

Ενότητα 2

Σχεδιασμός και χαρακτηριστικά λειτουργίας

2.1 Χαρακτηριστικά του κινητήρα

Στο κεφάλαιο αυτό θα αναπτυχθούν οι πιο σημαντικές σχέσεις που εκφράζουν τη γεωμετρία του κινητήρα, καθώς και οι παράμετροι που χρησιμοποιούνται για τον χαρακτηρισμό της λειτουργίας του κινητήρα. Οι παρακάτω παράγοντες είναι σημαντικοί για τον χρήστη της μηχανής :

- η απόδοση της μηχανής στο πεδίο λειτουργίας της
- η κατανάλωση καυσίμου της μηχανής στο πεδίο λειτουργίας της, καθώς και το κόστος του συγκεκριμένου καυσίμου που καίει
- οι εκπομπές ρύπων του καυσαερίου και ο θόρυβος της μηχανής στο πεδίο λειτουργίας της
- το κόστος προμήθειας και εγκατάστασης της μηχανής
- η αξιοπιστία και η διάρκεια ζωής της μηχανής, οι απαιτήσεις συντήρησης καθώς και ο τρόπος που επηρεάζουν αυτά τη διαθεσιμότητα και το κόστος λειτουργίας της μηχανής

Η απόδοση της μηχανής καθορίζεται ακριβέστερα από :

- τη μέγιστη ροπή που είναι διαθέσιμη σαν συνάρτηση του αριθμού στροφών της μηχανής. (Καμπύλη μέγιστης ροπής ή περιβάλλουσα του κινητήρα)

Η παρακάτω δείκτες απόδοσης χρησιμοποιούνται συνήθως :

- *Μέγιστη ισχύς* : η υψηλότερη ισχύς που επιτρέπεται να αναπτύξει η μηχανή (για μικρά χρονικά διαστήματα)
- *Ονομαστική ισχύς* : η μέγιστη ισχύς που επιτρέπεται να αναπτύξει η μηχανή σε συνεχή λειτουργία.
- *Μέγιστες στροφές* : ο αριθμός στροφών στον οποίο επιτυγχάνεται η ονομαστική ισχύς.

2.2 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εμβολοφόρων μηχανών

Οι παρακάτω παράμετροι ορίζουν τη βασική γεωμετρία μιάς εμβολοφόρου μηχανής (Σχ. 2.1):
Σχέση συμπίεσης

$$r_c = \frac{\text{maximum cylinder volume}}{\text{minimum cylinder volume}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

όπου V_d είναι ο όγκος εμβολισμού και V_c είναι ο ελάχιστος όγκος του θαλάμου καύσης.
Σχέση διαμέτρου κυλίνδρου προς διαδρομή εμβόλου :

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2.2)$$

Σχέση μήκους διωστήρα προς ακτίνα στροφάλου :

$$R = \frac{l}{a} \quad (2.3)$$

Φυσικά η διαδρομή του εμβόλου είναι διπλάσια της ακτίνας του στροφάλου.

Ο όγκος του κυλίνδρου σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου προκύπτει εάν στη σχέση:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2.4)$$

αντικατασταθεί η απόσταση s μεταξύ του άξονα του στροφαλοφόρου και του άξονα του κουμπιού του διωστήρα στο πιστόνι :

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (2.5)$$

οπότε :

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}] \quad (2.6)$$

Η επιφάνεια του θαλάμου καύσης σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου προκύπτει από τη σχέση :

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(l + a - s) \quad (2.7)$$

σαν το άθροισμα της επιφάνειας της κυλινδροκεφαλής, της κορώνας του πιστονιού και του τμήματος του χιτωνίου που αποκαλύπτει το πιστόνι, οπότε με χρήση της σχέσης 2.5 προκύπτει :

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi B L}{2} [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}] \quad (2.8)$$

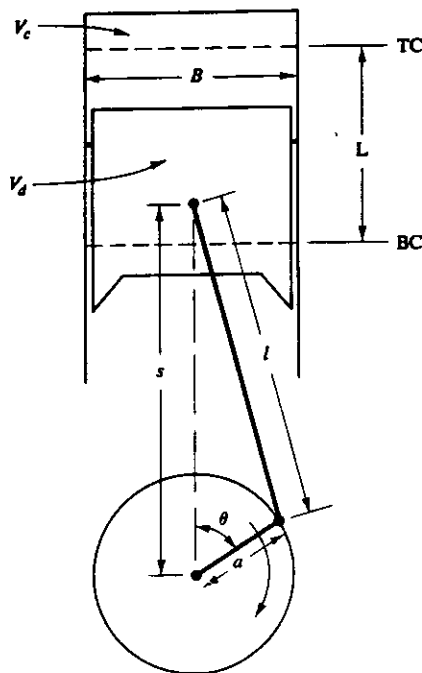


FIGURE 2-1
Geometry of cylinder, piston, connecting rod, and crankshaft where B = bore, L = stroke, l = connecting rod length, a = crank radius, θ = crank angle.

