

CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA PISTONULUI

1. ROLUL FUNCȚIONAL

Împreună cu axul pistonului (bolul) și segmentii (fig.8.1), pistonul formează **grupul piston** care asigură evoluția fluidului motor și îndeplinește următoarele funcții:

- transmite bielei (tije pistonului) forța de presiune a gazelor;
- transmite cilindrului reacțiunea normală produsă de bielă (numai la motoarele cu piston portant);
- etanșează cilindrul în două sensuri: împiedică scăparea gazelor în carter și pătrunderea uleiului în camera de ardere;
- evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului.

Primele două funcții sunt îndeplinite de piston împreună cu bolul (la motoarele cu piston portant), iar celelalte două împreună cu segmentii. Pistonul mai poate îndeplini un număr de funcții suplimentare, și anume: conține parțial sau integral camera de ardere; creează o mișcare dirijată a gazelor în cilindru; este un organ de pompare la motoarele în 4 timpi; este un organ de distribuție, în unele cazuri, pompă de baleiaj la motoarele în 2 timpi.

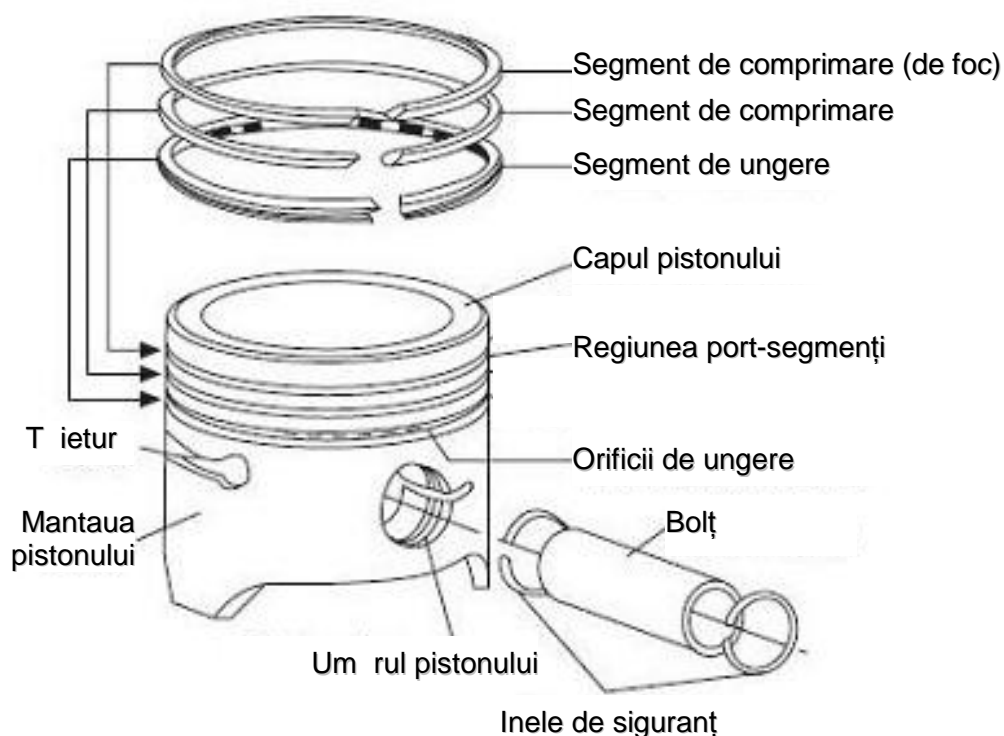


Fig.8.1

2. CONSTRUCȚIA PISTONULUI

Pistonul este compus din următoarele părți (fig.8.1, 8.2 și 8.3):

- capul pistonului** – partea superioară (dinspre *pmi*) care vine în contact cu fluidul motor și preia presiunea gazelor;
- regiunea port-segmenti** – partea laterală a pistonului, prevăzută cu canale în care se introduc segmentii;
- mantaua pistonului** – partea laterală inferioară a pistonului care ghidează pistonul în cilindru și transmite acestuia forța normală (la motoarele cu piston portant);
- umerii pistonului** – partea în care se sprijină bolul (doar la motoarele cu piston portant; la motoarele cu cap de cruce această regiune a pistonului lipsește).

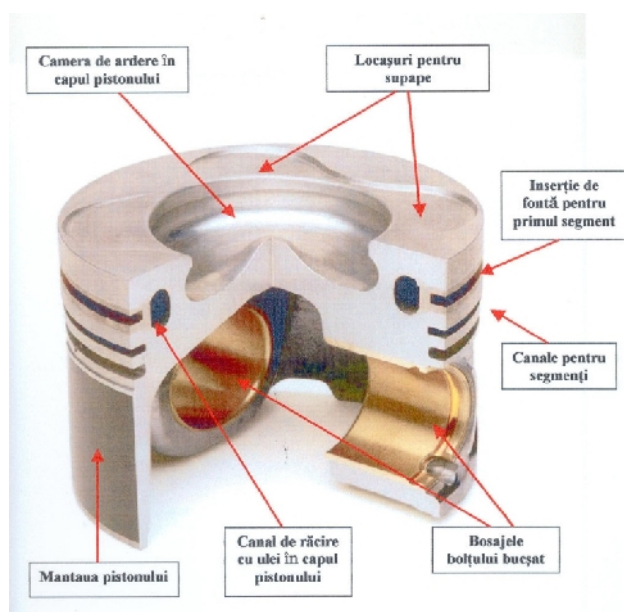


Fig.8.2

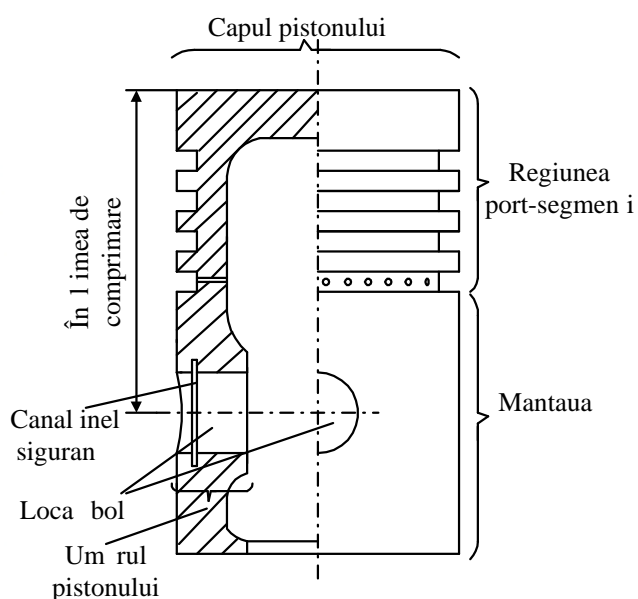


Fig.8.3

Arhitectura capului pistonului depinde în mare măsură de tipul camerei de ardere. La m.a.s.-uri, el are, de obicei, forma unui disc plan (fig.8.4.a și 8.5.a), deoarece în acest caz suprafața de schimb de căldură este minimă, iar fabricația este simplă. Forma concavă (fig.8.4.b și 8.5.b) apropie camera de ardere de forma semisferică, dar în cavitate se acumulează ulei care formează calamină. Forma convexă (fig.8.4.c și 8.5.c) rezistă mai bine, deoarece presiunea gazelor produce eforturi unitare de compresiune. În schimb, suprafața de schimb de căldură este mare și costul fabricației ridicat.

