

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

### **ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ**

Η ανάλυση ενός πραγματικού κύκλου μιας μηχανής χρειάζεται να συνδέσουμε τη μηχανή σε ένα δυναμόμετρο-πέδη, για να ελέγχουμε τις στροφές και το φορτίο. Επιπλέον χρειάζονται μετρήσεις των παροχών αέρα, καυσίμου, της πίεσης συναρτήσεως του όγκου του κυλίνδρου, του υπολοίπου καυσαερίων ( $f$ ), της θερμοκρασίας του ψυκτικού και του λαδιού, και του χρονισμού (timing) του σπινθήρα ή της έγχυσης του καυσίμου.

Με το δυναμόμετρο μετράμε στροφές και φορτίο (δηλαδή αντίσταση στην περιστροφή ή ροπή στρέψης). Η ροπή που ασκείται από τον άξονα της μηχανής είναι  $T=F*b$ , σχήμα 5.1β. Η ισχύς της μηχανής που εργάζεται με  $R_s$  στροφές είναι  $P_b=2\pi R_s T$ . Η αεριοροή μπορεί να μετρηθεί με διάφορους μετρητές ροής (orifice, venturi, turbine ή hot-wire μετρητές είναι μερικά παραδείγματα). Το υπόλοιπο καυσαερίων ( $f$ ) υπολογίζεται μέσω δειγματοληψίας μίγματος, κατά το χρόνο συμπίεσης, και κατόπιν ανάλυσή τους, σύμφωνα με τους νόμους της θερμοχημείας. Ο σχετικός λόγος καυσίμου-αέρα ( $\phi$ ) υπολογίζεται από ανάλυση των στοιχείων στα καυσαέρια (exhaust gas analysis), σύμφωνα με τις αρχές του κεφαλαίου της καύσης-θερμοχημείας.

Δυναμοδεικτικά διαγράμματα πίεσης-όγκου κυλίνδρου (P-V) μετρώνται τώρα, κυρίως, μέσω πιεζοηλεκτρικών μεταλλακτών (piezoelectric transducers). Ένα τέτοιο τυπικό σύστημα δείχνεται στο σχήμα 5.1 (Ferguson, 1986). Ο μεταλλάκτης μετρά στιγμιαία πίεση, η οποία επιδεικνύεται επάνω στην οθόνη του παλμογράφου συναρτήσεως του χρόνου. Ένας σφόνδυλος με εγκοπές χρησιμοποιείται για να εκθέτει ένα φωτοευαίσθητο αναλυτή σε μια πηγή φωτός, έτσι ώστε να δημιουργεί σήματα σε γωνίες στροφάλου που αντιστοιχούν στις θέσεις των εγκοπών. Για το σφόνδυλο του σχήματος 5.1γ ένα σήμα δημιουργείται κάθε  $20^\circ$ . Η εγκοπή στο TDC γίνεται βαθύτερη, ούτως ώστε περισσότερο φως να προσπίπτει στο φωτοαναλυτή σε αυτή τη θέση, και το παραγώμενο σήμα να είναι μεγαλύτερο. Έτσι

αναγνωρίζεται ο παλμός στο TDC επάνω στο σήμα του παλμογράφου, και καθορίζεται η σχέση πίεσης κυλίνδρου με τη γωνία του στροφάλου. Η σχέση  $V(\theta)$  προκύπτει από τη σχέση του κεφαλαίου 2 .

