

**CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA BIELEI****1. ROLUL FUNCȚIONAL**

Biela este piesa mecanismului motor care transmite forța de presiune a gazelor de la piston (capul de cruce) la arborele cotit și care asigură transformarea mișcării alternative de translație a pistonului în mișcare de rotație a arborelui cotit (fig.11.1). La motoarele rapide și semirapide, biela asigură și conducerea uleiului la piston.

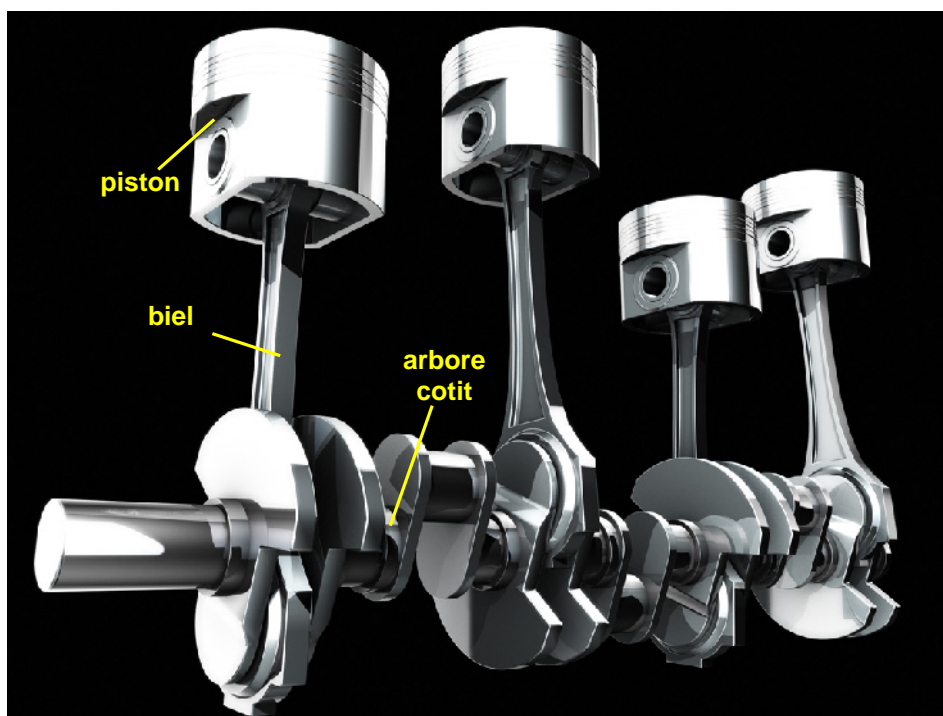


Fig.11.1

**2. CONSTRUCȚIA BIELEI**

Biela este compusă din trei părți (fig.11.2):

- a) **picioarul bielei** – partea articulată cu pistonul, prin intermediul bolului (la motoarele cu cap de cruce, picioarul se articulează cu traversa capului de cruce);
- b) **capul bielei** – partea articulată cu fusul maneton al arborelui cotit;
- c) **corpul bielei** – partea centrală a bielei.

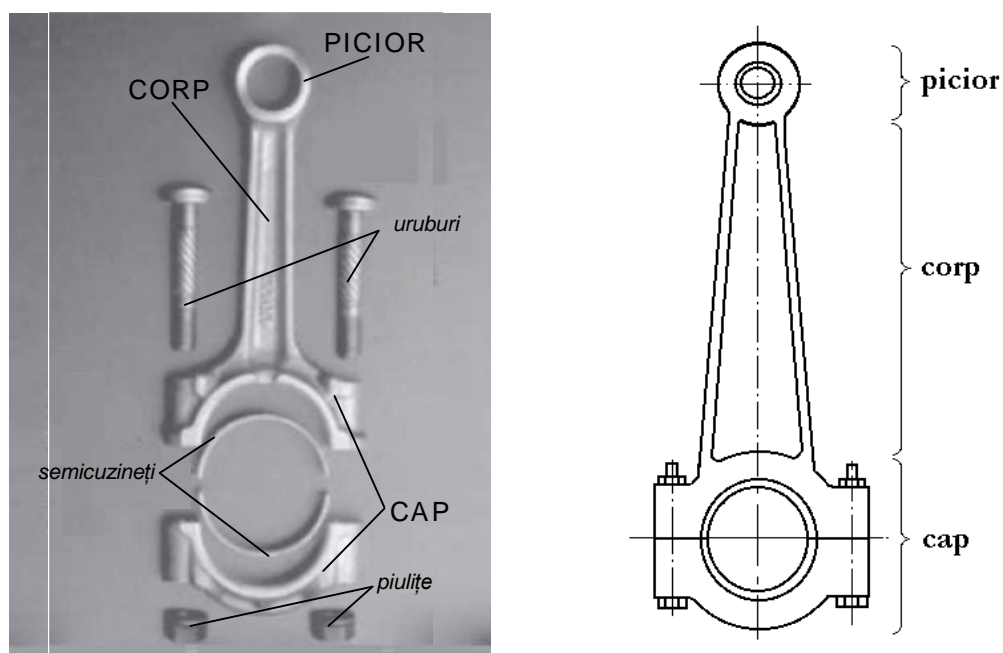


Fig.11.2

## 2.1. Construc ia piciorului bielei

Piciorul bielei are forma unui tub. Dacă ungerea se face prin stropire, se practică un orificiu sau o tăietură în partea superioară a piciorului (fig.11.3). Dacă uleiul este adus sub presiune, se practică un canal în corpul bielei. Atunci când este necesar să se asigure răcirea simplă a capului pistonului, prin jeturi de ulei, se prelungește canalul până la extremitatea superioară și se montează un pulverizator la capătul său.

În interiorul piciorului se presează o bucă din bronz, aluminiu, cupru sau alt material antifricțiune, numită cuzinet. Cuzinetul poate fi realizat dintr-o singură bucată (fig.11.4.a) sau secționat (fig.11.4.b). Este prevăzut cu dispozitive de asigurare împotriva deplasării axiale și a rotației sale în piciorul bielei. În cuzinet este prevăzut un canal inelar pentru dirijarea uleiului.

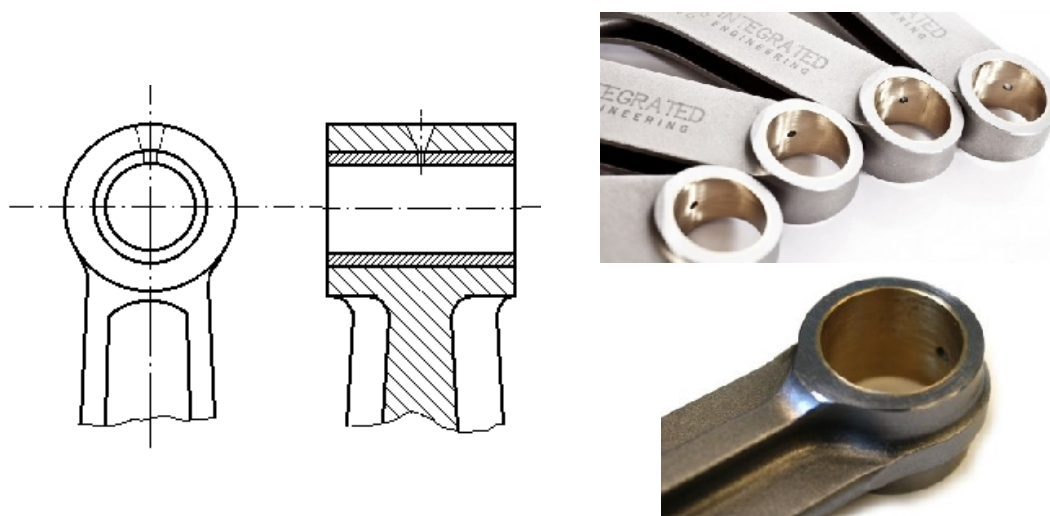


Fig.11.3



Fig.11.4

## 2.2. Construc ia corpului bielei

Solicitarea corpului bielei la flambaj este posibilă în două planuri (fig.11.5.a): în planul de mi care (planul de oscila ie) i într-un plan normal la planul de mi care, în care biela se consideră încastrată (planul de încastrare). Solicitarea la flambaj este de 4 ori mai mare în planul de oscila ie fa ă de cel de încastrare. Ca urmare, sec iunea corpului bielei trebuie să asigure un moment de iner ie de 4 ori mai mare în planul de oscila ie fa ă de planul de încastrare, utilizându-se cel mai adesea sec iunea dublu T, cunoscut și sub denumirea de sec iune I (fig.11.5.b i 11.6). Se mai utilizează la motoarele rutiere sec iunile + i H (fig.11.6). Sec iunea circulară (fig.11.5.c), mai simplă din punct de vedere constructiv, este utilizat numai la motoarele lente, de puteri mari.

