

## Ενότητα 8

### Καύση σε κινητήρες Diesel

#### 8.1 Κύρια χαρακτηριστικά της διεργασίας

Τα κύρια χαρακτηριστικά της καύσης με συμπίεση ή της καύσης στον κινητήρα Diesel μπορούν να συνοψιστούν ως ακολούθως. Το καύσιμο ψεκάζεται από το σύστημα έγχυσης μέσα στον κύλινδρο της μηχανής κατά το τέλος του εμβολισμού συμπίεσης αμέσως πριν από την επιθυμητή έναρξη της καύσης. Τα κύρια εξαρτήματα των πιο κοινών αλλά και των σύγχρονων συστημάτων έγχυσης σε κινητήρες Diesel παραυσιάζονται στο παράρτημα 3. Το υγρό καύσιμο, πετρέλαιο συνήθως, ψεκάζεται με υψηλή πίεση με τη μορφή ενός ή περισσότερων jets μέσα από μικρές τρύπες ή ακροφύσια στην άκρη του μπεκ και με αυτόν τον τρόπο διαμερίζονται σε πολύ μικρά σταγονίδια τα οποία διυσιδείου μέσα στον θάλαμο καύσης. Το καύσιμο εξαμιζεται και ανακατεύεται με τον αέρα του κυλίνδρου ο οποίος βρίσκεται σε υψηλή πίεση και σε υψηλή θερμοκρασία. Επειδή η θερμοκρασία του αέρα αλλά και η πίεση του είναι πάνω από το σημείο έναυσης του συγκεκριμένου καυσίμου παρατηρείται αυτανάφλεξη του ήδη αναμιγμένου καυσίμου με τον αέρα μετά από μία περίοδο καθυστέρησης η οποία αντιστοιχεί σε μερικές μοίρες της γωνίας στροφάλου. Η πίεση του κυλίνδρου αυξάνει καθώς παρατηρείται καύση του μίγματος αέρα καυσίμου. Η συνακόλουθη συμπίεση του άκαυστου τμήματος της γόμωσης μικραίνει την καθυστέρηση έναυσης για το υπόλοιπο μίγμα, που έχει αναμιχθεί δηλαδή πιο ύστερα, το οποίο επομένως στη συνέχεια καίγεται γρήγορα, έτσι ουσιαστικά στη συνέχεια η έναυση γίνεται μετά τον ψεκασμό. Η διαδικασία αυτή συνεχίζεται μέχρι που να καεί όλο το καύσιμο και επί προσθέτως η ανάμιξη του αέρα που παραμένει στον κύλινδρο με τα καμμένα αέρια αλλά και αυτά που ήδη καίγονται συνεχίζεται και στη διάρκεια της εκτόνωσης. Από αυτήν την συνοπτική έκθεση των διεργασιών που συμβαίνουν κατά την καύση στον Diesel θα πρέπει να είναι σαφές ότι είναι παρά πολύ πολύπλοκες αυτές οι διεργασίες. Οι λεπτομέρειες της διεργασίας εξαρτώνται από τα χαρακτηριστικά του καυσίμου από το σχεδιασμό του θαλάμου καύσης του κινητήρα και του συστήματος έγχυσης και από τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Πρόκειται για μία τρισδιάστατη ετερογενή μη μόνιμη διεργασία καύσης. Ενώ έχει αναπτυχθεί τα τελευταία χρόνια μία επαρκής κατανόηση της καύσης στον κινητήρα Diesel δεν έχουμε φτάσει ακόμη σε μία ικανότητα να προυπολογίσουμε με αρκετή ακρίβεια τις κρίσιμες επιμέρους διεργασίες που συνιστούν την καύση στον Diesel. Μερικές σημαντικές επιπτώσεις της διεργασίας καύσης στη λειτουργία του κινητήρα είναι οι παρακάτω :

- (i) Επειδή ο ψεκασμός αρχίζει αμέσως πριν από την αρχή της καύσης. Δεν υπάρχει όριο κτυπήματος όπως έχουμε όριο στον βενζινοκινητήρα. Επομένως μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε υψηλότερο βαθμό συμπίεσης σε έναν κινητήρα με ανάφλεξη με συμπίεση και με αυτόν τον τρόπο μπορούμε να αυξήσουμε σε σημαντικό βαθμό το βαθμό απόδοσης της μηχανής.
- (ii) Επειδή ο χρονισμός έγχυσης χρησιμοποιείται πλέον εδώ για να ελέγξουμε το χρόνο που γίνεται η καύση, η καθυστέρηση έναυσης η οποία παρατηρείται μεταξύ της έναρξης του ψεκασμού και της έναρξης της καύσης μας συμφέρει να γίνει όσο το δυνατόν μικρότερη, και βέβαια επαναλήψιμη. Μία μικρή καθυστέρηση χρειάζεται επίσης για να επιτρέψουμε τον ακριβή χρονισμό της μέγιστης πίεσης στον κύλινδρο ούτως ώστε να μην ξεπεράσουμε τα όρια πίεσης που μπορεί να αντέξει η μηχανή εξαιτίας του υψηλού βαθμού συμπίεσης. Έτσι τα χαρακτηριστικά αυτανάφλεξης του μίγματος αέρα καυσίμου θα πρέπει να κρατιούνται σε μία συγκεκριμένη περιοχή.

Αυτό γίνεται με βάση την απαίτηση ότι το καύσιμο Diesel θα πρέπει να έχει αριθμό κετανίου πάνω από μία συγκεκριμένη τιμή. Ο αριθμός κετανίου είναι ένα μέτρο της ευκολίας με την οποία αυτοαναφλέγεται ένα συγκεκριμένο καύσιμο σε ένα πτητικό περιβάλλον κινητήρα Diesel.

- (iii) Επειδή η ροπή της μηχανής μπορεί να ελέγχεται πλέον μόνο με τη μεταβολή της ποσότητας του καυσίμου που ψεκάζεται ανά κύκλο, ενώ αντίστοιχα η παροχή αέρα που αναροφά η μηχανή παραμένει πρακτικά σταθερή, εξαρτάται δηλαδή μόνο από τις στροφές η μηχανή μπορεί πλέον να λειτουργεί χωρίς την ύπαρξη της πεταλούδας, όπως έχουμε δηλαδή στον βενζινοκινητήρα. Αποτέλεσμα είναι ότι η μηχανή πλέον δεν δαπανά έργο άντλησης μέσα από την πεταλούδα και επομένως ο βαθμός απόδοσης της μηχανής σε μερικά φορτία είναι σαφώς υψηλότερος από του βενζινοκινητήρα.
- (iv) Καθώς η ποσότητα του αέρα που ψεκάζεται ανά κύκλο αυξάνει, τα προβλήματα με τη χρήση του αέρα στη διάρκεια της καύσης οδηγούν στο σχηματισμό υψηλών ποσοτήτων καπνού (αιθάλης), οι οποίες δεν μπορούν εύκολα να καούν πριν από την εξαγωγή. Αυτή η ποσότητα μαυρού καπνού που παρατηρείται στην εξαγωγή αναγκάζει τους κατασκευαστές να διατηρούν το  $\lambda$  στο πλήρες φορτίο σε τιμές μεγαλύτερες από 1.15-1.20. Επομένως οι μέγιστες επιτυγχανόμενες τιμές μέσης ενδεικνύμενης πίεσης σ'ένα κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής είναι χαμηλότερες από αυτές που επιτυγχάνονται σ'ένα βενζινοκινητήρα.
- (v) Επειδή ο diesel λειτουργεί πάντα με φτωχά μείγματα - και βέβαια, σε μερικά φορτία, με πολύ φτωχά μείγματα πραγματικά, - η τιμή του  $\gamma$ , δηλ. του λόγου  $c_p/c_v$  στη διάρκεια της εκτόνωσης είναι υψηλότερη από αυτήν που παρατηρείται σε μία βενζινομηχανή. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα υψηλότερο βαθμό μετατροπής του καυσίμου από το βενζινοκινητήρα για δεδομένη σχέση εκτόνωσης.