### **5.1 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΜΗΧΑΝΗΣ SI**

Επειδή η απόδοση ενός πραγματικού κύκλου θα είναι μικρότερη από την απόδοση του ισοδύναμου κύκλου καυσίμου-αέρα Otto, ο κύκλος καυσίμου-αέρα είναι ένα κατάλληλο μέτρο σύγκρισης. Με αναφορά στο σχήμα 5.2, ένας ισοδύναμος κύκλος καυσίμου-αέρα κατασκευάζεται με επιλογή ίδιων θερμοκρασιών, πιέσεων και σύνθεσης (άρα και εντροπίας), σε κάποιο σημείο αναφοράς, κείμενο μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής και πριν την έναυση του σπινθηριστού. Επειδή η πραγματική διεργασία είναι σχεδόν ισεντροπική, οι καμπύλες συμπίεσης των δύο κύκλων σχεδόν συμπίπτουν. Αμέσως μετά την έναυση του σπινθηριστή η πίεση του πραγματικού κύκλου αρχίζει να αυξάνει περισσότερο από ότι στον κύκλο καυσίμου-αέρα. Επειδή η καύση, στην πραγματικότητα, δε γίνεται υπό σταθερό όγκο, η πίεση κορυφής είναι πολύ χαμηλότερη από αυτή που υπολογίζεται από τον κύκλο καυσίμου-αέρα. Η καμπύλη εκτόνωσης 3-4 είναι πολυτροπική: μετρήσεις δείχνουν ότι η εντροπία ελαττώνεται κατά την εκτόνωση. στο σημείο 4 ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και αμέσως μετά η πίεση πέφτει ταχύτατα στην πίεση εξαγωγής. Η διαγραμισμένη επιφάνεια παριστά το απωλεσθέν έργο που μπορεί να προέρχεται από τα ακόλουθα: απώλεια θερμότητας και μάζας, πεπερασμένος αριθμός καύσης και αποτόνωσης (blowdown). Αυτές οι απώλειες ελαττώνουν την απόδοση του ισοδύναμου κύκλου καυσίμου-αέρα κατά ένα ποσοστό 0.8÷0.9. Τα σχήματα 5.3÷5.5 δείχνουν διαγράμματα P-V συναρτήσεως διαφόρων παραμέτρων της μηχανής. Η τάξη μεγέθους των φαινομένων και η τάση μεταβολών προς την μια ή την άλλη κατεύθυνση (trends) είναι τυπικές των περισσότερων μηχανών. Σημαντικά σημεία που μπορούμε να παρατηρήσουμε από την μελέτη των πραγματικών κύκλων είναι:

1. Ο λόγος  $\eta/\eta_{otto}$  είναι της τάξης του 0.85 και μεταβάλλεται λίγο με τις παραμέτρους της μηχανής εκτός από μια μικρή ελλάτωση με αύξηση του λόγου συμπίεσης.
2. Η διάρκεια της καύσης,  $\Theta_b$ , είναι της τάξης των 35°

ελαττώνεται με αύξηση του  $r$  και της  $P_1$  και είναι ελάχιστη σε ελαφρώς πλούσια μίγματα.

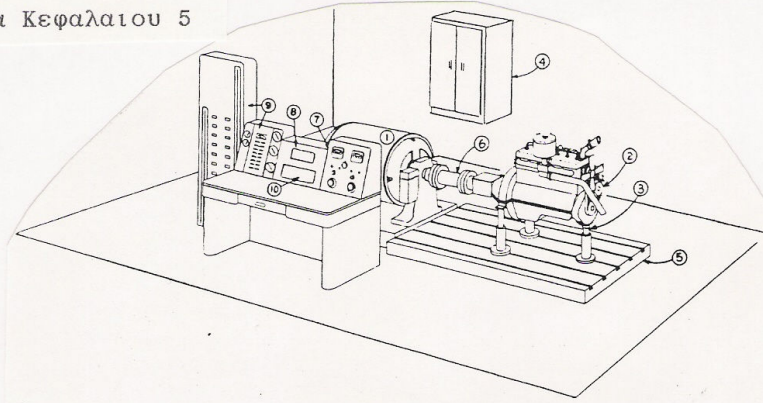
3. Το βέλτιστο spark advance,  $\theta_s$ , αυξάνει με το  $\theta_b$  και με την αύξηση των στροφών.
4. Η imep αυξάνει με τις στροφές της μηχανής, ενώ η bmer ελαττώνεται λόγω αυξανόμενων τριβών.

Ο λόγος  $\eta/\eta_{otto}$  δείχνει μια ασθενή εξάρτηση από το λόγο συμπίεσης και μια ακόμη πιο ασθενή εξάρτηση από τη θερμοκρασία εισόδου. Είναι ανεξάρτητος του  $\phi$  και του  $P_e/P_i$ .