Σχημά 2.1 Γεωμετρία κυλίνδρου, εμβόλου, διωστήρα και στροφάλου.

Σημαντικό μέγεθος είναι και η μέση ταχύτητα εμβόλου :

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (2.9)$$

όπου N ο αριθμός στροφών του στροφαλοφόρου. Η μέση ταχύτητα εμβόλου είναι συχνά πιο κατάλληλο μέγεθος από τον αριθμό στροφών σαν παράμετρος συσχέτισης χαρακτηριστικών λειτουργίας της μηχανής με τις στροφές της.

Για παράδειγμα, οι ταχύτητες των αερίων στην εισαγωγή και τον κύλινδρο συσχετίζονται άμεσα με την μέση ταχύτητα του εμβόλου. Η στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου δίνεται από τη σχέση :

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (2.10)$$

Εάν παραγωγίσουμε τη σχέση 2.5 και την αντικαταστήσουμε στην 2.10, παίρνουμε τη σχέση :

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (2.11)$$

Το Σχήμα 2.2 δείχνει τη μεταβολή της στιγμιαίας ταχύτητας εμβόλου με τη γωνία στροφάλου για $R=3.5$

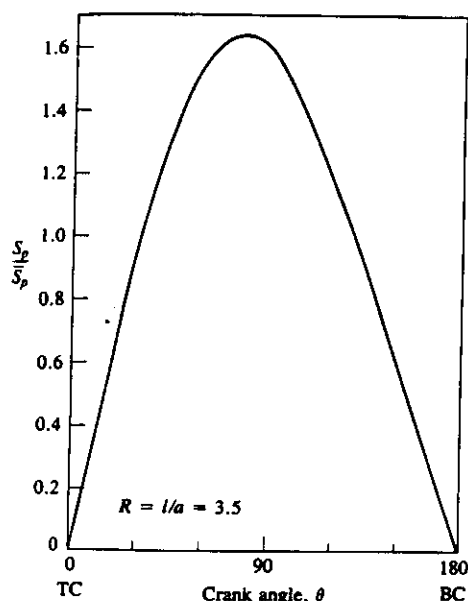


FIGURE 2-2
Instantaneous piston speed/mean piston speed
as a function of crank angle for $R = 3.5$.

Σχήμα 2.2 Μεταβολή της στιγμιαίας ταχύτητας εμβόλου με τη γωνία στροφάλου.

Οι αντιστάσεις της ροής μέσα από τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και οι αδρανειακές δυνάμεις που δημιουργούνται από τις παλινδρομούσες μάζες, περιορίζουν τη μέση ταχύτητα εμβόλου κάτω από τα 8 m/s (για μεγάλους ναυτικούς κινητήρες Diesel), μέχρι και κάτω από τα 15 m/s (για τους βενζινοκινητήρες αυτοκινήτων).

2.3 Ροπή στρέψης και ισχύς της μηχανής

Η αναπτυσσόμενη ροπή στρέψης από έναν κινητήρα μπορεί να μετρηθεί με τη δυναμομετρική πέδη (Σχ. 2.3). Για το σκοπό αυτό η μηχανή στηρίζεται σε ένα κρεβάτι και ο άξονας της συνδέεται με το ρότορα της πέδης.

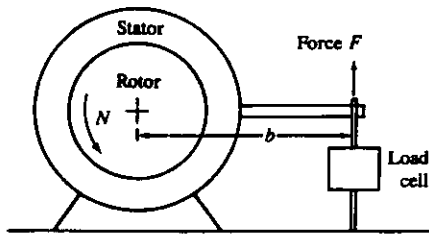


FIGURE 2-3
Schematic of principle of operation of dynamometer.

Σχ. 2.3 Αρχή λειτουργίας δυναμομετρικής πέδης.