La m.a.c.-uri, forma capului pistonului se apropie de cea plană pentru motoarele cu cameră de ardere divizată (împărțită). În cazul camerelor de ardere unitare, capul are formă de cupă mai mult sau mai puțin deschisă (fig.8.4.d și e; fig.8.5.d și e) sau are configurația în funcție de forma direcției jetului de combustibil (fig.8.4.f, g și h; fig.8.5.f).

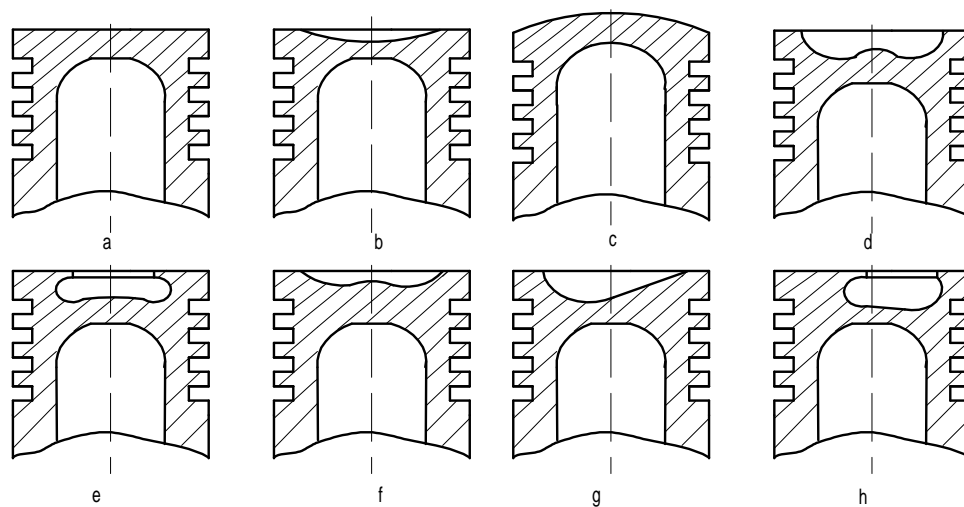


Fig.8.4



Fig.8.5



Fig.8.6

La motoarele cu raport de comprimare ridicat, deoarece capul pistonului se apropie mult de chiulasă în *pmi*, apare pericolul impactului cu supapele de distribuție. În acest caz, în capul pistonului se evazează locuri în dreptul supapelor (fig.8.2 și 8.6).

Pentru a mări rigiditatea capului pistonului, partea lui inferioară se nervurează (fig.8.7). La pistoanele pentru m.a.c.-uri, se urmărește în primul rând descărcarea termică a primului segment care are o tendință mai activă de coxare decât în cazul m.a.s.-urilor. În acest scop, pentru a împiedica orientarea fluxului de căldură numai către primul segment, se racordează larg capul pistonului cu regiunea port-segmenți (fig.8.8.a). O altă metodă constă în amplasarea canalului primului segment cât mai jos față de capul pistonului, de obicei sub marginea lui inferioară (fig.8.8.b). Deoarece materialul din dreptul primului segment își pierde mai ușor duritatea și suportă atacul agenților corozivi, o soluție eficientă de protecție este constituirea utilizării unor inserții de metal, de forma unui inel cu canelură (fig.8.8.c și e) sau a unui disc inelar din oțel (fig.8.8.d). Uneori, prin intermediul unui cilindru canelat la exterior, încorporat în regiunea port-segmenți (fig.8.8.f și i), se protejează toate canalele de segmente.



Fig.8.7

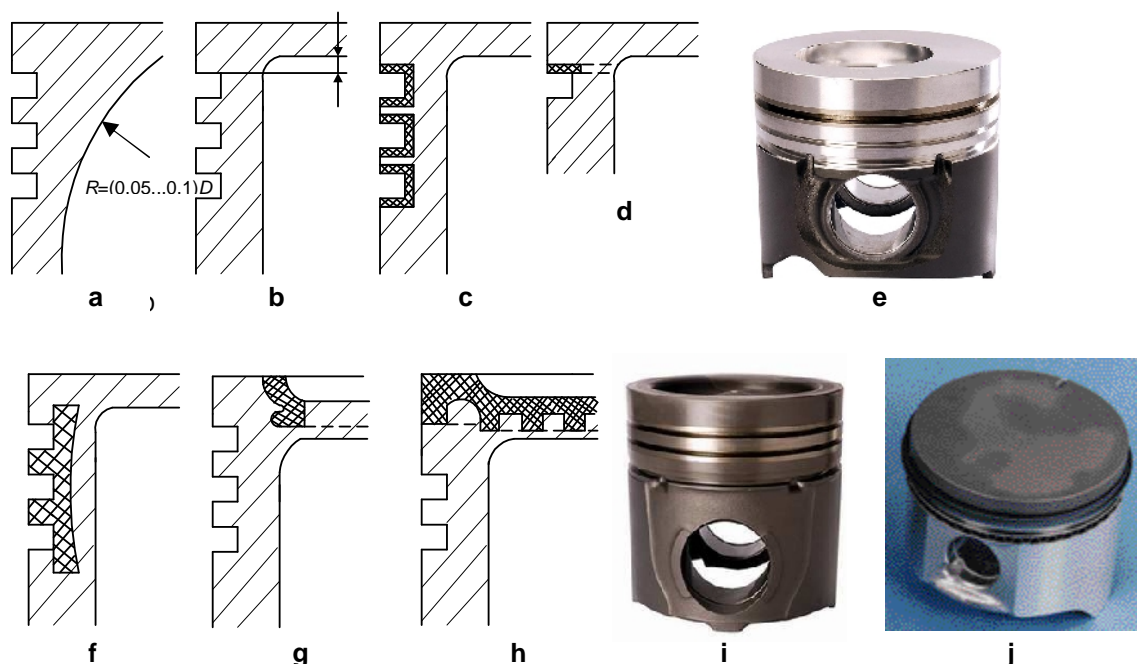


Fig.8.8

În anumite situații, când solicitările termice ale capului pistonului sunt ridicate, inserția de metal se prevede în capul pistonului, în dreptul jetului de flacără sau combustibil (fig.8.8.g, h și j). Inserția de metal, în cazul pistoanelor din Al, se confecționează din fontă cenușie, fontă specială sau austenitică, având coeficientul de dilatare apropiat de cel al aluminiului.