## **5.2 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΜΗΧΑΝΗΣ CI**

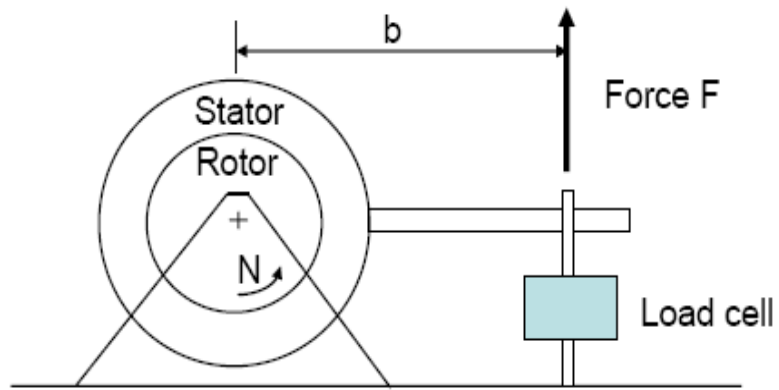
Οι μηχανές Diesel είναι σχεδιασμένες να περιορίζουν το ρυθμό αύξησης της πίεσης και τη μέγιστη πίεση, για να ικανοποιήσουν περιορισμούς που τίθενται από τη θεώρηση θεμάτων όπως η αντοχή, ο θόρυβος και οι εκπομπές ρύπων. Μια κατάλληλη επιλογή, σαν μέτρο σύγκρισης, είναι ο ισοδύναμος κύκλος καυσίμου-αέρα περιορισμένης πίεσης. Τα σχήματα 5.6 και 5.7 συγκρίνουν πραγματικά διαγράμματα P-V και κύκλους λειτουργίας με τα αντίστοιχα των θεωρητικών κύκλων καυσίμου-αέρα. Όπως και στις μηχανές SI, οι απώλειες αποδίδονται στις απώλειες θερμότητας και μάζας, στον πεπερασμένο ρυθμό αποτόνωσης και στη καύση που γίνεται υπό πίεση χαμηλότερη από τη μέγιστη.

Σχηματα Κεφαλαιου 5

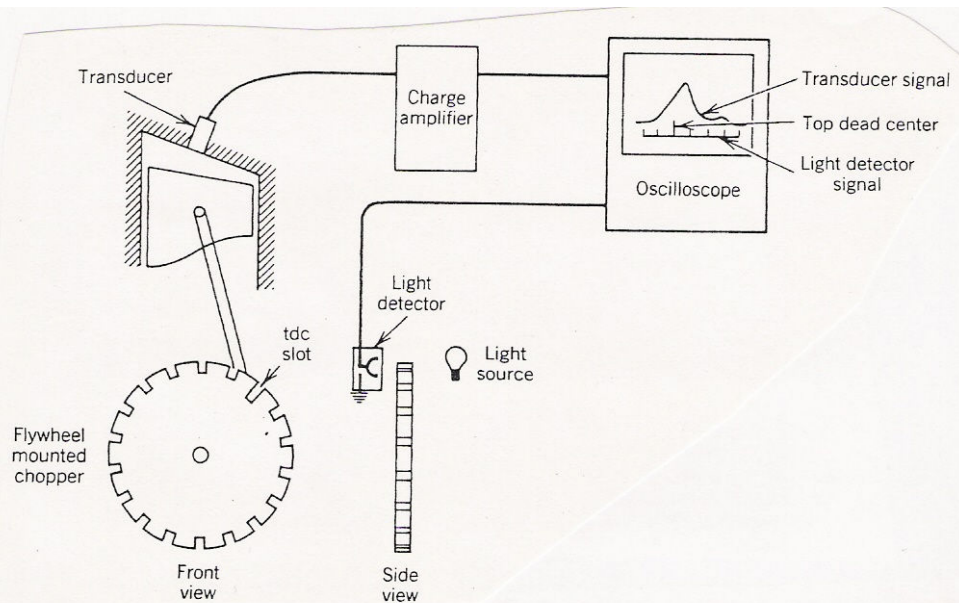


Typical engine test stand. (1) Dynamometer (2) test engine (3) engine jacks (4) dynamometer controller (5) "7" slot engine base (6) coupling (7) control panel (8) speed indicator (9) engine panels (10) torque indicator.