Ο ρότορας της πέδης είναι κομπλαρισμένος ηλεκτρομαγνητικά, υδραυλικά, ή με μηχανική τριβή με ένα στάτη ο οποίος εδράζεται σε έδρανα χαμηλών τριβών. Ο στάτης ζυγίζεται με το ρότορα σε ηρεμία. Η ροπή που εξασκείται στον στάτη όταν περιστρέφεται ο ρότορας, μπορεί να μετρηθεί με σταθμά, ελατήρια, πνευματική πίεση ή με μέτρηση της παραμόρφωσης του άξονα (λήπτες ροπής).

Χρησιμοποιώντας τους συμβολισμούς του Σχ. 2.3 εάν η ροπή που ασκείται από τη μηχανή είναι :

$$T = Fb \quad (2.12)$$

Η ισχύς που αναπτύσει η μηχανή είναι ίση με το γινόμενο της ροπής επί την γωνιακή ταχύτητα.

$$P = 2\pi NT \quad (2.13)$$

$$P(\text{kW}) = 2\pi N(\text{rev/s})T(\text{N} \cdot \text{m}) \times 10^{-3}$$

2.4 Ενδεικνύμενο έργο κύκλου.

Η μέτρηση της πίεσης του κυλίνδρου σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου (δυναμοδεικτικό διάγραμμα) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό του έργου που πραγματοποιείται από το αέριο στο πιστόνι. Η πίεση του κυλίνδρου μπορεί να παρασταθεί σαν συνάρτηση του όγκου του κυλίνδρου στο διάγραμμα PV του Σχήματος 2.4.

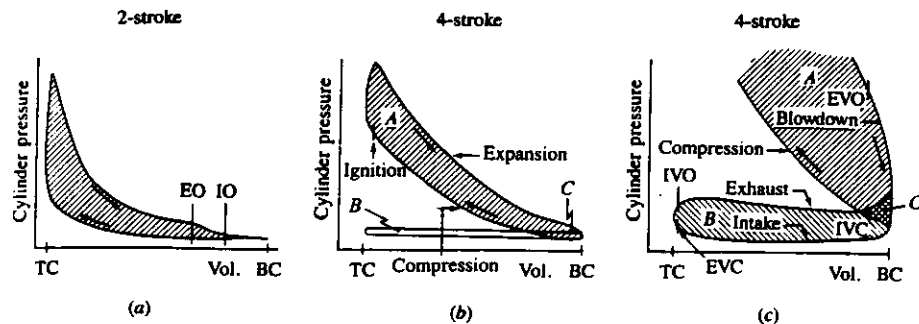


FIGURE 2-4
Examples of p - V diagrams for (a) a two-stroke cycle engine, (b) a four-stroke cycle engine; (c) a four-stroke cycle spark-ignition engine exhaust and intake strokes (pumping loop) at part load.

Σχήμα 2.4 Παραδείγματα διαγραμμάτων PV (a) 2-χρονης μηχανής (b) 4-χρονης μηχανής (c) 4-χρονης μηχανής (διάγραμμα χαμηλής πίεσης, για μελέτη του αρνητικού βρόγχου).

Το ενδεικνύμενο έργο του κύκλου (ανά κύλινδρο) προκύπτει από το επικαμπύλιο ολοκλήρωμα:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (2.14)$$

Η ύπαρξη του αρνητικού βρόγχου στο 4-χρονο κύκλο (Σχήμα 2.4c) οφείλεται στις διαφορές πιέσεων από την ατμόσφαιρα που απαιτούνται για να γίνει η εισαγωγή αέρα και εξαγωγή καυσαερίων σε έναν κινητήρα φυσικής αναπνοής. Αντίθετα σε ένα υπερπληρούμενο κινητήρα το έργο άντλησης είναι συνήθως θετικό, γιατί η πίεση στην κατάθλιψη του συμπιεστή είναι μεγαλύτερη από την αντίθλιψη της τουρμπίνας.

Η αναπτυσσόμενη ισχύς ανά κύλινδρο δίνεται από τη σχέση :

$$P_i = \frac{W_{c,i} N}{n_R} \quad (2.15)$$

Όπου n_R είναι ο αριθμός περιστροφών του στροφάλου που αντιστοιχούν σε ένα κινητήριο έμβολισμό. (Δύο για τον 4-χρονο και ένα για τον 2-χρονο κινητήρα).

2.5 Μηχανικός βαθμός απόδοσης.

Ένα μέρος της ενδεικνύμενης ισχύος του κινητήρα δαπανάται για να υπερνικηθούν οι τριβές στα έδρανα, στα ελατήρια των εμβόλων και σε άλλα μηχανικά εξαρτήματα του κινητήρα καθώς και για την κίνηση των βοηθητικών εξαρτημάτων του κινητήρα (αντλία λαδιού, αντλία νερού, εκεντροφόρος, δυναμό, φτερωτή, κομπρεσέρ, κ.λ.π.). Το σύνολο των απαιτήσεων αυτών ομαδοποιούνται υπό τον όρο ισχύος τριβών. Οπότε ισχύει:

$$P_{ig} = P_b + P_f \quad (2.16)$$

Ο ακριβής προσδιορισμός της ισχύος τριβών είναι δυσχερής. Μία συνήθης μέθοδος για ταχύστροφες μηχανές είναι να ρυμουκλήσουμε τον κινητήρα με έναν ηλεκτροκινητήρα και να μετρήσουμε την ηλεκτρική ισχύ που απαιτείται για την υπερνίκηση των πάσης φύσης τριβών. Όμως θα πρέπει να διατηρήσουμε τις στροφές, τη γωνία της πεταλούδας του γκαζιού και τις θερμοκρασίες νερού ψύξης και λαδιού στις ίδιες τιμές που θα είχαν εάν γινόταν καύση στον κινητήρα. Φυσικά ακόμη και σε αυτήν την περίπτωση, η πίεση των αερίων της καύσης στο έμβολο και στα ελατήρια είναι χαμηλότερες στην περίπτωση του ρυμουκλούμενου κινητήρα.

Το ηλίκο της ισχύος στον άξονα του κινητήρα προς την ενδεικνύμενη ισχύ ονομάζεται μηχανικός βαθμός απόδοσης :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{ig}} \quad (2.17)$$

2.6 Φορτίο δρόμου

Κατά τον σχεδιασμό του κιβωτίου ταχυτήτων ενός αυτοκινήτου χρησιμοποιείται μία καμπύλη ισχύος αναφοράς που αντιστοιχεί στο φορτίο που απαιτείται για την οδήγηση του οχήματος με σταθερές ταχύτητες σε επίπεδο δρόμο. Η ισχύς αυτή υπολογίζεται με βάση την τριβή κυλίσεως στα ελαστικά και την αντίσταση του αέρα με βάση τη σχέση :

$$P_r = (C_R M_v g + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_v S_v^2) S_v \quad (2.18)$$

where C_R = coefficient of rolling resistance ($0.012 < C_R < 0.015$)³

M_v = mass of vehicle [for passenger cars: curb mass plus passenger load of 68 kg (150 lbf); in U.S. units W_v = vehicle weight in lbf]

g = acceleration due to gravity

ρ_a = ambient air density

C_D = drag coefficient (for cars: $0.3 < C_D \lesssim 0.5$)³

A_v = frontal area of vehicle

S_v = vehicle speed

With the quantities in the units indicated:

$$P_r(\text{kW}) = [2.73 C_R M_v(\text{kg}) + 0.0126 C_D A_v(\text{m}^2) S_v(\text{km/h})^2] S_v(\text{km/h}) \times 10^{-3}$$

$$\text{or } P_r(\text{hp}) = \frac{[C_R W_v(\text{lbf}) + 0.0025 C_D A_v(\text{ft}^2) S_v(\text{mi/h})^2] S_v(\text{mi/h})}{375}$$

2.7 Μέση πραγματική πίεση

Η αδιαστατοποίηση της ροπής επιτυγχάνεται με την εισαγωγή της έννοιας της μέσης πραγματικής πίεσης, που προκύπτει με διαίρεση του έργου που παράγεται ανά κύκλο με τον όγκο εμβολισμού :

$$\text{mep} = \frac{P n_R}{V_d N} \quad \text{mep}(\text{kPa}) = \frac{P(\text{kW}) n_R \times 10^3}{V_d(\text{dm}^3) N(\text{rev/s})} \quad (2.19)$$

Η μέγιστη μέση πραγματική πίεση καλά σχεδιασμένων κινητήρων είναι δεδομένη κατά κατηγορία κινητήρα και σχετικά ανεξάρτητη από τον όγκο εμβολισμού.

Τυπικές τιμές μέσης πραγματικής πίεσεως

Είδος κινητήρα	Μέγιστη mep	Ελάχιστη mep
Βενζινοκινητήρες φυσικής αναπνοής	10.5	8.5
Βενζινοκινητήρες υπερπληρούμενοι	17	12.5
Πετρελαιοκινητήρες φυσικής αναπνοής	9	7
Πετρελαιοκινητήρες υπερπληρούμενοι	17	10

2.8 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στις δοκιμές των κινητήρων η κατανάλωση καυσίμου μετράται σε kg/s. Πιο χρήσιμος όμως είναι ο συσχετισμός με την οφέλιμη ισχύ :

$$\text{sfc} = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.21)$$

Ένα άλλο μέγεθος εκτίμησης της απόδοσης της μηχανής είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης.

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{(P \eta_R / N)}{(\dot{m}_f n_R / N) Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2.23)$$

που σχετίζεται με την ειδική κατανάλωση με τη σχέση :

$$\eta_f = \frac{1}{\text{sfc} Q_{HV}} \quad (2.24)$$

Τυπικές τιμές για την κατώτερη θερμογόνο δύναμη των μιγμάτων υδρογονανθράκων που χρησιμοποιούνται σαν καύσιμα σε μηχανές είναι 42 έως 44 Mg/Kg.

2.9 Λόγος αέρα καυσίμου

Κατά τις δοκιμές κινητήρων γίνεται ταυτόχρονη μέτρηση των ροών μάζας αέρα και καυσίμου. Το πηλίκο τους είναι χρήσιμο στον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών λειτουργίας του κινητήρα :

$$\text{Air/fuel ratio } (A/F) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.25)$$

$$\text{Fuel/air ratio } (F/A) = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.26)$$

Οι περιοχές λόγου αέρα καυσίμου είναι για τον βενζινοκινητήρα μεταξύ 12 και 18 για δε τον πετρελαιοκινητήρα μεταξύ 18 και 70 Kg αέρα ανά Kg καυσίμου. Αν διαιρέσουμε το λόγο αέρα καυσίμου με τον στοιχειομετρικά απαιτούμενο πέρνουμε τον στοιχειομετρικό λόγο αέρα λ ο οποίος παίρνει την τιμή 1 για στοιχειομετρικό μίγμα, >1 για φτωχό μίγμα και <1 για πλούσιο μίγμα.

2.10 Βαθμός πλήρωσης

Το σύστημα εισαγωγής (φίλτρο αέρα, καρμπυρατέρ, πεταλούδα γκαζιού, πολλαπλή εισαγωγής, αυλός εισαγωγής, βαλβλίδα εισαγωγής στο παράδειγμα του βενζινοκινητήρα) περιορίζει την ποσότητα αέρα που μπορεί να εισέρθει στον κύλινδρο κατά την φάση της εισαγωγής εξαιτίας των αντιστάσεων του. Η παράμετρος που χρησιμοποιείται για την μέτρηση της αποδοτικότητας της διεργασίας εισαγωγής της γόμωσης στον κύλινδρο λέγεται βαθμός πλήρωσης :

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (2.27)$$

Τυπικές μέγιστες τιμές του βαθμού πλήρωσης βρίσκονται στην περιοχή μεταξύ 0.8 και 0.9 (υψηλότερες τιμές για τους πετρελαιοκινητήρες, εξαιτίας της απουσίας της πεταλούδας γκαζιού και του καρμπυρατέρ).

2.11 Σχέσεις που συνδέουν τις κύριες παραμέτρους απόδοσης ΜΕΚ

Με βάση τα όσα αναπτύχθηκαν στην ενότητα αυτή μπορούν να αποδειχθούν οι παρακάτω σχέσεις :

Για την ισχύ :

$$P = \frac{\eta_f m_a N Q_{\text{HVN}}(F/A)}{n_R} \quad (2.38)$$

Για 4-χρονες μηχανές μπορούμε να εισάγουμε το βαθμό πλήρωσης στην παραπάνω σχέση:

$$P = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{\text{HVN}} \rho_{a,i}(F/A)}{2} \quad (2.39)$$

Για τη ροπή ισχύει η παρακάτω σχέση :

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{\text{HVN}} \rho_{a,i}(F/A)}{4\pi} \quad (2.40)$$

Για τη μέση πραγματική πίεση ισχύει η παρακάτω σχέση :

$$p_{\text{ερ}} = \eta_f \eta_v Q_{\text{HVN}} \rho_{a,i}(F/A) \quad (2.41)$$

Η ισχύς ανά μονάδα επιφανείας εμβόλου δίνεται από τις σχέσεις :

$$\frac{P}{A_p} = \frac{\eta_f \eta_v N L Q_{\text{HVN}} \rho_{a,i}(F/A)}{2} \quad (2.42)$$

είτε με εισαγωγή της μέσης ταχύτητας εμβόλου :

$$\frac{P}{A_p} = \frac{\eta_f \eta_v \bar{S}_p Q_{\text{HVN}} \rho_{a,i}(F/A)}{4} \quad (2.43)$$

Οι παραπάνω σχέσεις δείχνουν τη μεγάλη σημασία που έχουν για την απόδοση του κινητήρα τα πακάτω :

- Υψηλός θερμικός βαθμός απόδοσης
- Υψηλός βαθμός πλήρωσης
- Αύξηση της ισχύος κινητήρα με δεδομένο όγκο εμβολισμού, με αύξηση της πυκνότητας του αέρα εισαγωγής.
- Ελάχιστος λόγος αέρα καυσίμου που μπορεί να καεί στη μηχανή διατηρώντας υψηλό βαθμό καύσης.
- Υψηλή μέση ταχύτητα εμβόλου.

2.12 Δεδομένα σχεδιασμού και επιδόσεων διαφόρων κατηγοριών κινητήρων

Συνήθως οι κατασκευαστές δείχνουν την απόδοση των κινητήρων τους με δύο ζεύγη χαρακτηριστικών μεγεθών, που απεικονίζουν δύο σημεία της καμπύλης μέγιστης ροπής.

- Την ονομαστική ισχύ και τον αριθμό στροφών στις οποίες θα πρέπει να αποδίδεται. Όταν δεν ξεπερνιούνται οι δύο αυτές τιμές, τότε ο κατασκευαστής εγγυάται την αξιοπιστία, τη μεγάλη διάρκεια ζωής και την οικονομική λειτουργία του κινητήρα.
- Τη μέγιστη ροπή και τον αριθμό στροφών που αυτή επιτυγχάνεται. (Το υψηλότερο σημείο της περιβάλλουσας)

Επειδή τα δύο παραπάνω χαρακτηριστικά εξαρτώνται προφανώς από τον όγκο εμβολισμού του κινητήρα οι συγκρίσεις μεταξύ κινητήρων διαφορετικού μεγέθους που ανήκουν στην ίδια κατηγορία γίνονται με χρήση ειδικών μεγεθών όπως φαίνεται στον πίνακα 2.1

TABLE 2.1
Typical design and operating data for internal combustion engines

	Operating cycle	Compression ratio	Bore, m	Stroke/bore	Rated maximum			Weight/power ratio, kg/kW	Approx. best bsfc, g/kW·h
					Speed, rev/min	b _{mep} , atm	Power per unit volume kW/dm ³		
<i>Spark-ignition engines:</i>									
Small (e.g., motorcycles)	2S,4S	6-11	0.05-0.085	1.2-0.9	4500-7500	4-10	20-60	5.5-2.5	350
Passenger cars	4S	8-10	0.07-0.1	1.1-0.9	4500-6500	7-10	20-50	4-2	270
Trucks	4S	7-9	0.09-0.13	1.2-0.7	3600-5000	6.5-7	25-30	6.5-2.5	300
Large gas engines	2S,4S	8-12	0.22-0.45	1.1-1.4	300-900	6.8-12	3-7	23-35	200
Wankel engines	4S	≈ 9	0.57 dm ³ per chamber		6000-8000	9.5-10.5	35-45	1.6-0.9	300
<i>Diesel engines:</i>									
Passenger cars	4S	17-23	0.075-0.1	1.2-0.9	4000-5000	5-7.5	18-22	5-2.5	250
Trucks (NA)	4S	16-22	0.1-0.15	1.3-0.8	2100-4000	6-9	15-22	7-4	210
Trucks (TC)	4S	14-20	0.1-0.15	1.3-0.8	2100-4000	12-18	18-26	7-3.5	200
Locomotive, industrial, marine	4S,2S	12-18	0.15-0.4	1.1-1.3	425-1800	7-23	5-20	6-18	190
Large engines, marine and stationary	2S	10-12	0.4-1	1.2-3	110-400	9-17	2-8	12-50	180