

Ενότητα 5

Διεργασίες εναλλαγής αερίων

Το κεφάλαιο αυτό εξετάζει τις διεργασίες εισαγωγής και εξαγωγής στους 4χρόνους κινητήρες, καθώς και τις διεργασίες απόπλυσης σε 2χρονους κινητήρες. Οι διεργασίες εναλλαγής αερίων μπορούν να βελτιστοποιηθούν έτσι ώστε να εισάγεται η μέγιστη δυνατή ποσότητα αέρα στον κύλινδρο στο πλήρες φορτίο, και επομένως να μεγιστοποιείται η αναπτυσσόμενη ροπή και ισχύς. Οπως θα αναλυθεί στην ενότητα 12 υπάρχει δυνατότητα παραπέρα αύξησης της αναπτυσσόμενης ροπής με υπερπλήρωση. Στην ενότητα αυτή όμως θα ασχοληθούμε αποκλειστικά με κινητήρες φυσικής αναπνοής.

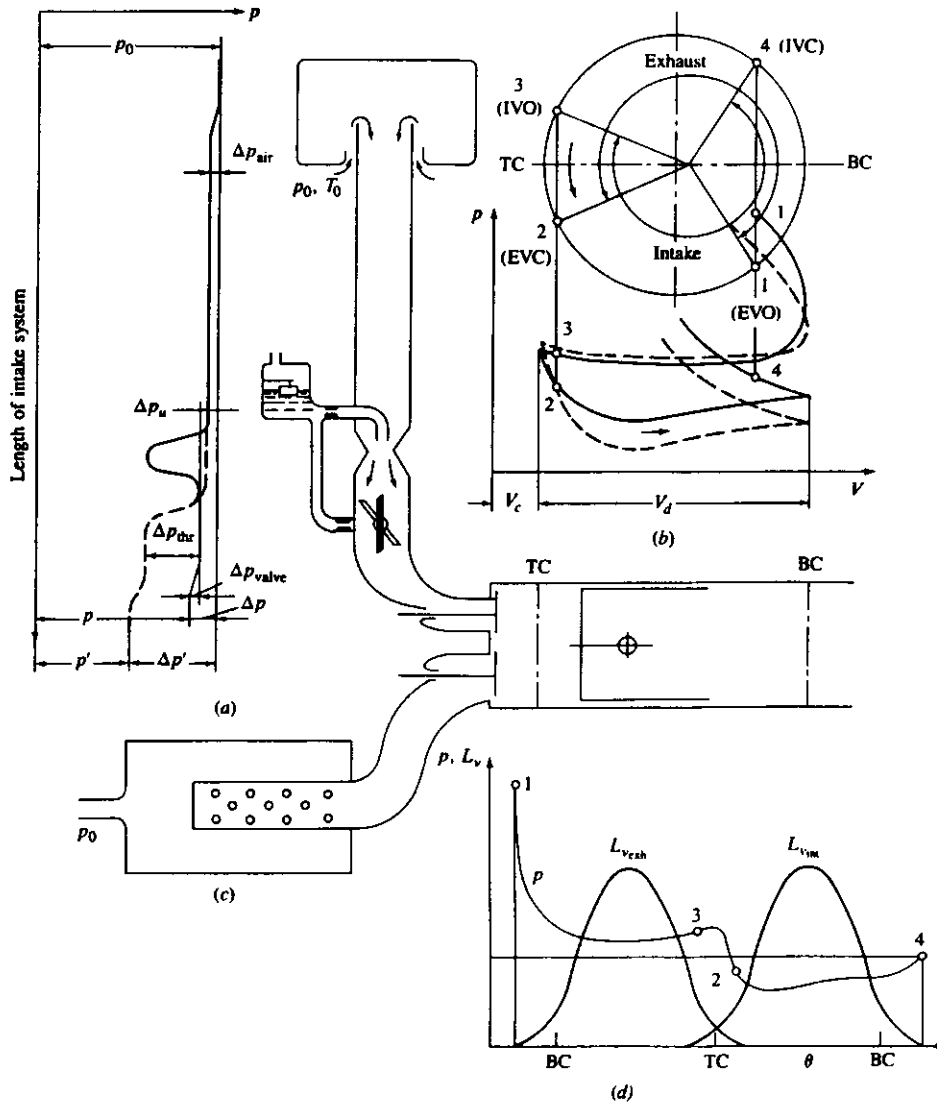
5.1 Διεργασίες εισαγωγής και εξαγωγής στον 4χρονο κινητήρα

Στον βενζινοκινητήρα ένα τυπικό σύστημα εισαγωγής αποτελείται από το φίλτρο αέρα, το καρμπυρατέρ ή τους εγχυτήρες και την πεταλούδα του γκαζιού (επιταγχυτή), και την πολλαπλή εισαγωγής. Στη διάρκεια του εμβολισμού εισαγωγής παρατηρούνται απώλειες πίεσης καθώς το μίγμα περνάει τα παραπάνω τμήματα της εξαγωγής. Υπάρχει δε και μία παραπέρα πτώση πίεσης εξαιτίας του καναλιού και της βαλβίδας εισαγωγής. Το σύστημα εξαγωγής συνήθως αποτελείται από την πολλαπλή εξαγωγής, τον καταλυτικό μετατροπέα και έναν ή παραπάνω σιγαστήρες. Στο σχήμα 5.1 παρουσιάζονται οι διεργασίες εισαγωγής και εξαγωγής σε έναν συμβατικό βενζινοκινητήρα.

Εδώ οι ροές παρουσιάζουν ταλαντώσεις εξαιτίας της ασυνεχούς αναρόφησης και εξαγωγής από τους κυλίνδρους του εμβολοφόρου κινητήρα. Παρόλα αυτά πολλές όψεις των διεργασιών αυτών μπορούν να αναλυθούν με την υπόθεση οιονεί μόνιμης ροής. Και οι πιέσεις που φαίνονται στο σύστημα εισαγωγής του σχήματος 5.1 αντιπροσωπεύουν χρονικά μέσες τιμές για έναν πολυκύλινδρο κινητήρα.