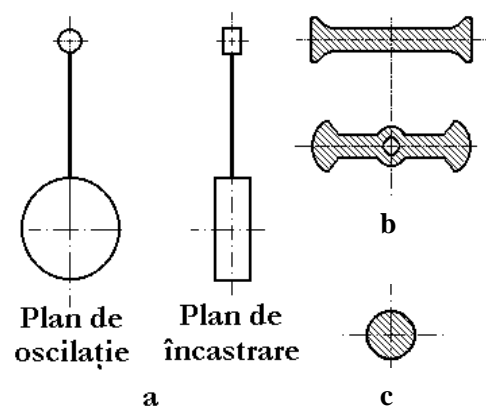


Fig.11.5



Fig.11.6

## 2.3. Construcția capului bielei

Capul bielei trebuie să satisfacă mai multe cerințe:

- să aibă rigiditate superioară, condiționată de funcționarea normală a cuzinetului;
- să aibă o masă redusă (forțe de inerție mici);
- să aibă dimensiuni reduse (determină forma carterului și face posibilă trecerea bielei prin cilindru la demontare-montare);
- să aibă o racordare largă cu corpul, pentru a atenua efectul de concentrare a tensiunilor.

Capul bielei este secționat, capacul separându-se de partea superioară a capului după un plan normal la axa bielei (fig.11.7.a) sau după un plan oblic (fig.11.7.b), înclinat de obicei la  $45^\circ$ , mai rar la  $30^\circ$  sau  $60^\circ$ .

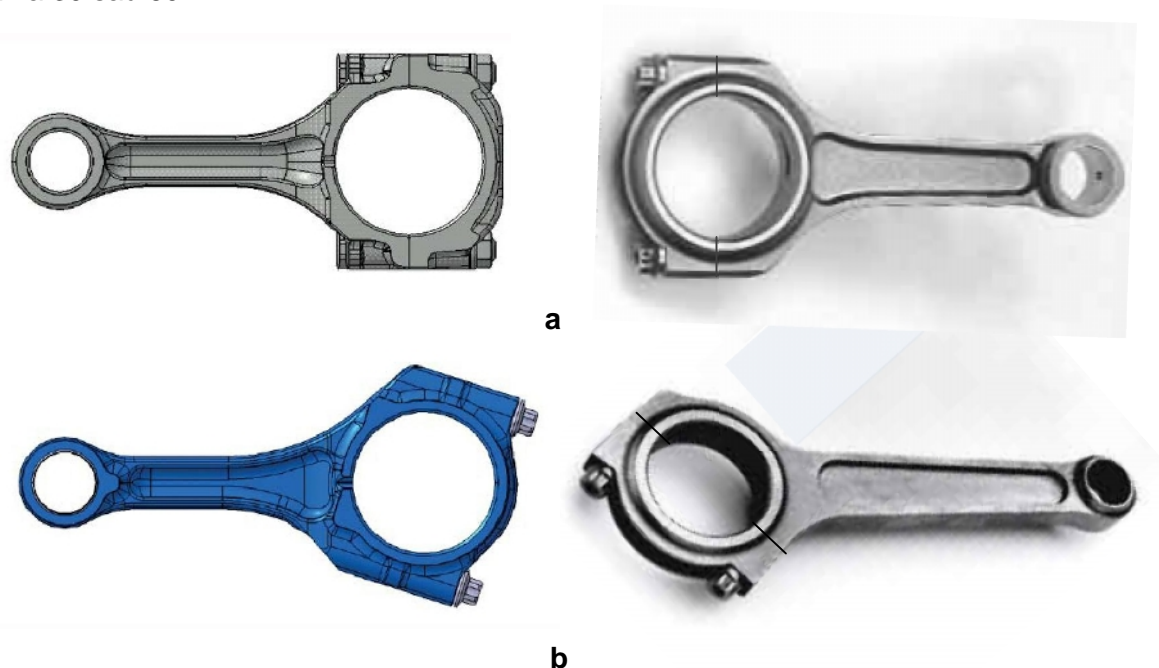


Fig.11.7

La motoarele de puteri mari, poate exista și posibilitatea de reglare a lungimii bielei și, implicit, a raportului de comprimare și a volumului camerei de ardere, cu ajutorul unor lămine fixate în capul bielei (fig.11.8).

Muchiile ascuțite din partea superioară a capului pot duce la ruperi (fig.11.9.a). De aceea, în această regiune se utilizează racordări largi (fig.11.9.b) sau degajări (fig.11.9.c).

Capacul bielei se rigidizează prin nervuri care sporesc însă masa bielei și dificultățile de fabricație. De asemenea, în partea superioară a capului poate fi practicat un orificiu prin care uleiul este proiectat de forță centrifugă.

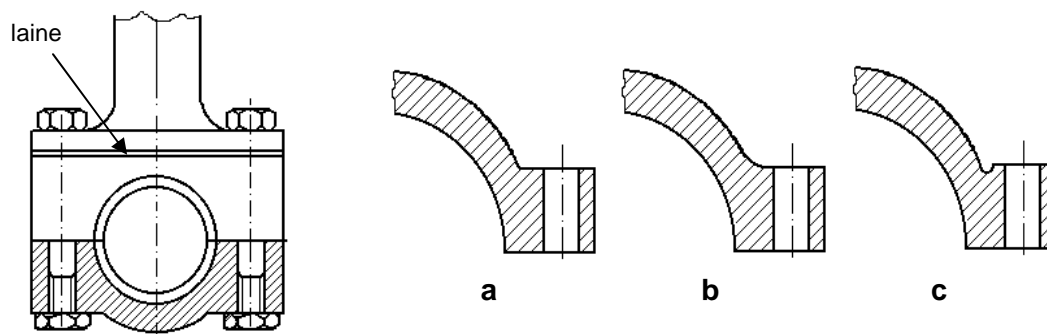


Fig.11.9

Fig.11.8



La motoarele cu cilindri dispuși în V, dacă biелеle care lucrează pe același fus maneton, ele sunt alăturate (fig.11.10), configurația lor fiind identică. În cazul ambielajului în furcă (fig.11.11), una dintre biелеle are capul în formă de furcă, iar cealaltă are capul normal; ambele biелеle lucrează asupra aceleiași buche. Acest tip de ambielaj nu este însă utilizat în actualele construcții de m.a.i.



Fig.11.10

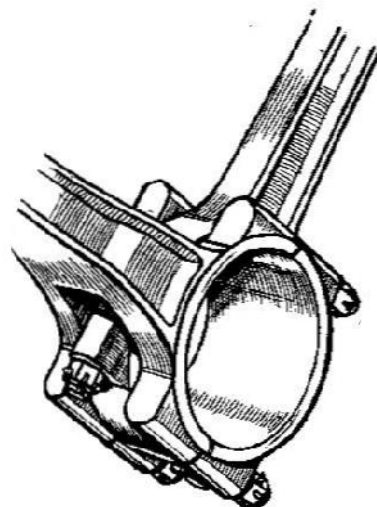


Fig.11.11

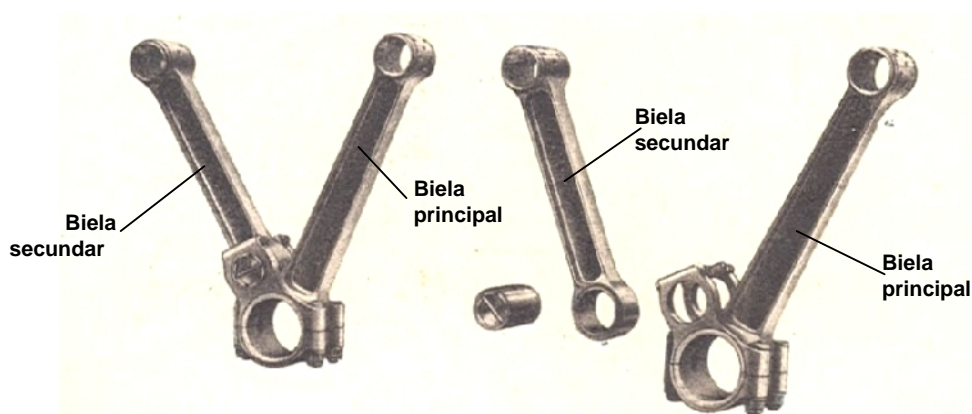
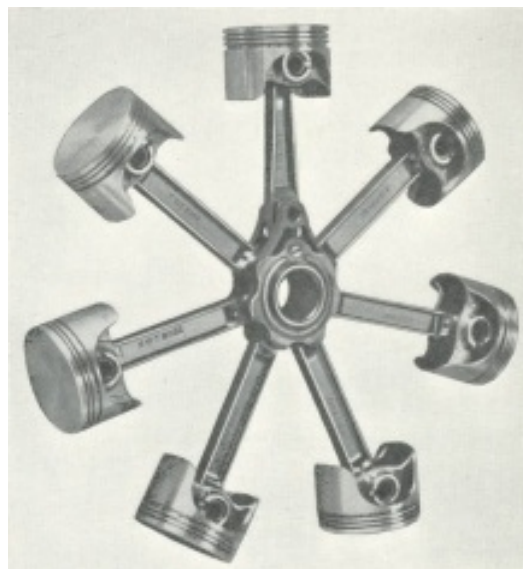


Fig.11.12

Tot la motoarele în V, mai poate fi utilizat mecanismul cu bielă principală și bielă secundară (fig.11.12). În acest caz, biela secundară (bieleta) transmite mișcarea bielei principale (bielei mamă) prin intermediul unui bol. Același tip de ambielaj este utilizat și la toate motoarele cu 3 sau

mai multe linii de cilindri, la care pe fiecare fus maneton este articulat o singur biel (biela principal), celelalte bie (bielele secundare) fiind articulate de capul bieii principale. În figura 11.13 sunt prezentate astfel de ambelaje pentru două motoare în stea, unul cu 7 linii de cilindri (fig.11.13.a) și cel alt cu 9 linii de cilindri (fig.11.13.b).