Το πιο σημαντικό πρόβλημα στο σχεδιασμό του θαλάμου καύσης στους diesel είναι ότι θα πρέπει να επιτύχουμε αρκετά γρήγορη ανάμιξη μεταξύ του ψεκαζόμενου καυσίμου και του αέρα στον κύλινδρο, ούτως ώστε να ολοκληρώσουμε την καύση στο επιθυμητό διάστημα γωνίας στροφάλου, και βέβαια να την κρατήσουμε κοντά στο ANΣ. Η προηγούμενη συζήτηση δείχνει ότι ακριβώς οι ρυθμοί ανάμιξης είναι αυτοί που ελέγχουν τους ρυθμούς καύσης. Οι κινητήρες diesel του εμπορίου, κατασκευάζονται σε μεγάλη ποικιλία μεγεθών κυλίνδρου, όπου η διάμετρος του κυλίνδρου ποικίλλει μεταξύ 70 - 900 mm. Η μέση ταχύτητα του εμβόλου στην ονομαστική ισχύ είναι περίπου σταθερή σε όλο αυτό το εύρος μεγεθών και επομένως η μέγιστη ταχύτητα στις στροφές της ονομαστικής ισχύος, είναι αντιστρόφως ανάλογη προς το μήκος εμβολισμού. Για ένα δεδομένο διάστημα γωνίας στροφάλου της καύσης, το οποίο είναι στην περιοχή των 40 - 50° ΓΣ για να διατηρείται ικανοποιητικός βαθμός απόδοσης, ο χρόνος που διατίθεται για την καύση εξαρτάται πλέον από τον εμβολισμό. Επομένως, στα χαμηλά μεγέθη κυλίνδρων, η ανάμιξη μεταξύ του ψεκαζόμενου καυσίμου και του αέρα θα πρέπει να λάβει χώρα σε ένα διάστημα μία τάξη μεγέθους χαμηλότερο από τις μηχανές με μεγάλες διαμέτρους κυλίνδρου. Επομένως ο σχεδιασμός του θαλάμου καύσης στους diesel, περιλαμβανομένου και του καναλιού και της βαλβίδας εισαγωγής, και ο σχεδιασμός του συστήματος έγχυσης, είναι αναμενόμενο να έχουν σημαντικές διαφορές μεταξύ των κινητήρων μεγάλου και μικρού μεγέθους. Στους μικρούς κινητήρες δηλαδή θα πρέπει να παρέχουμε επαρκή στροβιλισμό του μίγματος αερακαυσίμου για να πετύχουμε την ανάμιξη πραγματικά σε πολύ μικρότερο χρονικό διάστημα. Αυτή η λογική μέχρι πρότινος επέβαλλε και τη χρήση των διαιρεμένων θαλάμων καύσης στις μικρού μεγέθους κυλίνδρου μηχανές των επιβατηγών diesel.

## 8.2. Τύποι συστημάτων καύσης στο diesel

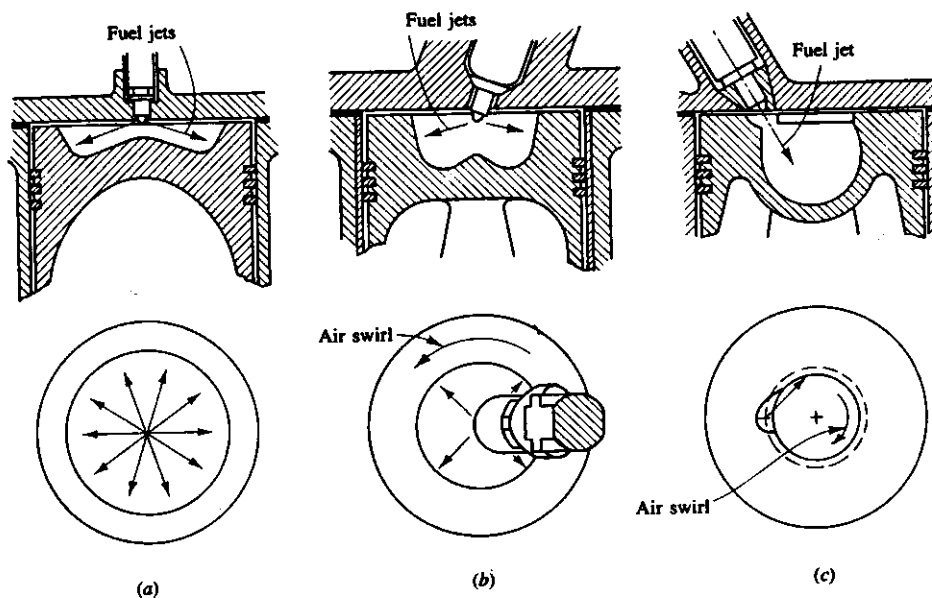
Οι κινητήρες diesel χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες όσον αφορά εις το σχεδιασμό του θαλάμου καύσης.

- (i) Μηχανές απ'ευθείας έγχυσης (DI), οι οποίες έχουν ένα μονό θάλαμο καύσης, στον οποίο το καύσιμο ψεκάζεται απ'ευθείας από το μπέκ, και
- (ii) Μηχανές διαιρεμένου θαλάμου (IDI), όπου ο θάλαμος διαιρείται σε δύο θαλάμους, και το καύσιμο ψεκάζεται στον βοηθητικό θάλαμο, ο οποίος συνδέεται με τον κυρίως θάλαμο καύσης (ο οποίος κείται συνήθως πάνω από την κορώνα του πιστονιού), μέσω ενός κατάλληλου ακροφύσιου. Βέβαια, τέτοιοι θάλαμοι καύσης απαντώνται όπως είπαμε μόνο σε μικρούς ταχύστοφους κινητήρες.

Σε κάθε κατηγορία βέβαια απαντάται πλήθος γεωμετριών θαλάμων καύσης, διαφορετικής ροής του αέρα και διαφορετικών τεχνικών ψεκασμού.

### 8.2.1. Συστήματα απ'ευθείας έγχυσης

Στους μεγάλο μεγέθους κινητήρες όπου οι απαιτήσεις σχετικά με το ρυθμό ανάμιξης είναι λιγότερο αυστηρές, χρησιμοποιούνται ηρεμούντες θάλαμοι καύσης με απ'ευθείας έγχυση του τύπου του Σχ. 8.1a.



Common types of direct-injection compression-ignition or diesel engine combustion systems: (a) quiescent chamber with multihole nozzle typical of larger engines; (b) bowl-in-piston chamber with swirl and multihole nozzle; (c) bowl-in-piston chamber with swirl and single-hole nozzle. (b) and (c) used in medium to small DI engine size range.

### Σχήμα 8.1 Τύποι θαλάμων καύσης diesel με απ'ευθείας έγχυση

Εδώ η ορμή και η ενέργεια του πίδακα ψεκαζόμενου καυσίμου είναι επαρκής για να επιτύχουμε ικανοποιητική κατανομή του καυσίμου στον κύλινδρο και ταχείς ρυθμούς ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα. Πρόσθετη κίνηση του αέρα μέσα στον κύλινδρο δεν απαιτείται εδώ. Το σχήμα του θαλάμου καύσης συνήθως είναι ένα ρηχό μπωλ στην κορώνα του πιστονιού, και συνήθως χρησιμοποιείται ένα κεντρικό μπέκ με πολλές οπές.

Καθώς μικραίνει το μέγεθος της μηχανής, αρχίζει και απαιτείται αυξανόμενος ρυθμός στροβιλισμού του αέρα, για να επιτύχουμε ταχύτερη ανάμιξη καυσίμου-αέρα. Ο στροβιλισμός του αέρα δημιουργείται με κατάλληλο σχεδιασμό του καναλιού εισαγωγής. Ο ρυθμός στροβιλισμού μπορεί να αυξηθεί καθώς το πιστόνι πλησιάζει το ΑΝΣ με το να οδηγήσουμε τον αέρα προς τον άξονα του κυλίνδρου σ'ένα θάλαμο καύσης με μπόλ στο πιστόνι. Στο Σχ. 8.1b,c φαίνονται οι δύο συνηθέστεροι τύποι diesel απ'ευθείας έγχυσης με στροβιλισμό της πράξης. Το Σχ. 8.1b δείχνει μία κατασκευαστική λύση με ένα μπέκ με πολλές οπές. Εδώ ο στόχος του σχεδιασμού είναι να διατηρήσουμε την ποσότητα του υγρού καυσίμου που προσκρούει πάνω στο έμβολο σε ένα ελάχιστο. Αντίθετα, στο Σχ. 8.1c, φαίνεται το σύστημα M της MAN, στο οποίο ένα μπέκ με μία μόνο οπή ψεκάζει εφαιπομενικά πάνω σε μία σφαιρικού τύπου κοιλότητα στο πιστόνι, με στόχο την απόθεση του καυσίμου πάνω στα τοιχώματα της κοιλότητας, και στη συνέχεια τον έλεγχο του ρυθμού καύσης μέσω του ρυθμού εξάτμισης του καυσίμου από τα τοιχώματα. Αυτοί οι δύο τύποι θαλάμων καύσης χρησιμοποιούνται σε μεσαίου μεγέθους κινητήρες με διάμετρο κυλίνδρου 100-150mm και επίσης και με αυξημένο στροβιλισμό σε ακόμη μικρότερους κυλίνδρους (διάμετρου 80-100 mm), όπου βέβαια χρησιμοποιείται ο τύπος του Σχ. 8.1b με ιδιαίτερα υψηλές πιέσεις έγχυσης, και σε μοντέρνους ταχύστροφους κινητήρες απ'ευθείας έγχυσης για επιβατηγά αυτοκίνητα.

### 8.2.2. Συστήματα έμμεσης έγχυσης

Ο στροβιλισμός του αέρα που δημιουργείται με τον κατάλληλο σχεδιασμό του καναλιού εισαγωγής, παρά την ενίσχυσή του με τη δημιουργία μπόλ πάνω στο έμβολο, δεν είχε δώσει μέχρι πρόσφατα επαρκείς ρυθμούς ανάμιξης για μικρούς, ταχύστροφους κινητήρες diesel. Εδώ λοιπόν χρησιμοποιούνται ακόμη και σήμερα κινητήρες έμμεσης έγχυσης ή διαιρεμένου θαλάμου, όπου ανήκουν σε δύο βασικές κατηγορίες που φαίνονται στο Σχ. 8.2a,b.