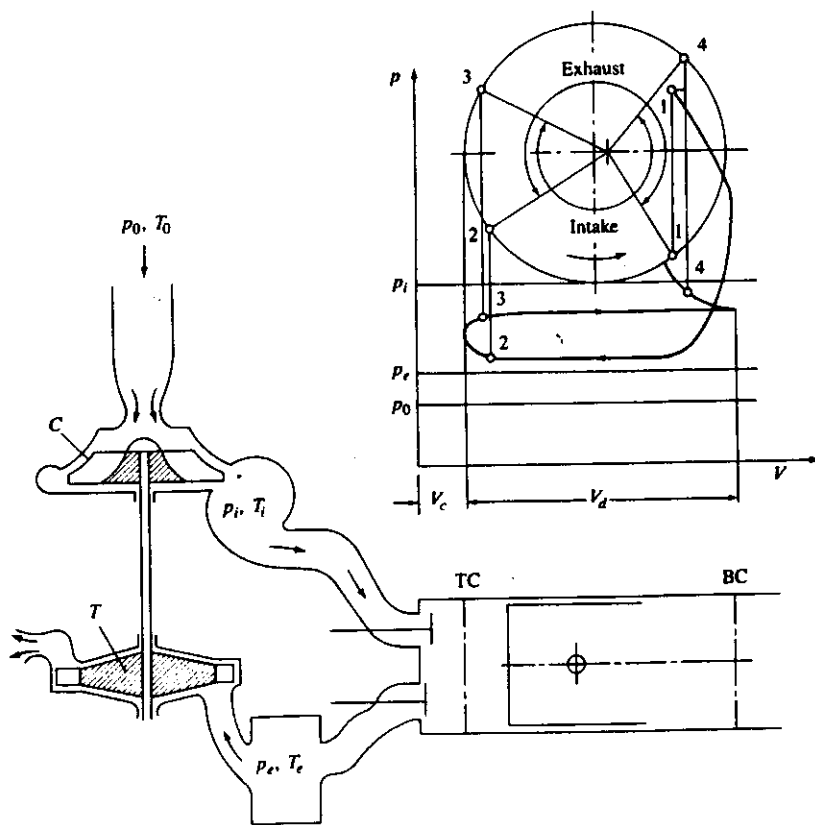
Η πτώση πίεσης κατά μήκος του συστήματος εισαγωγής εξαρτάται από τις στροφές του κινητήρα, τις αντιστάσεις ροής των στοιχείων του συστήματος, τη διατομή μέσα από την οποία ρέει η γόμωση, και την πυκνότητα της γόμωσης. Το σχήμα 5.1 d δείχνει το άνοιγμα και κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου. Η συνήθης πρακτική είναι να επεκτείνονται οι φάσεις ανοικτών βαλβίδων σε γωνία μεγαλύτερη αυτής του εμβολισμού εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα, με στόχο τη βελτίωση των διεργασιών πλήρωσης και εκκένωσης των κυλίνδρων και τη βέλτιστη εκμετάλευση της αδράνειας των αερίων που περιέχονται στα συστήματα εξαγωγής και εισαγωγής.

Σε ένα σύστημα εισαγωγής κινητήρα Diesel, δεν υπάρχει καρμπυρατέρ ή σύστημα ψεκασμού στην εισαγωγή, αλλά ούτε και πεταλούδα γκαζιού. Οι κινητήρες Diesel είναι συχνά υπερπληρούμενοι. Στο σχήμα 5.2 φαίνεται σχηματικά οι διεργασίες εισαγωγής και εξαγωγής σε έναν υπερπληρούμενο κινητήρα Diesel. Κάθε φορά που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, τα καυσαέρια οδηγούνται στην τουρμπίνα η οποία εκμεταλευόμενη μέρος της ενθαλπίας τους οδηγεί ένα συμπιεστή ο οποίος εισάγει συμπιεσμένο αέρα μέσα στον κύλινδρο (σχήμα 5.2).



Intake and exhaust processes for four-stroke cycle spark-ignition engine: (a) intake system and average pressures within it; (b) valve timing and pressure-volume diagrams; (c) exhaust system; (d) cylinder pressure p and valve lift L_v versus crank angle θ . Solid lines are for wide-open throttle, dashed lines for part throttle; p_0, T_0 , atmospheric conditions; Δp_{air} = pressure losses in air cleaner; Δp_u = intake losses upstream of throttle; Δp_{thr} = losses across throttle; Δp_{valve} = losses across the intake valve.

Σχήμα 5.1



Intake and exhaust process for turbocharged four-stroke cycle engine. The turbocharger compressor C raises air pressure and temperature from ambient p_0, T_0 to p_i, T_i . Cylinder pressure during intake is less than p_i . During exhaust, the cylinder gases flow through the exhaust manifold to the turbocharger turbine T . Manifold pressure p_e may vary during the exhaust process and lies between cylinder pressure and ambient.

Σχήμα 5.2

Εξαιτίας του ανοιγοκλεισίματος των βαλβίδων, της μεταβολής του όγκου του κυλίνδρου, της αδράνειας των αερίων και της διάδοσης κυμάτων στα συστήματα εισαγωγής και εξαγωγής, οι πιέσεις στην εισαγωγή στον κύλινδρο και στην εξαγωγή στη διάρκεια αυτών των διεργασιών εναλλαγής αερίων παρουσιάζουν πολύπλοκες διακυμάνσεις. Αναλυτικός υπολογισμός των διεργασιών ξεφεύγει από τα όρια του συγκεκριμένου μαθήματος. Στην πράξη οι διεργασίες αυτές συχνά μελετώνται με εμπειρικό τρόπο με χρήση ολοκληρωτικών παραμέτρων όπως ο βαθμός πλήρωσης, για την εκτίμηση της απόδοσης των συστημάτων εισαγωγής και εξαγωγής.

5.2 Βαθμός πλήρωσης

Ο βαθμός πλήρωσης χρησιμοποιείται σαν ένα μέτρο της απόδοσης του 4χρονου κινητήρα μαζί με τα συστήματα εισαγωγής και εξαγωγής του όσον αφορά την άντληση του αέρα. Ορίζεται από τη σχέση :

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,0} V_d N} \quad (5.1)$$

Στην ανάλυση που θα ακολουθήσει, μας ενδιαφέρει η λειτουργία του βενζινοκινητήρα με την πεταλούδα του γκαζιού τελείως ανοιχτή (καμπύλη μέγιστης ροπής). Φυσικά σε συνθήκες μερικού φορτίου η ροή μάζας του αέρα εισαγωγής περιορίζεται από την αντίσταση της πεταλούδας.

Ο βαθμός πλήρωσης επηρεάζεται από τις παρακάτω μεταβλητές που σχετίζονται με τον σχεδιασμό της μηχανής, το σημείο λειτουργίας της και το χρησιμοποιούμενο καύσιμο :

- Τύπος καυσίμου, λόγος αέρα, ποσοστό του καυσίμου που εξαερώνεται στο σύστημα εισαγωγής, ενθαλπία εξαέρωσης του καυσίμου
- Θερμοκρασία του μίγματος (μετάδοση θερμότητας από τα τοιχώματα του κυλίνδρου)
- Σχέση πιέσεων στην πολλαπλή εξαγωγής και εισαγωγής
- Σχέση συμπίεσης
- Στροφές κινητήρα
- Σχεδιασμός πολλαπλής και καναλιών εισαγωγής και εξαγωγής
- Γεωμετρία, μέγεθος, εμβολισμός και χρονισμός βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής

Στην ανάλυση που ακολουθεί διαχωρίζουμε μεταξύ οισονεί στατικών και δυναμικών επιδράσεων στις διεργασίες εναλλαγής αερίων.

5.2.1 Οισονεί στατικές επιδράσεις

Βαθμός πλήρωσης του ιδανικού κύκλου

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{a,0} V_d} = \frac{m(1-x_r)}{\rho_{a,0}[1+(F/A)]} \frac{r_c}{(r_c-1)V_1}$$

Ο βαθμός πλήρωσης του ιδανικού κύκλου δίνεται από τη σχέση :

$$\eta_v = \left(\frac{M}{M_a}\right) \left(\frac{p_i}{\rho_{a,0}}\right) \left(\frac{T_{a,0}}{T_i}\right) \frac{1}{[1+(F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c-1} - \frac{1}{\gamma(r_c-1)} \left[\left(\frac{p_e}{p_i}\right) + (\gamma-1) \right] \right\} \quad (5.2)$$

Επίδραση σύστασης καυσίμου, φάσης και λόγου αέρα

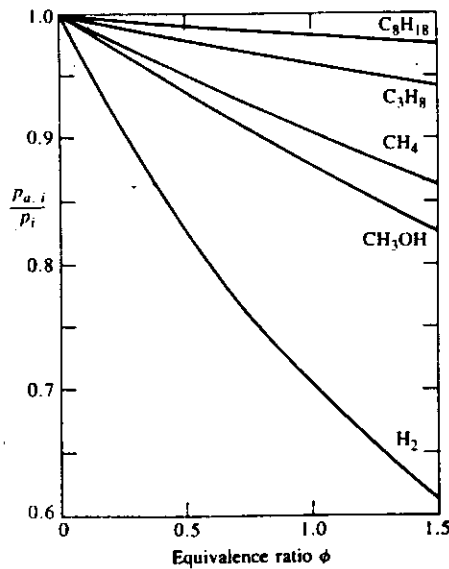
Σε ένα βενζινοκινητήρα η ύπαρξη ατμών βενζίνης (και υδρατμών) στην πολλαπλή εισαγωγής μειώνει τη μερική πίεση του αέρα :

$$p_i = p_{a,i} + p_{f,i} + p_{w,i}$$

οπότε με εφαρμογή του Νόμου των ιδανικών αερίων, παίρνουμε

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right) \left(\frac{M_a}{M_f}\right) + \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right) \left(\frac{M_a}{M_w}\right) \right]^{-1} \quad (5.3)$$

Στο Σχ. 5.3 φαίνεται αυτός ο λόγος πιέσεων σαν συνάρτηση του αντίστροφου λ για διάφορα καύσιμα.



Effect of fuel (vapor) on inlet air partial pressure. Ratio of air inlet pressure $p_{a,i}$ to mixture inlet pressure p_i versus fuel/air equivalence ratio ϕ for iso-octane vapor, propane, methane, methanol vapor, and hydrogen.

Σχήμα 5.3

Κλάσμα εξαερισμένου καυσίμου, ενθαλπία εξατμίσης, MΘ

Για ροή σταθερής πίεσης, με εξαέρωση υγρού καυσίμου και MΘ από τα τοιχώματα, η εξίσωση ενέργειας για μόνιμη ροή γίνεται

$$[\dot{m}_a h_a + (1 - x_e)\dot{m}_f h_{f,L} + x_e \dot{m}_f h_{f,v}]_A = \dot{Q} + (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f h_{f,L})_B \quad (5.4)$$

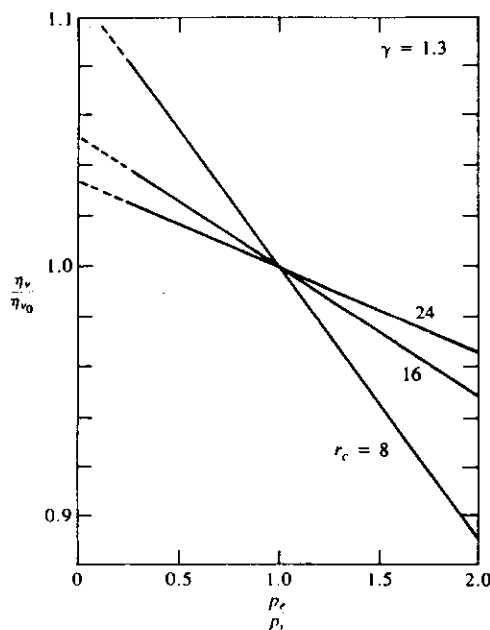
και εάν προσεγγίσουμε τη μεταβολή ενθαλπίας ανά μονάδα μάζας κάθε συστατικού του μίγματος με $c_p \Delta T$, και $h_{f,v} - h_{f,L} = h_{f,LV}$

(ενθαλπία εξατμίσης), τότε η (5.4) γίνεται

$$T_A - T_B = \frac{(\dot{Q}/\dot{m}_a) - x_e(F/A)h_{f,LV}}{c_{p,a} + (F/A)c_{f,L}} \quad (5.5)$$

Επίδραση λόγου πιέσεων εξαγωγής και εισαγωγής, και σχέσης συμπίεσης

Αυτές οι επιδράσεις για τον ιδανικό κύκλο υπολογίζονται με βάση την εξίσωση (5.2). Στο Σχ. 5.4 φαίνονται αυτές οι επιδράσεις για $\gamma = 1.3$



Σχήμα 5.4

Effect of exhaust to inlet pressure ratio on ideal-cycle volumetric efficiency.

5.2.2 Συνδυασμένες οιονεί στατικές και δυναμικές επιδράσεις

Όταν ένα αέριο ρέει με ασταθή τρόπο μέσα από ένα σύστημα σωληνώσεων, θαλάμων, καναλιών και βαλβίδων που ανοιγοκλείνουν, εξασκούνται σ'αυτό δυνάμεις τριβών, πιέσεις και δυνάμεις αδρανείας. Το σχετικό μέγεθος των δυνάμεων αυτών εξαρτάται από την ταχύτητα του αερίου και το μέγεθος και σχήμα των διόδων και των ενώσεών τους. Εδώ παρατηρούνται και στατικές και δυναμικές επιδράσεις. Ενώ δε οι επιδράσεις μεταβολών στις στρόφες του κινητήρα, καθώς και στο σχεδιασμό των πολλαπλών εισαγωγής και εξαγωγής, καθώς και των βαλβίδων και καναλιών παρουσιάζουν κάποια αλληλεξάρτηση, εντοπίζονται επίσης και κάποιες μεμονωμένες επιδράσεις άλλων φαινομένων.

Απώλειες πίεσης

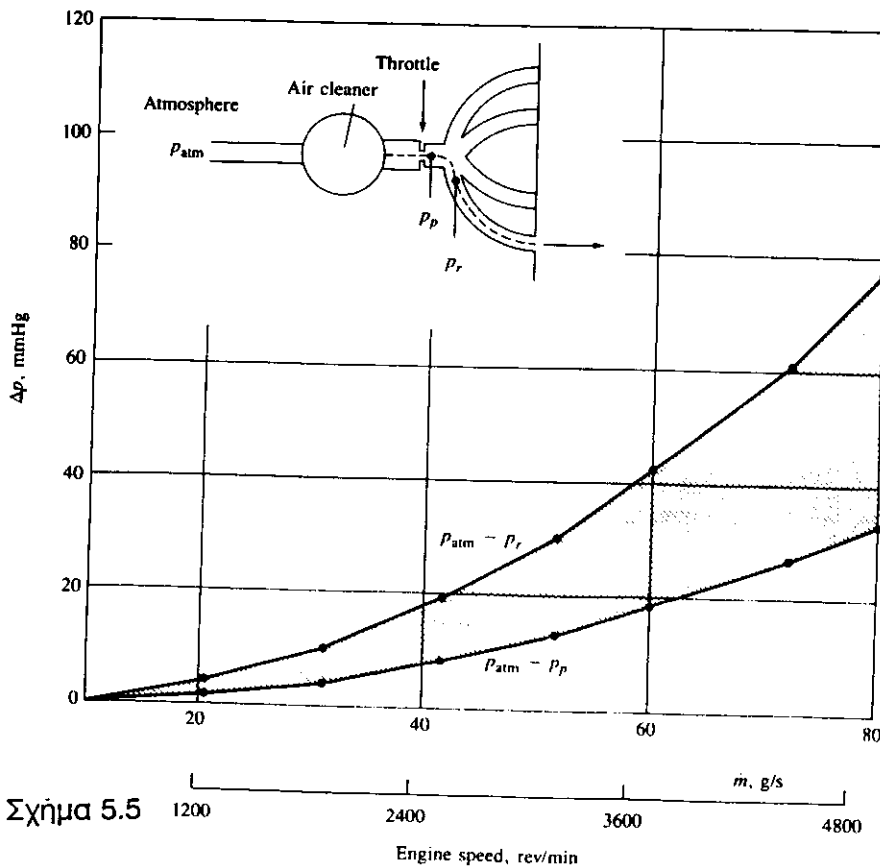
Στη διάρκεια του εμβολισμού εισαγωγής, εξαιτίας των τριβών σε κάθε τμήμα του συστήματος εισαγωγής, η πίεση στον κύλινδρο είναι μικρότερη της ατμοσφαιρικής, κατά μία ποσότητα ανάλογη του τετραγώνου των στρόφων. Αυτή η συνολική πτώση πίεσης είναι το άθροισμα επι μέρους Δp στο φίλτρο αέρα, καρμπυρατέρ και πεταλούδα γκαζιού, πολλαπλή, κανάλι εισαγωγής, βαλβίδα εισαγωγής. Κάθε μία απώλεια είναι λίγες εκατοστιαίες μονάδες, και μεγαλύτερες είναι αυτές μέσα από τα κανάλια και τις βαλβίδες εισαγωγής. Για κάθε επι μέρους εξαρτημα, η πτώση πίεσης δίνεται από σχέση της μορφής:

$$\Delta p_j = \xi_j \rho v_j^2$$

οπότε με χρήση της εξίσωσης της συνέχειας προκύπτει η παρακάτω σχέση για τη συνολική οιονεί-στατική πτώση πίεσης:

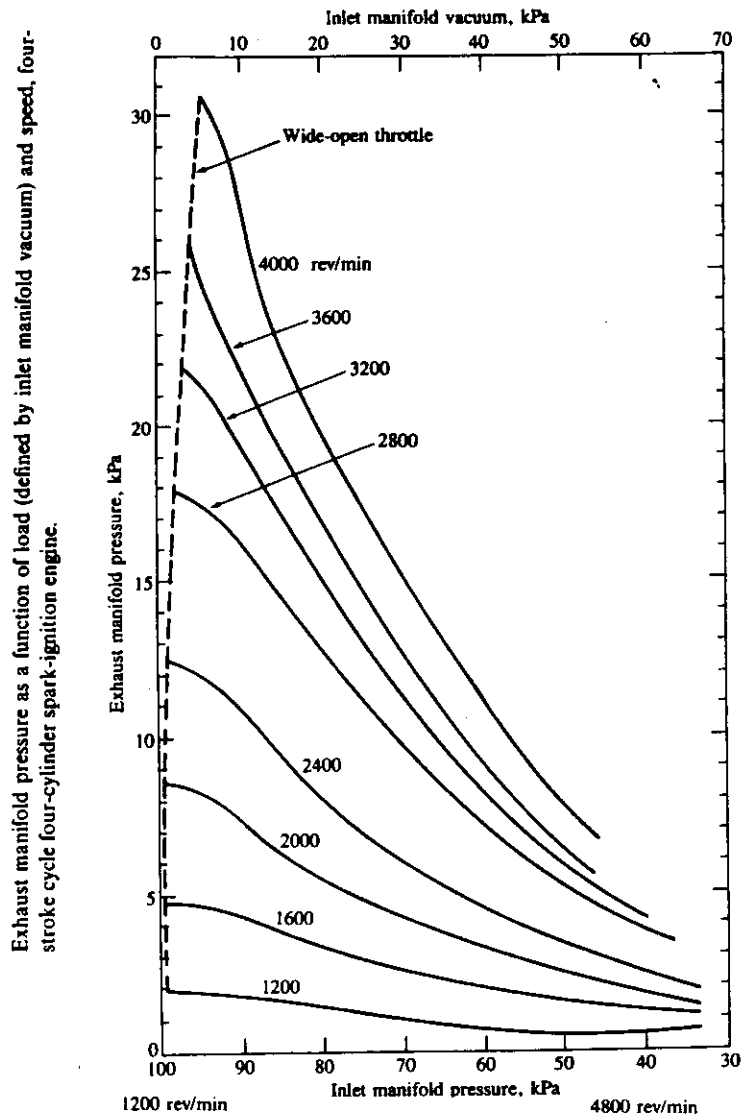
$$p_{\text{atm}} - p_c = \sum \Delta p_j = \sum \xi_j \rho v_j^2 = \rho \bar{v}_p^2 \sum \xi_j \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (6.6)$$

Το Σχ.5.5 είναι ένα παράδειγμα σχετικών πτώσεων πίεσης τετρακύλινδρης βενζινομηχανής.

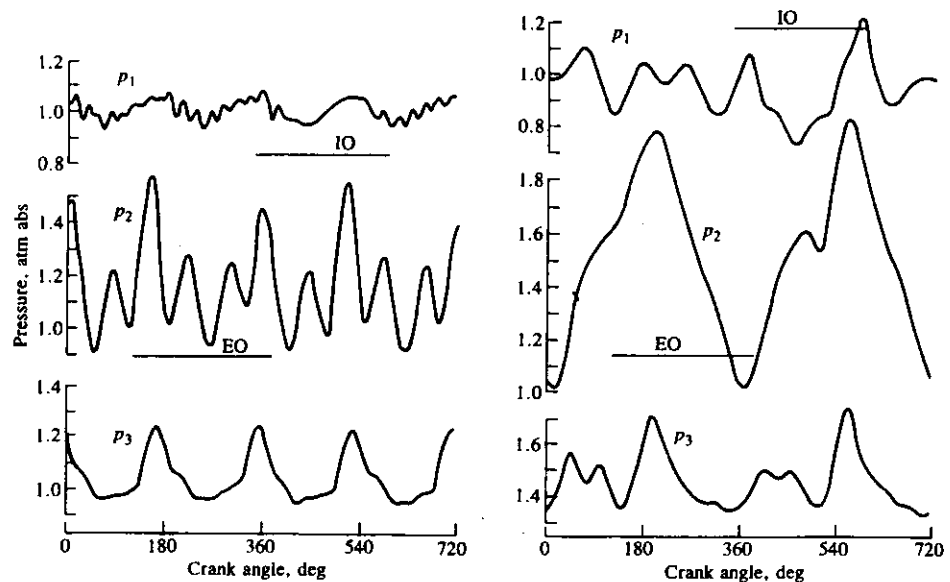


Σχήμα 5.5 Pressure losses in the intake system of a four-stroke cycle spark-ignition engine determined under steady flow conditions. Stroke = 89 mm. Bore = 84 mm.

Αντίστοιχα με την εισαγωγή, έχουμε πτώσεις πίεσης και στα διάφορα εξαρτήματα του συστήματος εξαγωγής. Στο Σχ. 5.6 φαίνονται χρονικά μέσες τιμές πιέσεων στην πολλαπλή εξαγωγής σαν συνάρτηση του σημείου λειτουργίας ενός βενζινοκινητήρα (που ορίζεται εδώ με βάση τις στροφές και το κενό της πολλαπλής εισαγωγής).



Σχήμα 5.6



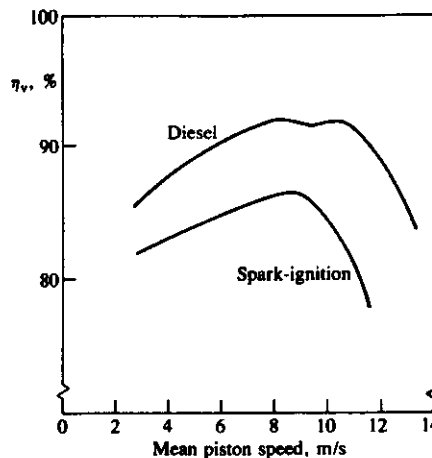
Σχήμα 5.7

Instantaneous pressures in the intake and exhaust manifolds of a four-stroke cycle four-cylinder spark-ignition engine, at wide-open throttle. Locations: p_1 , intake manifold runner 150 mm from cylinder 1; p_2 , exhaust manifold runner 200 mm from cylinder 1; p_3 , exhaust manifold runner 700 mm from cylinder 1. IO and EO, intake and exhaust valve open periods for that cylinder, respectively. Stroke = 89 mm. Bore = 84 mm.

Υπάρχουν και άλλα φαινόμενα που επηρεάζουν το βαθμό πλήρωσης, αλλά ο υπολογισμός τους ξεφεύγει από τους στόχους της συγκεκριμένης παράδοσης, όπως είναι η αδράνεια των αερίων στην πολλαπλή εισαγωγής σε υψηλές στροφές (εκμετάλλευση της οποίας γίνεται με αργότερο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής), η αντίστοιχη ανάστροφη ροή προς την πολλαπλή εισαγωγής σε χαμηλές στροφές, φαινόμενα συντονισμού της εξαγωγής και εισαγωγής (σχεδιασμός σε αγωνιστικούς κινητήρες) κτλ.

Στο Σχ. 5.7 φαίνονται παραδείγματα διακυμάνσεων πίεσης στο σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής.

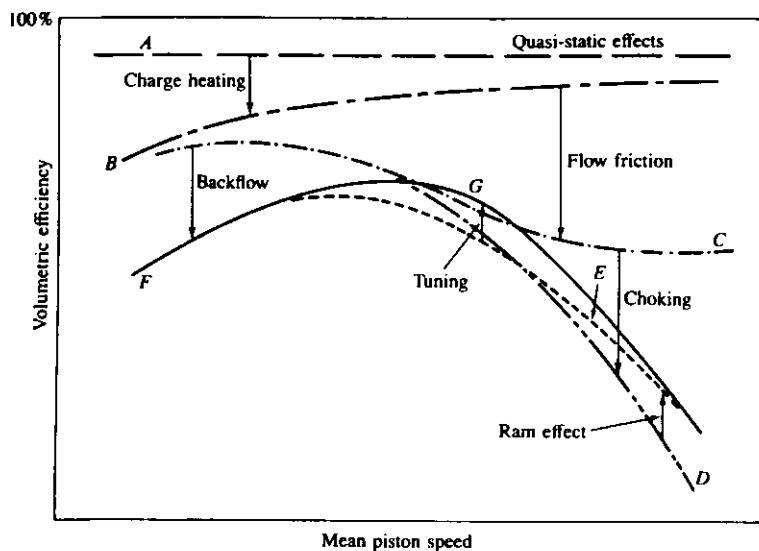
5.2.3 Μεταβολές βαθμού πλήρωσης με τις στροφές, διαστάσεις και χρονισμό βαλβίδων



Σχήμα 5.8

Volumetric efficiency versus mean piston speed for a four-cylinder automobile indirect-injection diesel⁹ and a six-cylinder spark-ignition engine.

Στο Σχ. 5.8 φαίνεται η επίδραση της μέσης ταχύτητας εμβόλου στο βαθμό πλήρωσης ενός βενζινοκινητήρα και ενός κινητήρα diesel. Η καμπύλη του diesel δείχνει μία επίδραση συντονισμού. Η εξήγηση της μορφής των καμπυλών αυτών μπορεί να γίνει με βάση το Σχ. 5.9.

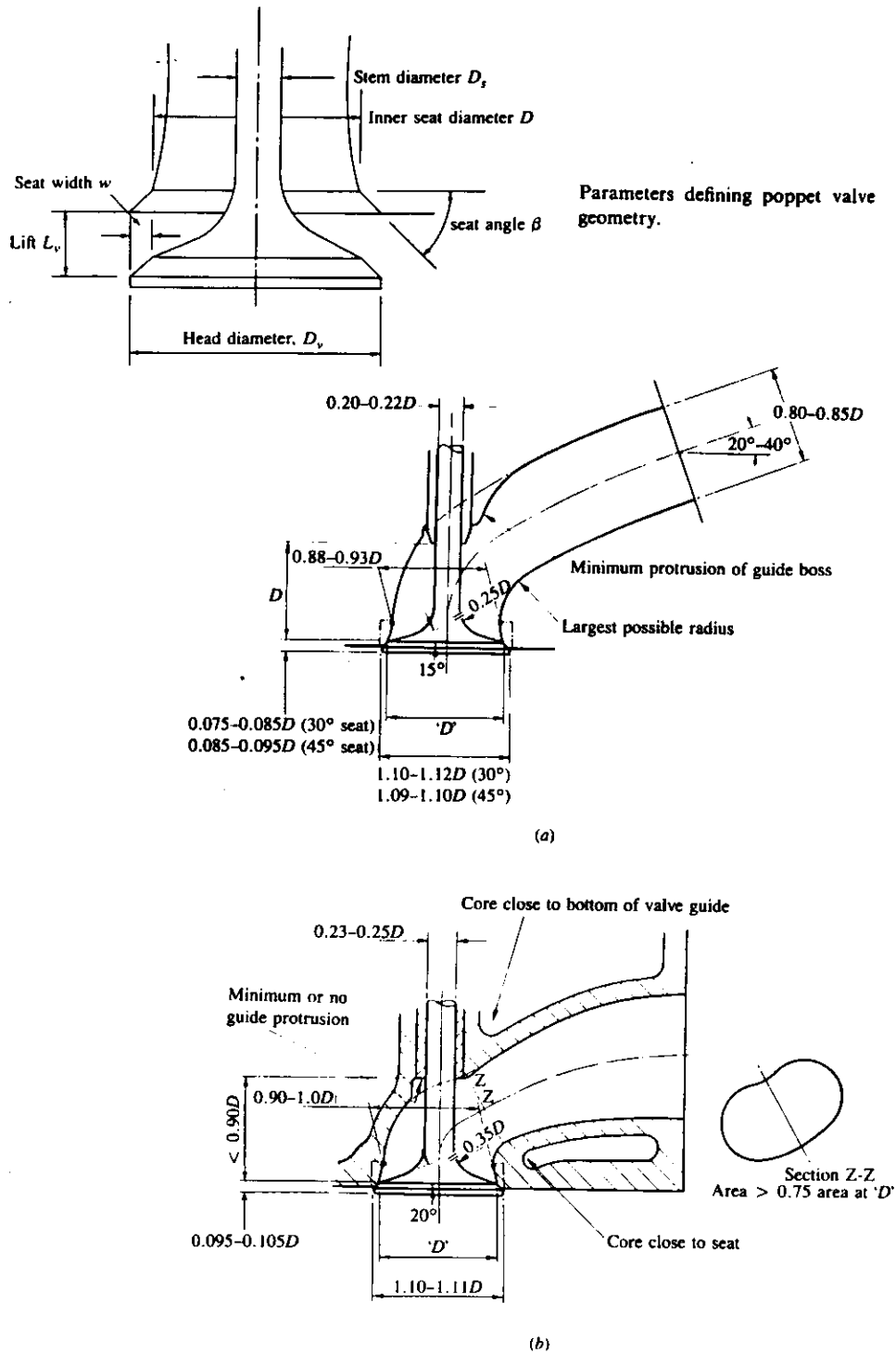


Effect on volumetric efficiency of different phenomena which affect the air flow rate as a function of speed. Solid line is final efficiency.

Σχήμα 5.9

5.3 Ροή μέσα από βαλβίδες

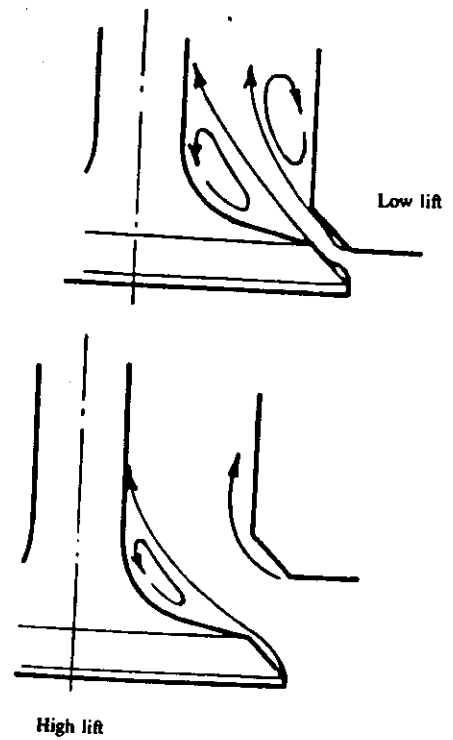
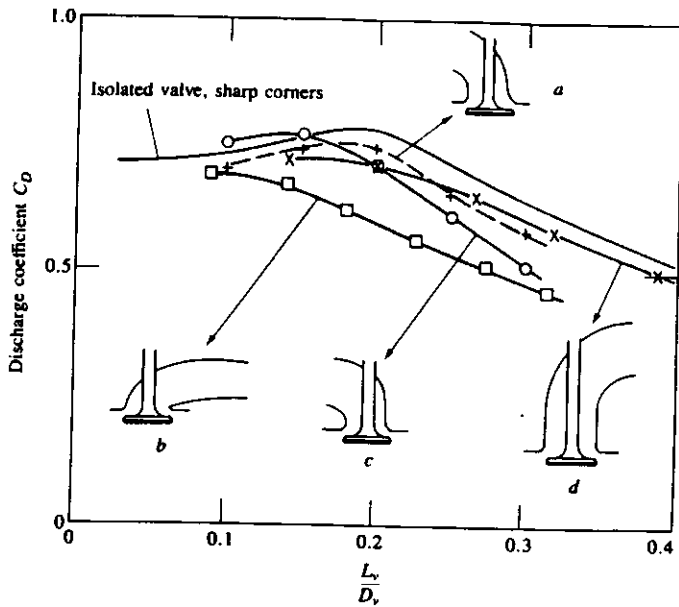
Στο Σχ. 5.10 φαίνονται κατασκευαστικές διαμορφώσεις των βαλβίδων και καναλιών εισαγωγής και εξαγωγής που επηρεάζουν τη ροή μέσα από αυτές.



Σχήμα 5.10 Shape, proportions, and critical design areas of typical inlet (top) and exhaust (bottom) valves and ports.

Όπως εξηγήθηκε στην ενότητα 4, οι υπολογισμοί της ροής μέσα από βαλβίδες γίνονται με βάση τις σχέσεις από τη μονοδιάστατη ροή συμπιεστών ρευστών, με χρήση κατάλληλων συντελεστών εκροής (Σχ. 5.11).

Discharge coefficient as function of valve lift for several exhaust valve and port designs.

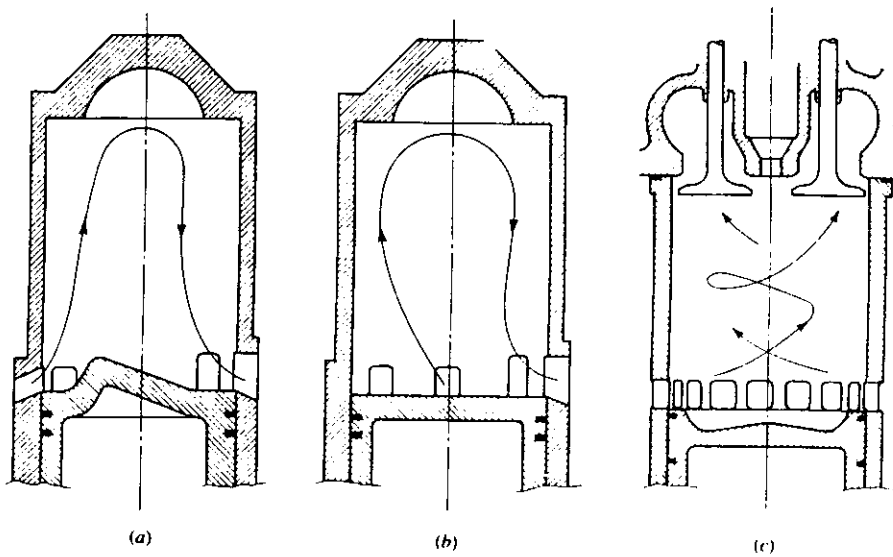


Flow pattern through exhaust valve at low and high lift

Σχήμα 5.11

5.4 Διεργασίες απόπλυσης σε δίχρονους κινητήρες

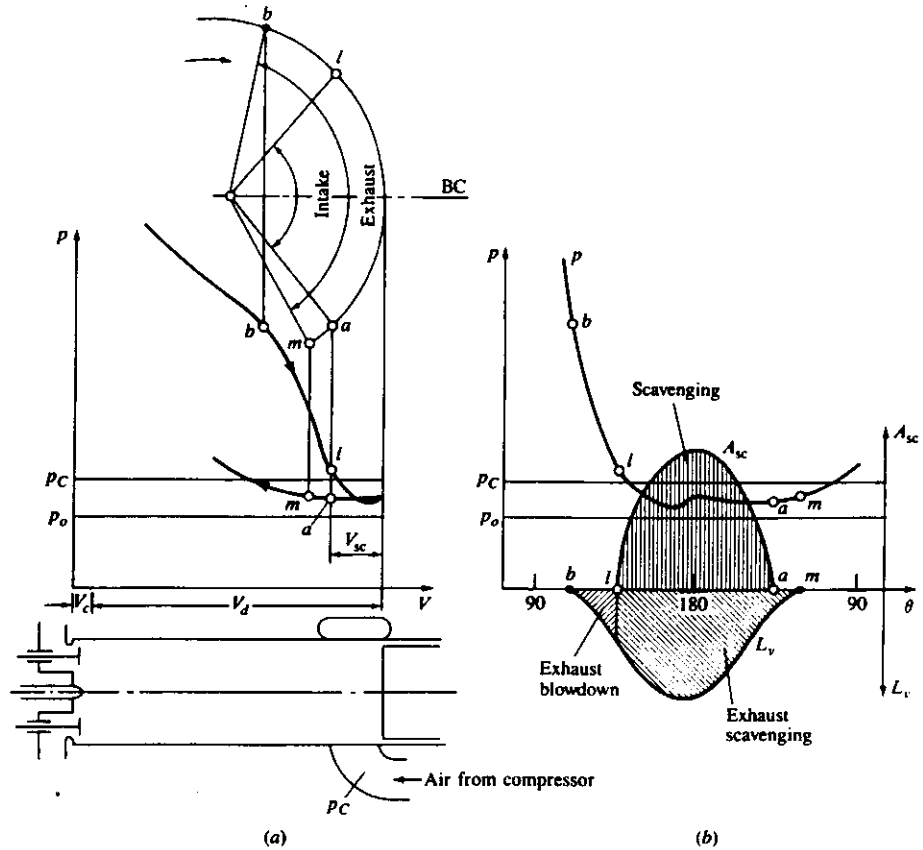
Ανάλογοι είναι και οι υπολογισμοί απόπλυσης του κυλίνδρου σε δίχρονους κινητήρες, με ροή της γόμωσης και του καυσαερίου μέσα από βαλβίδες και θυρίδες (Σχ. 5.12).



(a) Cross-scavenged, (b) loop-scavenged, and (c) uniflow-scavenged two-stroke cycle flow configurations.

Σχήμα 5.12

Στο Σχ. 5.13 παριστάνονται σχηματικά οι διακυμάνσεις πίεσης κατά την εισαγωγή και εξαγωγή σε δίχρονο κινητήρα.



Gas exchange process in two-stroke cycle uniflow-scavenged diesel engine: (a) valve and port timing and pressure-volume diagram; (b) pressure, scavenging port open area A_{sc} , and exhaust valve lift L_v as functions of crank angle.

Σχήμα 5.13