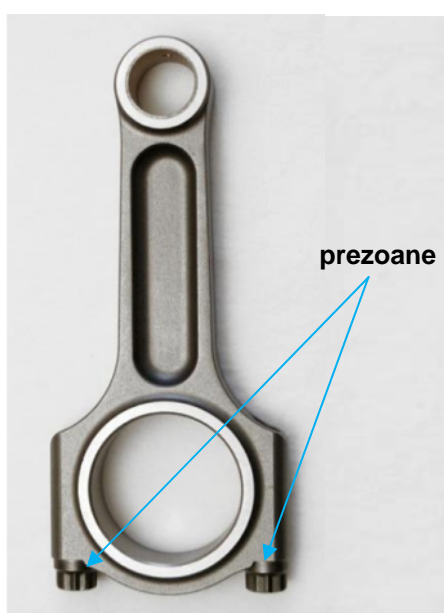
a



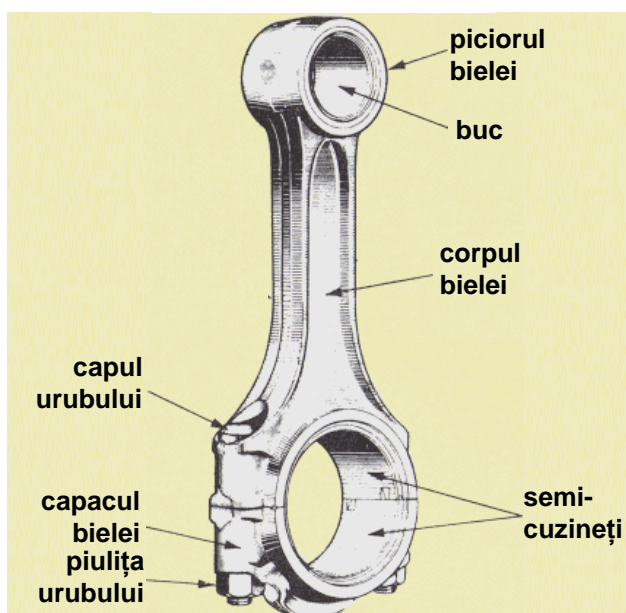
b

Fig.11.13

Capacul de biel se assemblează cu partea nedemontabilă a capului prin intermediul a două prezoane (fig.11.14.a) sau uruburi (fig.11.14.b) de fixare. Cel mai adesea, se utilizează două asemenea elemente de legătură. La motoarele de mari dimensiuni se pot utiliza 4 sau 6 elemente de legătură (fig.11.15 – bielă cu 4 uruburi de fixare). Uruburile se prind cu piulițe pe partea capului, pentru o mai bună accesibilitate. Atât piulițele, cât și prezoanele se asigură împotriva rotirii.



a



b

Fig.11.14

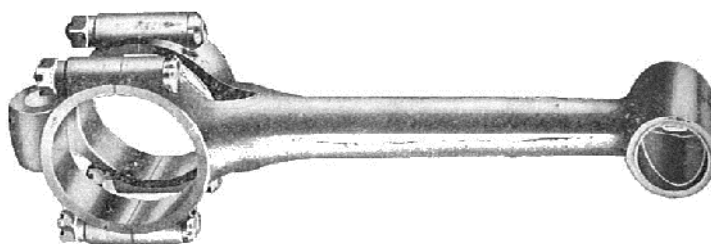


Fig.11.15

### 3. SOLICITĂRILE ȘI DIMENSIUNILE BIELEI

Biela este solicitată de forța de presiune a gazelor la comprimare și flambaj. Forța de inerție a grupului piston solicită biela la întindere și comprimare. Mărimea variabilă a sarcinii aplicate bielei impune acesteia o condiție fundamentală: să posede o **rezistență mecanică superioară**.

Sub acțiunea acestor forțe, părțile componente ale bielei se deformează diferit. Forța de presiune produce în corpul bielei o deformare permanentă care, micșorând distanța dintre axele piciorului și capului bielei (fig.11.16.a), împiedică mișcarea liberă. Sub acțiunea aceleiași forțe, corpul bielei se deformează astfel încât se modifică paralelismul axelor (fig.11.16.b), ceea ce constituie cauza principală a uzurii lagărelor și a slăbirii asamblării pieselor din mecanismul motor. Sub acțiunea forțelor de inerție, piciorul și capul bielei se ovalizează (fig.11.16.c), ceea ce creează pericolul de gripaj. Forțele tangențiale de inerție produc, la rândul lor, solicitarea de încovoiere a corpului (fig.11.16.d). În figura 11.17 sunt prezentate câteva dintre aceste deformări.

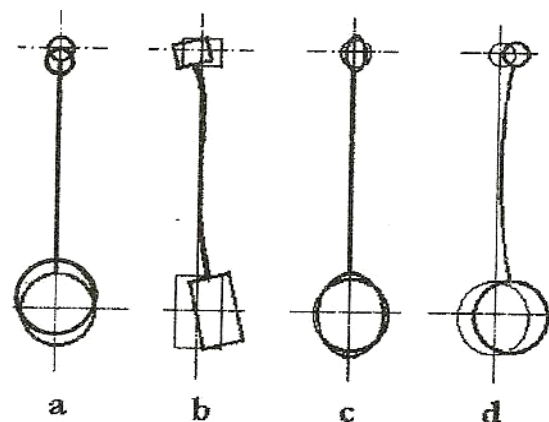


Fig.11.16



Fig.11.17

Încovoierea bieiei poate apărea și din cauza distribuției excentrice a forței de compresie, determinat de jocul radial dintre bol și bucă. Deformarea bieiei fiind cauza principală a micorării proprii fiabilității, mai ales, a fiabilității pieselor conjugate, se impune o a doua cerință fundamentală: bieia să posede o **rigiditate superioară**.

Din punct de vedere funcțional, o deosebită importanță o prezintă lungimea bieiei. Bielele lungi conduc la forțe normale mai reduse, deci la micorarea frecării dintre piston și cilindru. Soluția conduce în schimb la mărirea înălțimii motorului, la creșterea masei bieiei și la reducerea rigidității acesteia. La reducerea lungimii bieiei se obține o bieică cu rigiditate sporită, la care solicitările de flambaj sunt practic neînsemnate.

Dimensiunile caracteristice ale piciorului bieiei se determină inițial pe baza datelor statistice, în funcție de diametrul exterior al bolului. Cu notațiile din figura 11.18, aceste relații de dimensionare sunt prezentate în tabelul 11.1.

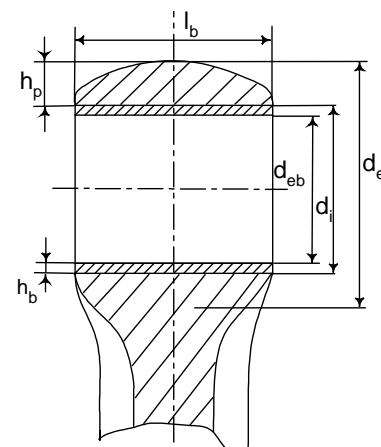


Fig.11.18

Tabelul 11.1

Dimensiunea	Simbol	m.a.s.-uri	m.a.c.-uri
Diametrul exterior al piciorului	$d_e$	$(1,25 \dots 1,65) \cdot d_{eb}$	$(1,3 \dots 1,8) \cdot d_{eb}$
Grosimea radială a piciorului	$h_p$	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_{eb}$	$(0,16 \dots 0,2) \cdot d_{eb}$
Grosimea radială a bucăii	$h_b$	$(0,075 \dots 0,085) \cdot d_{eb}$	$(0,08 \dots 0,085) \cdot d_{eb}$
Lățimea piciorului	$l_b$	Conform tab.9.1	
Diametrul interior al piciorului	$d_i$	$d_e - 2h_p$	
Diametrul interior al bucăii	$d_{eb}$	conform tab.9.1 ( $d_i - 2h_b$ )	

Corpul bieilelor m.a.i. are, în majoritatea cazurilor, secțiunea transversală sub forma dublului T (fig.11.19). Dimensiunile caracteristice ale corpului bieiei sunt indicate în tabelul 11.2, unde  $H$  reprezintă lățimea medie a tălpilor. Pentru lățimea  $H$  poate fi utilizată relația

$$H = \sqrt{\frac{p_{max} D^2 + 0,8 L^2}{1,85}} \text{ [cm]}, \quad (11.1)$$

unde  $p_{max}$  [daN/cm<sup>2</sup>] este presiunea maximă în cilindru;  $D$  [cm] – alezajul și  $L$  [cm] – lungimea bieiei.