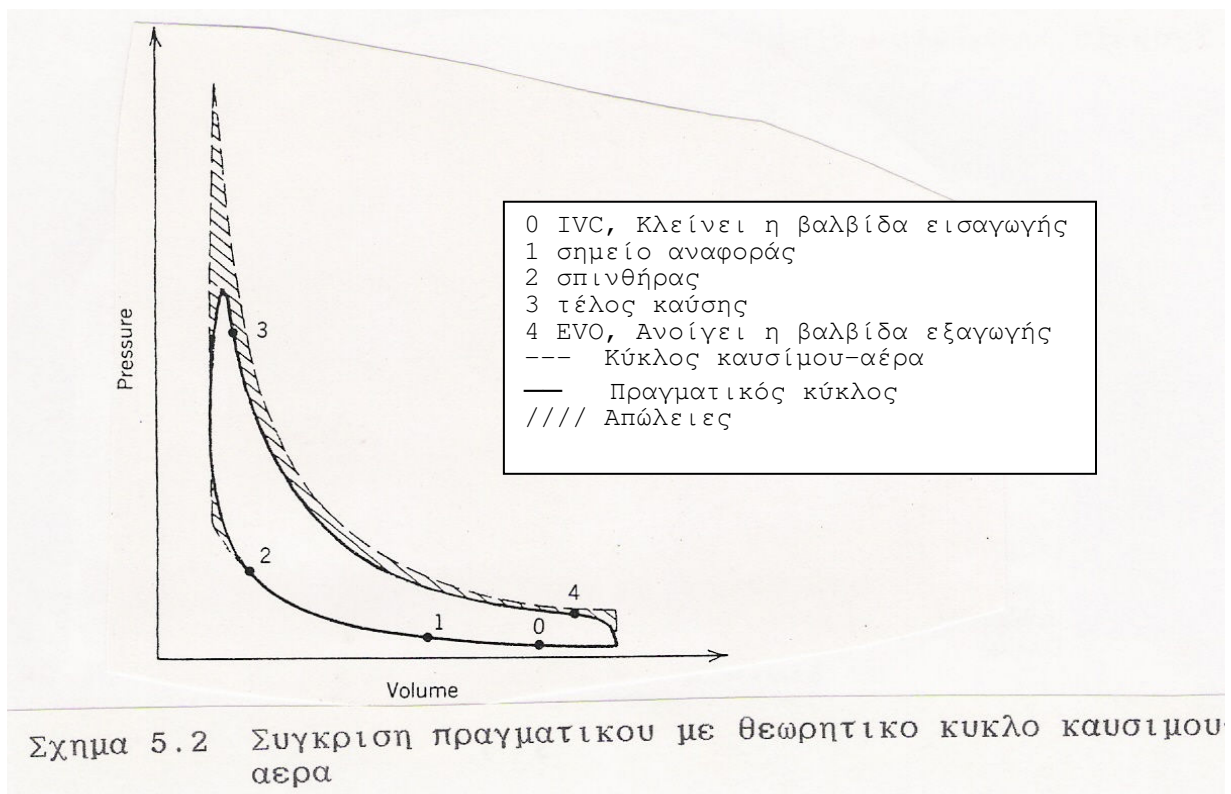
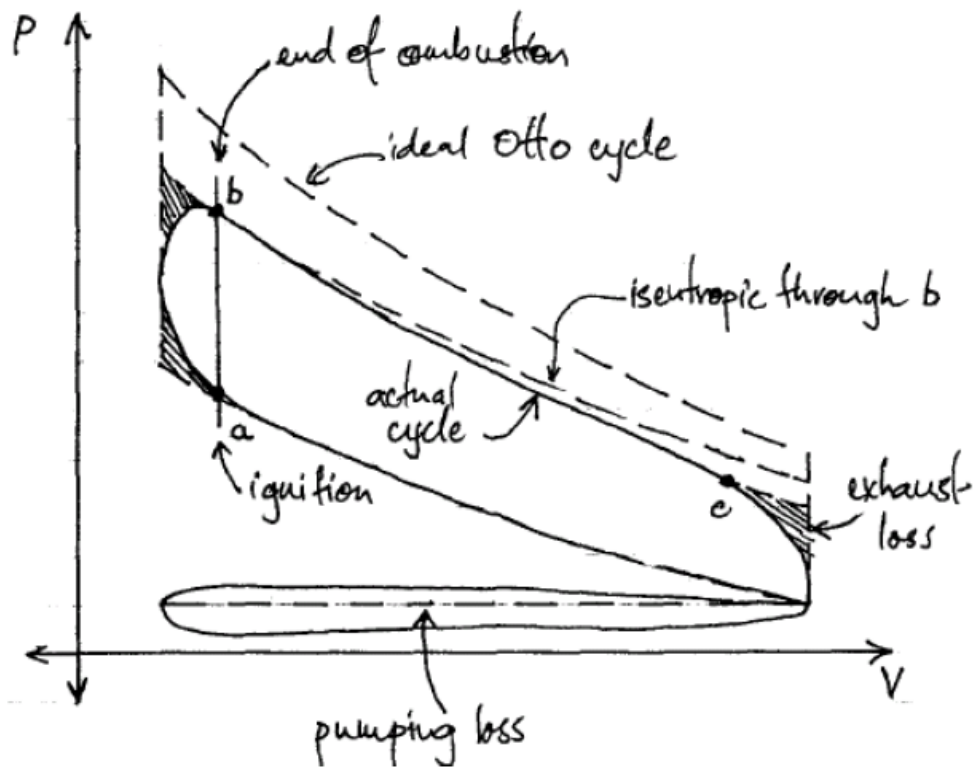
Σχημα 5.1 α) Διαταξη εγκαταστασης μετρησης μηχανης με δυναμομετρο Ferguson, 1986