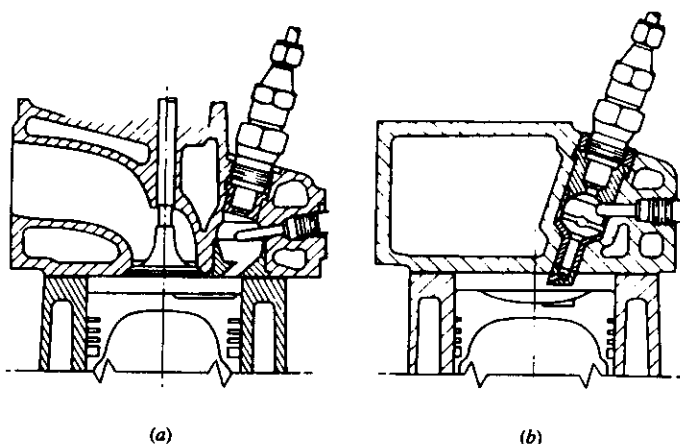


FIGURE 10-2

Two common types of small indirect-injection diesel engine combustion system: (a) swirl prechamber; (b) turbulent prechamber.

*Σχήμα 8.2 Διαιρεμένοι θάλαμοι καύσης (στροβιλοθάλαμος - προθάλαμος).*

Πιο συγκεκριμένα στη διάρκεια της συμπίεσης ο αέρας οδηγείται από τον κυρίως θάλαμο μέσα στον προθάλαμο ή τον στροβιλοθάλαμο μέσα από μία οπή ή ένα σύνολο από οπές. Προς το τέλος της συμπίεσης οι συνθήκες ροής μέσα στον προθάλαμο οδηγούν σε ταχεία ανάμιξη του ψεκασμένου καυσίμου με τον αέρα και έτσι ξεκινάει η καύση. Το καύσιμο ψεκάζεται σε σχετικά χαμηλή πίεση από έναν εγχυτήρα με μία οπή που βιδώνει απευθείας στον προθάλαμο ή τον στροβιλοθάλαμο (σχήμα 8.2). Η σημαντική αύξηση πίεσης που

παρατηρείται με την έναρξη της καύσης στον βοηθητικό θάλαμο ωθεί μέρος του μισοκαμμένου μίγματος στον κυρίως θάλαμο καύσης όπου αναμιγνύεται με τον αέρα. Στους κινητήρες με προθάλαμο στροβιλισμού το κανάλι εξόδου προς τον θάλαμο καύσης είναι έτσι διαμορφωμένο ώστε η έξοδος του μίγματος να προκαλεί ισχυρό στροβιλισμό στον κυρίως θάλαμο. Στον προθάλαμο πάντοτε είναι προσαρμοσμένος και ένας προθερμαντήρας, αφού για το ξεκίνημα του κρύου κινητήρα είναι απαραίτητη η προθέρμανση του βοηθητικού θαλάμου.

### 8.2.3 Σύγκριση των διαφόρων θαλάμων καύσης

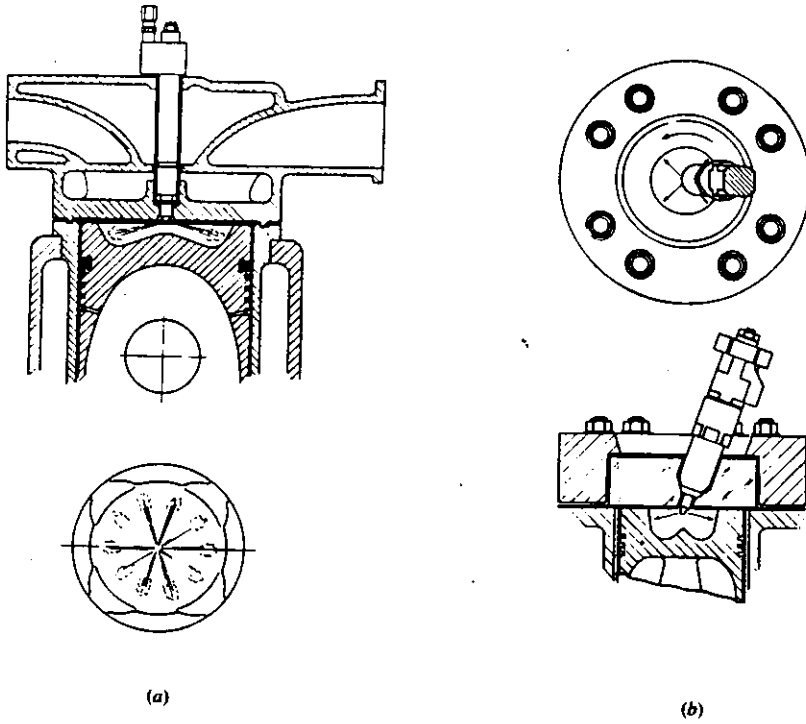
Στον πίνακα 8.1 παρουσιάζονται οι κυριότεροι τύποι θαλάμων καύσης που χρησιμοποιούνται σήμερα σε κινητήρες Diesel. Οι συγκεκριμένοι τύποι έχουν επιβιώσει και εξελιχθεί μέσα από ένα μεγάλο πλήθος σχεδιαστικών λύσεων μέσα στα εκατό χρόνια εξέλιξης του κινητήρα Diesel.

Πίνακας 8.1 Χαρακτηριστικά των πιο κοινών συστημάτων καύσης σε κινητήρες Diesel

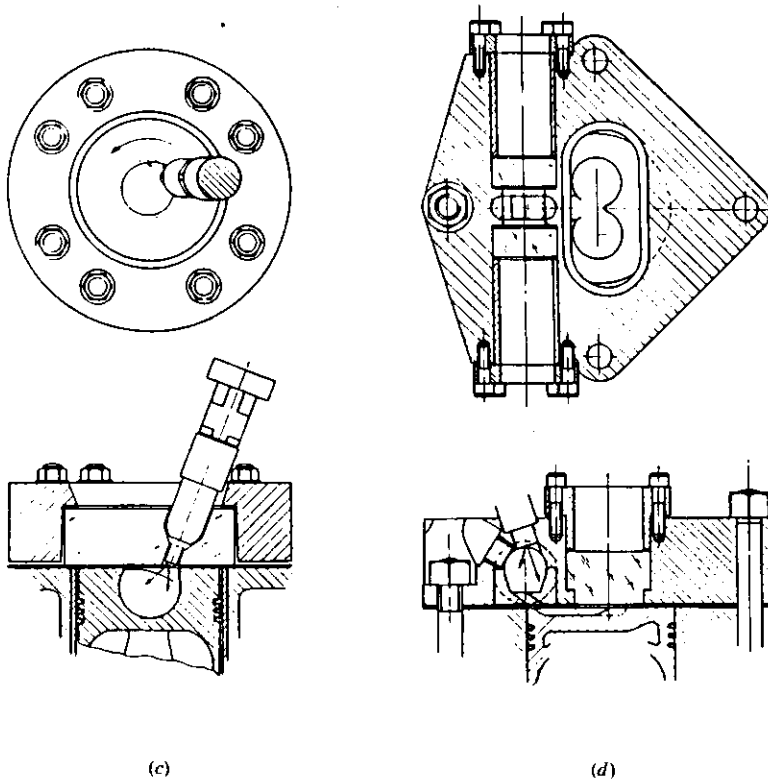
System	Direct injection				Indirect injection	
	Quiescent	Medium swirl	High swirl "M"	High swirl multispray	Swirl chamber	Pre-chamber
Size	Largest	Medium	Medium—smaller	Medium—small	Smallest	Smallest
Cycle	2-/4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke
Turbocharged/supercharged/naturally aspirated	TC/S	TC/NA	TC/NA	NA/TC	NA/TC	NA/TC
Maximum speed, rev/min	120–2100	1800–3500	2500–5000	3500–4300	3600–4800	4500
Bore, mm	900–150	150–100	130–80	100–80	95–70	95–70
Stroke/bore	3.5–1.2	1.3–1.0	1.2–0.9	1.1–0.9	1.1–0.9	1.1–0.9
Compression ratio	12–15	15–16	16–18	16–22	20–24	22–24
Chamber	Open or shallow dish	Bowl-in-piston	Deep bowl-in-piston	Deep bowl-in-piston	Swirl pre-chamber	Single/multi-orifice pre-chamber
Air-flow pattern	Quiescent	Medium swirl	High swirl	Highest swirl	Very high swirl in pre-chamber	Very turbulent in pre-chamber
Number of nozzle holes	Multi	Multi	Single	Multi	Single	Single
Injection pressure	Very high	High	Medium	High	Lowest	Lowest

### 8.3 Φαινομενολογικό μοντέλο της καύσης στον κινητήρα Diesel

Οι μελέτες φωτογραφιών της καύσης σε κινητήρες Diesel έχουν οδηγήσει σε ένα ευρύτατα αποδεκτό περιγραφικό μοντέλο της καύσης, το οποίο αποτελείται από 4 φάσεις που η κάθε μία ελέγχεται από διαφορετικές φυσικές ή χημικές διεργασίες.



Four diesel combustion chambers used to obtain photographs of the compression-ignition combustion process shown in Fig. 10-4 on color plate: (a) quiescent DI chamber; (b) multihole nozzle DI chamber with swirl on p. 499; (c) M.A.N. "M" DI chamber; (d) Ricardo Comet IDI swirl chamber.



Σχήμα 8.3

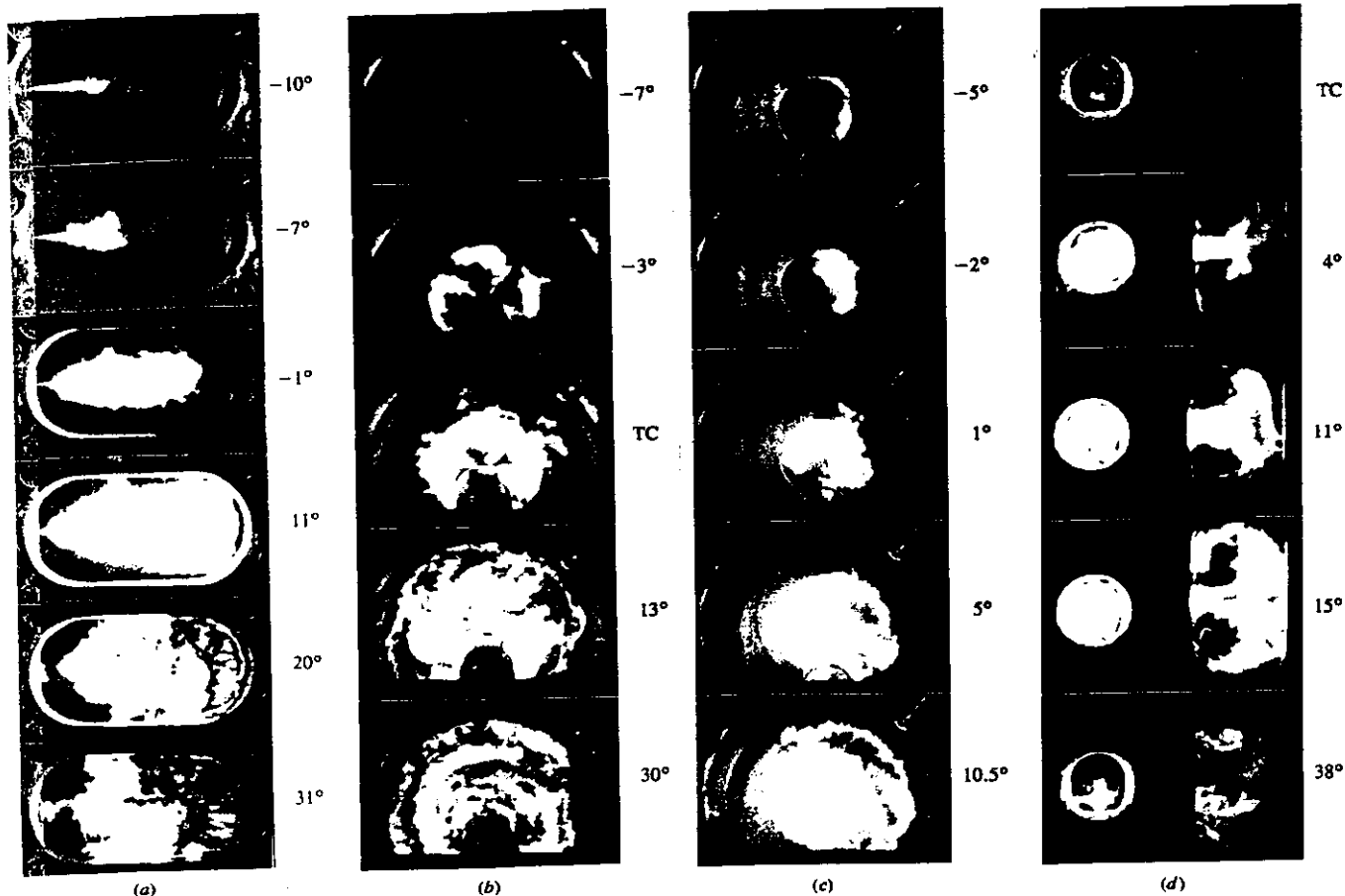
### 8.3.1 Φωτογραφικές μελέτες της καύσης σε κινητήρες Diesel

Οι τεχνικές φωτογράφισης με πολύ μικρό χρόνο έκθεσης και ταχείας βιντεοσκόπησης έχουν εφαρμοστεί σε σημαντικό βαθμό για τη μελέτη της καύσης σε κινητήρες Diesel.

Το σχήμα 8.3 δείχνει 4 χαρακτηριστικούς τύπους θαλάμων καύσης και το σχήμα 8.4 παρουσιάζει με διαδοχικές φωτογραφίες την εξέλιξη της καύσης στους συγκεκριμένους θαλάμους καύσης.

Οι θαλάμοι καύσης που μελετώνται είναι οι παρακάτω :

- Ενας ηρεμών θάλαμος καύσης τυπικός σε μεγάλους αργόστροφους κινητήρες εμβολισμού 3-20 lt ανά κύλινδρο που χρησιμοποιούνται για βιομηχανικές, ναυτικές και σιδηροδρομικές εφαρμογές. Εξαιτίας του μεγέθους του κυλίνδρου παρακολουθείται φωτογραφικά η εξέλιξη μόνο του ενός από τους πίδακες που ψεκάζει το μπεκ.
- Ενας θάλαμος καύσης από κινητήρα φορτηγού, μεσαίας τάξης στροφών, απευθείας έγχυσης με 4 πίδακες ψεκασμού στο μπεκ.
- Ενας θάλαμος καύσης διεργασίας M της MAN
- Ο θάλαμος καύσης με προθάλαμο στροβιλισμού Ricardo Comet V



Σχήμα 8.4

Sequence of photographs from high-speed movies taken in special visualization diesel engines shown in Fig. 10-3: (a) combustion of single spray burning under large DI engine conditions; (b) combustion of four sprays in DI engine with counterclockwise swirl; (c) combustion of single spray in M.A.N. "M" DI diesel; (d) combustion in prechamber (on left) and main chamber (on right) in Ricardo Comet V swirl chamber diesel. 1250 rev/min, imep = 827 kPa (120 lb/in<sup>2</sup>)<sup>1,2</sup> (Courtesy Ricardo Consulting Engineers.)

Στις ακολουθίες φωτογραφιών του σχήματος 8.4 εμφανίζονται τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

**Πίδακες ψεκαζόμενου καυσίμου.** Τα σταγονίδια του καυσίμου αντανακλούν το φως που εκπέμπεται από ειδικές σημειακές φωτεινές πηγές και καθορίζουν το περίγραμμα του πίδακα πριν από την εξάτμιση των σταγονιδίων.

**Φλόγα προανάμιξης.** Αυτές οι περιοχές έχουν πολύ χαμηλή φωτεινότητα για να καταγραφούν στο φιλμ με τα επίπεδα έκθεσης που εφαρμόζονται. Έχει χρησιμοποιηθεί ειδικό πρόσθετο χαλκού στο καύσιμο, για να δοθεί πράσινο χρώμα σε αυτές τις φλόγες που κανονικά έχουν ελαφρό γαλάζιο χρώμα, ώστε να γίνονται έτσι ορατές.

**Φλόγα διάχυσης.** Τα σωματίδια αιθάλης που καίγονται σε υψηλές θερμοκρασίες σε αυτή τη φλόγα, της προσδίδουν μεγάλη λαμπρότητα σε χρώμα κιτρινο - άσπρο. Καθώς η φλόγα κρύνει η ακτινοβολία των σωματιδίων αλλάζει χρώμα προς πορτοκαλί και κόκκινο και τελικά κόκκινο.

**Περιοχές πλούσιου μίγματος.** Η εμφάνιση στη φωτογραφία καφετιών περιοχών που συνήθως περιβάλλονται από λευκές φλόγες διάχυσης, υποδηλώνει περιοχές ιδιαίτερα πλούσιου μίγματος στις οποίες παρατηρείται υπερβολική παραγωγή αιθάλης. Οπου οι περιοχές αυτές συναντώνται με αέρα, παρατηρείται μία πολύ θερμή, λευκή φλόγα διάχυσης.

Τα χαρακτηριστικά των παραπάνω περιοχών συνοψίζονται στον πίνακα 8.2

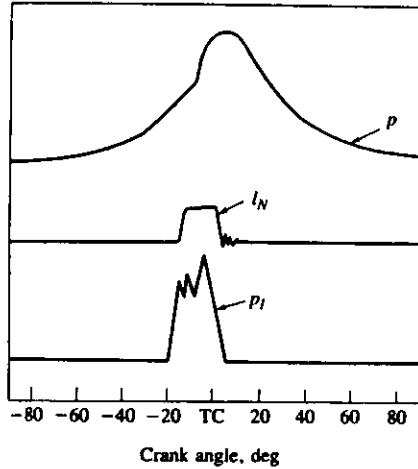
**Interpretation of diesel engine combustion color photographs**

Color	Interpretation
Grey	Background; the gas (air in early stages, combustion products later) is transparent and not glowing
Green	Early in combustion process; low luminosity "premixed"-type flame, rendered visible by copper added to fuel. Later; burned gas above about 1800°C
White, and yellow-white	Carbon particle burnup in diffusion flame, 2000-2500°C
Yellow, orange-red	Carbon burnup in diffusion flame at lower temperatures; last visible in film at 1000°C
Brown	Soot clouds from very fuel-rich mixture regions. Where these meet air (grey) there is always a white fringe of hot flame

### 8.3.2 Καύση με απευθείας έγχυση

Στο σχήμα 8.5 φαίνονται τυπικές καμπύλες πίεσης κυλίνδρου, θέσεις της βελόνας του μπεκ και πίεσης καυσίμου μέσα στο μπεκ, κατά τη διάρκεια της συμπίεσης καύσης και εκτόνωσης σε έναν κινητήρα με απευθείας έγχυση με μπεκ 4 οπών που ψεκάζει μέσα σε δισκοειδή κοιλότητα του εμβόλου.



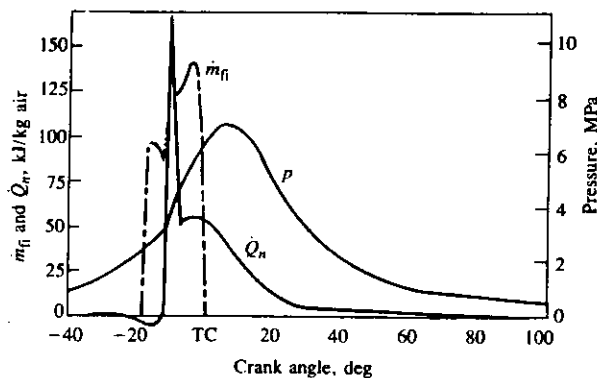


Cylinder pressure  $p$ , injector needle lift  $l_n$ , and injection-system fuel-line pressure  $p_i$ , as functions of crank angle for small DI diesel engine.

Σχήμα 8.5

Με βάση συγκριτικές μελέτες διαγραμμάτων ρυθμού έγχυσης και ρυθμού έκλυσης κατά την καύση, όπως αυτά της εικόνας 6 σε ποικιλία σημείων λειτουργίας και τιμών προπορείας έγχυσης, ο Lyn ανέπτυξε τις παρακάτω συνοπτικές παρατηρήσεις :

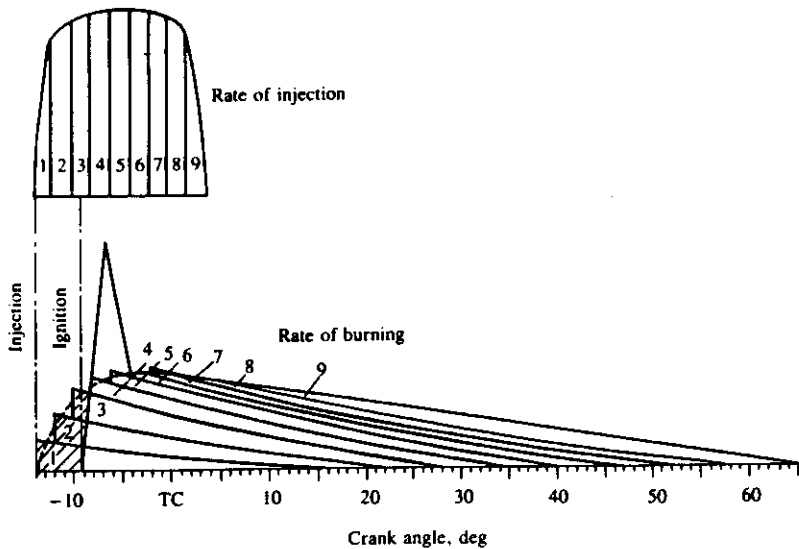
- (i) Η συνολική διάρκεια καύσης είναι πολύ μεγαλύτερη από τη διάρκεια έγχυσης.
- (ii) Ο απόλυτος ρυθμός καύσης αυξάνει ανολογικά με την αύξηση του αριθμού στροφών. Έτσι η διάρκεια καύσης σε μοίρες γωνίας στροφάλου, παραμένει πρακτικά σταθερή.
- (iii) Το μέγεθος της παρατηρούμενης αιχμής στην αρχή του διαγράμματος ρυθμού καύσης, εξαρτάται από την καθυστέρηση έναυσης, και αυξάνει με την αύξηση της.



Cylinder pressure  $p$ , rate of fuel injection  $\dot{m}_{fi}$ , and net heat-release rate  $\dot{Q}_n$ , calculated from  $p$  for small DI diesel engine. 1000 rev/min, normal injection timing, bmep = 620 kPa.

Σχήμα 8.6

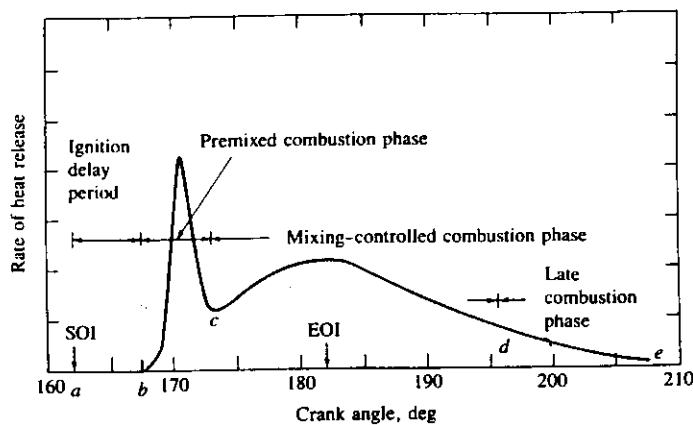
Οι παραπάνω παρατηρήσεις μαζί με την μελέτη των φωτογραφιών έχουν οδηγήσει στο σχετικά απλό μοντέλο καύσης που επεξηγείται στο σχήμα 8.7



Schematic of relationship between rate of fuel injection and rate of fuel burning or energy release.

### Σχήμα 8.7

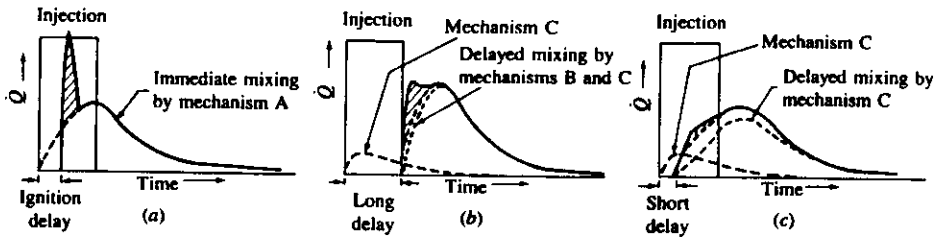
Επομένως μπορούμε να συνοψίσουμε με την απεικόνιση των 4 προαναφερθέντων φάσεων της διεργασίας καύσης της διεργασίας Diesel, πάνω στο τυπικό διάγραμμα έκλυσης θερμότητας καύσης ενός κινητήρα με απευθείας έγχυση (σχήμα 8.8).



Typical DI engine heat-release-rate diagram identifying different diesel combustion phases.

### Σχήμα 8.8

Τέτοιου είδους μοντέλα καύσης μπορούν να εφαρμοστούν σε άλλους τύπους θαλάμων καύσης Diesel (π.χ διεργασία M, διαιρεμένος θάλαμος καύσης), εφόσον ληφθεί υπόψη η συγκεκριμένη μορφή του διαγράμματος έγχυσης και έκλυσης θερμότητας κατά την καύση (σχήμα 8.9).



Schematic injection-rate and burning-rate diagrams in three different types of naturally aspirated diesel combustion system: (a) DI engine with central multihole nozzle; (b) DI "M"-type engine with fuel injected on wall; (c) IDI swirl chamber engine. Mechanisms A, B, and C defined in text.

Σχήμα 8.9

## 8.4 Ανάλυση δεδομένων δυναμοδεικτικού διαγράμματος

Οι μέθοδοι ανάλυσης παρουσιάζουν ομοιότητες με αυτές που περιγράφηκαν στην ενότητα 7 για βενζοκινητήρες και ξεκινάνε με την εφαρμογή του 1ου Θ.Α. :

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (8.1)$$

### 8.4.1 Βαθμός απόδοσης καύσης

Η εκτίμηση του βαθμού απόδοσης της καύσης στον Diesel είναι ιδιαίτερα σημαντική στο πλήρες φορτίο όπου με την μείωση του  $\lambda$  αρχίζουν να εμφανίζονται ιδιαίτερα υψηλές εκπομπές αιθάλης και CO. Εξαιτίας της ελάχιστης πυκνότητας της αιθάλης, ακόμη και εάν 0.5% του καυσίμου μετατραπεί σε αιθάλη, οι εκπομπές του κινητήρα είναι απαράδεκτες.

Για την περίπτωση ενός κινητήρα με απευθείας έγχυση (DI) η εξίσωση 8.1 γίνεται :

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (8.2)$$

Εδώ ο καθαρός ρυθμός πρόσδοσης θερμότητας στο σύστημα μπορεί να εκφραστεί με τη διαφορά του ρυθμού έκλυσης θερμότητας καύσης και του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας προς τα τοιχώματα (σχήμα 8.10).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (8.3)$$

Με υπόθεση ιδανικού αερίου στον κύλινδρο :

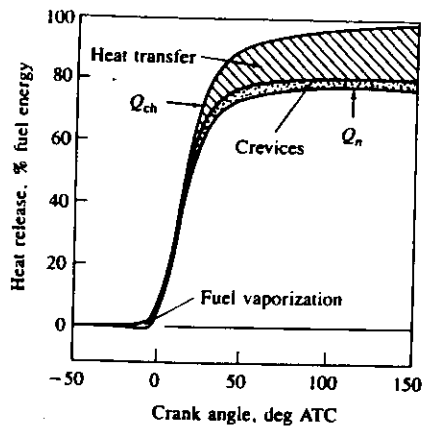
$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (8.4)$$

Από τον νόμο των ιδανικών αερίων :

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (8.5)$$

Οπότε η εξίσωση 8.4 δίνει :

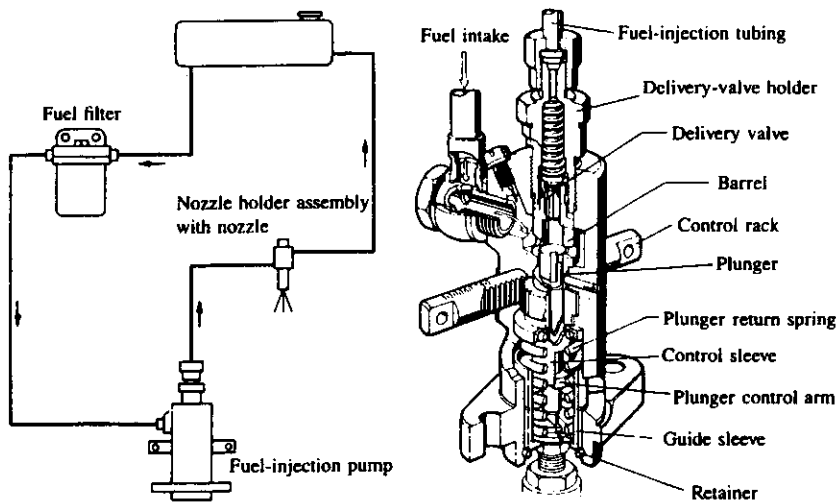
$$\begin{aligned} \frac{dQ_n}{dt} &= \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} \\ \frac{dQ_n}{dt} &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \end{aligned} \quad (8.6)$$



Gross and net heat-release profile during combustion, for a turbocharged DI diesel engine in mid-load, mid-speed range, showing relative magnitude of heat transfer, crevice, and fuel vaporization and heatup effects.

Σχήμα 8.10

## 8.5 Συμπεριφορά του ψεκαζόμενου πίδακα



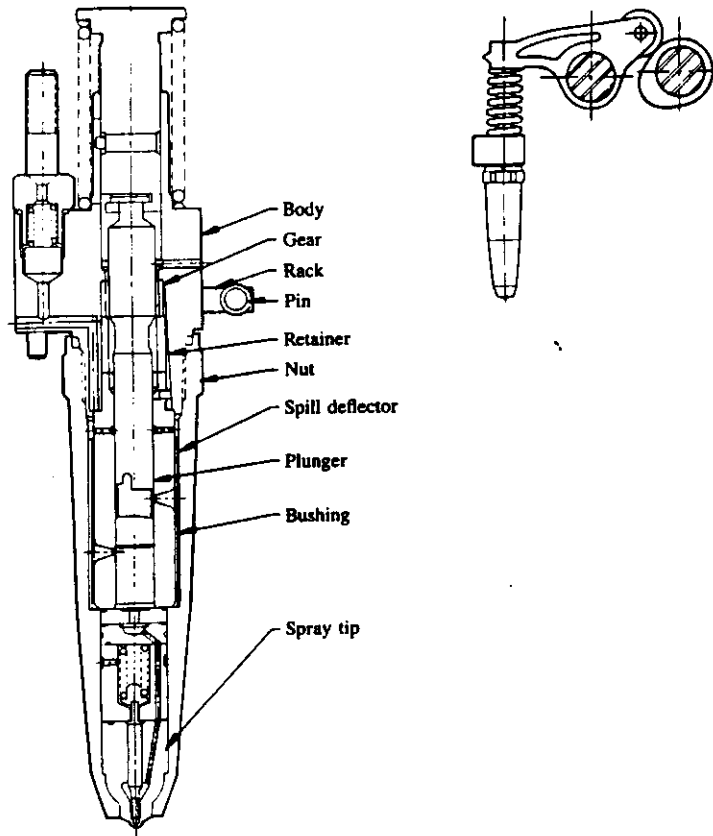
Fuel-injection system with single-barrel pump. Left: system layout. Right: section through fuel-injection pump. (Courtesy Robert Bosch GmbH and SAE. )

Σχήμα 8.11

### 8.5.1 Συστήματα έγχυσης

Στο σχήμα 8.11 φαίνεται ένα στοιχείο αντλίας πετρελαίου της Bosch

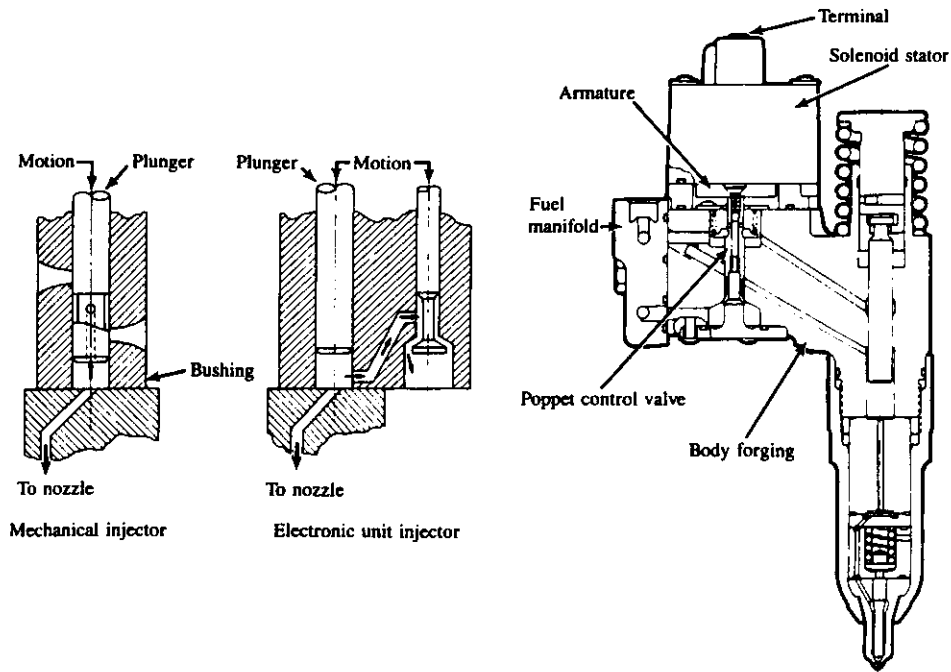
Στο σχήμα 8.12 φαίνεται μία αντλία - μπεκ, όπως αυτές που χρησιμοποιούνται σε μεγάλες μηχανές Diesel.



Unit fuel injector and its driving mechanism, typically used in large diesel engines.

Σχήμα 8.12

Στο σχήμα 8.13 φαίνεται ένα ηλεκτρονικά ελεγχόμενο μπεκ - αντλία.

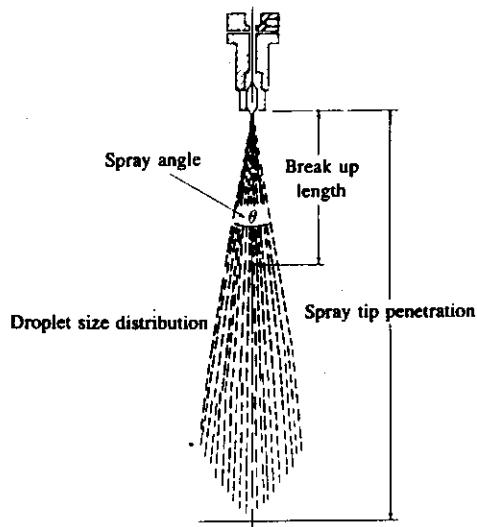


Electronically controlled unit fuel-injection system.

Σχήμα 8.13

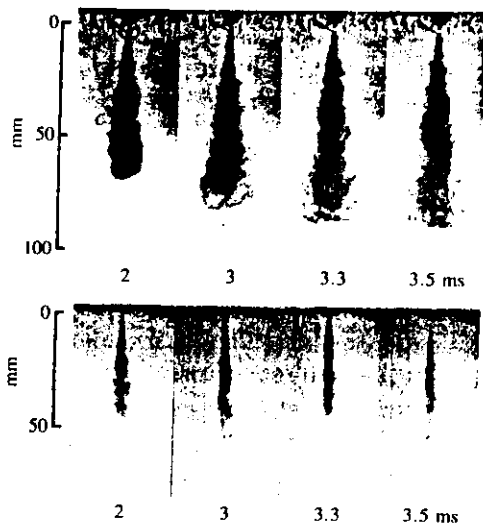
### 8.5.2 Δομή του πίδακα

Οι πιέσεις έγχυσης που χρησιμοποιούνται σήμερα στους Diesel είναι στην περιοχή 200-1000 bar. Τη στιγμή της έγχυσης ο αέρας του κυλίνδρου έχει πίεση 50-100 bar, θερμοκρασία περίπου 1000 K και πυκνότητα μεταξύ 15 και 25 kg/m<sup>3</sup>. Η διάμετρος της οπής του μπεκ είναι μεταξύ 0.2 και 1 mm και ο λόγος μήκους διαμέτρου από 2 έως 8. Τυπικές ιδιότητες του καυσίμου είναι : πυκνότητα 0.83 kg/lit, ιξώδες μεταξύ 3 - 10 kg/ms και επιφανειακή τάση περίπου 3\*10<sup>-2</sup>N/m (300 K). Στο σχήμα 8.14 φαίνεται η δομή ενός τυπικού πίδακα ψεκαζόμενου καυσίμου σε κινητήρα με απευθείας έγχυση.



Schematic of diesel fuel spray defining its major parameters.

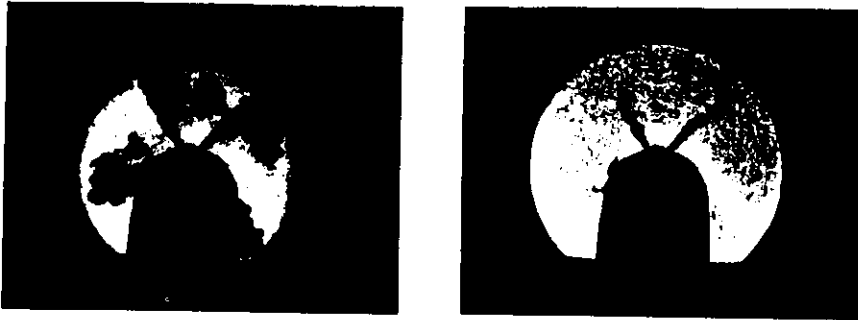
Σχήμα 8.14



Shadowgraph and back-illuminated photographs of evaporating spray injected into nitrogen at 3.4 MPa and 670 K in rapid-compression machine. Times in milliseconds are after start of injection: injection duration 3.3 ms. Top (shadowgraph) photographs show full vapor and liquid region. Bottom (back-illuminated) photographs only show liquid-containing core.

Σχήμα 8.15

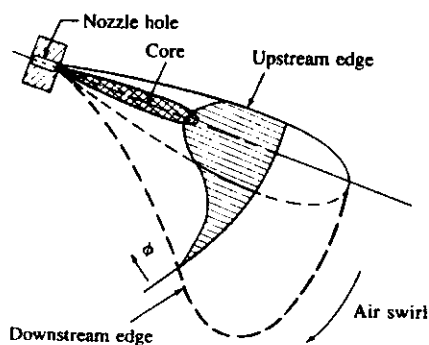
Καθώς ο πίδακας του υγρού καυσίμου ψεκάζεται από την οπή, γίνεται τυρβώδης και εξαπλώνεται στο θάλαμο καύσης αναμιγνυόμενος με τον αέρα. Η αρχική ταχύτητα του πίδακα είναι μεγαλύτερη από 100 m/sec. Η εξωτερική επιφάνεια του πίδακα σπάει σε σταγονίδια διαμέτρου 10  $\mu\text{m}$ , κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου. Η υγρή στήλη που εγκαταλείπει το ακροφύσιο διασπάται μέσα στον κύλινδρο σε σταγονίδια διαφορετικών μεγεθών μέσα σε ένα πεπερασμένο μήκος διάσπασης. Καθώς προχωράμε μακρύτερα από το ακροφύσιο, η μάζα του αέρα που περιέχεται στον πίδακα αυξάνει, ο πίδακας αποκλίνει, το πλάτος του αυξάνει και η ταχύτητα του μειώνεται. Στη συνέχεια τα σταγονίδια εξατμίζονται μέσα στον αέρα. Στο σχήμα 8.15 φαίνονται φωτογραφίες ενός πίδακα που ψεκάζεται σε συνθήκες προσομοίωσης ηρεμούντος θαλάμου καύσης. Στο σχήμα 8.16 φαίνονται αντίστοιχες φωτογραφίες με υψηλό στροβιλισμό.



Schlieren photographs of vaporizing sprays injected into swirling air flow in transparent prechamber of special IDI diesel. Left: high sensitivity, showing boundaries of the vapor regions of spray. Right: low sensitivity, showing liquid-containing core (dark) in relation to vapor regions (mottled).

### Σχήμα 8.16

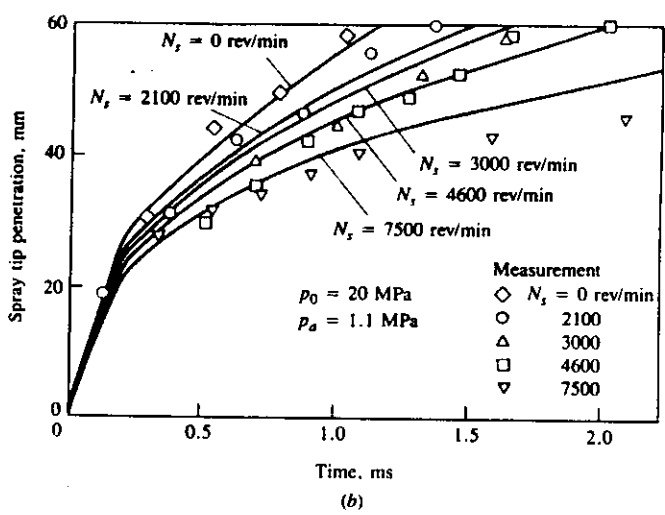
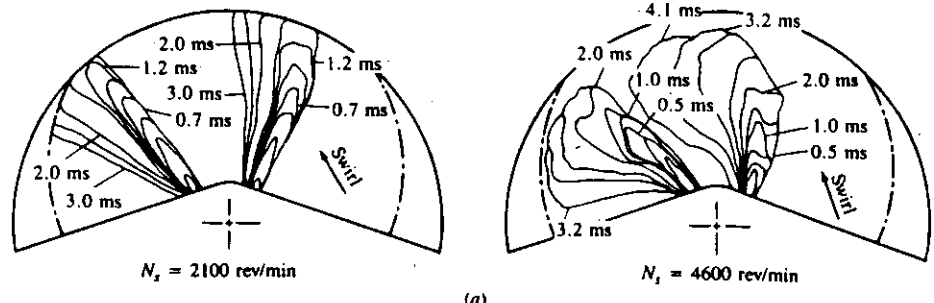
Στο σχήμα 8.17 φαίνεται σχηματικά η μορφή του πίδακα όταν αυτός ψεκάζεται με ροή σε στροβιλισμό.



Schematic of fuel spray injected radially outward from the chamber axis into swirling air flow. Shape of equivalence ratio ( $\phi$ ) distribution within jet is indicated.

### Σχήμα 8.17

Στο σχήμα 8.18 φαίνονται σχετικές μετρήσεις της επίδρασης του στροβιλισμού στην διείσδυση του πίδακα.

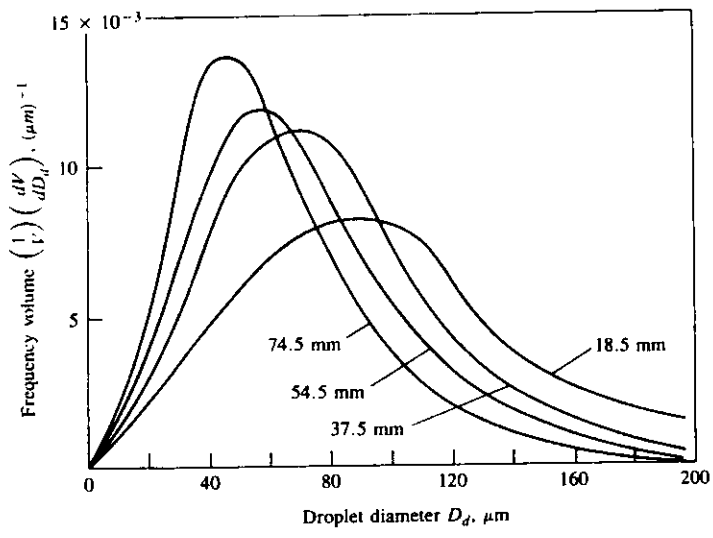


(a) Measured outer boundary of sprays injected into swirling air flow. (b) Spray tip penetration as a function of time for different swirl rates. Solid lines show Eq. (8.18).