Tabelul 11.2

Dimensiunea	Simbol	Relația
Lățimea tălpilor în zona piciorului	$H_p$	$(0,48 \dots 1,0) \cdot d_e$
Lățimea tălpilor în zona capului	$H_c$	$(1,1 \dots 1,35) \cdot H_p$
Lățimea profilului	$B$	$(0,75 \dots 0,95) \cdot H$
Lățimea interioară a tălpilor	$h$	$(0,65 \dots 0,75) \cdot H$
Grosimea tălpilor	$a$	$(0,13 \dots 0,17) \cdot H$
Grosimea profilului	$b$	$(0,15 \dots 0,30) \cdot H$

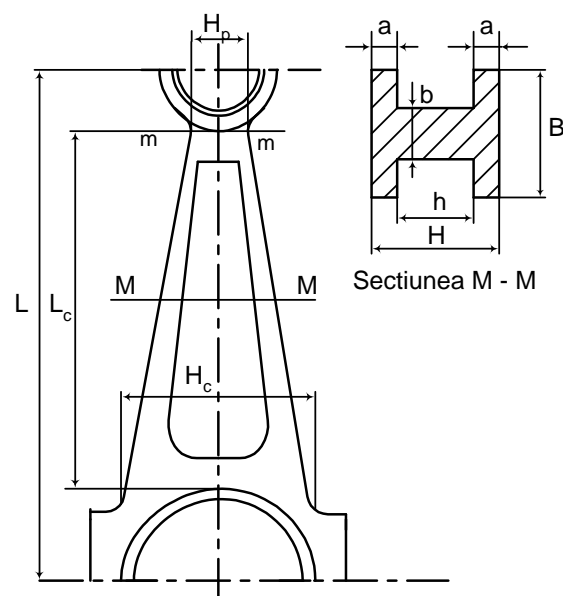


Fig.11.19



Dimensiunile principale ale capului bieiei sunt determinate de cele ale fusului maneton, valorile lor uzuale fiind indicate în următorul tabel:

Tabelul 11.3

Dimensiunea	Simbol	Relația
Diametrul interior al capului bieiei	$d_{ic}$	$(1,05...1,20) \cdot d_M$
Lățimea maximă a capului bieiei	$l_c$	$(1,3...1,6) \cdot d_M$
Distanța dintre axele uruburilor de bielă	$d_c$	$(1,15...1,25) \cdot d_M$

## 4. CALCULUL BIEIEI

### 4.1. Calculul piciorului bieiei

Piciorul bieiei suportă:

- solicitarea de întindere produsă de forța de inerție a grupului piston;
- solicitarea de compresiune produsă de forța de presiune a gazelor;
- solicitarea de fretare, produsă de bușă sau de bol, când sunt introduse cu strângere în picior.

#### 4.1.1. Solicitarea de întindere a piciorului bieiei

**Forța de întindere (tracțiune)** a piciorului bieiei are valoarea maximă atunci când forța de inerție a maselor cu mișcare de translație este maximă, iar forța de presiune a gazelor este neglijabilă, deci în *pmi*, la începutul cursei de admisie:

$$F_{it} = -m_{it} R \omega^2 \cdot (1 + \lambda_d) \text{ [N]}. \quad (11.2)$$

Având în vedere faptul că semnul negativ al funcției este determinat de sensul de aplicare al acesteia, în calculele de verificare la rezistență va fi considerat modulul expresiei (11.2). Efortul unitar produs de forța  $F_t$  se determină în următoarele ipoteze:

- piciorul bieiei reprezintă o grindă curbă încastrată în zona de racordare a piciorului la cap;
- secțiunea de încastrare *I-I* (fig.11.20.a) coincide cu secțiunea de racordare;
- forța de întindere  $F_t$  este distribuită uniform pe jumătatea superioară a piciorului.

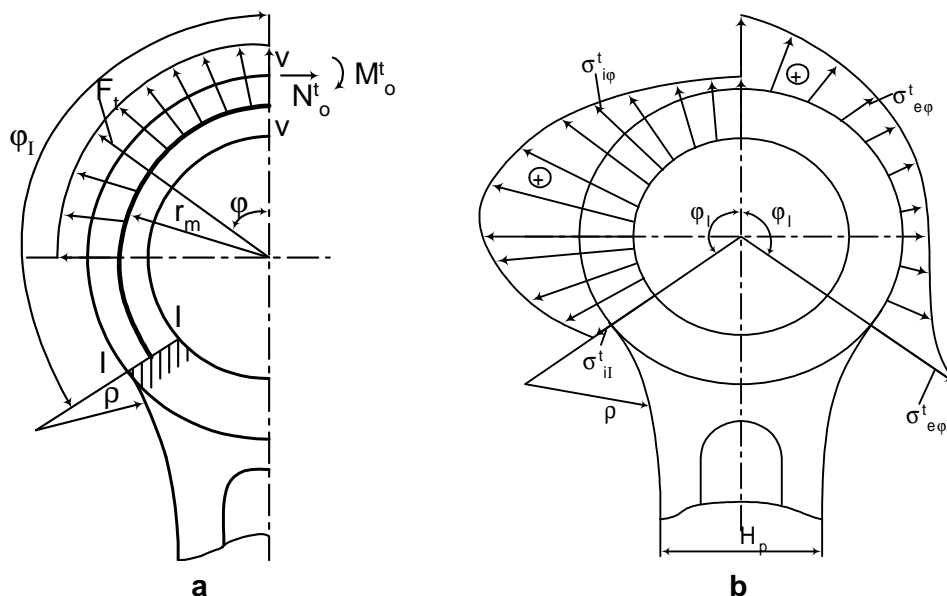


Fig.11.20

Pentru simplificarea calculelor, se secionează piciorul cu un plan vertical V-V (planul de simetrie al bielei). O seciune oarecare este precizată prin unghiul  $\varphi$  măsurat față de seciunea V-V; evident, unghiul de încastrare va fi  $\varphi_I > \pi/2$  (în mod uzual,  $\varphi_I = 90 \dots 130^\circ$ ).

Momentul încovoietor și forța normală într-o seciune oarecare  $\varphi$  determinate de forța de întindere  $F_t$  sunt precizate de relațiile:

- în intervalul  $\varphi = 0 \dots 90^\circ$ :

$$M_\varphi^t = M_o^t + N_o^t r_m (1 - \cos \varphi) - 0,5 F_t r_m (1 - \cos \varphi) \text{ [Nm]}; \quad (11.3)$$

$$N_\varphi^t = N_o^t \cos \varphi + 0,5 F_t (1 - \cos \varphi) \text{ [N]}; \quad (11.4)$$

- în intervalul  $\varphi = 90^\circ \dots \varphi_I$ :

$$M_\varphi^t = M_o^t + N_o^t r_m (1 - \cos \varphi) - 0,5 F_t r_m (\sin \varphi - \cos \varphi) \text{ [Nm]}; \quad (11.3')$$

$$N_\varphi^t = N_o^t \cos \varphi + 0,5 F_t (\sin \varphi - \cos \varphi) \text{ [N]}, \quad (11.4')$$

unde  $r_m = (d_e + d_i)/4$  este raza medie a piciorului. Pot fi stabilite astfel valorile  $M_{\varphi I}^t$  și  $N_{\varphi I}^t$  în seciunea de încastrare I-I. La rândul lor, momentul încovoietor și forța normală din seciunea verticală se determină în ipotezele că unghiul  $\varphi_I$  este invariabil după deformare, iar săgeata seciunii V-V după direcția  $N_o^t$  este nulă, din cauza simetriei:

$$M_o^t = F_t r_m (0,00033 \cdot \varphi_I^\circ - 0,0297) \text{ [Nm]}; \quad (11.5)$$

$$N_o^t = F_t (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_I^\circ) \text{ [N]}. \quad (11.6)$$

Unghiul de încastrare poate fi determinat prin calcul cu ajutorul relației:

$$\varphi_I = 90^\circ + \arccos \frac{\frac{h_p}{2} + \rho}{\frac{d_e}{2} + \rho} \text{ [grad]}. \quad (11.7)$$

Momentul încovoietor și forța normală solicită atât piciorul, cât și bucă. Aceasta din urmă preia o fracțiune redusă din momentul încovoietor, în schimb preia o parte apreciabilă din forța normală. Dacă  $N_p$  și  $N_b$  sunt forțele normale din seciune, preluate de picior și, respectiv, de bucă, atunci evident  $N_\varphi^t = N_p + N_b$ . Întrucât eforturile unitare au expresiile:

$$\sigma_p = \varepsilon E_p = \frac{N_p}{A_p} \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.8)$$

$$\sigma_b = \varepsilon E_b = \frac{N_b}{A_b} \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (11.9)$$

unde  $\varepsilon$  este alungirea, iar  $A_p = l_p h_p$  și  $A_b = l_p h_b$  sunt ariile seciunilor, rezultă:

$$N_\varphi^t = \varepsilon \cdot (A_p E_p + A_b E_b) \text{ [N]}. \quad (11.10)$$

Notând cu  $K$  fracțiunea din forța  $N_\varphi^t$  preluată de picior ( $N_p = K N_\varphi^t$ ), rezultă expresia acestui coeficient de proporționalitate:

$$K = \frac{1}{1 + \frac{A_b E_b}{A_p E_p}}. \quad (11.11)$$

Valorile uzuale ale modului de elasticitate al materialului bielei  $E_p$  sunt indicate în tabelul 8.6, în timp ce, pentru bucăle din bronz,  $E_b \approx 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ daN/cm}^2$ . Rezultă astfel expresiile de calcul ale eforturilor unitare într-o seciune oarecare  $\varphi$ :

- pentru fibra exterioară:

$$\sigma_{e\varphi}^t = \frac{1}{A_p} \left[ 2 M_\varphi^t \frac{6 r_m + h_p}{h_p (2 r_m + h_p)} + K N_\varphi^t \right] \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.12)$$

- pentru fibra interioară:

$$\sigma_{i\varphi}^t = \frac{1}{A_p} \left[ -2M_{\varphi}^t \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + KN_{\varphi}^t \right] [\text{daN/cm}^2]. \quad (11.13)$$

Variațiile acestor eforturi unitare sunt reprezentate în figura 11.20.b. Se remarcă faptul că efortul unitar maxim în fibra exterioră se înregistrează în seciunea de încastrare, în timp ce efortul din fibra interioară atinge valoarea maximă într-o seciune situată la  $90^\circ$  față de seciunea verticală. Solicitarea în seciunea de încastrare este cu atât mai redusă cu cât unghiul  $\varphi$  este mai mic (pentru  $\varphi = 110^\circ$ , efortul unitar este de circa 2 ori mai mic decât pentru  $\varphi = 125^\circ$ ); în acest caz, piciorul se rigidizează, dar îi crește masa.

#### 4.1.2. Solicitarea de comprimare a piciorului bieiei

**Fora de comprimare**  $F_c$  are valoarea maximă atunci când presiunea în cilindru este maximă. Se admite convențional faptul că forța maximă de compresie se realizează în *pmi* și este determinată de forța maximă de presiune, redusă de forța de inerție a maselor cu mișcare de translație în acest moment:

$$F_c = \frac{\pi D^2}{4} (p_{\max} - 1) - m_{it} R \omega^2 (1 + \lambda_d) \text{ [N]}. \quad (11.14)$$

La determinarea eforturilor unitare produse de forța  $F_c$ , primele două ipoteze din cazul precedent se mențin neschimbate. Ipoteza a treia se substituie cu una mai apropiată de realitate, și anume, se admite că forța  $F_c$  se distribuie pe jumătatea inferioară a piciorului după o lege sinusoidală (fig.11.21.a).

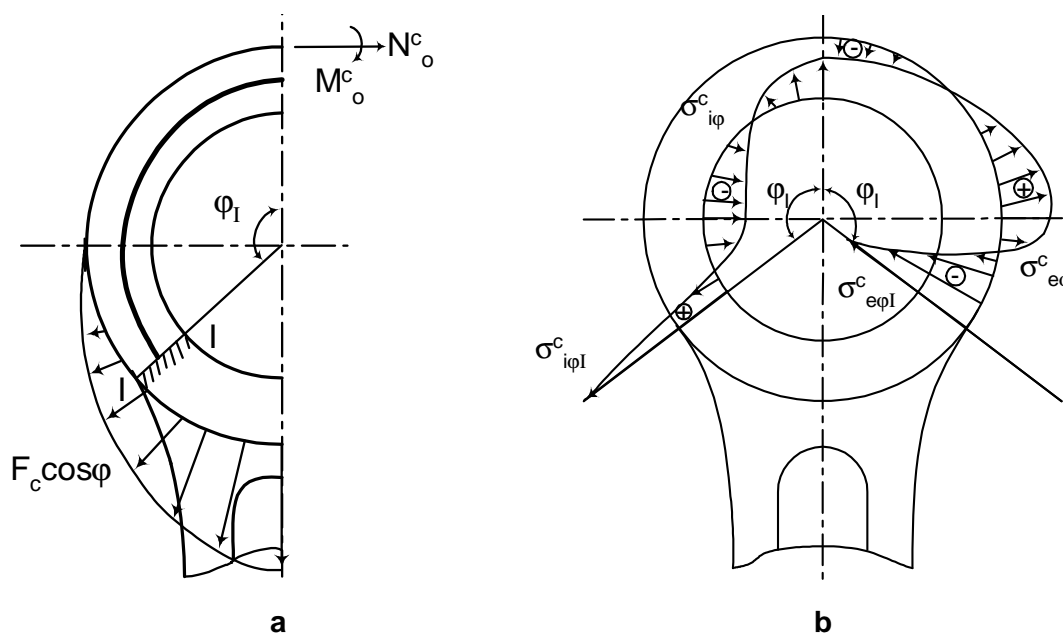


Fig.11.21

Momentul încovoietor și forța normală, într-o seciune oarecare  $\varphi$ , se determină cu ajutorul relațiilor:

- în intervalul  $\varphi = 0 \dots 90^\circ$ :

$$M_{\varphi}^c = M_o^c + N_o^c r_m (1 - \cos \varphi) \text{ [Nm]}; \quad (11.15)$$

$$N_{\varphi}^c = N_o^c \cos \varphi \text{ [N]}; \quad (11.16)$$

- în intervalul  $\varphi = 90^\circ \dots \varphi_i$ :

$$M_\varphi^c = M_o^c + N_o^c r_m (1 - \cos \varphi) - F_c r_m \left( \frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) [\text{Nm}]; \quad (11.15')$$

$$N_\varphi^c = N_o^c \cos \varphi + F_c \left( \frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\varphi}{\pi} \sin \varphi - \frac{1}{\pi} \cos \varphi \right) [\text{N}], \quad (11.16')$$

relații în care momentul încovoietor  $M_o^c$  și forța normală  $N_o^c$  în secțiunea verticală se obțin din sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} M_o^c \sin \varphi_I + N_o^c r_m (\varphi_I - \sin \varphi_I) - \frac{F_c r_m}{\pi} \left[ 2(1 - \sin \varphi_I) + \left( \varphi_I - \frac{\pi}{2} \right) \cos \varphi_I \right] = 0; \\ M_o^c \sin \varphi_I + N_o^c r_m \left( \sin \varphi_I - \frac{\varphi_I}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\varphi_I \right) - \frac{F_c r_m}{8\pi} \left[ (\pi - 2\varphi_I)(1 + 2 \sin^2 \varphi_I) - 3 \sin 2\varphi_I \right] = 0. \end{cases} \quad (11.17)$$

În tabelul 11.4 au fost calculate valorile relative ale celor două mărimi pentru câteva unghiuri ale secțiunii de racordare, iar în figura 11.22 este prezentată o nomogramă care permite stabilirea valorilor celor doi parametri.

Prin urmare, eforturile unitare de compresiune într-o secțiune oarecare  $\varphi$  vor fi:

- pentru fibra exterioră:

$$\sigma_{e\varphi}^c = \frac{1}{A_p} \left[ 2M_\varphi^c \frac{6r_m + h_p}{h_p(2r_m + h_p)} + KN_\varphi^c \right] [\text{daN/cm}^2]; \quad (11.18)$$

- pentru fibra interioară:

$$\sigma_{i\varphi}^c = \frac{1}{A_p} \left[ -2M_\varphi^c \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + KN_\varphi^c \right] [\text{daN/cm}^2]. \quad (11.19)$$

Tabelul 11.4

Mărimile	$\varphi_I$							
	90°	100°	108°	110°	115°	120°	125°	130°
$\frac{N_o^c}{F_c} \cdot 10^3$	0	0,1	0,5	0,9	1,8	3,0	6,0	8,5
$\frac{M_o^c}{r_m F_c} \cdot 10^3$	0	0,03	0,1	0,25	0,6	1,1	1,8	3,0

În figura 11.21.b sunt reprezentate variațiile celor două eforturi unitare pe circumferința piciorului bieiei. Se remarcă faptul că, în ambele fibre, valorile maxime ale solicitărilor de compresiune se înregistrează în secțiunea de încăstrare I-I.

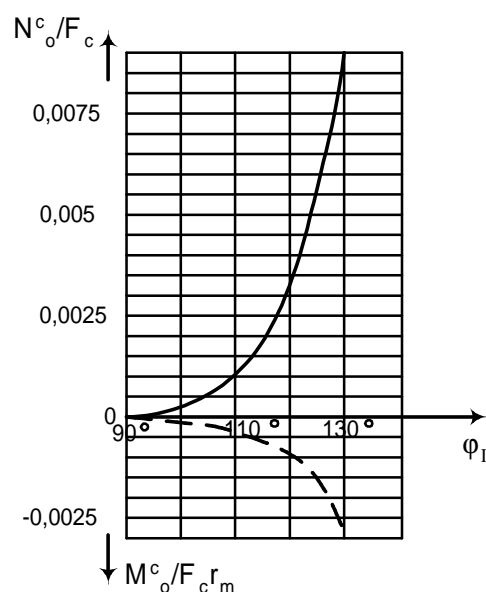


Fig. 11.22

#### 4.1.3. Solicitarea de fretare a piciorului bieiei

Solicitarea de fretare este, de asemenea, o solicitare de compresiune. Ansamblul picior-buc se asimilează cu un sistem de două tuburi fretate, confecționate din materiale diferite. În timpul funcționării, bucă (confecționată, de regulă, din bronz) se dilată mai mult decât piciorul bieiei, ceea ce produce o solicitare suplimentară de compresiune.



Diferența dintre creșterea diametrului exterior al buciei  $\delta d_b = \alpha_b d_i (t_b - t_o)$  și cea a diametrului interior  $\delta d_p = \alpha_p d_i (t_p - t_o)$  reprezintă strângerea termică  $S_t$ . Având în vedere faptul că, în funcționare,  $t_b \cong t_p$ , rezultă că strângerea termică este dată de relația

$$S_t = d_i \cdot (\alpha_b - \alpha_p) \cdot (t_p - t_o) \text{ [mm]}. \quad (11.20)$$

Valorile coeficientului de dilatare  $\alpha_p$  sunt indicate în tabelul 8.2, iar pentru buciele din bronz,  $\alpha_b = 18 \cdot 10^{-6} \text{ grad}^{-1}$ . De asemenea, valorile uzuale ale temperaturilor sunt  $t_p \cong 100 \dots 150^\circ\text{C}$  și  $t_o = 15^\circ\text{C}$ . Evident, pentru montajul cu strângere al bolului,  $S_t = 0$ .

Strângerea termică  $S_t$  se adaugă strângerii de montaj  $S_m$ , rezultând astfel expresia presiunii de fretaj produsă prin strângerea între cele două tuburi:

$$p_f = \frac{S_m + S_t}{d_i \cdot \left[ \frac{1}{E_p} \cdot \left( \frac{d_e^2 + d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} + \mu \right) + \frac{1}{E_b} \cdot \left( \frac{d_i^2 + d_{eb}^2}{d_i^2 - d_{eb}^2} - \mu \right) \right]} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (11.21)$$

În această relație,  $\mu = 0,3$  reprezintă coeficientul lui Poisson, iar strângerea de montaj are valorile uzuale  $S_m = 0,004 \dots 0,008 \text{ mm}$ .

Rezultă astfel eforturile unitare determinate de presiunea de fretaj:

- pentru fibra exterioră:

$$\sigma_e^f = p_f \cdot \frac{2d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.22)$$

- pentru fibra interioară:

$$\sigma_i^f = p_f \cdot \frac{d_e^2 + d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (11.23)$$

Aceste eforturi unitare se adaugă solicitărilor de întindere și compresiune ale piciorului bieiei.

#### 4.1.4. Verificarea solicitării la oboseală a piciorului bieiei

Variația continuă a solicitărilor piciorului bieiei determină apariția și a solicitării de oboseală. Fibra exterioră din secțiunea de încastrare este fibra cea mai solicitată. Eforturile unitare maxime și minime, în această zonă, sunt precizate de relațiile

$$\sigma_{max} = \sigma_e^f + \sigma_e^t \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.24)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_e^f + \sigma_e^c \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.25)$$

observându-se faptul că  $\sigma_e^c$  este de semn opus lui  $\sigma_e^t$  (fig.11.20.b și 11.21.b). Ciclul de încărcare fiind asimetric, coeficientul de siguranță la oboseală este precizat de relația

$$c = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \sigma_v + \Psi \sigma_m} \quad (11.26)$$

și are valoarea minim admisibilă  $c_a = 2,5 \dots 5$ . În relația (11.26), coeficientul dimensional  $\epsilon$  are valorile indicate în nomograma din figura 9.10 (calculul bolului), iar pentru coeficientul de calitate  $\gamma$  poate fi utilizată nomograma din figura 11.23. Amplitudinea  $\sigma_v$  și valoarea medie  $\sigma_m$  ale eforturilor unitare se determină cu ajutorul relațiilor (9.12) și (9.11) (calculul bolului). Pentru ceilalți parametri din relația (11.26), se recomandă valorile:  $\beta_k = 1$ ;  $\Psi = 0,12 \dots 0,2$  și  $\sigma_{-1t} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}$  ( $\sigma_{-1} = 1800 \dots 2500 \text{ daN/cm}^2$  pentru OLC și  $\sigma_{-1t} = 3400 \dots 4000 \text{ daN/cm}^2$  pt. OLA).

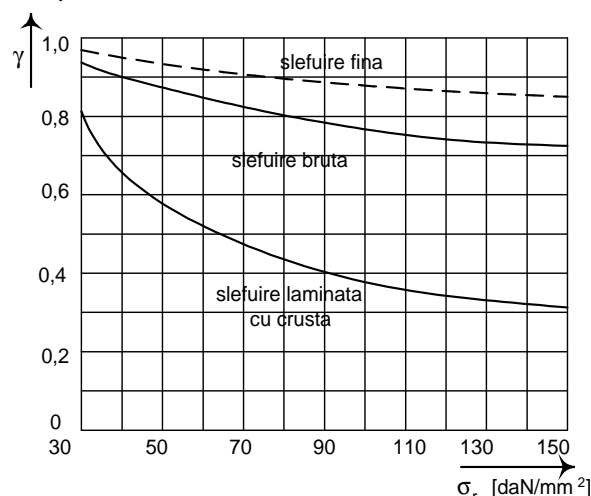


Fig.11.23

#### 4.1.5. Verificarea deformației maxime a piciorului bieiei

Deformația piciorului bieiei nu trebuie să depășească jumătate din valoarea jocului de montaj, pentru a preveni griparea bolului flotant în bucă. Deformația se produce sub acțiunea forței de inerție și se calculează pe baza ecuației lucrului mecanic de deformare:

$$\delta d_{i_{max}} = \frac{8F_t r_m^3 (\varphi_I^o - 90)^2}{10^6 E_p I} \text{ [mm]}, \quad (11.27)$$

unde momentul de inerție este dat de relația

$$I = \frac{h_p^3 l_p}{12} \text{ [mm}^4\text{]}. \quad (11.28)$$

## 4.2. Calculul corpului bieiei

### 4.2.1. Verificarea la rezistență a corpului bieiei

Calculul de verificare se dezvoltă în secțiunea medie  $M-M$  și în secțiunea minimă  $m-m$  din zona piciorului (fig.11.19). Secțiunea medie  $M-M$  este solicitată la **întindere** de forța de inerție a maselor grupului piston și a masei bieiei  $m'_b$ , situată deasupra secțiunii. Se admite că  $m'_b = m_{bp}$  și, deci, forța de inerție maximă se calculează cu relația (11.2).

Dacă se dezvoltă calculul în secțiunea minimă  $m-m$ , forța de întindere se datorează numai inerției masei grupului piston:

$$F_t = -m_p R \omega^2 (1 + \lambda_d) \text{ [N]}. \quad (11.29)$$

Efortul unitar de întindere este precizat evident de relația

$$\sigma_t = F_t / A \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (11.30)$$

unde  $A$  este aria secțiunii transversale a corpului bieiei în zona considerată:

$$A = BH - (B - b) \cdot h = 2Ba + bh \text{ [cm}^2\text{]}. \quad (11.31)$$

Corpul bieiei este solicitat, de asemenea, la **flambaj**, în cele două planuri: de oscilație și, respectiv, de încastrare (fig.11.24). Lungimea de calcul în planul de articulație este distanța  $L$  dintre axe; la rândul ei, lungimea  $L_c$  din planul de încastrare, din punct de vedere teoretic, este egală cu jumătate din  $L$ . În calcule se consideră  $L/L_c = 1,15 \dots 3,0$ .

Forța de compresiune în secțiunea mediană  $M-M$  este precizată, ca și în cazul piciorului bieiei, de relația (11.14):

$$F_c = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p_{max} - 1) - m_{it} R \omega^2 \cdot (1 + \lambda_d) \text{ [N]}$$

rezultând efortul unitar

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (11.32)$$

Eforturile unitare de flambaj, în planul de oscilație ( $\sigma_f^o$ ) și în planul de încastrare ( $\sigma_f^c$ ), se determină cu relațiile Navier-Rankine:

$$\sigma_f^o = \frac{\sigma_e}{\pi^2 E} \cdot \frac{L^2}{I_c} \cdot F_c \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (11.33)$$

$$\sigma_f^c = \frac{\sigma_e}{\pi^2 E} \cdot \frac{L_c^2}{I_o} \cdot F_c \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (11.34)$$

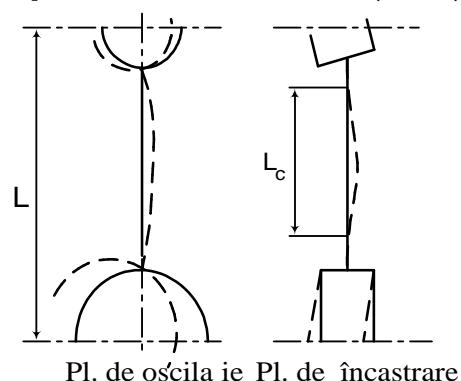


Fig.11.24

În cele două relații,  $\sigma_e$  reprezintă limita de elasticitate a materialului bielei ( $\sigma_e=3000\dots10000\text{daN/cm}^2$ ), iar  $I_c$  și  $I_o$  – momentele de inerție ale seciunii medii în planul de încastrare și, respectiv, de oscilație:

$$I_c = \frac{1}{12} \cdot [BH^3 - (B-b)h^3] \text{ [cm}^4\text{];} \quad (11.35)$$

$$I_o = \frac{1}{12} \cdot [B^3H - (B-b)^3h] \text{ [cm}^4\text{].} \quad (11.36)$$

Însumând eforturile unitare de compresiune și de flambaj, se obțin expresiile eforturilor unitare totale:

$$\sigma^o = K_o \cdot \frac{F_c}{A} \text{ [daN/cm}^2\text{];} \quad (11.37)$$

$$\sigma^c = K_c \cdot \frac{F_c}{A} \text{ [daN/cm}^2\text{],} \quad (11.38)$$

unde coeficienții  $K_o$  și  $K_c$  rezultă prin identificare:

$$K_o = 1 + C \cdot \frac{L^2 A}{I_c}; \quad (11.39)$$

$$K_c = 1 + C \cdot \frac{L_c^2 A}{I_o}, \quad (11.40)$$

în care:

$$C = \frac{\sigma_e}{\pi^2 E} \quad (11.41)$$

la valori cuprinse între 0,00015 și 0,0005. Valorile maxim admisibile pentru eforturile unitare  $\sigma^o$  și  $\sigma^c$  sunt  $\sigma_a = 1600\dots2500 \text{ daN/cm}^2$  la bielele din OLC și, respectiv,  $\sigma_a = 2000\dots3000 \text{ daN/cm}^2$  la cele din OLA.

În sfârșit, întrucât capul bielei este supus unor solicitări variabile de întindere și compresiune, se determină eforturile unitare maxim și minim:

$$\sigma_{max} = \sigma^o; \quad (11.42)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_t, \quad (11.43)$$

după care se calculează coeficientul de siguranță cu relația (11.26):

$$c = \frac{\sigma_{-lt}}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \cdot \sigma_v + \Psi \sigma_m} \geq 2\dots2,5,$$

termenii relației având aceleași semnificații ca și în cazul piciorului bielei. La determinarea coeficientului dimensional  $\epsilon$ , în nomograma din figura 9.10 se identifică  $d$  cu  $H$ , iar pentru bielele ecruisate, se poate considera  $\gamma = 1,1\dots1,5$ .

### 4.3. Calculul capului bielei

Întrucât partea superioară a capului bielei se racordează larg cu corpul, solicitarea de compresiune este neglijabilă. Solicitarea de **întindere** se transmite numai capului și este determinată de forța de inerție maximă a maselor cu mișcare de translație  $F_{it}$  și de forța centrifugă  $F_R$  a masei bielei aferentă manetonului  $m_{bm}$  mai puțin masa capului  $m_c$ :

$$F_t = -[m_{it}(1 + \lambda_d) + (m_{bm} - m_c)] \cdot R\omega^2 \text{ [N]}. \quad (11.44)$$

Se admit următoarele ipoteze:

- capul bielei este o bară curbă, continuă, capacul fiind montat cu strângere;
- secțiunea cea mai solicitată este secțiunea de încastrare  $I-I$  (fig.11.25), situată în dreptul locațiilor pentru capul uruburilor;

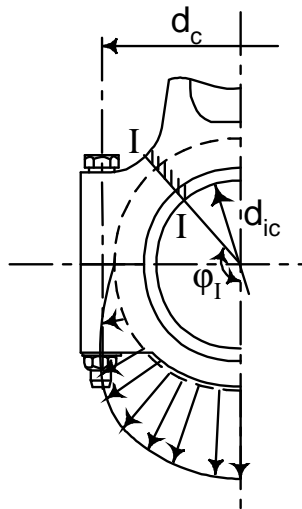


Fig.11.25

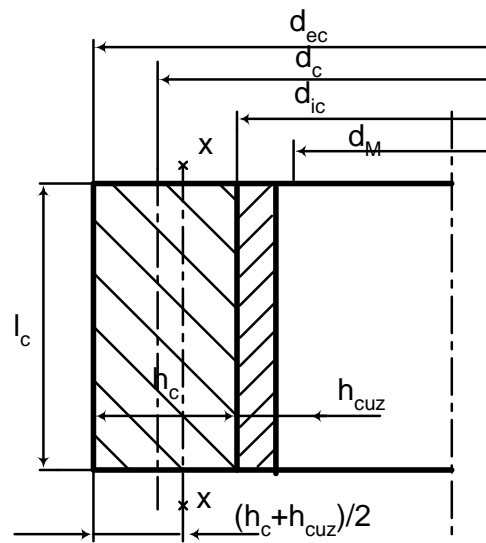


Fig.11.26

- c) capul bieiei are sec iunea constantă, de diametru mediu  $d_c$ , egal cu distan a dintre axele uruburilor (linia punctată, din fig.11.25; în realitate, capul bieiei are o sec iune variabilă, greu de apreciat în calcul);
- d) for a de întindere este distribuită pe jumătatea inferioară a capului bieiei după o lege sinusoidală (fig.11.25);
- e) cuzinetul preia o frac iune din momentul încovoietor i din for a normală, întrucât este montat cu strângere;
- f) ciclul de încărcare a capacului bieiei este pulsator (deci e suficient să se compare eforturile unitare maxime).

Întrucât unghiul de încastrare variază în limite restrânse, se determină efortul unitar în fibra exterioară în ipoteza că  $\phi_I = 130^\circ$ :

$$\sigma_i = F_t \left[ \frac{0,023 \cdot d_c I_c}{(I_c + I_{cuz}) W_c} + \frac{0,4}{A_c + A_{cuz}} \right] [\text{daN/cm}^2]. \quad (11.45)$$

Valoarea acestui efort unitar nu trebuie să depășească  $\sigma_a = 1000 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2$ .

În rela ia (11.45),  $A_c$  i  $A_{cuz}$  reprezintă ariile sec iunilor transversale ale capului bieiei i, respectiv, cuzinetului, în  $\text{cm}^2$ ;  $I_c$  i  $I_{cuz}$  – momentele de iner ie corespunzătoare fa ă de axa mediană  $x-x$  (fig.11.26), în  $\text{cm}^4$  i  $W_c$  – modulul de rezisten ă al capacului, în  $\text{cm}^3$ . Cu nota iile din figura 11.26, cei cinci parametri pot fi calcula i cu rela iile:

$$\begin{cases} A_c = l_c (d_{ec} - d_{ic}) / 2; \\ A_{cuz} = l_c (d_{ic} - d_M) / 2; \\ I_c = l_c h_c (h_c^2 + 3h_{cuz}^2) / 12; \\ I_{cuz} = l_c h_{cuz} (h_{cuz}^2 + 3h_c^2) / 12; \\ W_c = 2I_c / (h_c + h_{cuz}). \end{cases} \quad (11.46)$$

Deforma ia maximă se produce în sec iunea de separare a capacului de cap, este determinată de for a de iner ie  $F_t$  i nu trebuie să depășească  $1/2$  din jocul de montaj  $\Delta$ :

$$\delta d_{c \max} = \frac{0,0024 \cdot F_t d_c^3}{E \cdot (I_c + I_{cuz})} [\text{mm}]. \quad (11.47)$$

Valorile uzuale ale jocului de montaj  $\Delta$  sunt  $(0,0003 \dots 0,003) \cdot d_M$ .



#### 4.4. Calculul uruburilor de biel

uruburile bielor se dimensionează la întindere și se verifică la oboseală. În timpul funcționării, asupra uruburilor lucrează forța  $F_b$ , care se determină astfel: dacă  $z$  este numărul de uruburi și  $F_t$  forța care acționează asupra capacului (rel.11.44), forța care va reveni unui urub, atunci când planul de separare este normal la axa bielei, este  $F_t' = F_t / z$ .

Sub acțiunea forței de prestrângere, urubul se deformează cu mărimea  $\delta_s$  (se alungește), iar ansamblul cap-capac cu mărimea  $\delta_c$  (se comprimă) (fig.11.27.a). Cele două deformări au valori diferite, datorită elasticității diferite a pieselor. În timpul funcționării, sub acțiunea forței  $F_t'$ , urubul se va întinde în plus cu  $\delta_s'$ , iar capul, fiind elastic, își reduce deformarea inițială cu  $\delta_c'$ .

Modificarea forțelor și a deformărilor în timpul funcționării se urmărește comod în diagrama forță-deformație din figura 11.27.b.

Forța care produce deformarea totală a uruburilor în timpul funcționării ( $\delta_s + \delta_s'$ ) se obține ridicând din punctul  $D$  o verticală până la intersecția cu dreapta  $AB$ , evident,  $\overline{DG} = F_f$ . Ansamblul cap-capac se descarcă, forța  $F_o'$  fiind mai mică decât forța  $F_o$ . Aadar, în timpul funcționării, asupra uruburilor lucrează forța suplimentară  $F_s$  și nu chiar  $F_t'$ . Se obțin egalitățile

$$F_f = F_o + F_s = F_o' + F_t' \quad (11.48)$$

Pentru a asigura etanșitatea ansamblului, necesară regimului hidrodinamic de ungere, forța de prestrângere trebuie să îndeplinească următoarea condiție:  $F_o > F_t'$ ; în caz contrar, deformarea capacului și strângerea cuzinetului se anulează; pe de altă parte, forța  $F_o$  nu trebuie să fie nici prea mare, deoarece solicită puternic urubul la întindere. Prin urmare, se asigură  $F_o = (2...3) \cdot F_t'$ .

Forța suplimentară  $F_s$  se determină înănd seama de elasticitatea sistemului. Din  $\triangle GBH$ , rezultă:

$$F_s = \delta_s' \tan \varphi, \quad (11.49)$$

iar pe de altă parte:

$$F_t' = \overline{EH} + \overline{HG} = \delta_s' \tan \psi + \delta_s' \tan \varphi; \quad (11.50)$$

prin urmare:

$$\frac{F_t'}{F_s} = \frac{\tan \psi + \tan \varphi}{\tan \varphi}. \quad (11.51)$$

Dar  $\tan \psi$  și  $\tan \varphi$  reprezintă chiar rigiditățile pieselor. Ecuația de deformare fiind

$$F \cdot l = A \cdot E \cdot \delta, \quad (11.52)$$

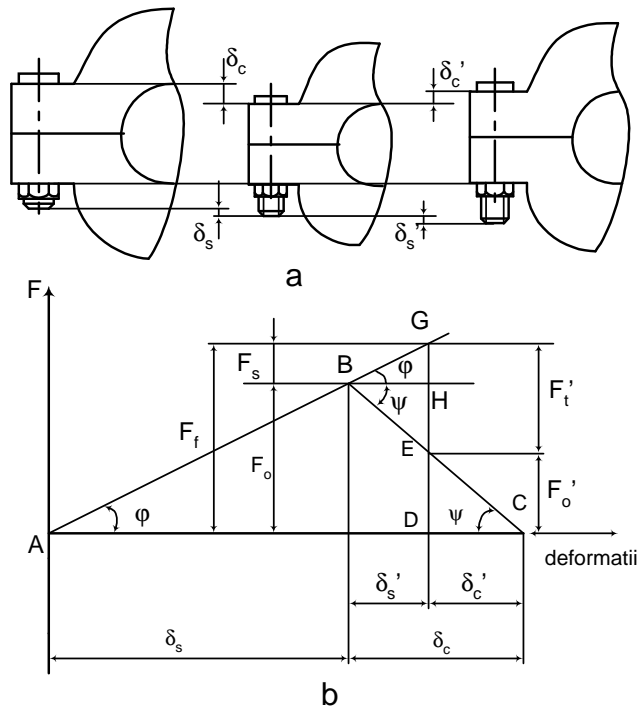


Fig.11.27

rigiditatea este definită de relația

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} = \frac{1}{\lambda}, \quad (11.53)$$

$\lambda$  fiind constanta elastică. Întrucât  $tg\varphi = F_o/\delta_s = k_s$  și  $tg\psi = F_o/\delta_c = k_c$ , rezultă:

$$F_s = \frac{k_s}{k_s + k_c} \cdot F_t' \quad \text{sau} \quad F_s = \chi \cdot F_t' \quad (11.54)$$

Valorile uzuale ale constantei  $\chi$  sunt cuprinse între 0,15 și 0,25, ea putând fi calculată, pe baza dimensiunilor și a elasticității ansamblului, cu relațiile (11.53) și (11.54).

Diametrele fundului filetului  $d_s$  și al părții netede  $d_s'$  se determină din relațiile:

$$\frac{\pi d_s^2}{4} = c_c \cdot \frac{C_1 F_f}{C_2 \sigma_c}; \quad (11.55)$$

$$\frac{\pi d_s'^2}{4} = c_c \cdot \frac{F_f}{\sigma_c}, \quad (11.56)$$

în care:  $c_c = 1,25 \dots 3,0$  reprezintă un coeficient de siguranță (valorile superioare corespund solicitărilor ridicate la oboseală);  $C_1 = 1,3$  – factor care ține seama de solicitările suplimentare de răsucire care apar la strângerea piuli ei;  $C_2 = 1,15$  – factor care ține seama de curgerea materialului în prezența filetului și  $\sigma_c$  – limita de curgere a materialului (pentru OLA,  $\sigma_c = 6000 \dots 14000$  daN/cm<sup>2</sup>).

Coeficienții  $C_1$  și  $C_2$  nu se introduc în relația (11.56), pentru a nu măări rigiditatea uruburilor ( $d_s' < d_s$  este avantajos pentru solicitarea la oboseală).

Verificarea la oboseală se face în funcție de tipul ciclului de solicitare. Eforturile unitare maxime în secțiunea filetată ( $A_s$ ) și în secțiunea nefiletată ( $A_s'$ ) sunt date de relațiile:

$$\sigma_{max} = F_f / A_s; \quad (11.57)$$

$$\sigma_{max} = F_f / A_s', \quad (11.57')$$

iar eforturile unitare minime vor fi, la rândul lor:

$$\sigma_{min} = F_o / A_s; \quad (11.58)$$

$$\sigma_{min} = F_o / A_s'. \quad (11.58')$$

În cazul ciclului asimetric sau pulsant, coeficientul de siguranță la oboseală se calculează cu relația (9.10):

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_v + \psi \sigma_m},$$

în care: eforturile unitare  $\sigma_m$  și  $\sigma_v$  se determină cu relațiile (9.11) și (9.12); rezistența la oboseală  $\sigma_{-1} = 3000 \dots 7000$  daN/cm<sup>2</sup>; coeficientul efectiv de concentrare este  $\beta_k = 3,0 \dots 4,5$  pentru OLC și  $\beta_k = 4,0 \dots 5,5$  pentru OLA; factorul dimensional  $\varepsilon = 0,8 \dots 1,0$ ; coeficientul de calitate  $\gamma = 1 \dots 1,5$  și coeficientul de încărcare  $\psi = 0,2$ . Valoarea minim admisibilă a coeficientului de siguranță este  $c_a = 3,5 \dots 4,0$ .

În cazul ciclului ondulant, coeficientul de siguranță se calculează tot cu relația (9.10), numai dacă este îndeplinită condiția

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_m} > \frac{\theta - \psi}{1 - \theta}, \quad (11.59)$$

unde:

$$\theta = \sigma_{-1} / \sigma_c, \quad (11.60)$$

iar  $\psi$  este dat de relația (9.13). Dacă nu este îndeplinită condiția (11.59), coeficientul de siguranță este dat de relația

$$c = \frac{\sigma_c}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_v + \sigma_m}, \quad (11.61)$$

cu valorile minim admisibile  $c_a = 1,3 \dots 2,0$ .

## 5. MATERIALELE ȘI TEHNOLOGIILE DE FABRICAȚIE

Bielele se confecționează din:

- o el carbon de calitate;
- o el aliat cu elemente de aliere: Cr, Mn, Mo, Ni, V;
- aliaj uor (duraluminiu) – numai la motoarele de puteri mici;
- fontă cu grafit nodular.

Bielele din o eluri aliate se lustruiesc, fiind foarte sensibile la concentrarea de tensiuni. O metodă mai eficientă de ridicare a rezistenței la oboseală o constituie ecruisarea (durificarea bielelor cu alicie). uruburile de bielă se execută din o eluri aliate pentru îmbunătățire. Materialele de construcție ale cuzinelor piciorului și capului au fost menționate în paragrafele 2.1. și 2.3.

Dezvoltând forțe mari de inerție, biela creează solicitări mari în lagăre, de unde rezultă și necesitatea unor mase cât mai reduse ale acesteia. După fabricație, masa bielei variază în limite largi ( $\pm 5\%$ ). Pentru echilibrare se cere ca abaterea să fie sub 1%. De aceea, la piciorul și la capul bielei se prevăd zone îngroșate, din care se elimină material pentru corectarea masei (fig.11.28).

Cuzinele se execută din o el cu conținut redus de carbon sau din aliaje de bronz, pe suprafața lor interioară aplicându-se un strat de material antifricțiune. Montarea lor se face cu strângere, ceea ce asigură un contact mai bun cu capul bielei și implicit, o mai bună evacuare a căldurii.

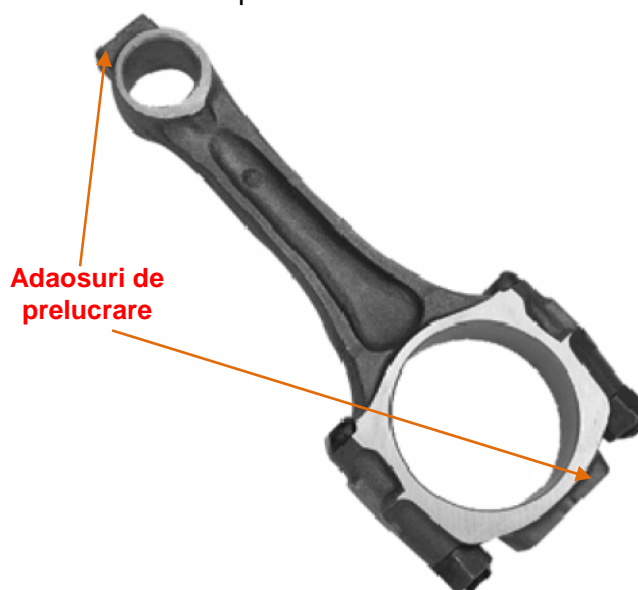


Fig.11.28