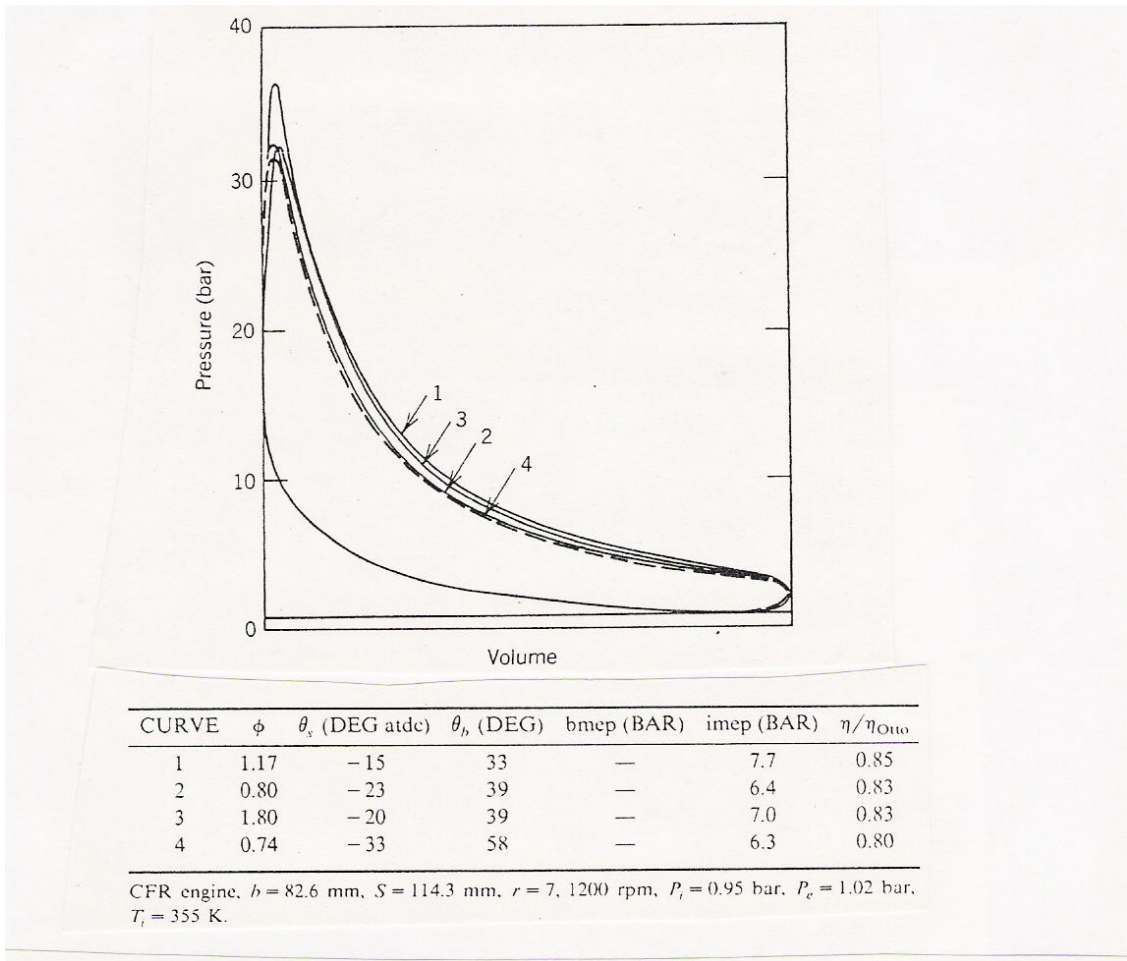
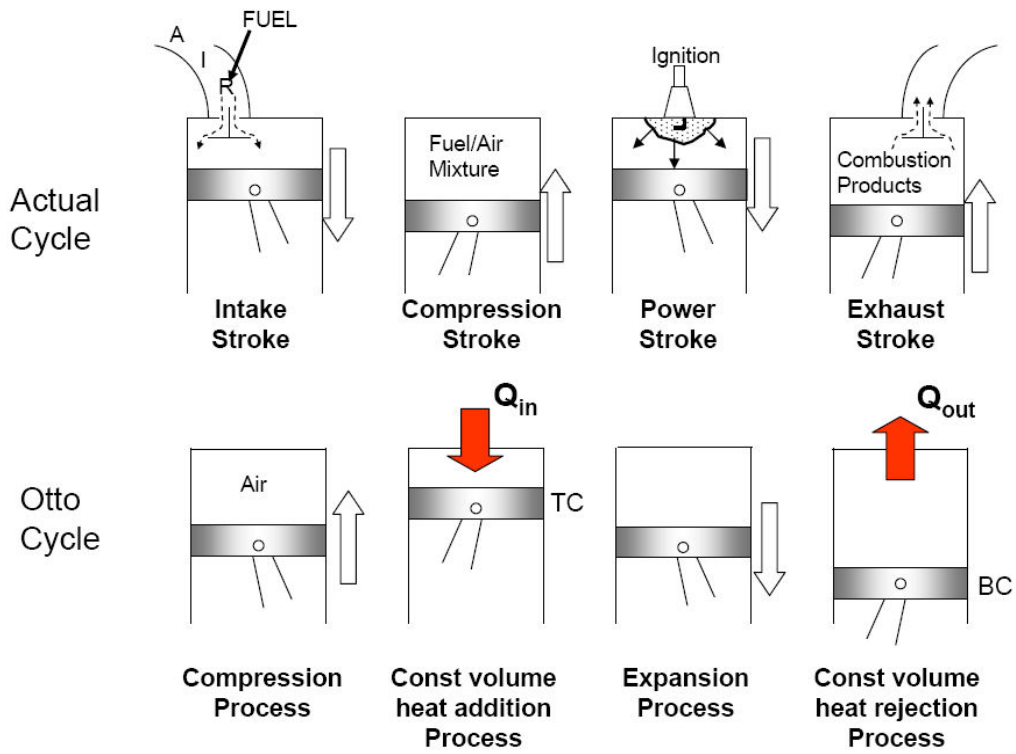
Σχημα 5.1 β) Μετρηση ροπης με δυναμομετρο