Σχήμα 8.18 Spray tip penetration with swirl? →  $\frac{S_s}{S} = \left(1 + \frac{\pi R_s N_s}{30 u_j}\right)^{-1}$   
 εμάλιστα - ε - without swirl

$R_s = \frac{\text{swirl rate } (\frac{m}{s})}{N}$   
 $u_j$ : initial fuel jet velocity

Στο σχήμα 8.19 φαίνονται μετρήσεις κατανομής μεγέθους σταγονιδίων σε προσομειωμένο πιδακά Diesel, που δείχνουν πως μεταβάλλεται η κατανομή με την απόσταση από τον άξονα του πιδακά.



Droplet size distribution in diesel fuel spray injected through throttling pintle nozzle into quiescent room-temperature air at 11 atm. Nozzle opening pressure 9.9 MPa. Pump speed 500 rev/min. Droplets are sampled well downstream of injector at given radial distances from spray axis

Σχήμα 8.19



## 8.6 Καθυστέρηση έναυσης

Η καθυστέρηση έναυσης στους κινητήρες Diesel ορίζεται ως το διάστημα που μεσολαβεί μεταξύ της έναρξης της έγχυσης και της έναρξης της καύσης. Η έγχυση θεωρείται ότι αρχίζει με το σήκωμα της βελόνας του μπεκ. Η έναρξη της καύσης προσδιορίζεται από την αλλαγή κλίσης στο διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας που προσδιορίζεται από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σε κινητήρες Di η έναρξη της καύσης είναι εμφανής ακόμα και στο ίδιο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα.

Η καθυστέρηση έναυσης στο Diesel επηρεάζεται από διάφορες φυσικές (λεπτός διαμερισμός σε σταγονίδια του υγρού πίδακα, εξατμισμό των σταγονιδίων, ανάμιξη του υγρού καυσίμου με αέρα) και χημικές διεργασίες (αντιδράσεις - προπομπή της καύσης στο μίγμα καυσίμου, αέρα, παραμένοντος καυσαερίου, που οδηγούν σε αυτανάφλεξη).

### 8.6.1 Ιδιότητες αυτανάφλεξης του καυσίμου

Η ποιότητα αυτανάφλεξης ενός καυσίμου Diesel μετράται με βάση τον αριθμό κετανίου. Η μέθοδος που χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό του αριθμού κετανίου στα πετρελαία, παρουσιάζει ομοιότητες με την αντίστοιχη μέθοδο για τις βενζίνες. Το 15 της κλίμακας αντιστοιχεί σε ισοκετάνιο, ενώ το 100 αντιστοιχεί σε κανονικό δεκαεξάνιο. Έτσι ο αριθμός κετανίου ενός μίγματος των παραπάνω καυσίμων δίνεται από τη σχέση :

$$CN = \text{percent } n\text{-cetane} + 0.15 \times \text{percent HMN}$$

Η μηχανή που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση του αριθμού κετανίου, είναι μία τυποποιημένη μονοκύλινδρη μηχανή με μεταβλητή σχέση συμπίεσης και ειδικό εξοπλισμό φόρτισης και μετρητικών οργάνων (ASTM Method D613). Οι συνθήκες λειτουργίας είναι οι παρακάτω:

στροφές	900 rpm
θερμοκρασία ψυκτικού μέσου	100°C
θερμοκρασία αέρα εισαγωγής	65.6°C
προπορεία έγχυσης	13° πριν ΑΝΣ
πίεση έγχυσης	10.3 MPa

Με τις παραπάνω συνθήκες λειτουργίας της μηχανής, τροφοδοτώντας την με το καύσιμο του οποίου επιθυμούμε να προσδιορίσουμε τον αριθμό κετανίου, μεταβάλλουμε τη σχέση συμπίεσης μέχρι να επιτύχουμε την έναρξη της καύσης ακριβώς στο ΑΝΣ (καθυστέρηση έναυσης 13°). Στη συνέχεια η διαδικασία επαναλαμβάνεται με καύσιμα αναφοράς, γνωστού αριθμού κετανίου, μέχρι να προσεγγίσουμε τη συμπεριφορά του μετρώμενου καυσίμου, με τη συμπεριφορά δύο καυσίμων αναφοράς που οι αριθμοί κετανίου τους διαφέρουν κατά 5 μονάδες. Τέλος, ο αριθμός κετανίου του μετρώμενου καυσίμου, προσδιορίζεται με παρεμβολή μεταξύ των τιμών σχέσης συμπίεσης που απαιτήθηκαν για την επίτευξη της ίδιας καθυστέρησης έναυσης στα δύο προαναφερθέντα πλησιέστερα καύσιμα αναφοράς.

Εξαιτίας της σημαντικής απαιτούμενης δαπάνης για τέτοιου είδους δοκιμές, χρησιμοποιούνται συχνά συσχετίσεις του αριθμού κετανίου με άλλες ιδιότητες του καυσίμου, όπως η πυκνότητα API και το σημείο 50% (CCI-ASTM D976).

Πολλές φορές συναντάται και ο παρακάτω δείκτης diesel, που υπολογίζεται με βάση το σημείο ανιλίνης (ASTM 611-η ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία μπορούν να αναμιχθούν ακριβώς ίσες ποσότητες του συγκεκριμένου πετρελαίου με ανιλίνη) και την πυκνότητα API:

$$\text{Diesel index} = \text{aniline point } (^{\circ}\text{F}) \times \frac{\text{API gravity}\dagger}{100} \quad (8-7)$$

### 8.6.2. Υπολογισμοί καθυστέρησης έναυσης

Η καθυστέρηση έναυσης μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά με σχέσεις τύπου Arrhenius, από τις οποίες υπάρχει μεγάλη ποικιλία στη βιβλιογραφία.

Εδώ θα παραθέσουμε απλά μία επιτυχημένη εμπειρική σχέση που έχει διατυπωθεί από τους Hardenberg and Hase, για κινητήρες DI. Η σχέση δίνει την καθυστέρηση έναυσης σε μοίρες ΓΣ, σαν συνάρτηση της απόλυτης θερμοκρασίας (K), και της πίεσης (bar) της γόμωσης στη διάρκεια της καθυστέρησης (που λαμβάνονται σε συνθήκες ANΣ):

$$\tau_{id}(CA) = (0.36 + 0.22\bar{S}_p) \exp \left[ E_A \left( \frac{1}{\bar{R}T} - \frac{1}{17,190} \right) \left( \frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (8-8)$$

όπου  $\bar{S}_p$  είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου (m/s) και R η παγκόσμια σταθερά των αερίων (8.3143 J/mol.K),  $E_A$  (J/mol) είναι η φαινόμενη ενέργεια ενεργοποίησης:

$$E_A = \frac{618,840}{CN + 25} \quad (8-9)$$

και CN είναι ο αριθμός κετανίου του καυσίμου.

Η καθυστέρηση έναυσης σε ms δίνεται από τη σχέση:

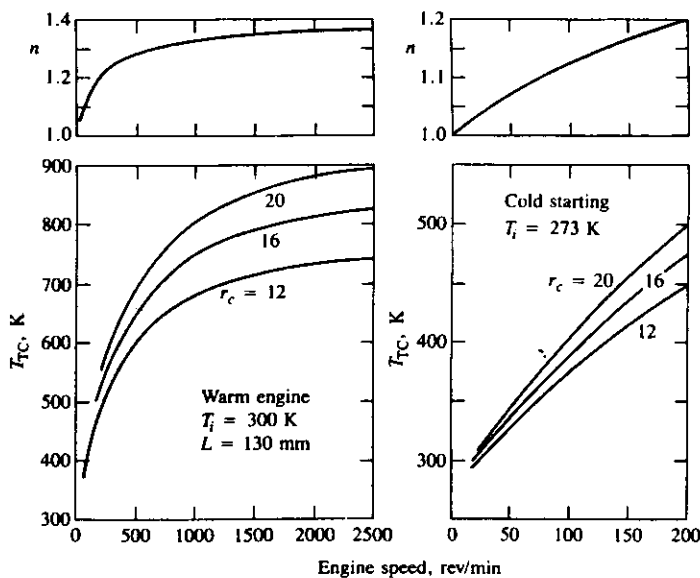
$$\tau_{id}(ms) = \frac{\tau_{id}(CA)}{0.006N}$$

όπου N, οι στροφές του κινητήρα.

Όσον αφορά τις απαιτούμενες τιμές T, p για τη σχέση (8-8), μπορούν να εκτιμηθούν προσεγγιστικά με ένα μοντέλο πολυτροπικής συμπίεσης:

$$T_{TC} = T_i r_c^{n-1} \quad p_{TC} = p_i r_c^n \quad (8-10)$$

όπου n ο πολυτροπικός εκθέτης,  $r_c$  η σχέση συμπίεσης, και ο δείκτης i υποδηλώνει συνθήκες στην πολλαπλή εισαγωγής. Τιμές για τον πολυτροπικό εκθέτη δίνονται στο Σχ. 8.20 για ένα κινητήρα DI σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης και κανονικής λειτουργίας.



Exponent  $n$  for polytropic model of compression process in Eq. (10.39) and corresponding end-of-compression air temperature at TC. Warm and cold DI diesel engine with 130 mm stroke.

Σχήμα 8.20