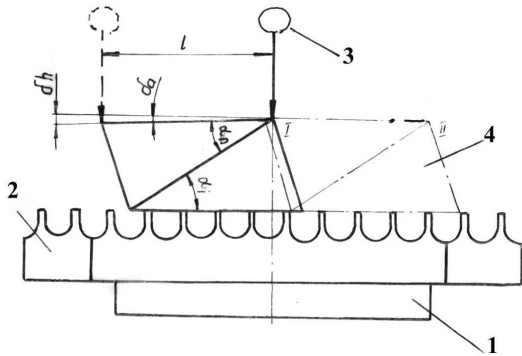


Fig. 8.37. Verificarea unghiurilor prin metoda comparației

formează un bloc de cale care are unghiul egal cu unghiul piesei de verificat, $\alpha_c = \alpha_p$. Se așează blocul de cale cu fața activă peste o față a unghiului piesei, astfel încât să formeze un paralelipiped. Acest paralelipiped (fig. 8.37) se așează pe o suprafață plană de măsurare (2) și se măsoară paralelismul dintre fața superioară a paralelipipedului și suprafața de măsurare cu ajutorul unui optimetru vertical (3).

Dacă δh reprezintă abaterea de la paralelism măsurată cu ajutorul optimetrului, atunci abaterea unghiului α_c față de α_p se determină cu relația:

$$\delta\alpha'' = \frac{\delta h}{l} \cdot 206265 \pm \Delta\alpha'' \tag{8.34}$$

unde: l – lungimea pe care s-a măsurat abaterea de la paralelism;
 $\Delta\alpha''$ - abaterea unghiului blocului de cale.

Din figura 8.37 se observă că dacă $\alpha_c = \alpha_p$, suprafețele sunt paralele și $\delta h = 0$, iar dacă $\alpha_c \neq \alpha_p$, cazul real, suprafețele au o abatere de la paralelism δh , care corespunde unei diferențe $\alpha_c - \alpha_p = \delta\alpha$. Eroarea limită de măsurare cu ajutorul acestei metode ajunge până la circa 5".

Mijloace pentru măsurarea directă a unghiurilor. Se cunosc numeroase aparate și instalații pentru măsurarea unghiurilor. Dintre acestea, vor fi prezentate numai cele care se folosesc curent în construcția de mașini.

F_2) *Raportoare*. Sunt instrumente cu care se măsoară direct mărimea unghiului. În general, un raportor se compune (fig. 8.38) dintr-un sector gradat fix (1), pe care se montează o riglă (4), împreună cu vernierul (8). Vernierul cuprinde 30 diviziuni, corespunzătoare unui unghi de 29°. Valoarea diviziunii de pe vernier este $V_v = 29/30 = 58'$. Rezultă că o diviziune de pe vernier (interpolator) este mai mică, față de o diviziune de pe scara

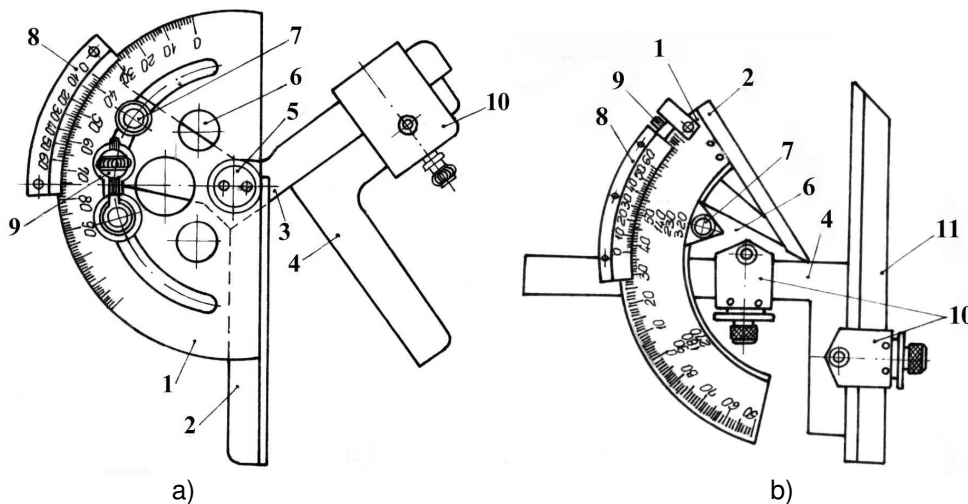


Fig. 8.38. Raportoare

raportorului, cu 2'. Citirea unghiului constă dintr-un număr întreg de grade, citit pe sectorul (1) în stânga reperului zero de pe vernier și dintr-un număr de minute, citit pe vernier, rezultat din înmulțirea numărului de ordine de pe vernier al unui reper, care se află în prelungirea unui reper de pe sector, cu valoarea 2'.

În figura 8.38.a este reprezentat un raportor care măsoară unghiuri de la 0 la 180°, iar în figura 8.38.b un raportor care măsoară în intervalul $0 \div 90^\circ$. Se întâlnesc raportoare la care citirea este optică și măsoară cu precizia 5'. Raportoarele se verifică cu ajutorul celerelor unghiulare în cel puțin cinci puncte, repartizate uniform pe scara divizată. Raportoarele cu precizia de citire 2' se controlează cu ajutorul celerelor: $15^\circ 10'$; $45^\circ 30'$; $60^\circ 40'$; $75^\circ 50'$. Eroarea de indicare nu trebuie să depășească $\pm 2'$.

F₃) *Cap divizor optic.* În construcția de mașini se folosesc pe scară largă capete divizoare pentru împărțiri unghiulare la prelucrarea pieselor, cât și pentru verificarea unghiurilor la centru. În acest scop s-au construit capete divizoare mecanice din ce în ce mai perfecționate. Totuși, acestea nu pot realiza precizia cerută la execuția unor piese de mare precizie. În aceste situații se folosesc capete divizoare optice. În figura 8.39 este reprezentat capul divizor optic, care constă dintr-un disc de sticlă gradat (10), fixat de o roată melcată (11). Roata primește mișcarea de rotație de la melcul (3) prin intermediul unei manete. Un microscop (13) servește la citirea unghiurilor de rotație ale axului principal pe scara circulară (10). În câmpul vizual al ocularului se află o scară gradată cu valoarea diviziunii de un grad, o altă scară cu valoarea diviziunii de 2' și, în sfârșit, o scară cu valoarea diviziunii de 10". Rezultă că precizia de măsurare a unghiurilor la centru cu ajutorul capului divizor optic este de 10".

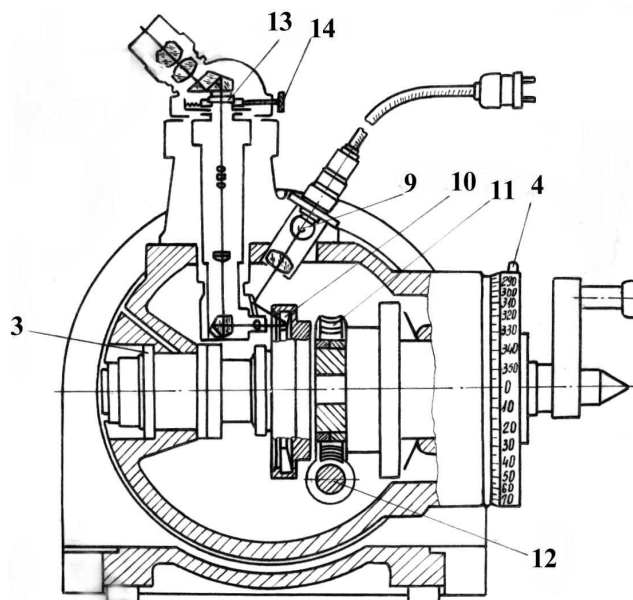


Fig. 8.39. Capul divizor optic

8.4. Principii de alegere a metodelor și mijloacelor de măsurare și control

Alegerea celor mai raționale metode și mijloace de măsurare este o problemă complexă care se realizează ținând seama de o serie de cerințe grupate în două categorii:

- *cerințe metrologice*, în care intră valoarea diviziunii aparatului (V_d), limitele de măsurare (L_{\min} , L_{\max}), forța de măsurare (F_m), etc.;
- *cerințe economice*, exprimate prin costul mijloacelor de măsurare, timpul de măsurare și reglare, stabilitatea reglării, etc.

La alegerea mijloacelor și a metodelor de măsurare, în unele situații pot avea un rol hotărâtor cerințele metrologice, în alte situații, cerințele economice sau chiar combinații ale celor două.

Pentru a se elabora o anumită metodologie de alegere a mijloacelor de măsurare s-au întocmit tabele cu erorile limită (ΔL) ale aparatelor de măsurat, în funcție de dimensiunea care controlează, mărimea toleranței de verificat (IT), exprimată prin clasa de precizie pentru arbori și alezaje. Pe baza datelor menționate și sistematizate sub formă de tabele, cuprinse în literatura de specialitate, au fost stabilite două metode de alegere a aparatelor de măsură.

a) Se stabilește, din tabel, eroarea limită a aparatului, în funcție de dimensiunea nominală și clasa de precizie:

$$\Delta L_a = f(N, C_p) \text{ } [\mu\text{m}]$$

unde: N – dimensiunea nominală;

C_p – clasa de precizie, după sistemul ISO de toleranțe și ajustaje.

În literatură sunt tabele cu tipurile de aparate, dimensiunile limită de măsurare și erorile lor limită. Cu valoarea ΔL_a se intră în acest tabel, în care, pentru N dat, se caută un ΔL care să corespundă cu valoarea căutată ($\Delta L \approx \Delta L_a$). Valoarea ΔL corespunde unui aparat sau mai multora și se alege acel aparat care să existe și să îndeplinească și cerințele economice.

Exemplu. Trebuie controlate dimensiunile unui lot de arbori $\varnothing 72f8$.

Pentru datele $N = 72 \text{ mm}$ și $C_p = 8$, din tabel rezultă $\Delta L_a = \pm 5 \mu\text{m}$. Din tabelul cu aparate, pentru $N = 72 \in (50 \dots 80) \text{ mm}$, rezultă $\Delta L = \pm 4,5 \mu\text{m}$. Această eroare corespunde aparatului "micrometru", cu valoarea diviziunii $V_d = 0,01 \text{ mm}$.

Deoarece $\Delta L < \Delta L_a$, aparatul ales se încadrează în cerințele impuse.

b) Aparatul de măsură poate fi stabilit pe baza relației:

$$V_d = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{20} \right) IT \quad \text{sau} \quad \Delta L_a \leq (5 \dots 20) \% \cdot IT$$

unde: V_d – valoarea diviziunii aparatului de măsurat;

IT – toleranța dimensiunii;

ΔL_a - eroarea limită a aparatului de măsură.

Pentru exemplul considerat, toleranța lui $\varnothing 72f8$ fiind de $40 \mu\text{m}$, rezultă $\Delta L_a = (2 \dots 8) \mu\text{m}$. Din tabelul aparatelor se obține $\Delta L = (5 \dots 9) \mu\text{m}$, care corespunde micrometrului cu $\Delta L = 9 \mu\text{m}$, respectiv același mijloc de măsură ca la prima metodă.

BIBLIOGRAFIE

1. Bagiu L. – *Toleranțe și măsurători tehnice*, Vol. 1 și 2, Universitatea Tehnică, Timișoara, 1992.
2. Dodoc P. – *Metode și mijloace de măsurare moderne în mecanica fină și construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1978.
3. Dragu D., ș.a. – *Toleranțe și măsurători tehnice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
4. Gheorghe D., Georgescu C., Baroiu N. – *Toleranțe și control dimensional*, Editura Scorpion, Galați, 2002.
5. Gheorghe D. – *Metrologie*, Editura Fundației Universitare, Galați, 2004.
6. Gheorghiu A., ș.a. – *Măsurarea, analiza și optimizarea calității produselor industriale*, Editura Tehnică, București, 1985.
7. Ilescu D., Vodă V. – *Statistică și toleranțe*, Editura Tehnică, București, 1977.
8. Ivan M., ș.a. – *Mașini unelte și control dimensional*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
9. Lăzărescu I., ș.a. – *Toleranțe și măsurători tehnice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969.
10. Lăzărescu I., ș.a. – *Cotarea funcțională și cotarea tehnologică*, Editura Tehnică, București, 1973.
11. Micu C., ș.a. – *Aparate și sisteme de măsurare în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1980.
12. Militaru C. – *Fiabilitatea și precizia în tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Tehnică, București, 1987.
13. Militaru C. – *Măsurări pneumatice în tehnologia construcțiilor de mașini*, Editura Tehnică, București, 1987.
14. Săveanu L., ș.a. – *Culegere de probleme de toleranțe, ajustaje și calibre*. Editura Tehnică, București, 1975.
15. Tarău I., Georgescu C., Otocol D. – *Precizia și calitatea la prelucrarea materialelor*, Editura Scorpion, Galați, 2002.