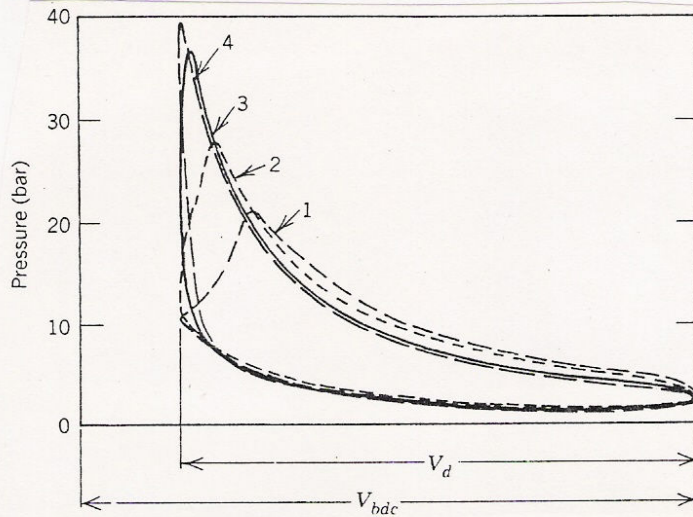
Σχημα 5.1 γ) Συστημα μετρησης πιεσης κυλινδρου Ferguson, 1986



