

Parametrii indicați și efectivi ai motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule rutiere

3.1. Parametrii indicați

Lucrul mecanic indicat, L_i , este lucrul mecanic dezvoltat într-un ciclu motor real și reprezintă lucrul mecanic al diagramei de presiune indicate, exprimat în [J]. Acest lucru mecanic este proporțional cu aria considerată pozitivă a diagramei indicate, adică cu aria $dczd$ din **fig. 3.1**. Pe diagramele reale această arie poate fi pusă în evidență prin planimetrare. Lucrul mecanic al diagramei de presiune joasă, aferent proceselor de schimbare a gazelor în motor, corespunzând ariei considerată negativă, sau lucrul mecanic de pompaj, se consideră inclus în consumul propriu de lucru mecanic al motorului, reflectându-se în randamentul mecanic.

Presiunea medie indicată, p_i , reprezintă lucrul mecanic indicat pe unitatea de volum a cilindrului; presiunea medie indicată este deci un lucru mecanic specific, fiind definită prin relația:

$$p_i = L_i / V_s \text{ [MPa]}. \quad (3.1)$$

Așa cum se sugerează în **fig.3.1**, într-o interpretare grafică, presiunea p_i reprezintă înălțimea dreptunghiului cu suprafața egală cu aria pozitivă $dczd$ și lungimea V_s .

Spre deosebire de lucru mecanic indicat, care este un *parametru cantitativ*, presiunea medie indicată constituie un *parametru calitativ*, putând servi la compararea unor cicluri sau a unor motoare.

Uzual, presiunea medie indicată p_i se determină în două etape. Într-o primă etapă, în funcție de tipul motorului, se determină presiunea medie indicată a ciclului de calcul nerotunjit, pe care o notăm cu p'_i .

Astfel, din diagrama ciclului teoretic, pusă în evidență în **fig.3.2** se deduce, pe baza lucrului mecanic L'_i al acestui ciclu, presiunea p'_i , pentru:

– ciclul *mixt nerotunjit*:

$$L'_i = L_{yz} + L_{zd} - L_{ca}, \quad (3.2)$$

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_z (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \rho}{n_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_d - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right] \quad (3.3)$$

– ciclul izocor nerotunjit, la care $\rho = 1$:

$$L'_i = L_{zd} - L_{ca} , \quad (3.4)$$

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_z}{n_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_d - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right] \quad (3.5)$$

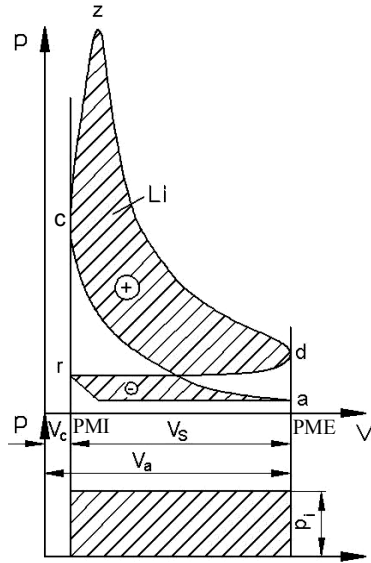


Fig. 3.1 Reprezentarea lucrului mecanic indicat în diagrama p - V a ciclului în patru timpi

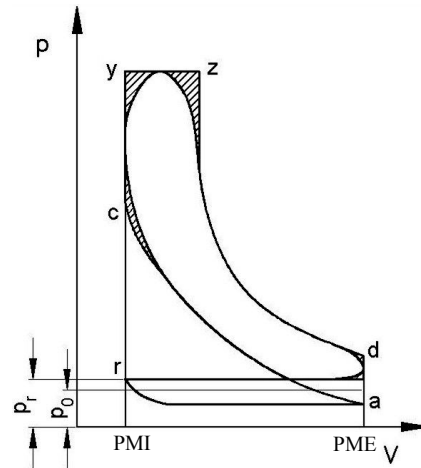


Fig. 3.2 Ciclul teoretic corectat în patru timpi

Notățiile utilizate în relațiile de mai sus sunt descrise pe larg în **Cap.5**.

În cea de a doua etapă se obține presiunea medie indicată a ciclului rotunjit, adică a ciclului real, prin modularea valorii obținute pentru presiunea p'_i cu coeficientul φ_r . Astfel, rezultă:

$$p_i = \varphi_r p'_i \text{ [MPa]}, \quad (3.6)$$

în care φ_r este coeficientul de rotunjire a diagramei și poate avea, în funcție de tipul motorului, următoarele valori:

<i>MAS</i>	0,94 – 0,97;
<i>MAC</i>	0,92 – 0,95.

Coeficientul de rotunjire a diagramei, numit și coeficient de perfecțiune sau de plenitudine, se poate obține și ca raport între aria ciclului rotunjit (corectat) și aria ciclului cvasiideal (necorectat), rezultate prin planimetrare, cu alte cuvinte ca raport între lucrul mecanic al ciclului de calcul rotunjit și lucrul mecanic al ciclului de calcul nerotunjit.

Valori orientative ale presiunii medii indicate exprimate în [MPa], pentru sarcină plină, în funcție de categoria motorului sunt exemplificate mai jos:

<i>MAS, patru timpi</i>	0,6 – 1,2 [MPa]
<i>MAS, patru timpi forțate</i>	1,6 – 1,9 [MPa]
<i>MAC, patru timpi, nesupraalimentate</i>	0,7 – 1,1 [MPa]
<i>MAC, patru timpi, supraalimentate</i>	până la 2,2 [MPa].

Randamentul indicat, η_i , reprezintă raportul dintre lucrul mecanic indicat și căldura introdusă în ciclu, respectiv căldura disponibilă a unității masice de combustibil. Acest randament caracterizează de fapt economicitatea ciclului real. În aceste condiții, randamentul indicat se va defini ca raportul dintre lucrul mecanic indicat și puterea calorică inferioară a combustibilului:

$$\eta_i = L_i / H_i. \quad (3.7)$$

Pentru motoarele cu combustibili lichizi, considerând că fluidul proaspăt conține numai aer:

$$\eta_i = 10^3 p_i L_{\min} \lambda / H_i \cdot \rho_{0,s} \eta_v, \quad (3.8)$$

unde: p_i [MPa]; L_{\min} [kg/kg comb]; H_i [kJ/kg comb], iar $\rho_{0,s}$ [kg/m³] este densitatea aerului; *indicele „0”* se referă la p_0, T_0 , iar *„s”* la p_s, T_s . Această relație indică dependența randamentului indicat de principalii parametri ce caracterizează funcționarea motorului, adică $\lambda, \eta_v, L_{\min}$.

Valorile randamentului indicat pentru motoarele de automobile și tractoare sunt cuprinse între următoarele limite:

<i>MAS</i>	0,26 – 0,35
<i>MAC</i>	0,38 – 0,50.

Spre deosebire de lucrul mecanic indicat, care constituie un parametru cantitativ al ciclului de funcționare al motorului, *randamentul indicat reprezintă un parametru calitativ*, el putând servi la *compararea unor tipuri sau soluții energetice diferite de motoare*.

Randamentul relativ, simbolizat prin η_r se definește ca raportul dintre lucrul mecanic indicat, L_i și lucrul mecanic al ciclului teoretic, L_c :

$$\eta_r = L_i / L_c , \quad (3.9)$$

și sugerează *gradul de perfecțiune al ciclului real al motorului*, comparativ cu ciclul său teoretic.

Randamentul ciclului teoretic, notat η_t , se definește ca raportul dintre lucrul mecanic al ciclului teoretic, L_c și cantitatea de căldură introdusă în ciclu, Q_i , corespunzătoare unității de masă a combustibilului:

$$\eta_t = L_c / Q_i \quad (3.10)$$

și constituie un *criteriu de apreciere a eficienței economice a motorului*. Pe de altă parte, din analiza termodinamică, efectuată în **Cap.5**, se poate stabili că randamentul ciclului teoretic mixt, ca un caz general, este dat de relația:

$$\eta_{tm} = 1 - \frac{\lambda_z \cdot \rho^k - 1}{\lambda_z - 1 + k\lambda_z(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.11)$$

unde k este exponentul adiabatic al aerului, considerat fluid motor, în cazul ciclului teoretic.

Se observă că randamentul indicat se va putea exprima prin produsul:

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_r . \quad (3.12)$$

În regim nominal randamentul relativ ia valori în intervalul 0,5 ,..., 0,8 [17].

Puterea indicată, P_i , este puterea corespunzătoare lucrului mecanic indicat al ciclului. Ea are expresia generală:

$$P_i = \frac{p_i V_s n i}{30\tau} \quad [\text{kW}], \quad (3.13)$$

când p_i este exprimată în [MPa] , V_s în [dm³] și n în [rpm].

Pentru motoarele în patru timpi relația devine, în mod evident,

$$P_i = p_i V_s n i / 120 \quad [\text{kW}] .$$

Cu titlul de observație se menționează că dacă presiunea p_i se introduce în [kgf/cm²], puterea indicată P_i se va obține în [CP], ca unitate de măsură tolerată, relația (2.75) fiind în acest caz de forma:

$$P_i = \frac{p_i V_s n i}{225 \cdot \tau} \text{ [CP]}. \quad (3.14)$$

Momentul motor indicat, M_i , este momentul corespunzător puterii indicate a motorului, la o anumită turație, adică:

$$M_i = 9550 \frac{P_i}{n} \text{ [N}\cdot\text{m]}, \quad (3.15)$$

unde P_i este exprimată în [kW] iar n în [rpm].

Dacă P_i se introduce în [CP], momentul indicat se va obține în [kgf·m], conform relației:

$$M_i = 716,2 \frac{P_i}{n} \text{ [kgf}\cdot\text{m]}. \quad (3.16)$$

Consumul specific indicat, c_i , reprezintă consumul de combustibil al motorului, raportat la unitatea de putere indicată și are următoarea formă de exprimare generală:

$$c_i = 10^3 \frac{C_h}{P_i} \text{ [g/kWh]}, \quad (3.17)$$

unde C_h este consumul orar de combustibil al motorului, adică consumul de combustibil în unitatea de timp, măsurat în [kg/h].

Întocmai randamentului indicat, consumul specific indicat reprezintă un parametru calitativ care pune în evidență gradul de perfecțiune al soluției *energetice* adoptate pentru motorul proiectat. În cazul utilizării combustibililor lichizi, consumul specific indicat se poate determina cu una dintre relațiile următoare:

$$c_i = 3,6 \cdot 10^6 / (\eta_i H_i), \text{ sau } c_i = 3,6 \cdot 10^4 \rho_{0,s} \eta_v / (p_i \lambda L_{\min}) \text{ [g/kWh]} \quad (3.18)$$

Valorile medii ale consumului specific indicat, sunt cuprinse între următoarele limite, în funcție de tipul motorului:

<i>MAS</i>	235 – 320 [g/kWh]
<i>MAC</i>	170 – 230 [g/kWh].

3.2. Parametrii efectivi

Lucrul mecanic efectiv, L_e , este lucrul mecanic cedat consumatorului de către un cilindru al motorului, pe durata unui ciclu de funcționare, măsurat în [J]. În aceste condiții, la cuplajul de legătură dintre arborele cotit al motorului și utilizator se va măsura lucrul mecanic efectiv dezvoltat de către toți cilindrii, adică $i \cdot L_e$.

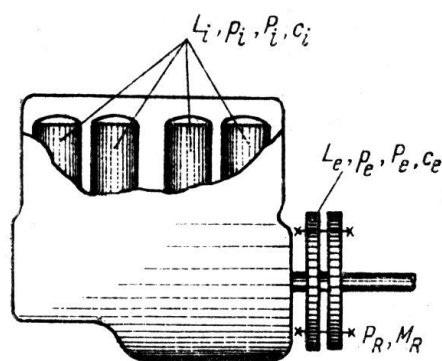


Fig. 3.3 Schiță pentru definirea mărimilor indicate și efective

Trebuie menționat că ansamblul mărimilor măsurate la arborele motor, la nivelul cuplajului de legătură cu consumatorul, reprezintă *mărimile efective* ale motorului, pe când cele măsurate în cilindru sunt *mărimi indicate*, așa cum se sugerează [17] pe schema din **fig. 3.3**. Lucrul mecanic disponibil pentru consumator la nivelul arborelui cotit este evident mai mic decât lucrul mecanic indicat, deoarece motorul consumă o parte din lucrul mecanic dezvoltat în

cilindru pentru învingerea rezistențelor interioare, determinate în principal de antrenarea instalațiilor auxiliare, de frecarea mecanică între suprafețele în mișcare relativă, de frecarea gazodinamică dintre fluidul motor și organele componente, de schimbul de gaze, ș.a.

Presiunea medie efectivă, p_e , se definește, împreună cu celelalte mărimi efective, prin analogie cu parametrii indicați. Astfel, presiunea medie efectivă, reprezintă lucrul mecanic furnizat de motor, adică lucrul mecanic efectiv, pe unitatea de cilindree și se exprimă prin relația:

$$p_e = L_e / V_S \text{ [MPa]}, \quad (3.19)$$

în care L_e se introduce în [kJ] iar V_S în [dm³].

Dacă lucrul mecanic corespunzător rezistențelor proprii ale motorului se notează cu L_{rp} , atunci se poate stabili relația $L_e = L_i - L_{rp}$, din care se deduce diferența de presiuni medii:

$$p_e = p_i - p_{rp} \quad [\text{MPa}], \quad (3.20)$$

unde p_{rp} este presiunea medie a rezistențelor proprii (de fapt lucrul mecanic specific al rezistențelor proprii), compusă din *presiunea medie de frecare* p_f necesară învingerii frecărilor dintre organele motorului, *presiunea medie de antrenare* p_{ant} a instalațiilor și dispozitivelor auxiliare și *presiunea medie de pompaj*, corespunzătoare lucrului mecanic de pompaj. Informativ, presiunea $p_f = (0,6 - 0,75)p_{rp}$, iar $p_{ant} = (0,25 - 0,3)p_{rp}$. Presiunea medie de pompaj pentru motoarele în patru timpi nesupraalimentate se poate calcula $p_{gaz} = \varphi_{gaz}(p_r - p_a)$ [MPa], unde φ_{gaz} este un coeficient care depinde de regimul de sarcină și turație al motorului și care pentru motoarele de automobile și tractoare are valori cuprinse între 0,75 ,..., 0,9.

Pentru calculul global al presiunii p_{rp} [MPa] se pot folosi următoarele relații empirice, în funcție de tipul și caracteristicile motorului [5, 6]:

- **MAS** cu un număr de cilindri până la $i = 6$ și

$$\psi > 1, \quad p_{rp} = 0,049 + 0,0152 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.21)$$

$$\psi \leq 1, \quad p_{rp} = 0,034 + 0,0113 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.22)$$

- **MAS** cu $i = 8$ cilindri și $\psi < 1$,

$$p_{rp} = 0,039 + 0,0132 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.23)$$

- **MAC** în patru timpi cu cameră de ardere unitară:

$$p_{rp} = 0,089 + 0,0118 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.24)$$

- **MAC** cu camera de turbulență

$$p_{rp} = 0,089 + 0,0135 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.25)$$

- **MAC** cu cameră de precombustie:

$$p_{rp} = 0,103 + 0,0153 \cdot w_p \quad [\text{MPa}], \quad (3.26)$$

- **MAC** în patru timpi semirapide pentru care $n = 400 - 600$ [rpm] și $w_p = 6,5, \dots, 8,5$ [m/s], au presiunea $p_{rp} \cong 0,154, \dots, 0,2$ [MPa];

- **MAC** în doi timpi lente, cu destinație navală, pentru $w_p = 6, \dots, 7$ [m/s], au presiunea $p_{rp} \cong 0,116 - 0,134$ [MPa]; în același timp se poate utiliza [6] și relația:

$$p_{rp} = 0,035 + 0,040\sqrt{w_p} \text{ [MPa]}, \quad (3.27)$$

În cadrul acestor expresii, w_p semnifică viteza medie a pistonului, definită anterior prin relația (2.6).

În mod curent, valorile presiunii medii efective p_e , la sarcină nominală variază între limitele:

<i>MAS în patru timpi</i>	0,60 – 1,10[MPa]
<i>MAS în patru timpi forțate</i>	până la 1,3 [MPa]
<i>MAC în patru timpi nesupraalimentate</i>	0,55 – 0,85[MPa]
<i>MAC în patru timpi supraalimentate</i>	până la 2,0 [MPa].

Alte categorii de motoare:

<i>MAC în doi timpi rapide</i>	0,40 – 0,75 [MPa]
<i>MAC în patru timpi semirapide supraalimentate</i> ...	1,40 – 2,0 [MPa]
<i>MAC în doi timpi supraalimentate</i>	0,85 – 1,3 [MPa].

Tendința actuală este de creștere a presiunii medii efective la MAC supraalimentate în patru timpi, rezultând valori ale presiunii p_e ce pot fi cuprinse între 2,5, ..., 3,5 [MPa].

Randamentul mecanic, η_m , se definește ca raport între L_e și L_i , adică $\eta_m = L_e / L_i$. În același timp se pot utiliza și relațiile derivate:

$$\eta_m = p_e / p_i \text{ sau } \eta_m = 1 - p_{rp} / p_i, \quad p_e = \eta_m p_i \quad [\text{MPa}], \quad (3.28)$$

La turație constantă și sarcină variabilă, η_m crește odată cu sarcina, în timp ce la mers în gol, $\eta_m = 0$. În cazul funcționării la sarcină constantă ($M_e = \text{const}$, $P_e = \text{const}$) și turație variabilă, randamentul η_m scade cu creșterea turației.

Valorile randamentului mecanic pentru regim nominal sunt cuprinse, în principiu, între limitele de mai jos:

<i>MAS în patru timpi</i>	0,7 – 0,9
<i>MAC în patru timpi nesupraalimentate</i>	0,70 – 0,82
<i>MAC în patru timpi supraalimentate</i>	0,8 – 0,9

MAC semirapide în patru timpi la care $n = 400 - 600$ [rpm], $w_p = 6,5 - 8,5$ [m/s] și $p_e = 1,4 - 2,0$ [MPa].....0,89 - 0,9

Puterea efectivă este puterea disponibilă la arborele motorului, cu alte cuvinte reprezintă puterea transmisă de arborele motor consumatorului; ea este egală cu diferența dintre puterea indicată și puterea consumată pentru învingerea rezistențelor proprii:

$$P_e = P_i - P_{rp} \text{ [kW]} \text{ sau, } P_e = \eta_m P_i \text{ [kW]}. \quad (3.29)$$

Prin înlocuire se obține o expresie similară puterii indicate, adică:

$$P_e = \frac{p_e V_s n i}{30 \tau} \text{ [kW]}. \quad (3.30)$$

când p_e este exprimată în [MPa], V_s în [dm³] și n în [rpm].

Dacă presiunea p_e se introduce în [kgf/cm²], puterea efectivă se va obține în [CP], ca unitate de măsură tolerată, relația (2.92) fiind în acest caz de forma:

$$P_e = \frac{p_e V_s n i}{225 \cdot \tau} \text{ [CP]}. \quad (3.31)$$

Ținând seama de relația (2.71) se exprimă p_i și apoi, prin analogie, p_e , care introdus în relația (2.92) permite exprimarea puterii efective sub o formă mai detaliată, adică:

$$P_e = \frac{V_s \cdot n \cdot i}{30 \tau} \cdot \frac{H_i}{10^3 \lambda L_{\min}} \rho_{0,s} \eta_v \eta_i \eta_m \text{ [kW]}. \quad (3.32)$$

În proiectare se preferă uneori exprimarea puterii efective a motorului în funcție de viteza medie a pistonului, w_p . Folosind relațiile (2.6) și (3.30) rezultă următoarea relație:

$$P_e = 10^{-3} \cdot \frac{\pi D^2 \cdot i}{4 \tau} \cdot w_p \text{ [kW]}. \quad (3.33)$$

Acest mod de exprimare sugerează că, pentru aceleași condiții constructive, puterea efectivă crește la mărirea lui w_p , ceea ce argumentează tendința generală în construcția de motoare, de mărirea vitezei medii a pistonului. În mod normal însă, în proiectarea motoarelor, atunci când puterea

efectivă și numărul de timpi sunt definiți, pot apărea două tendințe [19], și anume:

□ realizarea unui motor cu viteza w_p mare, ceea ce asigură posibilitatea reducerii ariei suprafeței totale a pistoanelor, $\Sigma_p = i(\pi D^2/4)$ și a realizării, implicit, a unui motor compact, cu un consum redus de material metalic; pe de altă parte însă, frecarea și uzura fiind proporționale cu w_p , soluția implică diminuarea duratei de serviciu a motorului;

□ realizarea unui motor cu durabilitate crescută prin adoptarea unei viteze w_p reduse, soluție care implică însă o creștere a consumului de material.

Prima dintre aceste două soluții se recomandă în cazul motoarelor de autoturism, pe când cea de a doua se recomandă în cazul motoarelor de autocamion sau autobuz.

Momentul motor efectiv, M_e , se determină cu relația:

$$M_e = 9550 \frac{P_e}{n} \quad [\text{N m}] \quad (3.34)$$

Pentru unități de măsură tolerate se introduce P_e în [CP], astfel încât momentul efectiv va fi calculabil conform relației:

$$M_e = 716,2 \frac{P_e}{n} \quad [\text{kgf} \cdot \text{m}]. \quad (3.35)$$

Randamentul efectiv, η_e , este definit prin relația:

$$\eta_e = L_e / H_i, \quad (3.36)$$

L_e [kJ/kg comb.] fiind lucrul mecanic efectiv, raportat în acest caz la 1 kg de combustibil.

Din expresia de definiție a randamentului efectiv, (3.36), folosind relațiile (3.9), (3.10) și (3.12) se deduce:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_i \eta_r \eta_m \quad (3.37)$$

Pentru combustibilii lichizi expresia randamentului efectiv devine:

$$\eta_e = 10^3 p_e L_{\min} \lambda / (H_i \rho_{0,s} \eta_v), \quad (3.38)$$

în care p_e [MPa], ceilalți termeni având semnificația din relația (3.8).

Valori uzuale ale lui η_e , pentru regim nominal sunt indicate mai jos:

<i>MAS, în patru timpi</i>	0,25 – 0,33
<i>MAC în patru timpi, rapide</i>	0,27 – 0,41

MAC în patru timpi, rapide ($D < 180$ [mm])..... 0,35 – 0,37

MAC în patru timpi, semirapide 0,41 – 0,42

Valori crescute ale randamentului efectiv conduc la reducerea consumului specific efectiv de combustibil, ca principală preocupare a constructorilor de motoare.

Consumul specific efectiv de combustibil, c_e , reprezintă consumul de combustibil al motorului, raportat la unitatea de putere efectivă și are forma de exprimare generală similară celei corespunzătoare consumului specific indicat:

$$c_e = 10^3 \frac{C_h}{P_e} \text{ [g/kWh]}, \quad (3.39)$$

unde C_h este consumul orar de combustibil al motorului, adică consumul de combustibil în unitatea de timp, măsurat în [kg/h]. Consumul specific efectiv constituie un parametru calitativ care pune în evidență gradul de perfecțiune al soluțiilor *energetice* și *constructive* adoptate pentru motorul proiectat.

În cazul utilizării combustibililor lichizi, consumul specific efectiv se poate determina cu una dintre relațiile următoare:

$$c_e = 3,6 \cdot 10^6 / (\eta_e H_i), \text{ sau } c_e = 3,6 \cdot 10^4 \rho_{0,s} / (p_e \lambda L_{\min}); \text{ [g/kWh]} \quad (3.40)$$

Valorile medii ale consumului specific efectiv, exprimate în [g/kWh] sunt cuprinse între următoarele limite:

MAS, în patru timpi..... 275 – 345 [g/kWh]

MAC în patru timpi, rapide 230 – 280 [g/kWh]

MAC în patru timpi, rapide ($D < 180$ [mm])..... 220 – 240 [g/kWh]

MAC în patru timpi, semirapide 210 – 230 [g/kWh]

Informativ, pentru MAS cu combustibili gazoși, $Q_e = 12 - 17$ [MJ/kWh]

3.3. Parametrii constructivi sau indicii tehnico-economici

Reluate sub formă de indici tehnico-economici, criteriile constructive enunțate la **Cap. 2**, completate, se pot grupa astfel:

- masa specifică, notată cu M_s , definită ca raportul dintre masa motorului uscat, M_{usc} , și puterea sa efectivă: $M_s = M_{usc} / P_e$ [kg/kW], unde masa motorului uscat este masa motorului fără lubrifianți și lichid de răcire, exprimată în [kg];

- puterea litrică, notată P_L , reprezentând raportul dintre puterea efectivă și cilindrarea totală a motorului (litrajul): $P_L = P_e / V_L = P_e / (V_s \cdot i)$ [kW/litru];

- masa litrică, notată cu M_L , definită ca raport între masa motorului și cilindrul totală a motorului (litrajul): $M_L = M/V_L = M/(V_s \cdot i)$ [kg/litru].