Arhitectura mantalei se realizează astfel încât să se asigure o valoare limitată a presiunii specifice determinată de forța normală N . Această solicitare determină în timpul funcționării o formă eliptică a mantalei. Deformarea poate fi contracarată prin confecționarea pistonului sub o formă eliptică, axa mare a elipsei fiind pe direcția normală la axul bolului.

O altă soluție folosită în construcția mantalei (în special la m.a.s.) o reprezintă așa-numita „manta elastică”. În acest scop, se taie mantaua în lungul ei. La rece, mantaua se montează cu joc mic, iar la cald, tăietura preia dilatarea termică. Se utilizează tăieturi în formă de T sau de dublu T,

prevăzute la capete cu un orificiu care înlătură concentrarea tensiunilor și previne rizarea locală a cămășii de cilindru (fig.8.9). Pentru reducerea masei pistoanelor, mantalele acestora pot fi prevăzute cu degajări (fig.8.10.a și b) sau cu decupări (fig.8.10.c și d) în zonele mai puțin solicitate.

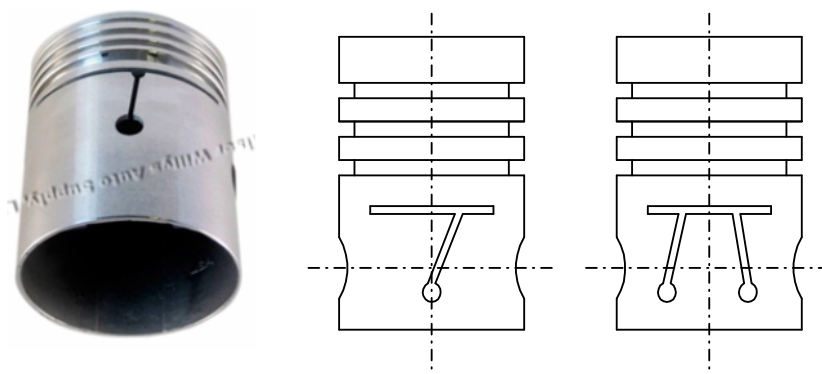


Fig.8.9

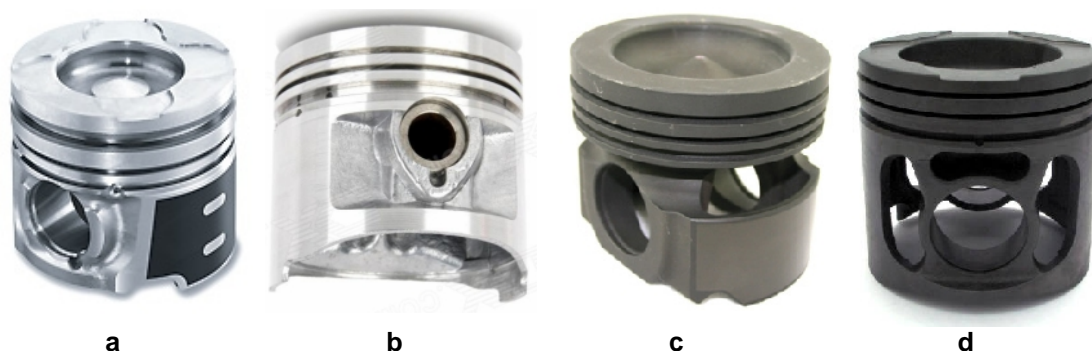


Fig.8.10

3. SOLICITĂRILE ȘI DIMENSIUNILE PISTONULUI

În timpul funcționării, capul pistonului este supus acțiunii forței de presiune F_p , care se transmite prin umerii pistonului la bol, imprimând grupului piston o viteză v_p . Componenta normală N aplică pistonul pe cilindru și produce forța de frecare F_f , care reprezintă circa 70% din pierderile mecanice ale motorului. (fig.8.11).

În contact cu gazele fierbinți, pistonul primește un flux de căldură Q_p și se încălzește. Cea mai mare parte din căldura primită (cca. 60...75%) se evacuează la nivelul regiunii port-segmentului (fig.8.12). O bună parte din căldură (20...30%) se evacuează prin manta, iar restul se transmite gazelor din carter și uleiului care vine în contact cu partea interioară a capului sau a regiunii port-segmentului, precum și bolului și bielei. În cazul pistoanelor răcite, fluxul principal de căldură (peste 50%) este preluat de către lichidul de răcire.

Echilibrul termic al pistonului (nivelul maxim de temperatură) depinde de regimul de funcționare al motorului. Astfel, reducerea sarcinii și a turației micșorează nivelul de temperatură din piston, deoarece în primul caz se reduce doza de combustibil, iar în al doilea caz

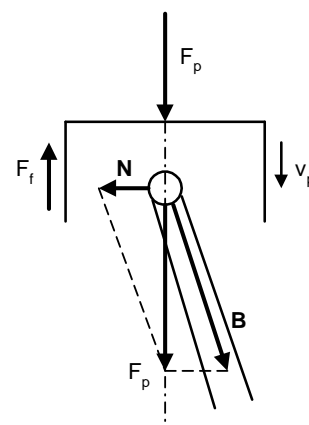


Fig.8.11

se reduce numărul de cicluri în unitatea de timp (v.fig.8.13), în care este exemplificată această dependență pentru un m.a.s.

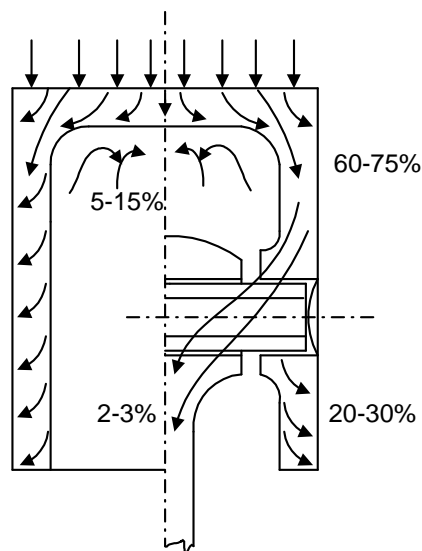


Fig.8.12

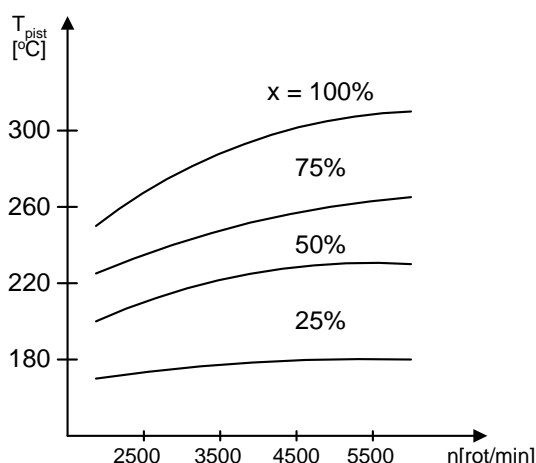


Fig.8.13

Există trei zone principale de temperatură:

- zona capului, unde se atinge temperatura maximă, care reduce rezistența mecanică a materialului;
- zona primului segment, unde uleiul formează substanțe dure și lucioase (numite *lacuri*), care împiedică deplasarea liberă a segmentului;
- zona regiunii port-segment și a mantalei, unde uleiul trebuie să păstreze o capacitate portantă ridicată pentru suprafețele de reazem (segment-cilindru, manta-cilindru).

Diferența funcțională de temperatură (diferența dintre temperatura în funcționare și cea la montaj sau la "rece") produce dilatarea pistonului. Pistonul se dilată radial și longitudinal (fig.8.14).

Dilatarea longitudinală dă pistonului o formă tronconică având baza în dreptul capului. Dilatarea mai mare a capului și a regiunii port-segment creează pericolul grijului și compromite corectitudinea așezării segmentelor față de oglinda cilindrului. Concentrarea de material în dreptul umerilor pistonului produce o dilatare radială inegală. Mantaua ia o formă ovală cu axa mare a elipsei pe direcția axei locurilor bolului.

Pentru a preveni griparea sau blocajul pistonului în cilindru din cauza dilatărilor, chiar și la regimul nominal de funcționare, se prevede între cele două piese un joc diametral Δ' (fig.8.15.a), numit **jocul la cald**. La sarcini și turații reduse, precum și la mersul în gol, pistonul este "rece" și jocul diametral Δ (fig.8.15.b), numit **joc la rece** sau **joc de montaj**, se amplifică de câteva ori, iar pistonul funcționează cu zgomot. Totodată, datorită dilatărilor inegale ale pistonului, forma sa nu este perfect cilindrică, ci tronconică (fig.8.15.b), eliptică, în trepte sau în formă de butoi.

Odată cu creșterea încălzirii termice, este afectată siguranța în funcționare și se amplifică uzura grupului piston. Evacuarea căldurii din piston devine astfel un deziderat de maximă importanță. Una dintre soluțiile utilizate în această direcție constă în utilizarea unor materiale cu conductivitate termică ridicată (fig.8.16). O altă soluție constă în răcirea forată a pistonului, care urmărește:

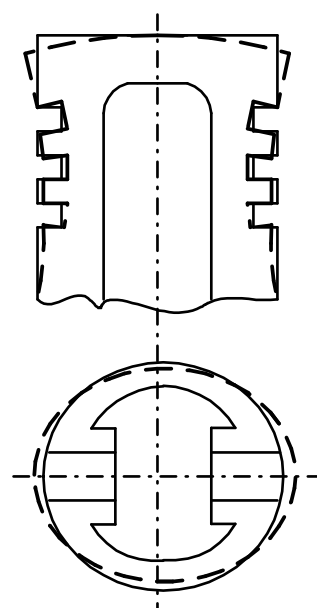


Fig.8.14

- reducerea temperaturii maxime a pistonului;
- reducerea temperaturii primului segment pentru evitarea blocării sale;
- reducerea diferențelor de temperatură pentru micșorarea tensiunilor termice și a deformărilor.

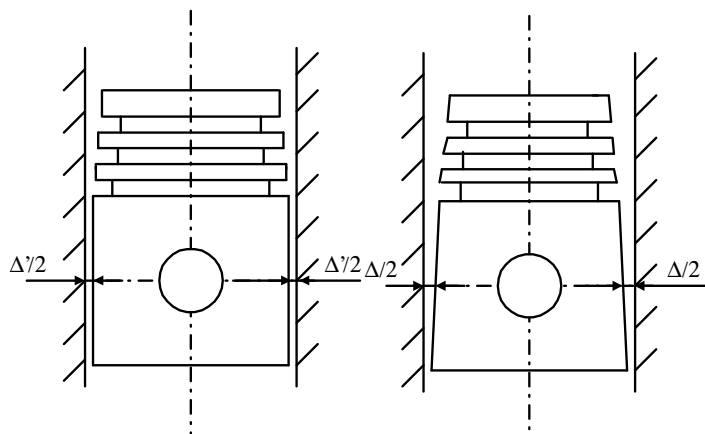


Fig.8.15

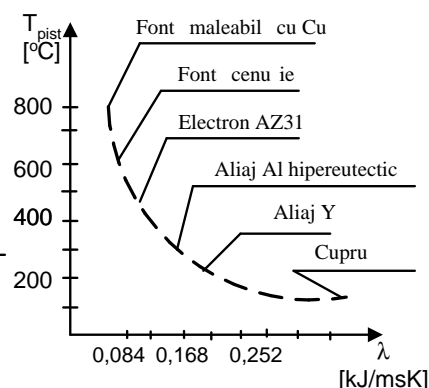


Fig.8.16

Tendința generală de reducere a masei organelor de mașini este accentuată în cazul pistoanelor, atât pentru reducerea consumului de material, cât și pentru diminuarea forțelor inerțiale, rezultând astfel posibilitatea creșterii turației, implicit, a puterii motorului. Se poate proiecta un piston cu masă redusă, dacă:

- se micșorează grosimea pereților – procedeu limitat din punct de vedere al rigidității și al rezistenței mecanice;
- se reduce înălțimea regiunii port-segmentelor – procedeu limitat de numărul și de înălțimea segmentelor;
- se scurtează mantaua – procedeu limitat de valoarea admisibilă a presiunii specifice;
- se utilizează aliaje cu densitate redusă – procedeu limitat de rezistența mecanică scăzută a acestor materiale.

Pentru o bună echilibrare a motorului policilindric, pistoanele acestuia trebuie să aibă mase identice sau de valori cât mai apropiate.

Construcția pistonului se stabilește în funcție de caracteristicile funcționale ale motorului pe care urmează să-l echipeze. Asemenea tuturor pieselor unui motor cu ardere internă, dimensiunile principale ale pistonului se precizează inițial, pe baza datelor statistice, urmând ca aceste valori să fie verificate din punct de vedere al rezistenței la solicitările la care este supus. În tabelul 8.1, sunt prezentate valorile uzuale ale principalelor dimensiuni ale pistonului în funcție de alezaj, pe baza notărilor din figura 8.17.

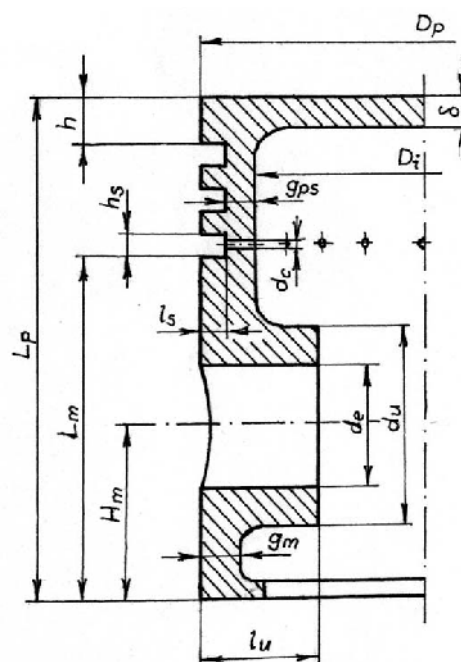


Fig.8.17

Tabelul 8.1

Dimensiunea	Simbol	m.a.s.-uri	m.a.c.-uri
Diametrul pistonului	D_p	rela ia (8.1)	
Jocul diametral, la cald, dintre piston și cilindru	ε_p	partea superioară: $(0,002...0,003) \cdot D$	
		partea inferioară: $(0,001...0,002) \cdot D$	
Lungimea pistonului	L_p	$(0,8...1,1) \cdot D$	lente: $(1,55...2,4) \cdot D$
			rapide: $(1,05...1,6) \cdot D$
Lungimea mantalei	L_m	$(0,5...0,8) \cdot D$	lente: $(1,3...2,0) \cdot D$
			rapide: $(0,8...1,2) \cdot D$
Distanța dintre axa bolului și marginea inferioară a mantalei	H_m	$(0,3...0,4) \cdot D$	$(0,4...0,7) \cdot D$
Distanța dintre capul pistonului și primul segment (segmentul de foc)	h	$(0,06...0,12) \cdot D$	$(0,15...0,20) \cdot D$
Grosimea capului pistonului	δ	$(0,08...0,10) \cdot D$	din fontă sau aliaje u oare: $(0,13...0,20) \cdot D$
			din o el: $(0,06...0,08) \cdot D$
Grosimea regiunii port-segmenți	g_{ps}	$(0,05...0,08) \cdot D$	
Grosimea peretelui mantalei	g_m	2...5 mm	motoare fără cap de cruce: $(0,03...0,05) \cdot D$
			motoare cu cap de cruce: $(0,02...0,03) \cdot D$
Înălțimea canalului port-segmenți	h_s	rela ia (8.5)	
Lățimea canalului port-segmenți	l_s	rela ia (8.6)	

4. CALCULUL PISTONULUI

4.1. Calculul capului pistonului

Diametrul capului pistonului se calculează având în vedere faptul că temperaturile (t_p și t_o) și coeficienții de dilatare liniară (α_p și α_o) ai materialelor pistonului și, respectiv, cilindrului sunt diferite. Rezultă astfel relația

$$D_p = \frac{D[1 + \alpha_o(t_o - t_o)] - \varepsilon_p}{1 + \alpha_p(t_p - t_o)} \text{ [mm]}, \quad (8.1)$$

în care D [mm] este alezajul, ε_p [mm] – jocul diametral la cald și t_o [°C] – temperatura mediului ambiant.

Valorile temperaturilor de regim ale cilindrului și, respectiv, capului pistonului variază pe parcursul unui ciclu de funcționare, în figura 8.18 fiind prezentate câteva distribuții caracteristice ale temperaturii pe suprafața pistonului. În efectuarea calculelor se consideră valori medii ale temperaturii, tabelul 8.2 conținând o serie de valori uzuale ale acestor mărimi.

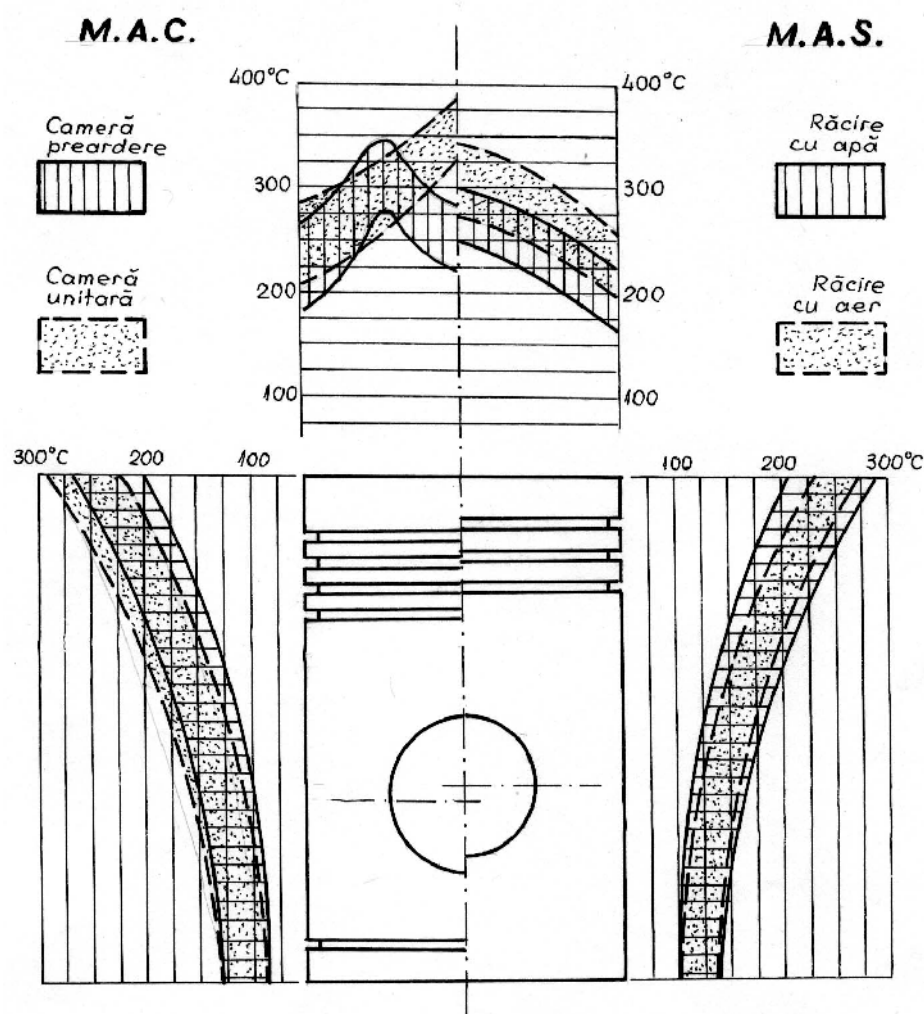


Fig.8.18

Tabelul 8.2

Parametrul		m.a.s.-uri	m.a.c.-uri
Temperatura cilindrului [°C]	cilindru răcit cu apă	110...120	
	cilindru răcit cu aer	200...270	
Temperatura pistonului [°C]	fontă	450...500	350...450
	aliaje aluminiu	cca. 300	250...350
	o el		400...500
Coeficientul de dilatare liniară [1/grd]	fontă	$(10...12) \cdot 10^{-6}$	
	aliaje aluminiu	$(10,5...13,2) \cdot 10^{-6}$	
	o el	$(17...25) \cdot 10^{-6}$	

Grosimea capului pistonului se determină din condițiile de rezistență la solicitările mecanice și termice la care este supus acesta. Pentru determinarea solicitărilor mecanice, capul pistonului se consideră drept o placă circulară, de grosime constantă, încastrată pe contur, și încărcată cu o sarcină uniform distribuită, determinată de presiunea maximă a fluidului motor (fig.8.19.a și b). În cazul pistoanelor cu nervuri, corpul pistonului este considerat a fi format din grinzi independente, încastrate la margine, având lăimea egală cu distanța dintre nervuri sau cu $D_i/3$, când există o singură nervură (fig.8.19.c).

Ca urmare a acțiunii presiunii maxime a fluidului motor, în cele două cazuri, apar solicitările mecanice ale căror expresii de calcul sunt centralizate în tabelul 8.3.

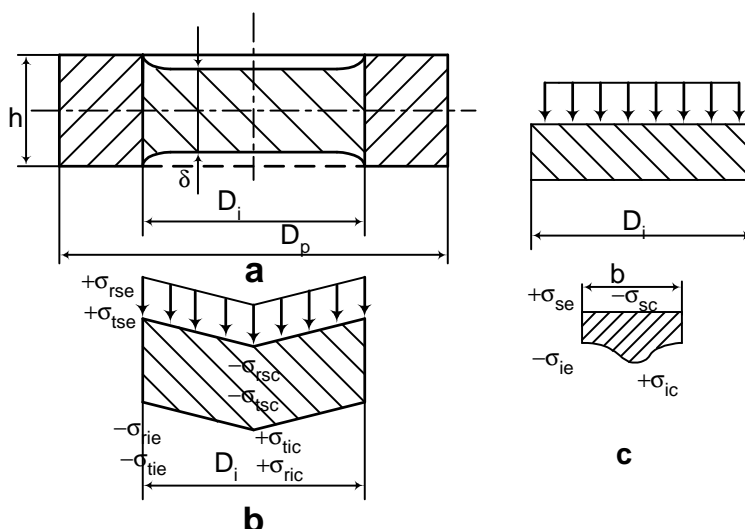


Fig.8.19

Tabelul 8.3

Tip cap piston	Zonă cap piston	Fibra	Tensiunea	
			radială	tangențială
Fără nervuri	extremități	superioară	$\sigma_{rse} = \frac{3}{4}(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$	$\sigma_{tse} = \frac{3}{4}\mu(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$
		inferioară	$\sigma_{rie} = -\frac{3}{4}(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$	$\sigma_{tie} = -\frac{3}{4}\mu(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$
	centru	superioară	$\sigma_{rsc} = \sigma_{tsc} = -\frac{3}{8}(1 + \mu)(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$	
		inferioară	$\sigma_{ric} = \sigma_{tic} = \frac{3}{8}(1 + \mu)(p_{max} - 1)\frac{D_i^2}{4\delta^2}$	
Cu nervuri	extremități	superioară	$\sigma_{se} = (p_{max} - 1)\frac{bD_i^2}{12W}$	
		inferioară	$\sigma_{ie} = -(p_{max} - 1)\frac{bD_i^2}{12W}$	
	centru	superioară	$\sigma_{sc} = -(p_{max} - 1)\frac{bD_i^2}{24W}$	
		inferioară	$\sigma_{ic} = (p_{max} - 1)\frac{bD_i^2}{24W}$	

În aceste relații au fost utilizate următoarele notații: p_{max} [daN/cm²] – presiunea maximă a fluidului motor; μ – coeficientul lui Poisson; δ [cm] – grosimea capului pistonului; b [cm] – lăimea nervurii; W [cm³] – modulul de rezistență al secțiunii transversale a nervurii; D_i [cm] – diametrul interior al capului pistonului:

$$D_i = D_p - 2 \cdot (l_s + g_{ps}), \quad (8.2)$$

nota iile corespunzând figurii 8.17 i tabelului 8.1.

Având în vedere faptul că valoarea maximă a solicitărilor mecanice se înregistrează la extremită ile discului, în calculele de verificare este suficientă determinarea eforturilor mecanice numai în această regiune.

Solicitările termice ale capului pistonului provin din diferen ele de temperatură existente între diferitele zone ale acestuia. Există trei distribu ii caracteristice ale temperaturii în capul pistonului:

- izotermele sunt suprafe e plane, normale la axa pistonului, cu scăderea temperaturii de la fibra superioară la cea inferioară;
- izotermele sunt suprafe e cilindrice, coaxiale cu cilindrul, cu scăderea temperaturii de la centru spre extremită i;
- izotermele sunt suprafe e cilindrice, coaxiale cu cilindrul, cu scăderea temperaturii de la extremită i spre centru.

Distribu ia de temperatură depinde de particularită ile constructiv-func ionale ale acestora, după cum urmează:

Tabelul 8.4

Tipul pistonului	Distribu ia de temperatură
Pistoane răcite intens cu apă	a
Pistoane cu cap convex, răcite	a+b
Pistoane nerăcite, cu ardere intensă în zona centrală	
Pistoane cu cap conacv, răcite	a+c
Pistoane nerăcite, cu ardere periferică	

Pentru pistoanele cu nervuri, nu se poate stabili o distribu ie a temperaturii apropiată de cea reală, astfel încât calculul tensiunilor termice se face ca i în cazul pistoanelor fără nervuri.

Expresiile de calcul ale solicitărilor termice, pentru cele trei tipuri de distribu ie de temperaturi sunt centralizate în tabelul 8.5.

Tabelul 8.5

Tip distribu ie temperatură	Zonă cap piston	Fibra	Tensiunea
a	centrală i extremită i	superioară	$\sigma'_{ts} = \sigma'_{rs} = -\frac{E}{1-\mu} \alpha \frac{t_s - t_i}{2} = -\frac{E}{1-\mu} \alpha \frac{q_a \delta}{2\lambda}$
		inferioară	$\sigma'_{ti} = \sigma'_{ri} = \frac{E}{1-\mu} \alpha \frac{t_s - t_i}{2} = \frac{E}{1-\mu} \alpha \frac{q_a \delta}{2\lambda}$
b	centrală	superioară i inferioară	$\sigma'_{rsc} = \sigma'_{tsc} = \sigma'_{ric} = \sigma'_{tic} = -\frac{1}{4} \alpha E (t_c - t_e) \frac{3-\mu+k}{1-\mu+k}$
	extremită i	superioară i inferioară	$\sigma'_{rse} = \sigma'_{rie} = -\frac{1}{2} \alpha E (t_c - t_e) \frac{1}{1-\mu+k}$ $\sigma'_{tse} = \sigma'_{tie} = \frac{1}{2} \alpha E (t_c - t_e) \frac{k-\mu}{1-\mu+k}$

Tabelul 8.5 (continuare)

Tip distribu ie temperatură	Zonă cap piston	Fibra	Tensiunea
c	centrală	superioară i inferioară	$\sigma'_{rsc} = \sigma'_{tsc} = \sigma'_{ric} = \sigma'_{tic} = \frac{1}{4} \alpha E (t_e - t_c) \frac{3 - \mu + k}{1 - \mu + k}$
	extremită i	superioară i inferioară	$\sigma'_{rse} = \sigma'_{rie} = \frac{1}{2} \alpha E (t_e - t_c) \frac{1}{1 - \mu + k}$ $\sigma'_{tse} = \sigma'_{tie} = -\frac{1}{2} \alpha E (t_e - t_c) \frac{k - \mu}{1 - \mu + k}$

În aceste rela ii, s-au folosit următoarele nota ii: E [daN/cm²] – modulul de elasticitate al materialului pistonului; μ – coeficientul lui Poisson; $t_{s,i}$ [°C] – temperatura zonei superioare (inferioare) a capului pistonului; $t_{c,e}$ [°C] – temperatura zonei centrale (periferice) a capului pistonului; q_a [kJ/cm²h] – densitatea fluxului de căldură care străbate axial capul pistonului, δ [cm] – grosimea capului pistonului; λ [kJ/cm·h·grd] – coeficientul de conductibilitate termică al materialului pistonului; α [grd⁻¹] – coeficientul de dilatare liniară al materialului pistonului i k – coeficient care ine seama de dimensiunile capului pistonului:

$$k = \frac{\delta}{\frac{D_p - D_i}{2} + \delta} \cdot \left(\frac{D_p^2 + D_i^2}{D_p^2 - D_i^2} + \mu \right). \quad (8.3)$$

Pentru determinarea densită ii fluxului de căldură q_a , se raportează fluxul termic ce străbate pistonul la suprafa a acestuia:

$$q_a = \frac{\Phi}{\frac{\pi D_i^2}{4}} = \frac{4}{\pi} \cdot \xi \cdot \frac{P_{e,cil} \cdot c_e \cdot Q_i}{D_i^2} \text{ [kJ/cm}^2\text{h]}, \quad (8.4)$$

unde: $P_{e,cil}$ [kW] este puterea efectivă pe cilindru; c_e [kg/kWh] – consumul specific efectiv de combustibil; Q_i [kJ/kg] – puterea calorică inferioară a combustibilului; D_i [cm] – diametrul interior al capului pistonului i ξ - frac iunea preluată de piston din căldura totală degajată în cilindru prin arderea combustibilului.

În tabelul 8.6, sunt prezentate valorile uzuale ale modulului de elasticitate E , coeficientului de conductibilitate λ i frac iunii ξ .

Tabelul 8.6

	Parametrul	Valoarea
E [daN/cm ²]	piston din o el	$(2,0 \dots 2,1) \cdot 10^6$
	piston din fontă	$(1,4 \dots 1,6) \cdot 10^6$
	piston din aliaje de aluminiu	$(0,8 \dots 0,9) \cdot 10^6$, la 0°C $(0,6 \dots 0,7) \cdot 10^6$, la 400°C
λ [kJ/m·h·grd]	piston din o el	40...210
	piston din fontă	125...330
	piston din aliaje de aluminiu	485...625
ξ [-]	piston nerăcit	circa 0,02
	piston răcit cu apă	0,06...0,08
	piston răcit cu ulei	0,04...0,06

Solicitările totale ale capului pistonului se obțin prin însumarea tensiunilor mecanice și a celor termice, care acționează pe aceeași direcție în aceeași zonă a capului pistonului. Rezistența capului pistonului la aceste solicitări este asigurată de condiția ca valoarea maximă a eforturilor unitare rezultante să nu depășească următoarele valori admisibile prescrise pentru diverse materiale de construcție ale pistonului:

Tabelul 8.7

Material piston	σ_a [daN/cm ²]	
	trac iune	comprimare
Aliaje Al	1000...2000	
Fontă	800...1000	2000...4000
Oel	2000...4000	

4.2. Calculul regiunii port-segmenți

Lungimea regiunii port-segmenți depinde de numărul de segmenți și de tipul pistonului. Primul segment se plasează la o distanță h (v. tab. 8.1 și fig.8.17) care să-l protejeze de acțiunea directă a flăcării. Distanța dintre două canale port-segmenți este $h' = (1...1,2) \cdot b$ [mm], unde b [mm] reprezintă înălțimea segmentului (fig.8.20).

Înălțimea canalului port-segment este suma dintre înălțimea segmentului și jocul axial al acestuia:

$$h_s = b + j_a \text{ [mm]}, \quad (8.5)$$

iar lățimea canalului – suma dintre lățimea segmentului și jocul radial al acestuia, minus jocul diametral la cald dintre piston și cilindru:

$$l_s = a + j_r - \varepsilon_p \text{ [mm]}. \quad (8.6)$$

Valorile uzuale și rolul jocurilor segmenților sunt precizate în cadrul temei referitoare la aceste piese.

Grosimea regiunii port-segmenți se determină din condiția de rezistență la compresiunea exercitată sub acțiunea presiunii maxime din cilindru. Secțiunea cea mai solicitată este situată în dreptul canalelor de ungere (fig.8.17), efortul unitar de compresiune fiind dat de relația

$$\sigma_c = \frac{\frac{\pi D_p^2}{4} \cdot (p_{max} - 1)}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_i + 2g_{ps})^2 - D_i^2] - i_c d_c g_{ps}} \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (8.7)$$

unde, în afara noțiunilor prezentate până în prezent, i_c reprezintă numărul canalelor de ungere și d_c [cm] – diametrul acestora (fig.8.17). Valorile maxim admisibile ale solicitării de comprimare sunt indicate în tabelul 8.8.

La motoarele rapide, secțiunea situată în dreptul canalelor de ungere se verifică și la smulgere sub acțiunea forței de inerție. Notând cu m_{pa} masa regiunii pistonului de deasupra orificiilor de ungere (pentru calculele preliminare, poate fi considerată egală cu 1/3 din masa pistonului) și având în vedere faptul că valoarea maximă a forței de inerție se înregistrează în poziția de p_{mi} , rezultă că efortul unitar de tracțiune la smulgere va fi

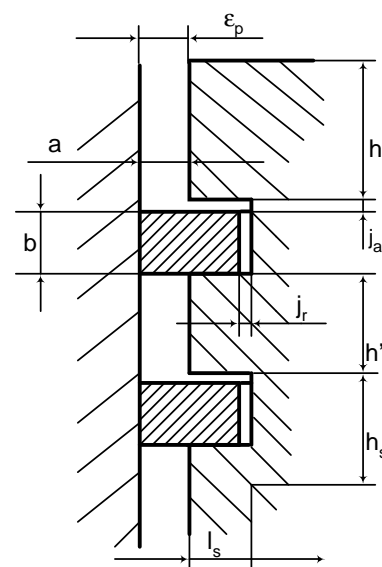


Fig.8.20

$$\sigma_t = \frac{-m_{pA} R \omega^2 \cdot (1 + \lambda_d)}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_i - 2g_{ps})^2 - D_i^2] - i_c d_c g_{ps}} [\text{daN/cm}^2]. \quad (8.8)$$

Valorile maxim admisibile ale acestei solicitări sunt indicate în următorul tabel:

Tabelul 8.8

Solicitarea	σ_a [daN/cm ²]	
	aliaje aluminiu	fontă
Compresiune	200...400	600...800
Trac iune la smulgere	40...100	

4.3. Calculul mantalei

Diametrul mantalei se determină cu ajutorul relației (8.1), avându-se în vedere valorile corespunzătoare acestei regiuni a pistonului. **Lungimea mantalei** se determină din condiția ca presiunea dintre manta și cilindru să nu depășească valoarea care întrerupe pelicula de ulei necesară ungerii. Valoarea acestei presiuni este dată de relația

$$p_{max} = \frac{N_{max}}{L_{max} D_p - \Omega_p} [\text{daN/cm}^2], \quad (8.9)$$

unde N_{max} [daN] reprezintă valoarea maximă a forței normale și Ω_p [cm²] – suma ariilor proiectate pe suprafața cilindrului ale degajărilor practicate în manta (orificiile bolului, locul segmentului de ungere din manta, degajările prevăzute pentru micșorarea masei etc.). Valoarea acestei presiuni nu trebuie să depășească:

- 3,5 daN/cm², la pistoanele nerăcite din fontă;
- 4,5 daN/cm², la pistoanele răcite din fontă;
- 7 daN/cm², la pistoanele din aliaje de aluminiu.

Grosimea mantalei trebuie să conducă la o bună rigiditate și transmitere a căldurii, adoptându-se conform datelor din tabelul 8.1.

Umerii pistonului se plasează astfel încât să se creeze o presiune uniformă pe suprafața de sprijin. Diametrul exterior al umerilor se adoptă în limitele $d_u = (1,2...1,8) \cdot d_e$ [mm], unde d_e [mm] este diametrul exterior al axului pistonului (bolului).

Când lipsesc nervurile care leagă umerii de capul pistonului, umerii se verifică la forfecare, secțiunea periculoasă fiind situată la încastrarea în manta.

Solicitarea de forfecare are expresia

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \cdot (p_{max} - 1) \cdot \frac{\pi D_p^2}{4}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_u^2 - d_e^2)} = \frac{(p_{max} - 1) \cdot D_p^2}{2 \cdot (d_u^2 - d_e^2)} [\text{daN/cm}^2]. \quad (8.10)$$

Efortul unitar de forfecare maxim admisibil are valorile:

- $\tau_a = 400...450$ daN/cm², la pistoanele din fontă;
- $\tau_a = 250...400$ daN/cm², la pistoanele din aliaje de aluminiu.

5. MATERIALELE I TEHNOLOGIILE DE FABRICA IE

Materialele pentru pistoane trebuie să îndeplinească o serie de cerin e func ionale i de durabilitate:

- rezisten ă mecanică ridicată la temperaturi înalte i sarcini variabile;
- densitate redusă;
- conductibilitate termică ridicată;
- coeficient de dilatare liniară redus;
- calită i superioare antifric iune, la temperaturi mari i în condi ii grele de ungere;
- rezisten ă înaltă la uzura abrazivă, adevzivă, corozivă i de oboseală;
- durabilitate mare.

Totodată, trebuie îndeplinite i cerin ele de fabrica ie:

- pre redus;
- u urin ă la turnare sau matri are;
- u urin ă la prelucrare prin a chiere.

Pistoanele se execută din aliaje de Al sau Fe, cu proprietă i diferite. Aliajele de Al pot fi pe bază de siliciu, numit *siluminiu*, sau pe bază de Cu, numit *duraluminiu*. Pistoanele din aluminiu se supun tratamentelor termice (călire i îmbătrânire), care le ridică durabilitatea i rezisten a mecanică.

O sporire a durabilită ii se ob ine prin acoperirea pistonului, în special a mantalei, cu straturi protectoare care au calitatea de a mări aderen a uleiului la metal, de a îmbunătă i calită ile antifric iune ale suprafe elor i de a fi rezistente la atacurile chimice. Se poate astfel realiza cositorirea, plumbuirea, grafitarea sau eloxarea, în func ie de stratul protector ales.

Aliajele de Al se folosesc cu precădere la motoarele rapide, având avantajele:

- greutate specifică mai mică;
- conductibilitate termică mai bună;
- proprietă i antifric iune superioare,

dar i dezavantajele:

- duritate mică, ceea ce reduce rezisten a la uzură;
- coeficient de dilatare liniară mare;
- caracteristici mecanice reduse.

Caracteristicile materialelor de construc ie ale pistoanelor sunt prezentate comparativ în tabelul 8.9.

Tabelul 8.9

Proprietatea	Materialul	
	Aliaj de Al	Fontă i OL
Rezisten a mecanică	mică	mare (de 3 ori)
Densitatea	mică	mare (de 3 ori)
Coeficientul de conductibilitate	mare	mic (de 3 ori)
Coeficientul de dilatare	mare	mic (de 2 ori)
Proprietă ile antifric iune	superioare	inferioare
Rezisten a la uzură	mică	mare
Precizia de turnare	mare	mică
Prelucrarea prin a chiere	u oară	grea