Σχημα 5.2 Συγκριση πραγματικου με θεωρητικο κυκλο καυσιμου αερα



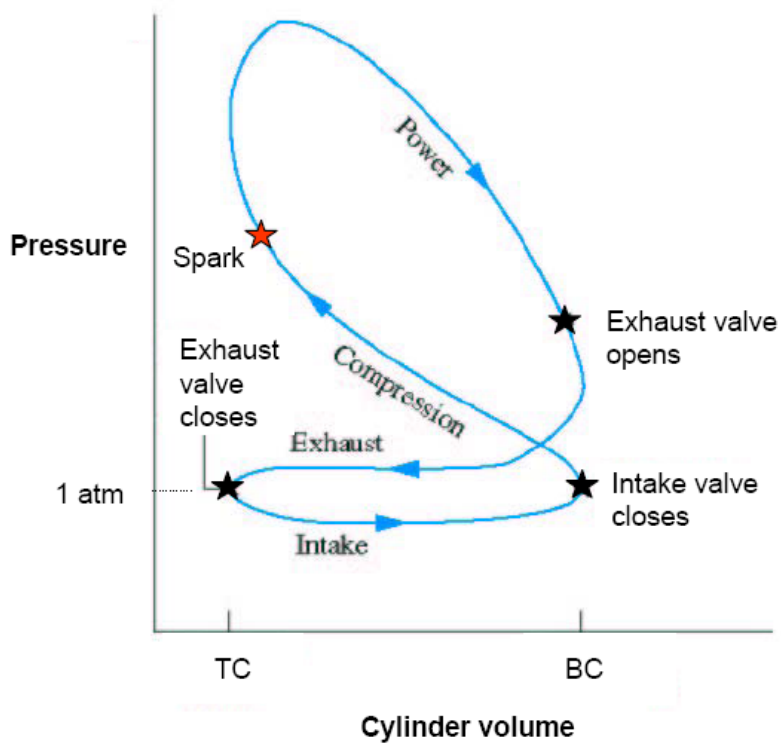
Σχήμα 5.3 α) Σύγκριση πραγματικού και ιδανικού κύκλου ΟΤΤΟ  
 β) Επίδραση του σχετικού λόγου καυσίμου-αέρα στον πραγματικό κύκλο, Ferguson (1986)



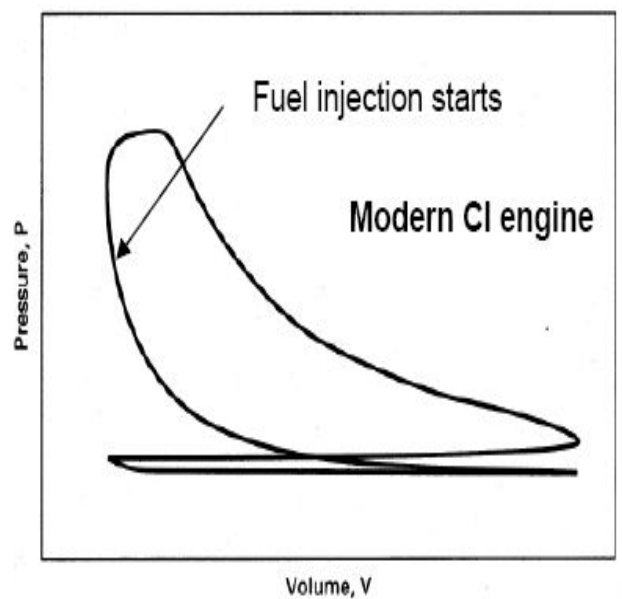
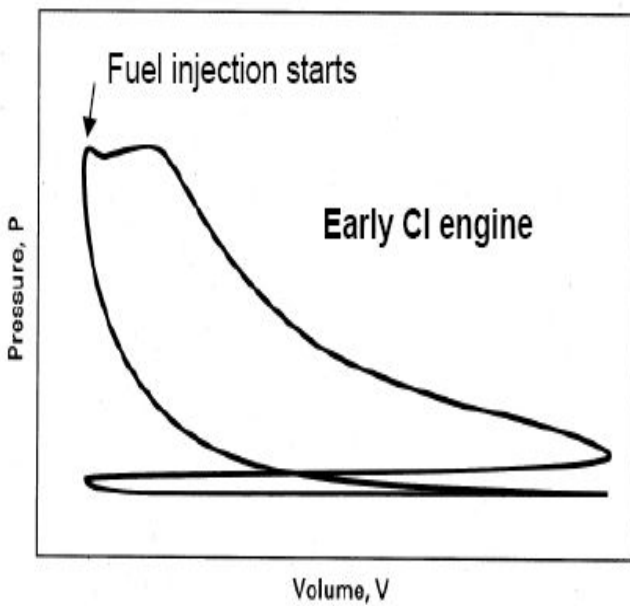
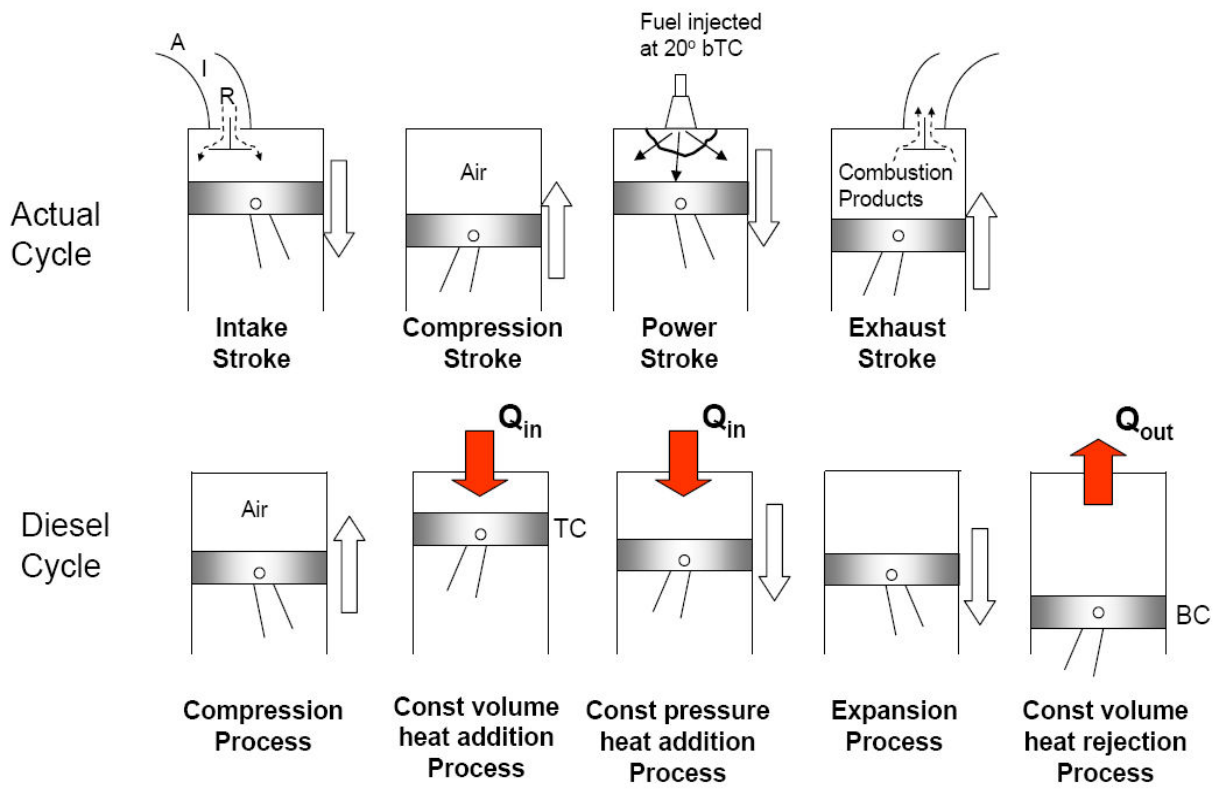
CURVE	$\theta_s$ (DEG atdc)	$\theta_b$ (DEG)	bmeP (BAR)	imeP (BAR)	$\eta/\eta_{Otto}$
1	0	40	5.0	6.0	0.73
2	-13	40	5.7	7.5	0.82
3	-26	38	5.8	7.5	0.82
4	-37	39	5.0	6.9	0.74

CFR engine.  $b = 82.6$  mm,  $S = 114.3$  mm,  $r = 6$ ,  $\phi = 1.13$ ,  $P_i = 0.99$  bar,  $P_c = 1.02$  bar,  $T_i = 328$  K, 1200 rpm.

Σχήμα 5.4 Επίδραση χρονισμού σπινθηριστή (spark advance)



Σχήμα 5.5 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα τετράχρονης μηχανής SI



Σχήμα 5.6 Συγκρίσεις μεταξύ τυπικών πραγματικών και ιδανικών κύκλων μηχανών DIESEL και τυπικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα