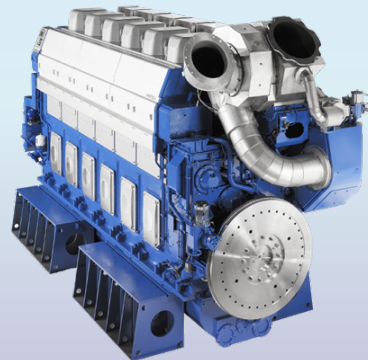
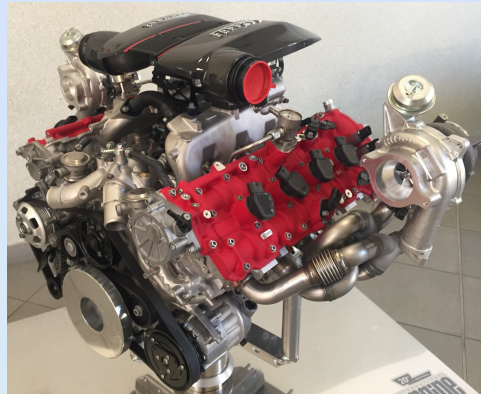




*Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Gestionale*



Motori a Combustione Interna



Prof. Ivan Arsie

Email ivan.arsie@uniparthenope.it, Tel. 081.5476803, Stanza 628



Alimentazione Aria

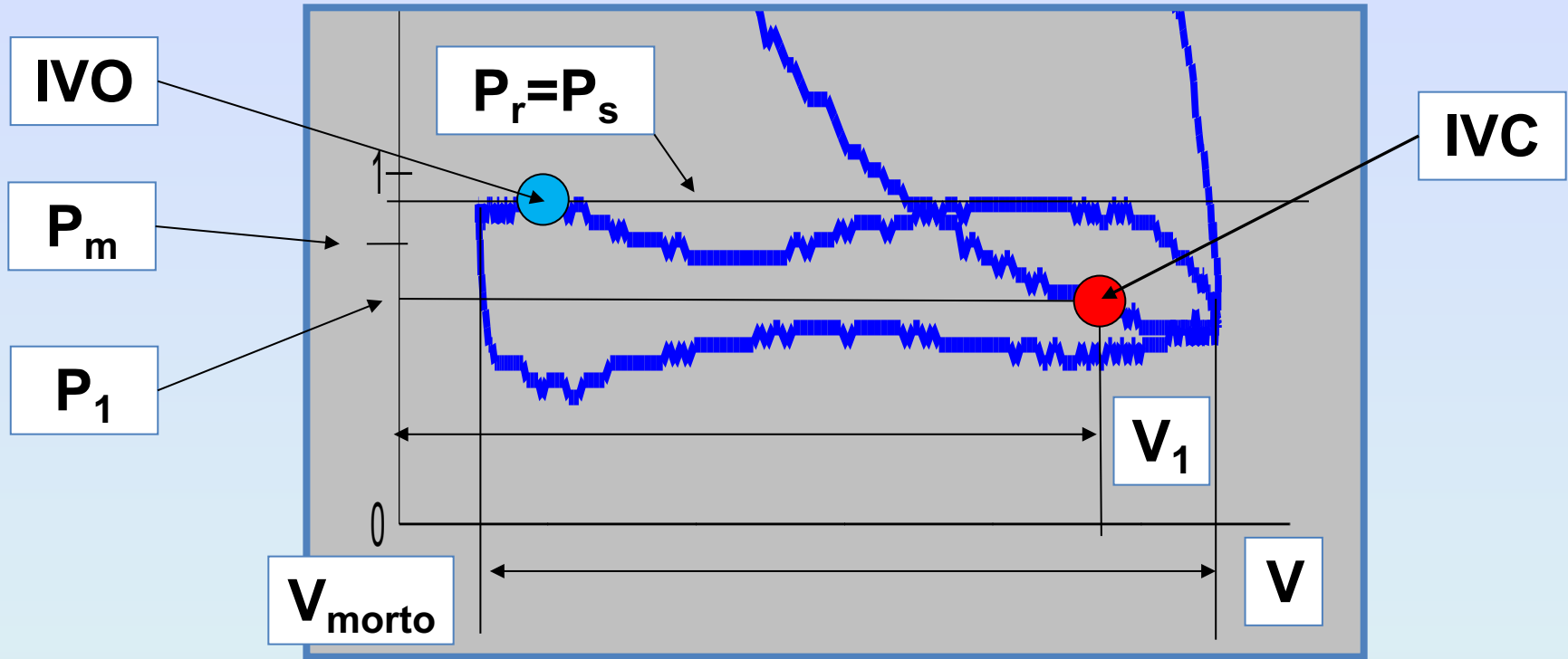


Coefficiente di riempimento

$$\lambda_v = \frac{m_a}{\rho_0 V}$$

Il "coefficiente di riempimento" o "rendimento volumetrico" è il rapporto tra la massa di carica fresca realmente aspirata nel cilindro (al termine della fase di aspirazione) e quella teorica pari alla densità dell'aria in condizioni ambiente moltiplicata per la cilindrata

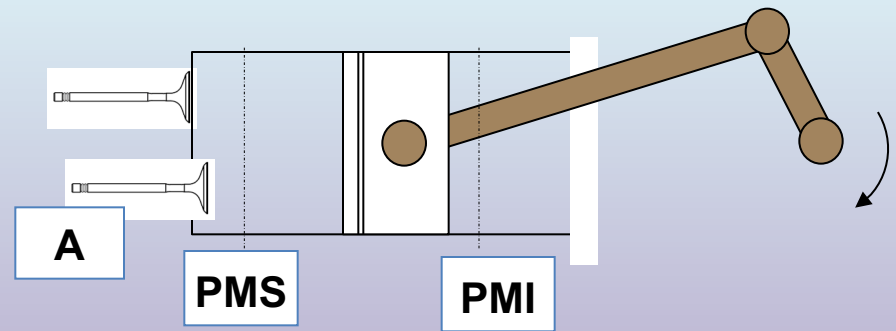
- ◆ E' in genere minore di uno per i motori aspirati, e maggiore di uno per i motori sovralimentati.
- ◆ Può essere leggermente superiore ad uno anche nei motori aspirati (da competizione), sfruttando gli effetti di risonanza nel collettore di aspirazione.
- ◆ E' utilizzata come variabile di regolazione della potenza per i motori ad accensione comandata, tramite la valvola a farfalla.



$$\frac{P_1}{P_m} < 1 \quad \text{Strozzatura passaggi}$$

$$\frac{V_1}{V} < 1 \quad \text{Ritardo IVC } (V_1 < V_{morto} + V)$$

$$\frac{P_r}{P_m} > 1 \quad \text{I residui si trovano alla pressione di scarico}$$





Coefficiente di riempimento

È possibile eseguire un' analisi teorica semplificata assumendo:

- processo adiabatico
- adduzione di calore istantanea dovuta ai residui (T_r) o allo scambio termico ($\Delta T = T_{cyl} - T_m$)
- pressione costante durante il moto del pistone (aspirazione)
- variazione di pressione a pistone fermo

$$\lambda_v = \frac{P_1}{P_m} \frac{V_1}{V} \left(1 - \frac{\Delta T}{T_m} \right) - \frac{P_r}{P_m} \frac{1}{r_c - 1} \rightarrow \frac{1}{r_c - 1} \approx 10\%$$

Influenza limitata

$$\frac{P_1}{P_m} < 1$$

Peso elevato (strozzatura passaggi)

$$\frac{V_1}{V} < 1$$

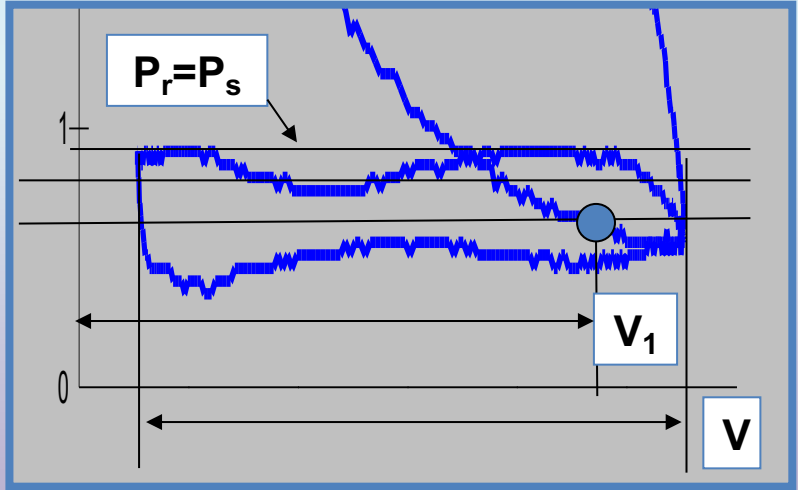
Fasatura, compensata da effetti dinamici ($V_1 < V_{max}$)

$$\frac{P_r}{P_m} > 1$$

I residui si trovano ad una pressione maggiore

P_m

P_1





Coefficiente di riempimento

Influenzato da fenomeni stazionari (indipendenti dal regime di rotazione) e dinamici:

- Tipo di combustibile, rapporto di miscela, frazione vaporizzata, scambio termico:
 - Riduzione della pressione parziale dell'aria (presenza di vapor d'acqua e vapore di combustibile A.C.) – influenza 3% (stazionario);
 - La vaporizzazione del combustibile riduce (in assenza di scambio termico) la temperatura per $\lambda=1$, $\Delta T=-19^\circ\text{C}$ (isottano), $\Delta T=-128^\circ\text{C}$ (metanolo), in pratica la presenza di scambio termico con le pareti determina una riduzione della temperatura inferiore – incremento di λ_v 1-2% (stazionario);
- Temperatura della miscela in funzione dello scambio termico (stazionario);



Coefficiente di riempimento

- Rapporto tra pressione nel collettore di scarico e pressione nel collettore di aspirazione, al crescere di p_e/p_i si ha un aumento della frazione residua (backflow) – il coeff. di riempimento si riduce di qualche per cento (1-10%) (stazionario);
- Rapporto di compressione volumetrico (stazionario);
- Perdite di carico, dipendono dal quadrato della velocità di rotazione; si riducono al crescere delle sezioni di passaggio (dinamico);
- Back-flow, effetto d'incrocio (dinamico);
- Tuning dipendente dai processi legati alla propagazione delle perturbazioni di pressione (dinamico):
 - forma dei collettori di aspirazione e scarico
 - geometria delle valvole di aspirazione e scarico, dimensione
 - fasatura.

Variazioni della densità

Nella fase di immissione della carica, la densità varia rispetto alle condizioni esterne per effetto delle variazioni di pressione e di temperatura del fluido.

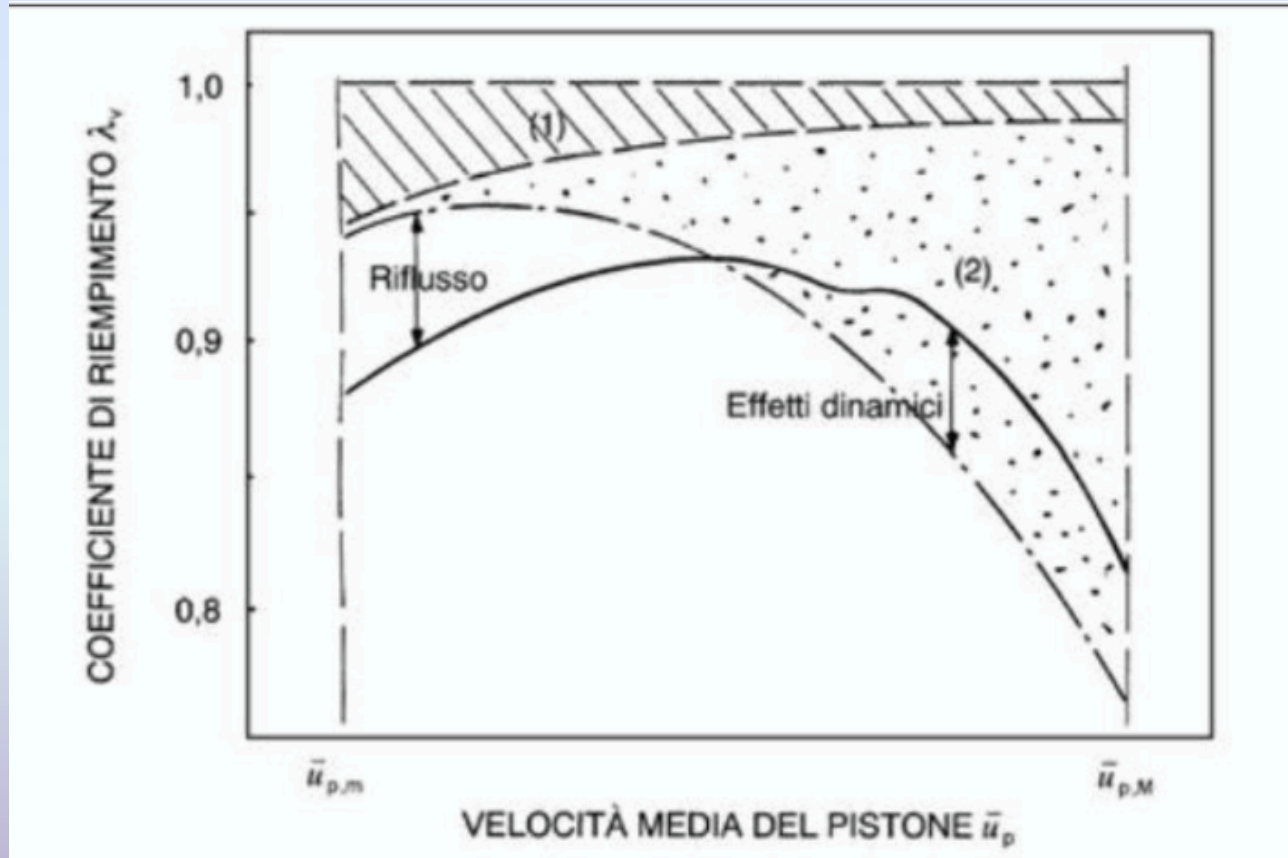
$$\rho = \frac{p}{RT}$$

La pressione in genere si riduce per effetto delle perdite di carico nei condotti, nella valvola a farfalla e nella valvola di aspirazione (può aumentare nei motori sovralimentati o a causa degli "effetti dinamici" nel collettore).

La temperatura aumenta, per effetto degli scambi termici con il motore e dei gas residui.



Coefficiente di riempimento



Coefficiente di riempimento

- p : pressione nel cilindro
- ΔT : riscaldamento della carica
- f : frazione in massa di gas residui

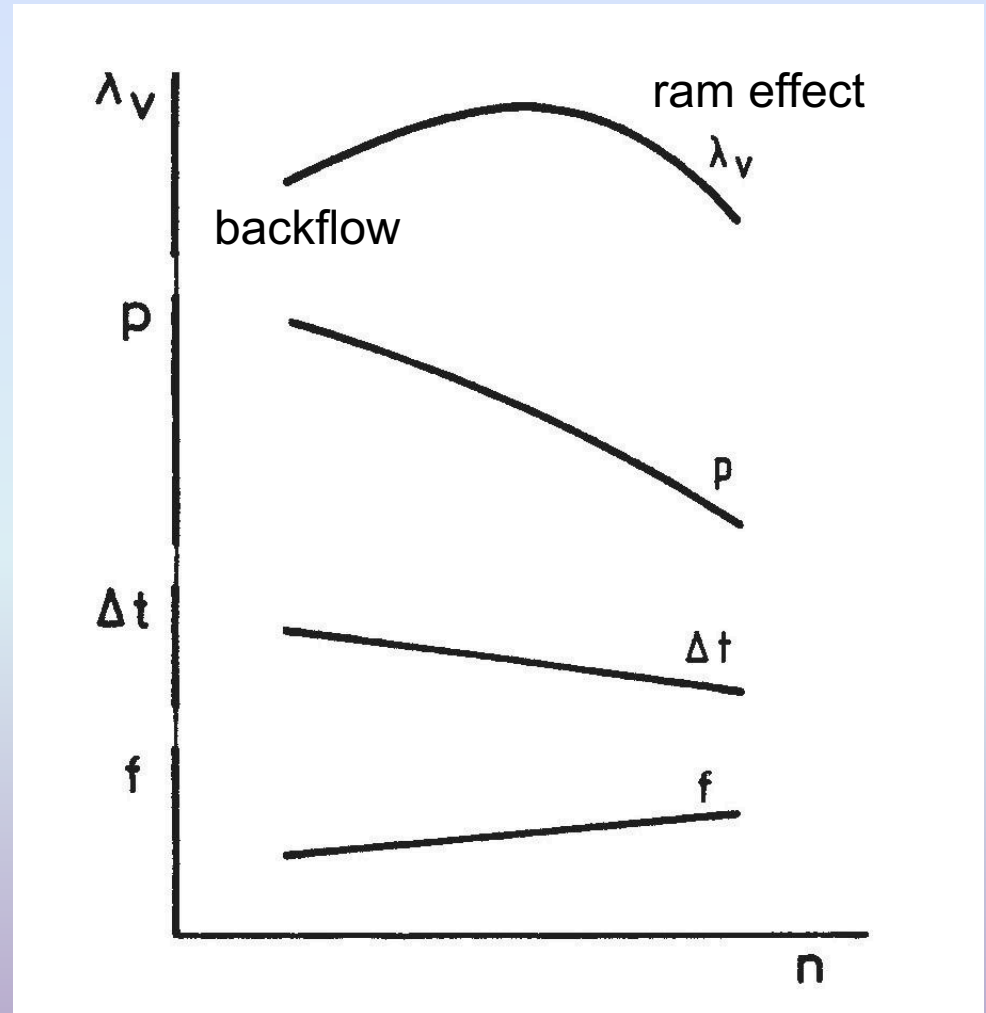
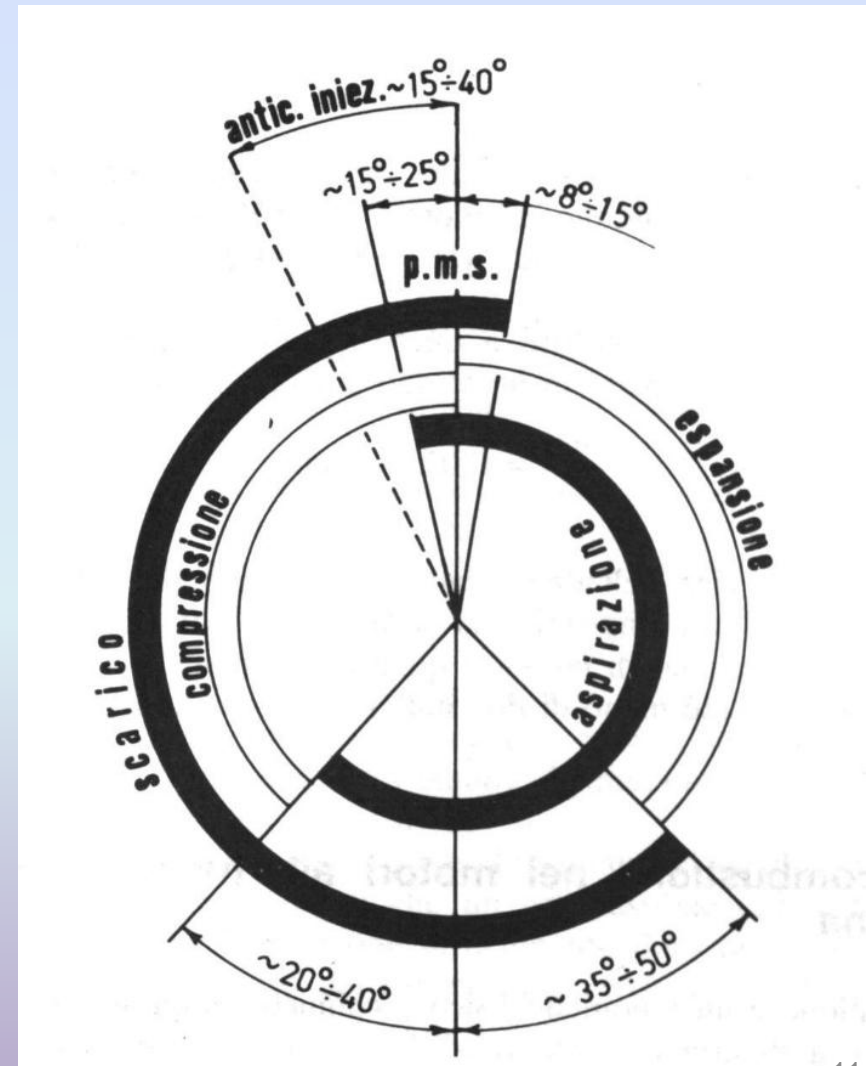


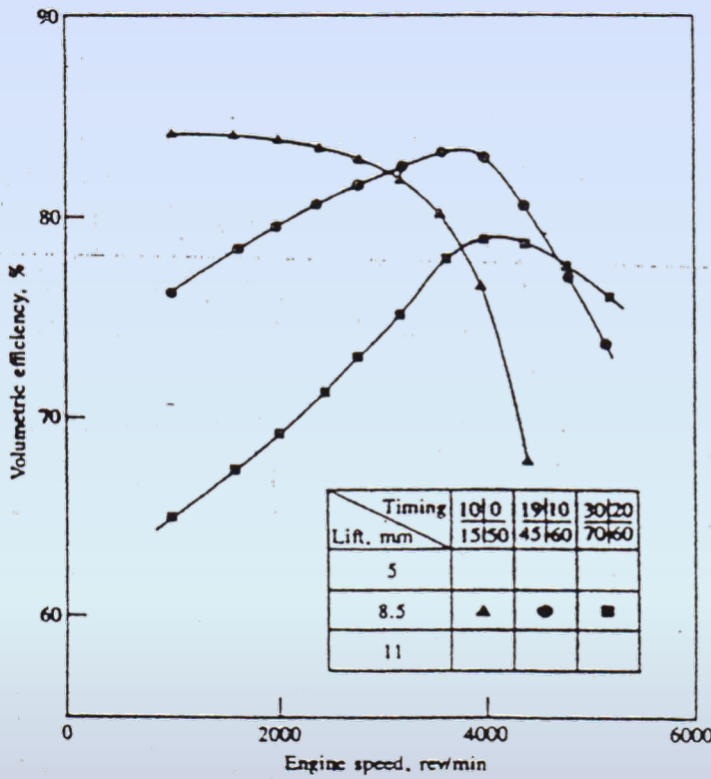
Diagramma Distribuzione

- Apertura valvole aspirazione 15° - 25° prima del PMS (coeff. di r. poco influenzato), consente di garantire piena apertura all'inizio della corsa di aspirazione, evitando una forte riduzione della pressione nel cilindro;
- Chiusura valvola aspirazione 20° - 40° dopo PMI consente di continuare l'aspirazione in risalita (effetto ram) agli alti regimi, ai bassi regimi ci sono problemi di riflusso;
- Apertura valvola di scarico 35° - 50° prima PMI consente di raggiungere la pressione nel collettore immediatamente dopo il PMI;
- Chiusura valvola di scarico 8° - 15° dopo PMS consente di regolare ai bassi carichi (A.C.) il riflusso di gas combusti nel cilindro (egr interno), mentre ad elevati carichi favorisce lo svuotamento del volume morto.

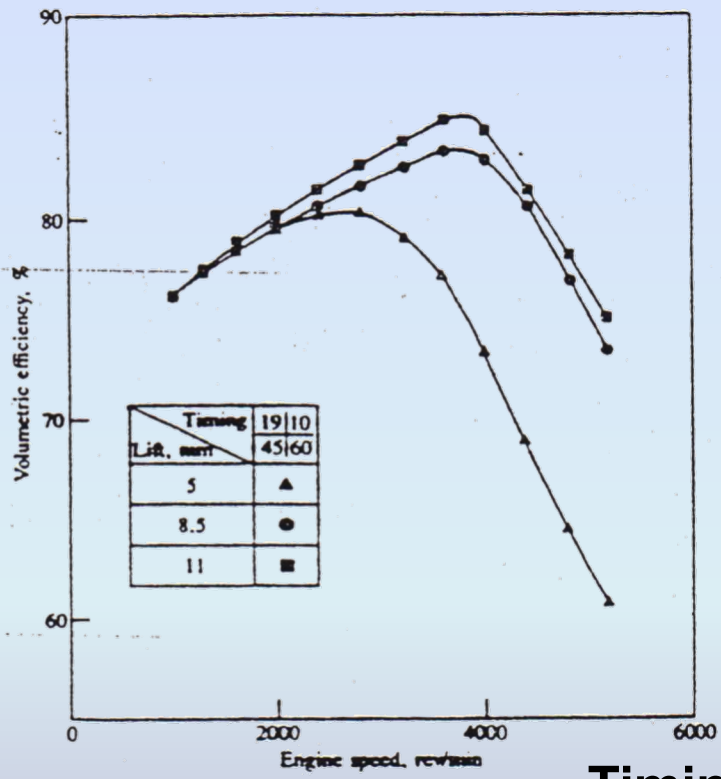




Effetto di fasatura ed alzata valvole



(a)



(b)

Timing

Effetto della fasatura (a) e dell'alzata (b) della valvola sulle curve efficienza/rgime per un motore ad accensione comandata 4T a quattro cilindri (1.6 dm³), con valvola a farfalla completamente aperta.

IVO	EVO
IVC	EVC

Sistemi VVT

Nei sistemi a fasatura variabile è possibile la reintroduzione di gas residui, anticipando IVO, ritardando EVC, oppure sfasando entrambe le valvole di uno stesso angolo.

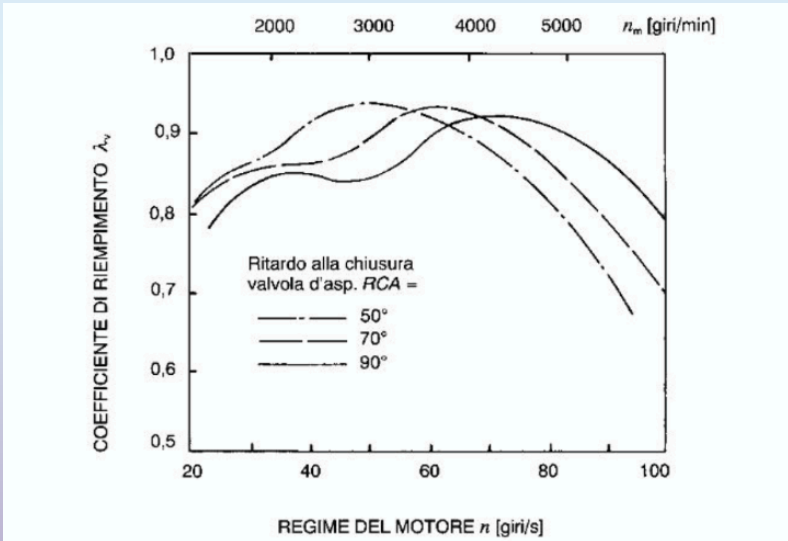


Figura 2.27. Un manicotto con dentatura elicoidale viene fatto scorrere assialmente, in modo da variare con il carico ed i giri l'inizio della fase di aspirazione ed il relativo angolo d'incrocio con quella di scarico.

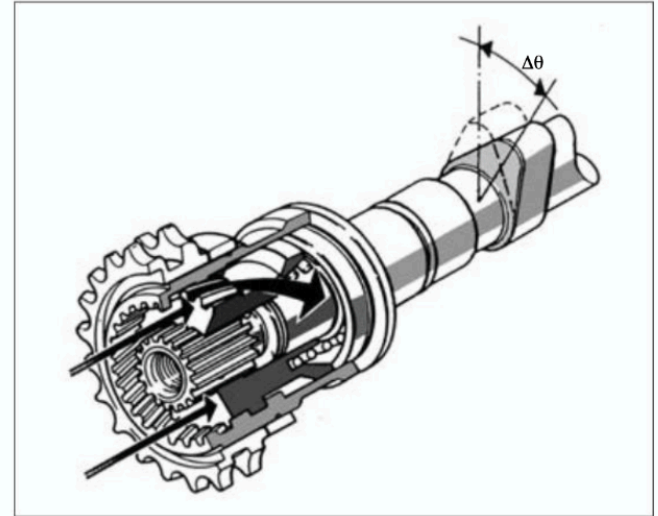
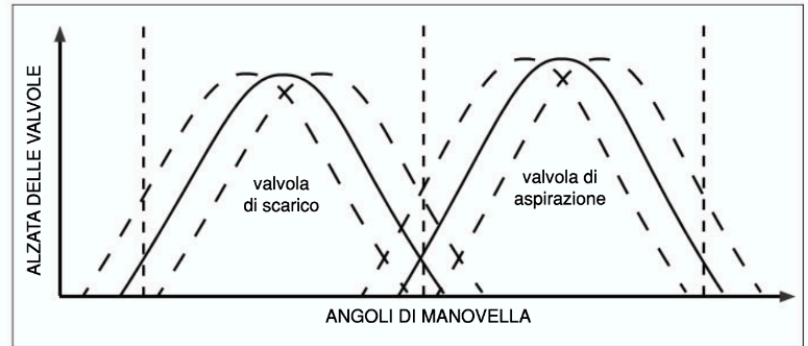


Figura 2.28. Le curve tratteggiate delimitano il campo di variabilità delle fasature delle valvole di scarico e di aspirazione, che possono essere ottenute montando due variatori di fase continui sui rispettivi assi a camme separati.

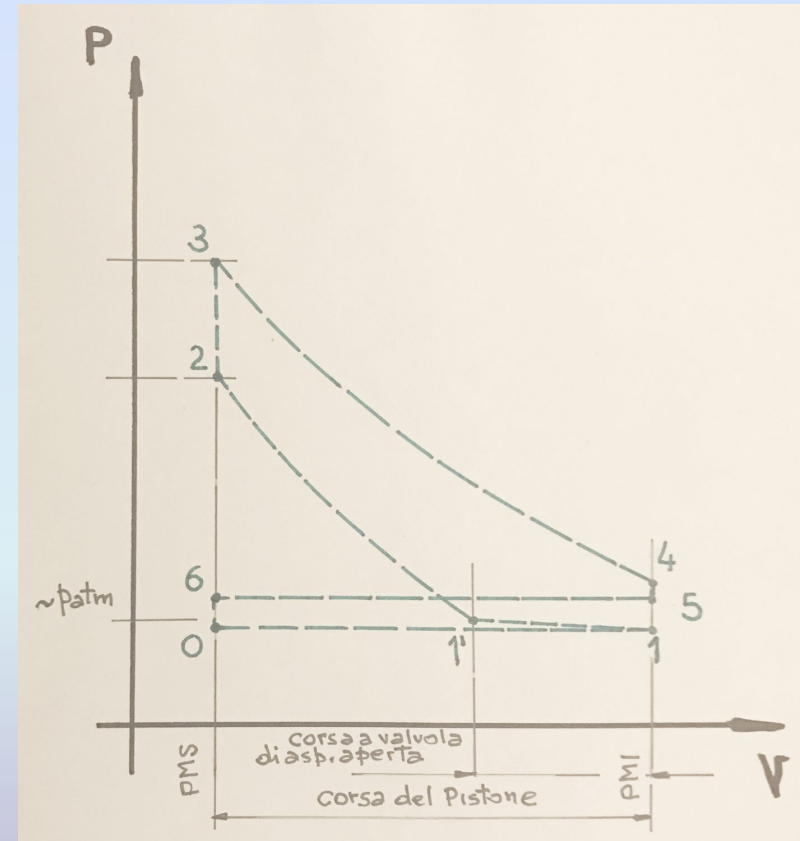


Ciclo Miller

Nei sistemi a fasatura variabile è possibile operare, quando sono richiesti carichi parziali, secondo un ciclo Miller, ritardando notevolmente la chiusura della valvola aspirazione.

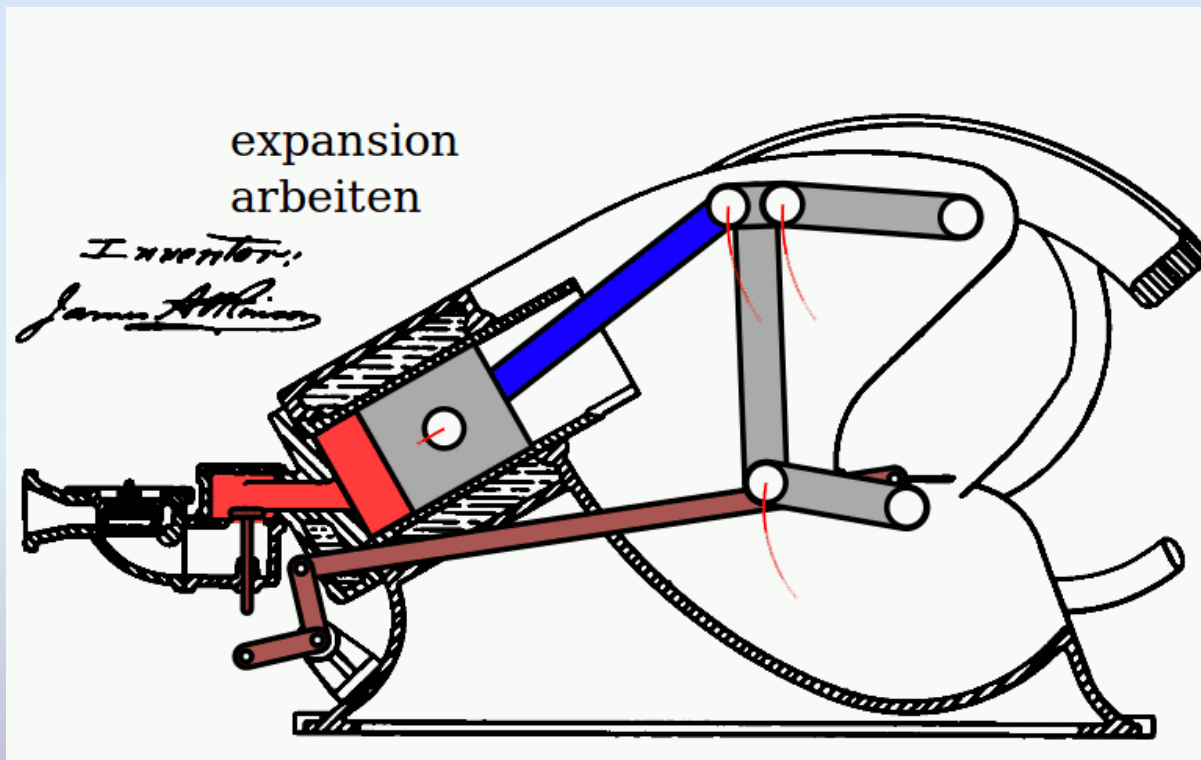
L'effetto è quello di ridurre il rapporto volumetrico di compressione, pur mantenendo inalterata la corsa del pistone dal punto di vista puramente cinematico. La fase di espansione risulta pertanto «più lunga» di quella «effettiva» di compressione.

Il risultato è un maggior rendimento per effetto del minor lavoro di compressione ma anche minor lavoro indicato, a causa del minor riempimento del cilindro per effetto del backflow.



https://www.youtube.com/watch?v=X_jZbYL6xi4

Ciclo Atkinson



Moti non stazionari nei condotti

- Effetti dinamici:
 - Effetto inerziale, dovuto al moto di trasporto non stazionario del fluido;
 - Effetti d'onda, legati al moto delle onde di pressione che si propagano con la velocità del suono.
- Effetti inerziali:
 - L'effetto d'inerzia è dovuto alla frequenza propria del "sistema gassoso";
 - Se la frequenza con cui si susseguono le fasi di aspirazione è legata alla frequenza naturale del "sistema gassoso" è possibile **sfruttare l'inerzia** relativa **convertendo l'energia cinetica della fase iniziale di aspirazione in energia di pressione nella fase finale del processo**:

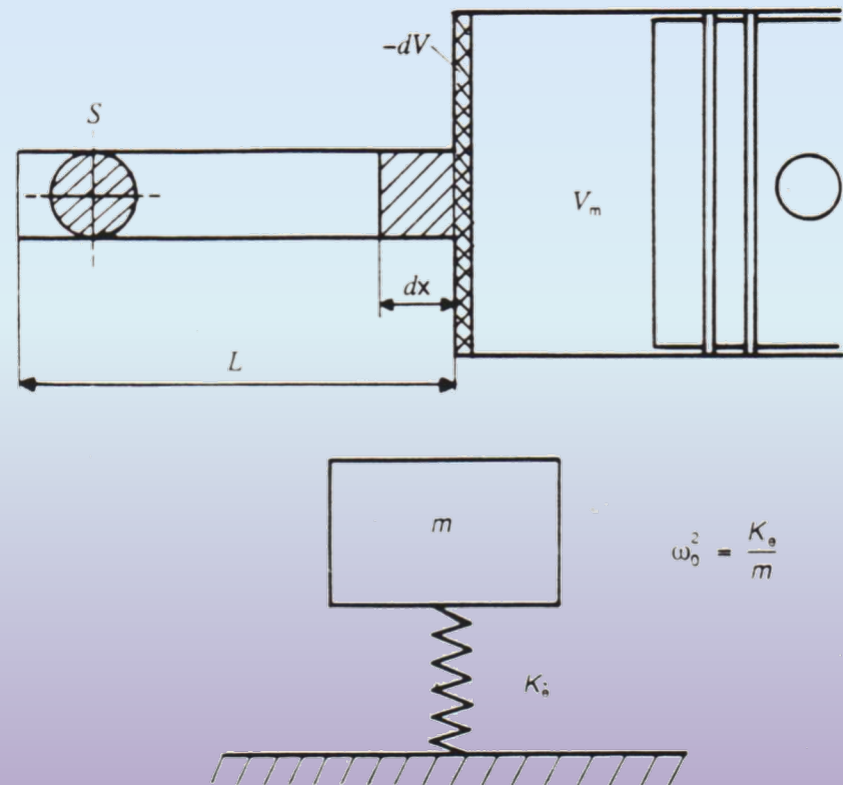
$$E_c = \frac{1}{2} m u^2 = \frac{1}{2} \rho L S \left[\frac{\dot{V}}{S} \right]^2 \approx \frac{L}{S}$$

a pari portata volumetrica l'effetto d'inerzia cresce con la lunghezza del condotto L e con la riduzione della sezione S (entro i limiti di un collettore non estremamente lungo e con sezione non eccessivamente ridotta, per problemi di perdite fluidodinamiche).

- La colonna di gas costituisce un **sistema oscillante smorzato** con elasticità distribuita e frequenza f_0 (assimilabile ad un sistema massa-molla);
- Ipotesi per la trattazione semplificata:
 1. La massa è costituita dal fluido nel condotto con una sua inerzia, si trascura la comprimibilità.
 2. L'elasticità del sistema è legata al fluido nel cilindro che si considera soggetto a compressione o espansione adiabatica.

- Effetti inerziali: si sfrutta l'inerzia della colonna di gas; proporzionale ad L/S ;
- la colonna di gas nel collettore e la parte nel cilindro costituiscono un sistema oscillante smorzato con una massa m ed elasticità distribuita:
 - la massa è costituita dal fluido nel collettore; si trascura la comprimibilità;
 - l'elasticità del sistema è data dal fluido nel cilindro che si suppone compresso o espanso adiabaticamente;

Schematizzazione mediante un risonatore di Helmholtz, del sistema gassoso contenuto nel condotto di aspirazione e nel cilindro, supponendo che l'inerzia del sistema sia data prevalentemente dalla massa di gas presente nel condotto (di lunghezza L e sezione S) e l'elasticità da quella nel cilindro (di costante elastica K_e e volume medio V_m) [1].



$$\omega_0^2 = \frac{K_a}{m}$$



- La massa è $m = \rho L S$;
- Dalla politropica $pV^k = \text{cost.}$ in forma differenziale si ricava:

$$dpV^k + kV^{k-1}pdV = 0 \qquad dp = -(kp/V)dV = kpSdx/V$$

con $dx = -dV / S$: un aumento di V nel cilindro porta ad una riduzione di dx .

- La costante elastica si ricava come rapporto tra la forza dF e lo spostamento dx :

$$K_e = dF/dx = dpS/dx = kpS^2/V_m$$

con V_m volume medio del cilindro;

- La pulsazione naturale del sistema è:

$$\omega_0^2 = \frac{K_e}{m} = \frac{kpS}{\rho LV_m} = \frac{a^2 S}{LV_m} \quad \text{con} \quad a^2 = kp / \rho$$

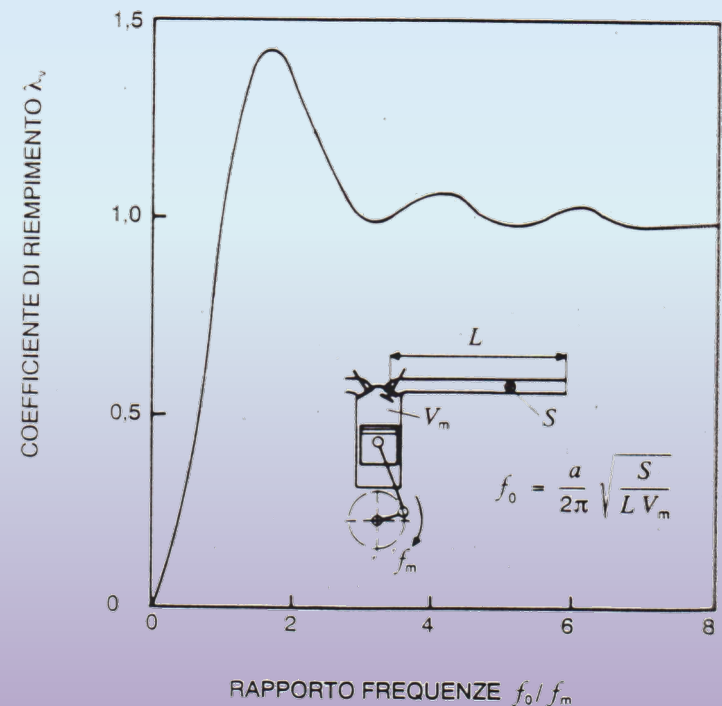
- E la frequenza naturale (frequenza del risonatore di Helmholtz):

$$f_0 = \omega_0/2\pi = a/2\pi \sqrt{(S/LV_m)}$$

Un buon "accordo" si ottiene fasando opportunamente la corsa di aspirazione - che ha un periodo che è la metà di quello relativo al regime di rotazione - con la frequenza naturale del sistema aria:

$$f_0 = 2f_m = 2n \Rightarrow \frac{f_0}{f_m} = 2 = \frac{\frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}}{n} \Rightarrow n_0 = \frac{a}{4\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}$$

Andamento del coefficiente di riempimento λ_v in funzione del rapporto tra la frequenza propria del sistema f_0 e quella corrispondente al regime di rotazione ($f_m = n$), calcolato con la schematizzazione semplificata massa-molla. Si ha un massimo in corrispondenza del rapporto $f_0/f_m=2$, che costituisce la condizione trovata sperimentalmente per ottimizzare l'effetto inerziale.



- Il regime a cui si ottiene il massimo "accordo" per un monocilindro 4T è:

$$f_0 = 2f_m = 2n \Rightarrow \frac{f_0}{f_m} = 2 = \frac{\frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}}{n} \Rightarrow n_0 = \frac{a}{4\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}$$

- Tuning ottimale:

- A pari cilindrata unitaria il regime ottimale si può ridurre diminuendo il rapporto S/L:
 - Diminuendo la sezione S del collettore a pari L;
 - Aumentando L a pari S;
- A pari cilindrata totale il regime ottimale si può aumentare:
 - Aumentando S/L (condotti corti con grande sezione);
 - Riducendo il volume unitario (aumento frazionamento).
- A pari regime ottimale, all' aumentare della cilindrata unitaria occorre:
 - Aumentare S ad L costante (volume proporzionale alla cilindrata unitaria);
 - Aumentare S/L in proporzione a V_m).

Fenomenologia di base:

Un'onda di perturbazione incidente alla velocità del suono viene riflessa da una discontinuità secondo un processo legato alle leggi di continuità:

- Con segno opposto se vi è un aumento di sezione (open boundary) e procede con lo stesso segno nelle sezioni successive con intensità minore.
- Con lo stesso segno se vi è una riduzione di sezione (wall boundary).

L'ampiezza angolare $\Delta\theta$ corrisponde al periodo necessario a percorrere il condotto di lunghezza L è:

$$\frac{\Delta\theta}{360^\circ} = \frac{\Delta t}{T_m} \rightarrow \Delta\theta = 360^\circ n \Delta t = 360^\circ n \frac{L}{a}$$

Per una fase di aspirazione, in cui la perturbazione di espansione risale il condotto e si riflette come compressione a seguito della discontinuità (ambiente o plenum), la condizione ottimale a valvola aperta è $2\Delta\theta \approx 90^\circ$ da cui:

$$\Delta\theta = \frac{90^\circ}{2} = 360^\circ n \frac{L}{a} \rightarrow nL = \frac{90^\circ}{720^\circ} a = \frac{a}{8} \rightarrow n = \frac{a}{8L}$$

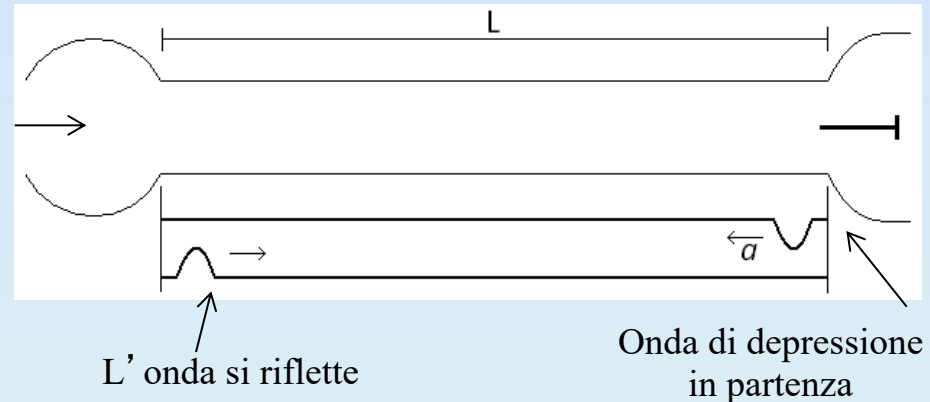
Secondo tale fenomenologia quando l'onda di compressione "ritorna" e la valvola di aspirazione è ancora aperta si riesce ad incrementare la pressione che si sarebbe ridotta a seguito del rallentamento del pistone nel moto verso il PMI.

rpm	L [m]
6000	0.44

Sfruttare gli effetti d'onda: valvole aperte (stesso ciclo), valvole chiuse (ciclo successivo).

• **Valvole aperte:** l'onda di compressione arriva quando la valvola è ancora aperta.

Al contorno si riflette un'onda opposta per garantire all'*open boundary* la continuità per annullare la differenza di pressione tra incidente e riflessa

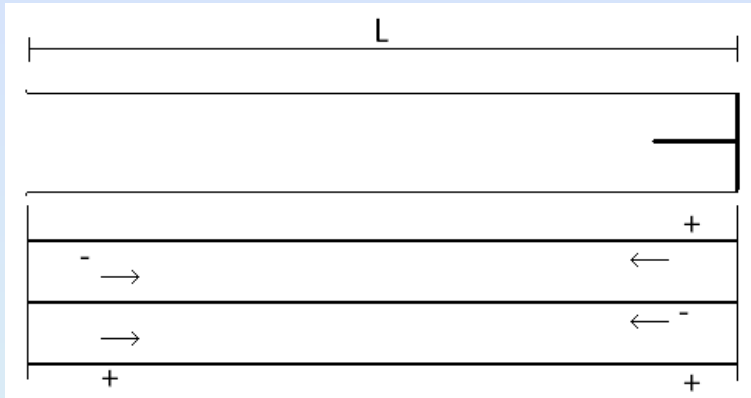


L'onda deve compiere $2L$ in 90° (1/4 di giro) alla velocità a

$$T = \frac{2L}{a} = \frac{1}{4n} \Rightarrow n = \frac{a}{8L}$$

$L = 0,44m \Rightarrow n = 100 \text{ giri/s (6000 giri/1')}$
 $L = 1,46m \Rightarrow n = 30 \text{ giri/s (1800 giri/1')}$

- **Valvole chiuse:** la valvola è chiusa (teoricamente) per 540° ; durante le altre fasi 540° ca il sistema di perturbazione oscillerà secondo le caratteristiche di un oscillatore smorzato con un periodo pari a $T_0 = 1/f_0 = 4L/a$.



Intervallo angolare necessario a coprire la lunghezza L:

$$\frac{\Delta\theta}{360^\circ} = \frac{\Delta t}{T_m} \rightarrow \Delta\theta = 360^\circ n \Delta t = 360^\circ n \frac{L}{a}$$

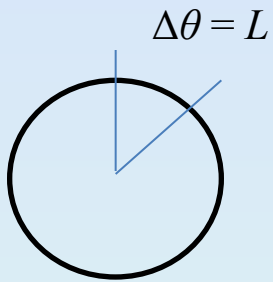
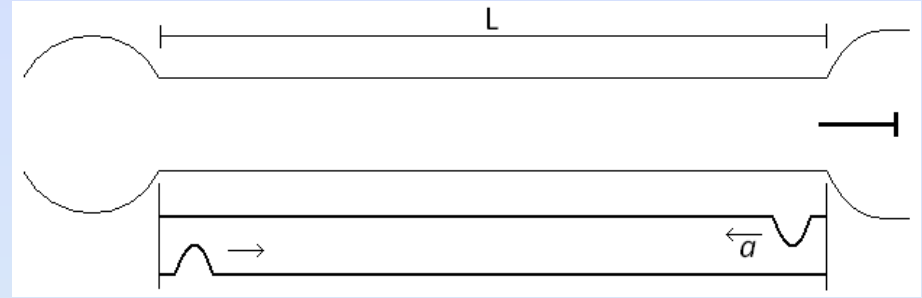
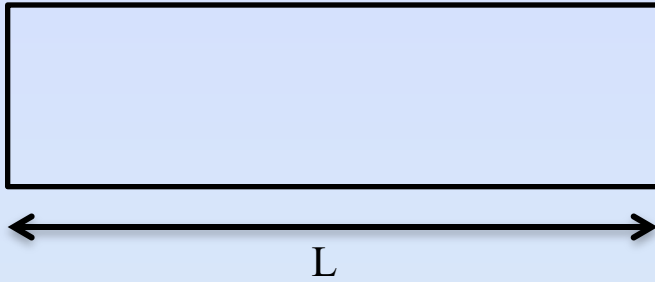
Una perturbazione compie 4 corse in 540° :

$$540^\circ = 360^\circ n \frac{4L}{a} \rightarrow n = \frac{3}{8} \frac{a}{L}$$

Una valutazione dell'effetto è data dal numero K di periodi T_0 , convertiti in angoli di manovella, contenuti nell'intervallo 540° :

$$K = \frac{540^\circ}{360^\circ} \frac{1}{nT_0} = \frac{540^\circ}{360^\circ} \frac{1}{n} \frac{a}{4L} = \frac{3}{8} \frac{1}{n} \frac{a}{L}$$

L'effetto è positivo per K intero (1, 2, 3, ...); l'effetto è negativo per K frazionario (1.5, 2.5, 3.5, ...). Apertura valvola aspirazione $10^\circ - 25^\circ$ prima del PMS (coeff. di r. poco influenzato), consente di evitare la forte riduzione della pressione nel cilindro;



$$a = \frac{L}{\Delta T} \Rightarrow \Delta T = \frac{L}{a}$$

compressione

espansione

$$\frac{\Delta \vartheta}{360^\circ} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{n}} \Rightarrow \Delta \vartheta = 360^\circ \Delta T n = 360^\circ n \frac{L}{a}$$

Obiettivo: max p. a 90° (2L)

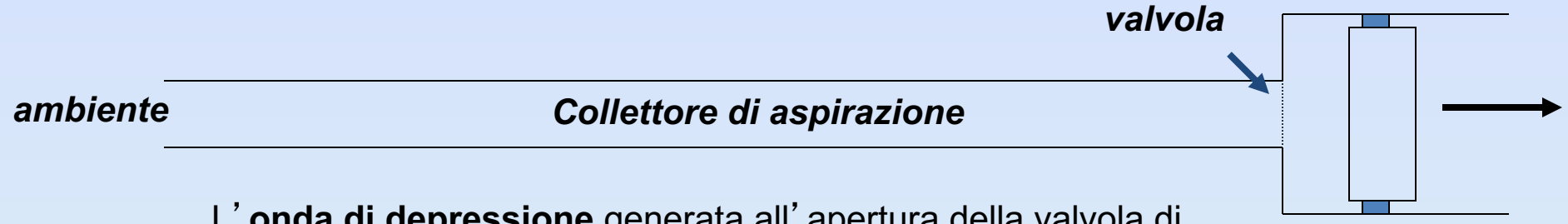
$$2\Delta\theta = 90^\circ \Rightarrow \Delta\theta = \frac{90^\circ}{2} = 360^\circ n \frac{L}{a} \Rightarrow nL = \frac{a}{2} \frac{90^\circ}{360^\circ} = \frac{a}{8}$$

Obiettivo: max p. a 540° (4L)

$$4\Delta\theta = 540^\circ \Rightarrow \Delta\theta = \frac{540^\circ}{4} = 360^\circ n \frac{L}{a} \Rightarrow nL = \frac{a}{4} \frac{540^\circ}{360^\circ} = \frac{3a}{8}$$



Fase di aspirazione

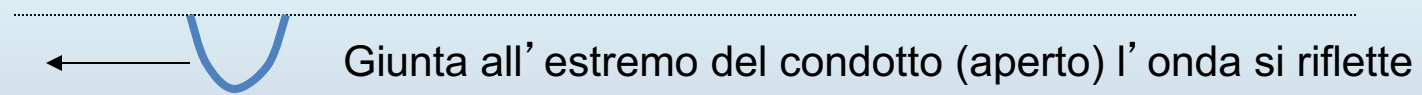


L' **onda di depressione** generata all' apertura della valvola di aspirazione si propaga nel collettore con velocità **a**

1



2



Giunta all' estremo del condotto (aperto) l' onda si riflette parzialmente come **onda di compressione**.

3



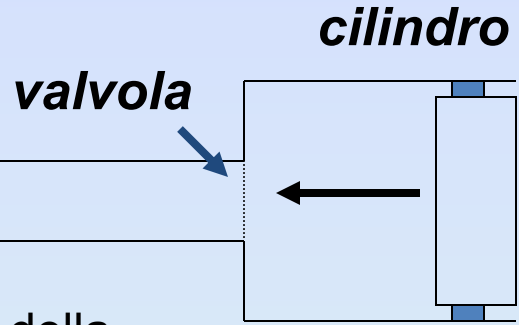
4



L' aumento locale di pressione produce un aumento della densità del fluido all' ingresso del motore, e quindi un **aumento della massa di fluido aspirato**.



Fase di scarico



ambiente

Collettore di scarico

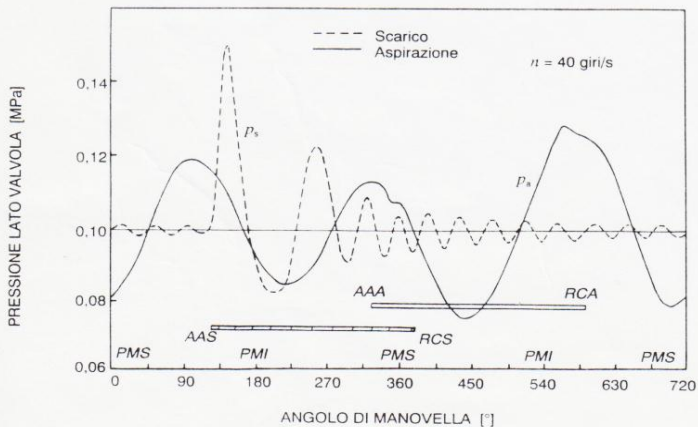
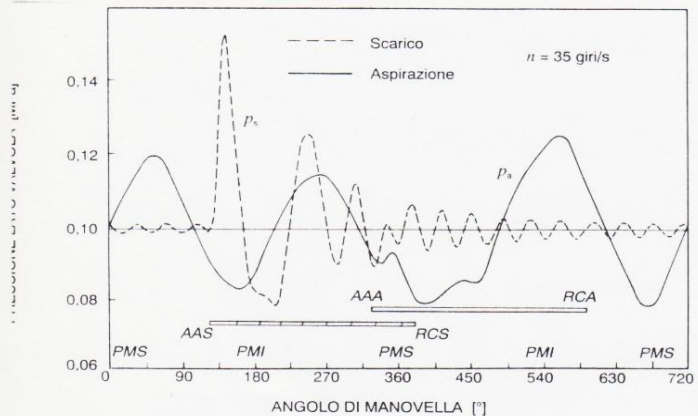
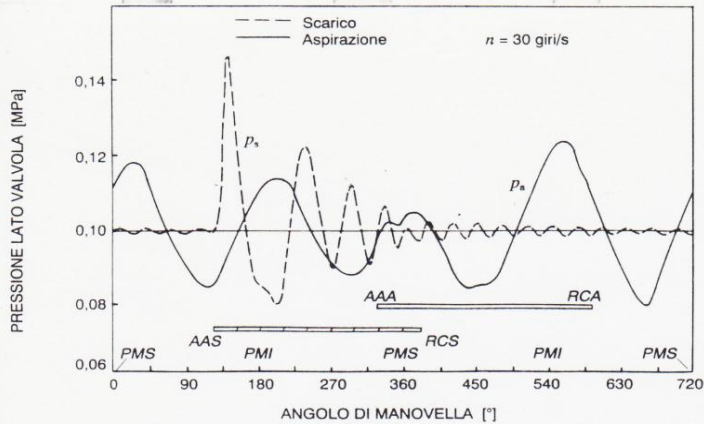
L'onda di compressione generata all'apertura della valvola di scarico si propaga nel collettore con velocità a



Giunta all'estremo del condotto (aperto) l'onda si riflette parzialmente come **onda di depressione**.



La riduzione locale di pressione produce un **aumento della portata di fluido uscente dal cilindro**.



Andamento in funzione dell'angolo di manovella θ , delle pressioni nei collettori di aspirazione p_a e di scarico p_s (in prossimità delle rispettive valvole) per un motore con condotti d'aspirazione separati e molto lunghi. Le ampie oscillazioni di pressione influenzano sensibilmente il processo di ricambio della carica. In particolare:

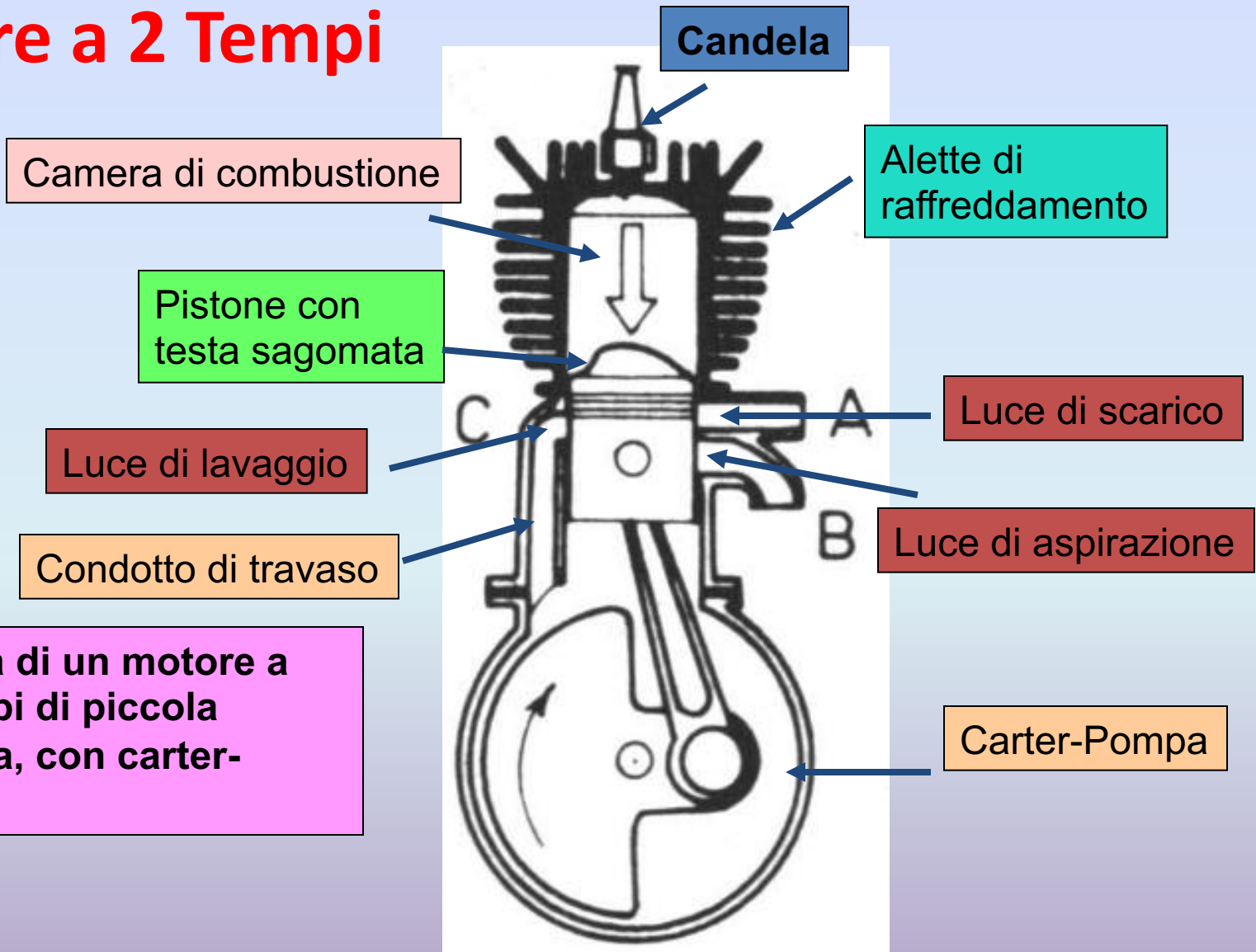
- per $n = 30$ giri/s risulta buono l'effetto inerziale e favorevoli gli effetti d'onda;
- per $n = 35$ giri/s risulta ottimo l'effetto inerziale, buono quello d'onda a valvola aperta, mentre è sfavorevole ($K = 2,5$) quello d'onda a valvola chiusa;
- per $n = 40$ giri/s risulta buono l'effetto inerziale, discreto quello d'onda a valvola aperta e favorevole ($K = 2$) quello d'onda a valvola chiusa [1].



Motori a Due Tempi (2T)

- Il ciclo di lavoro è compiuto in due corse.
 - La sostituzione della carica avviene quando il pistone è in prossimità del PMI, attraverso una macchina separata, detta *pompa di lavaggio*.
-
- **Campi di applicazione dei motori 2T**
 - piccoli motori ad accensione comandata;
 - grandi motori Diesel.

Motore a 2 Tempi



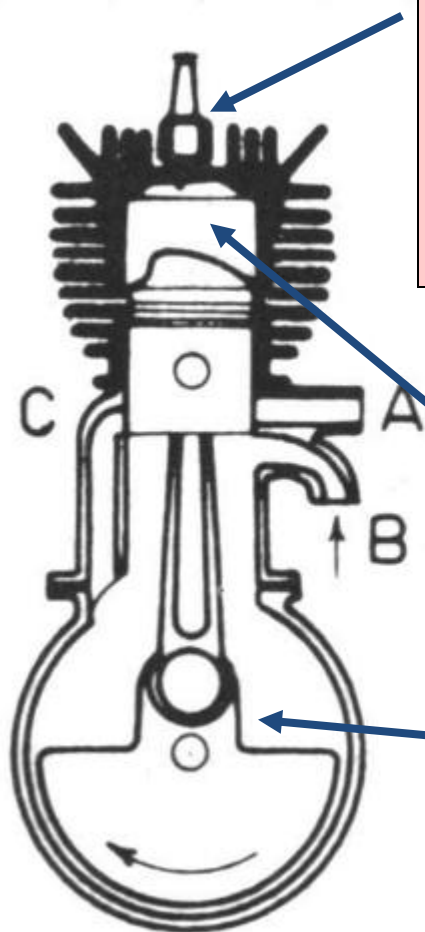
Struttura di un motore a due tempi di piccola cilindrata, con carter-pompa

Le fasi di un motore 2T 1/3

Compressione e aspirazione

Luce	Aperta	Chiusa
A- Scarico		X
B - Aspirazione	X	
C - Lavaggio		X

2 - Con opportuno anticipo angolare rispetto al PMS avviene l'accensione con la conseguente combustione



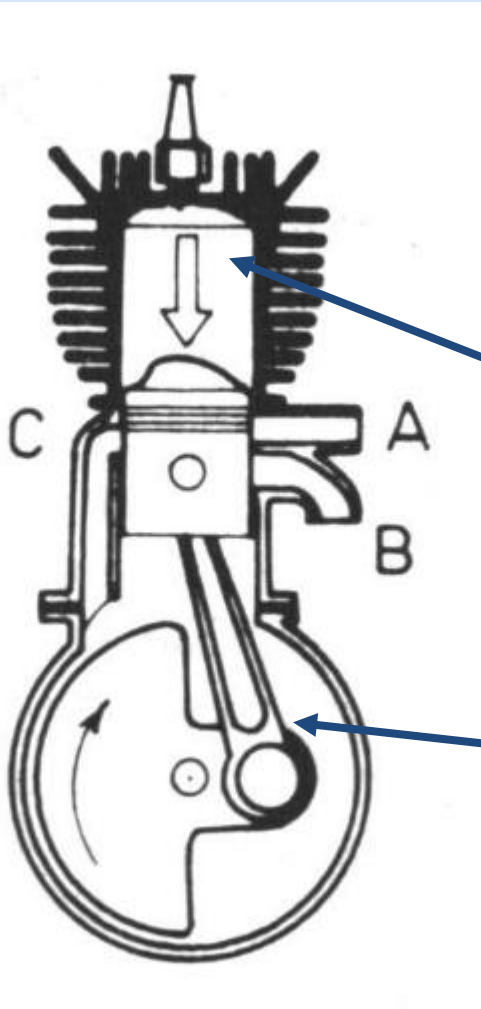
1 - Luci A e C chiuse. Il volume della camera di combustione si riduce. Fase di compressione della carica.

1 - Luce B aperta, luce C chiusa. Il volume nel carter aumenta. La depressione provoca l'aspirazione della carica fresca dal collettore di aspirazione.

Le fasi di un motore 2T 2/3

Espansione

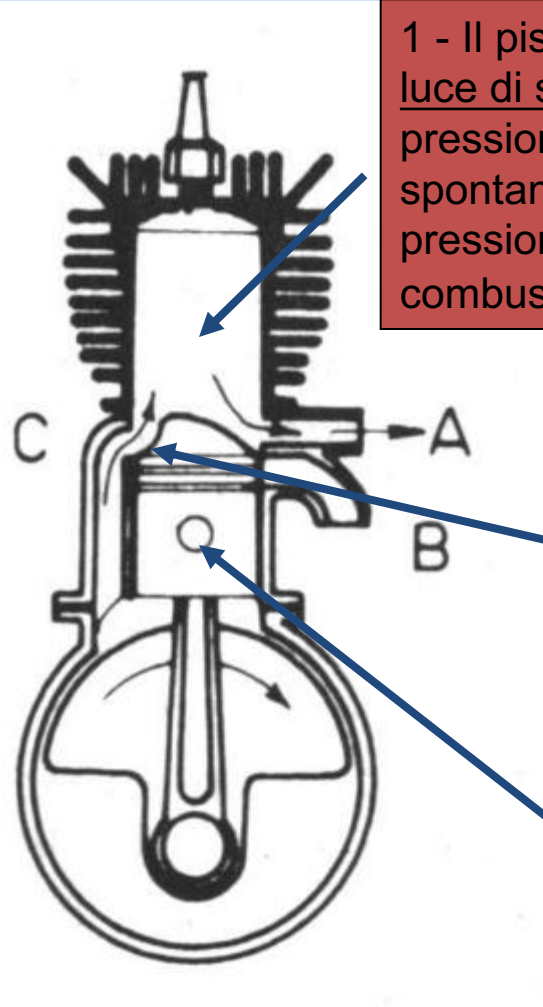
Luce	Aperta	Chiusa
A- Scarico		X
B – Aspirazione		X
C - Lavaggio		X



Luci A e C chiuse. Il volume della camera di combustione aumenta. Fase di espansione.

Luci B e C chiuse. Il volume nel carter si riduce, comprimendo la carica fresca aspirata.

Le fasi di un motore 2T 3/3



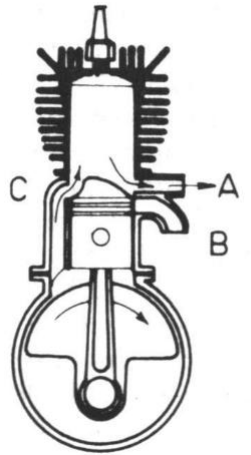
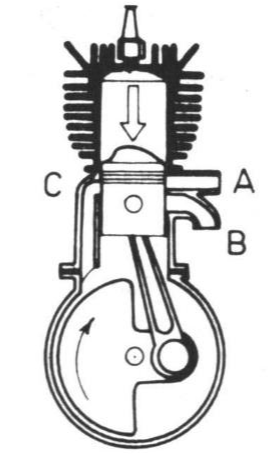
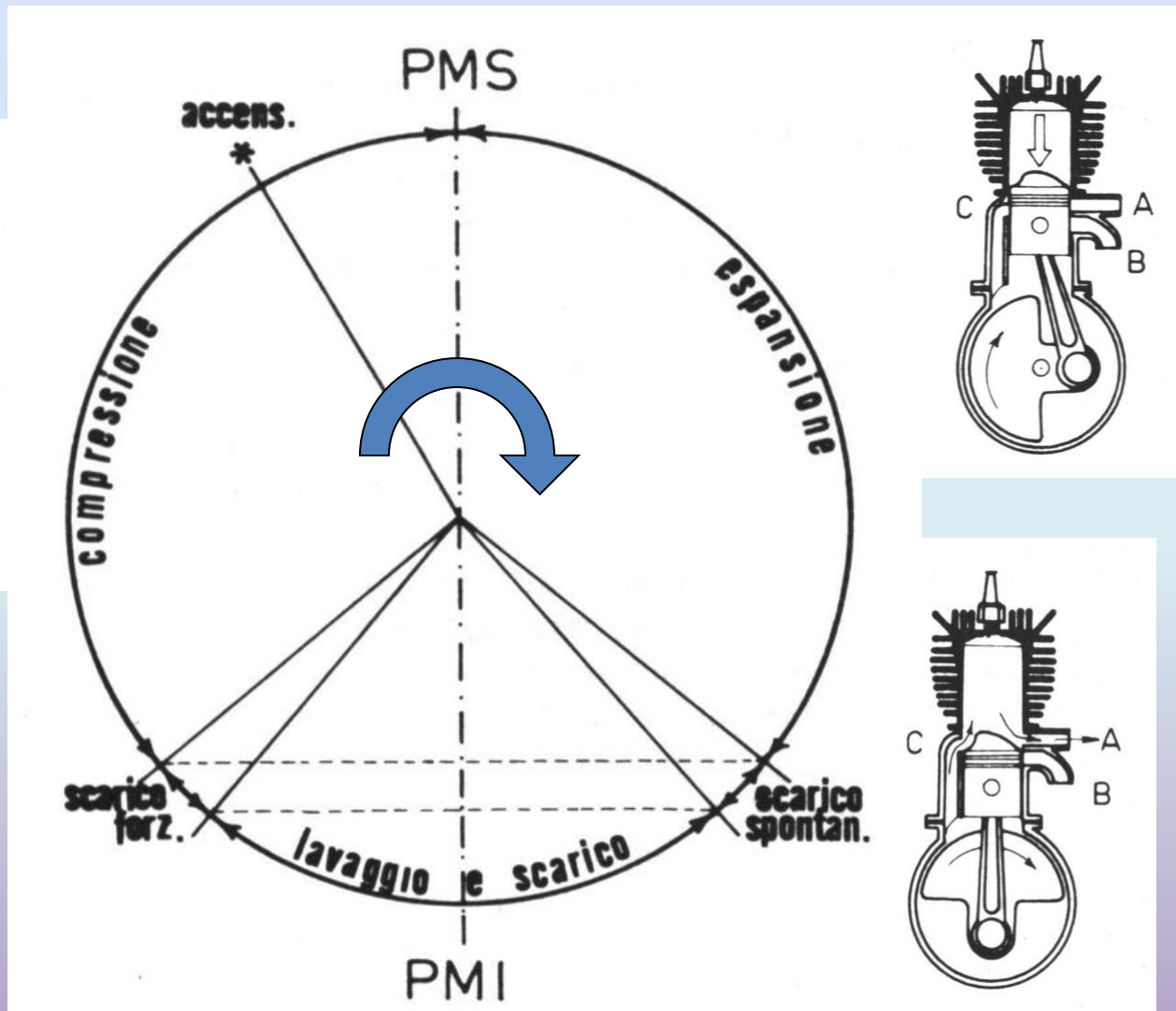
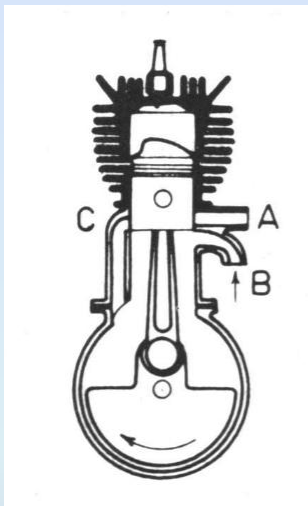
1 - Il pistone scendendo scopre la luce di scarico A. La differenza di pressione provoca lo scarico spontaneo dei gas combusti. La pressione nella camera di combustione si riduce.

2 - Il pistone scendendo scopre anche la luce di lavaggio C. Quando la pressione nel carter supera la pressione in camera di combustione, si ha il travaso della carica fresca nella camera di combustione. Il flusso dei gas è diretto verso il cielo della camera, per evitare il corto-circuito verso la luce di scarico, che è aperta.

3 - Il pistone risale verso il PMS, chiudendo prima la luce di lavaggio e dopo la luce di scarico. In questa fase una parte della carica fresca può fuoriuscire dalla luce di scarico (scarico forzato).

Luce	Aperta	Chiusa
A- Scarico	X	
B – Aspirazione		X
C - Lavaggio	X	

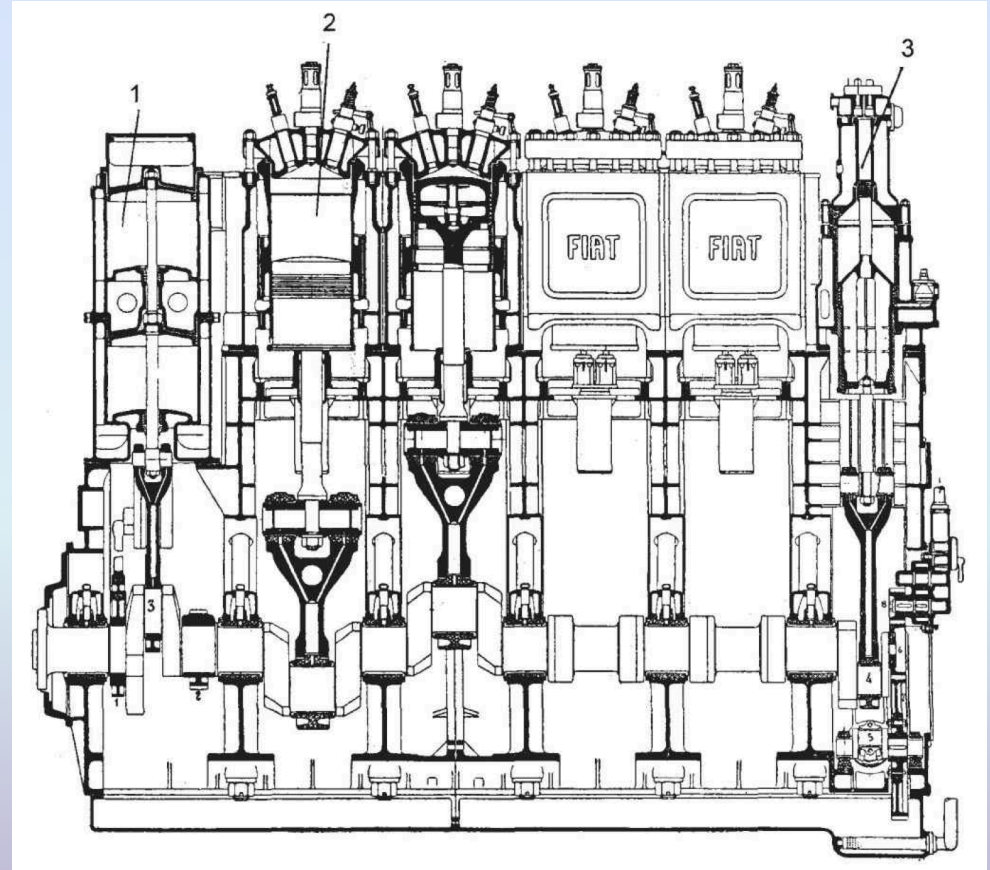
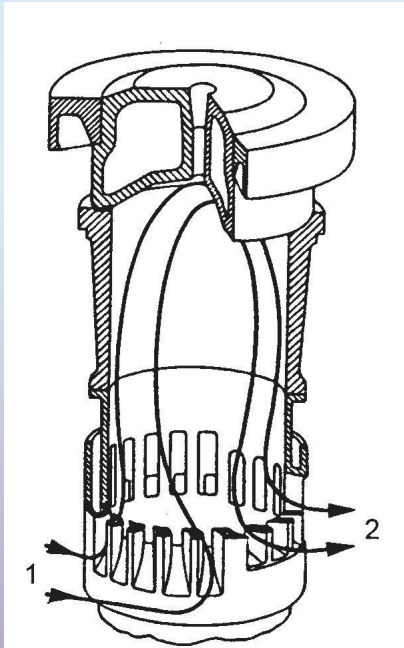
Lavaggio Motore 2T



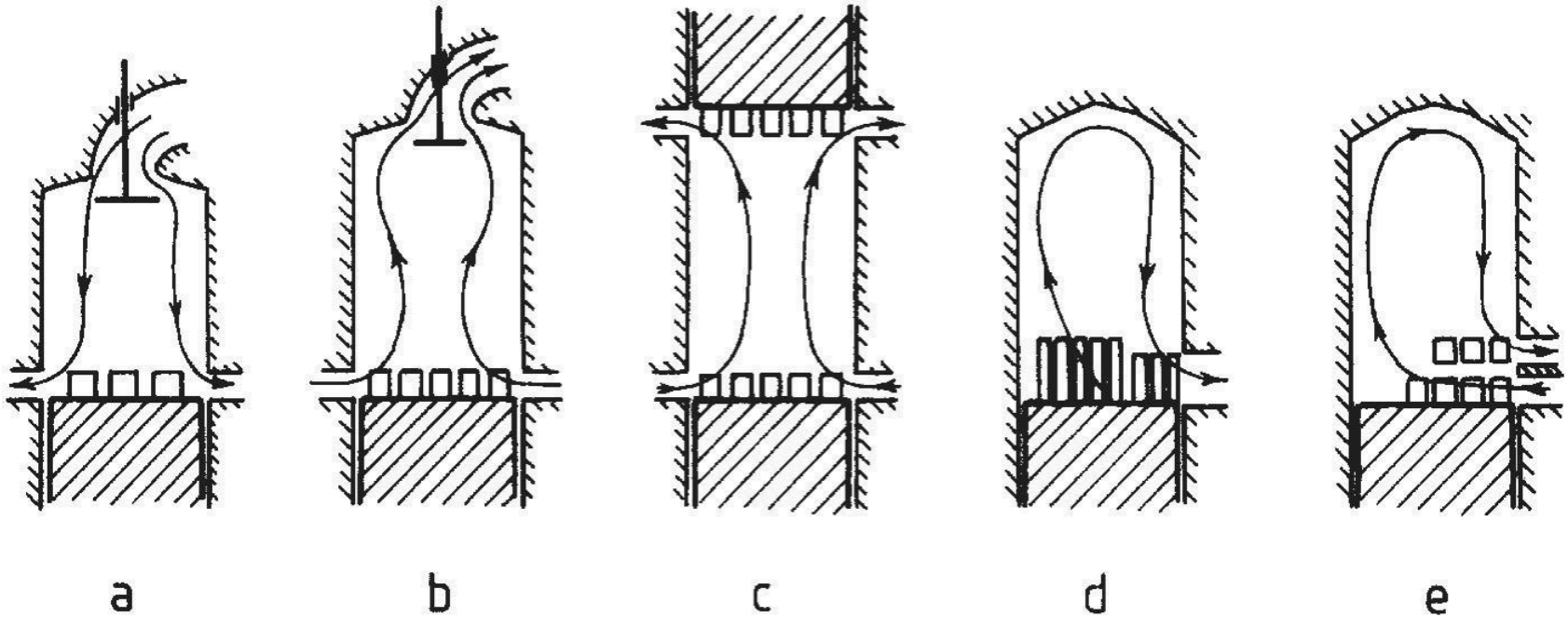
Lavaggio Motore 2T

Motore Diesel 2T

- pompa di lavaggio (ca. 1.3 bar)
 - Alimentazione aria ai cilindri
- Compressore ad aria (ca. 80 bar)
 - iniezione pneumatica combustibile
 - avviamento



Sistemi di lavaggio Motore 2T



Longitudinale
con valvola
immissione in
testa

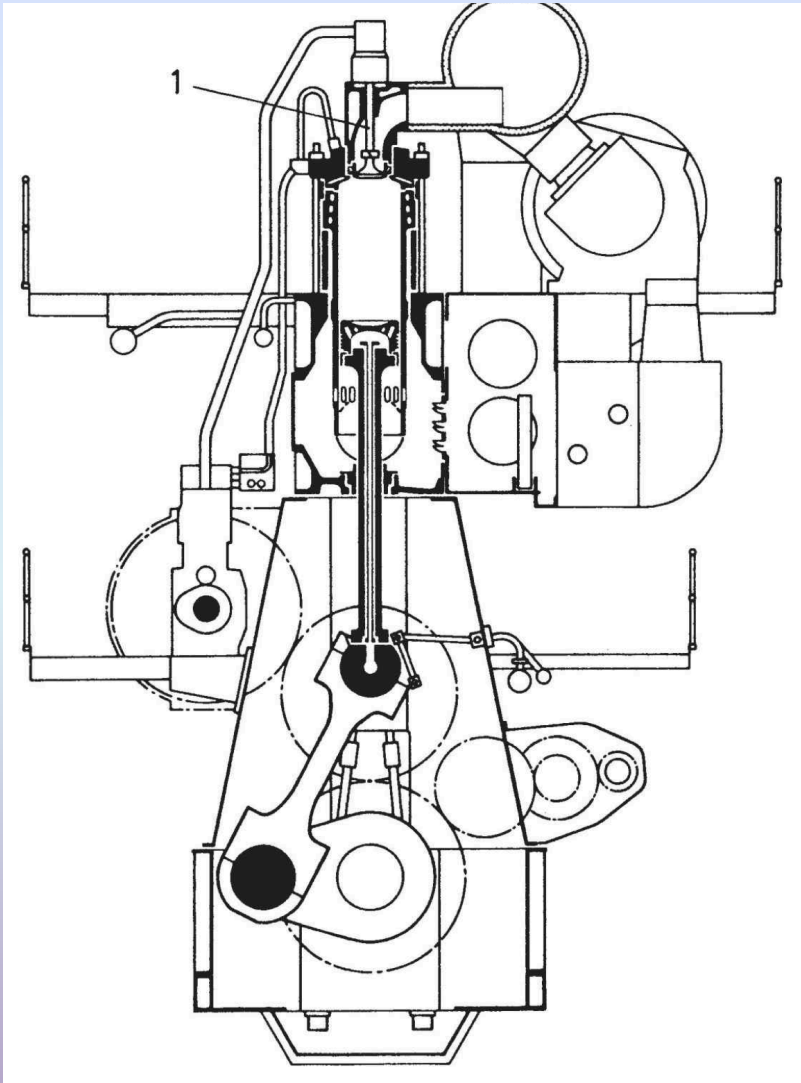
Longitudinale
con valvola
scarico in
testa

Longitudinale
con stantuffi
contrapposti

Correnti
ripiegate a
luci affacciate

Correnti
ripiegate a
luci
sovrapposte

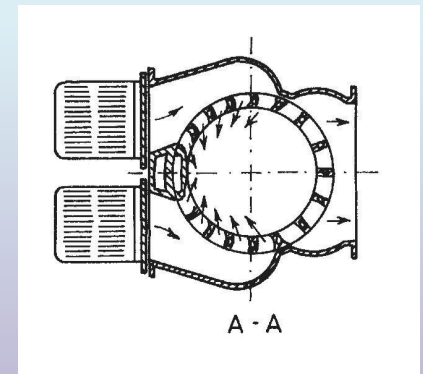
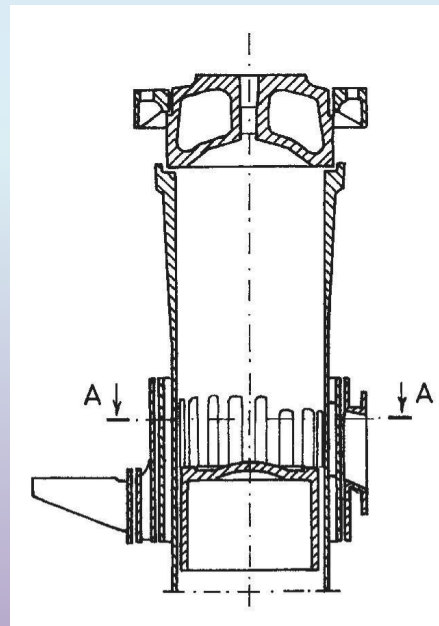
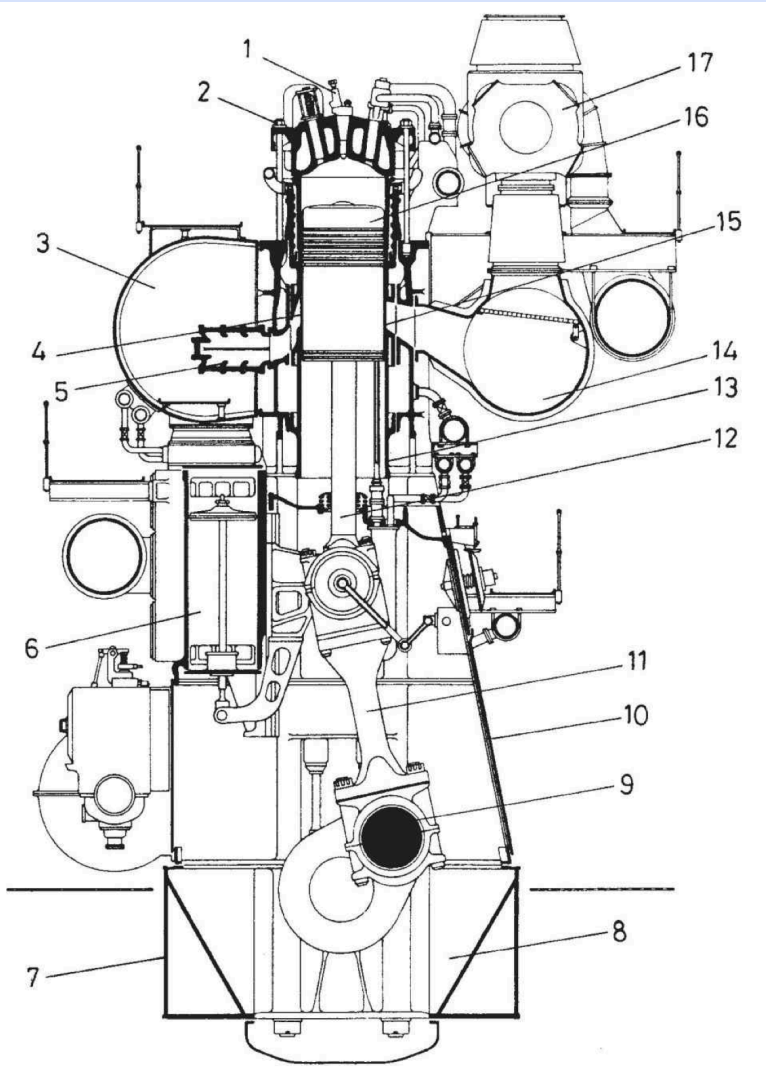
Motore 2T



Sezione trasversale del motore Diesel a due tempi a corsa superlunga RTA62 ($C/D = 3,46$) Wartsila a lavaggio longitudinale con valvola di scarico in testa comandata oleodinamicamente

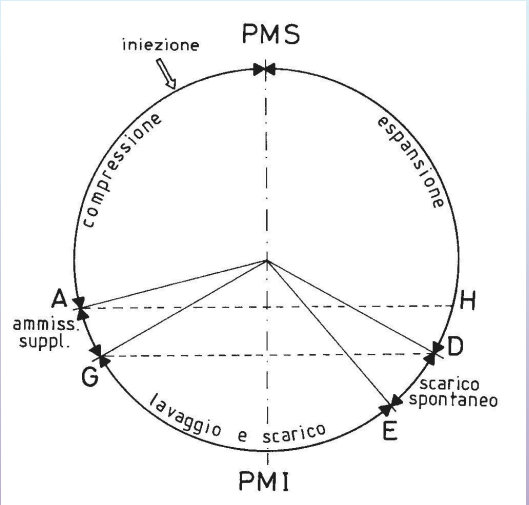
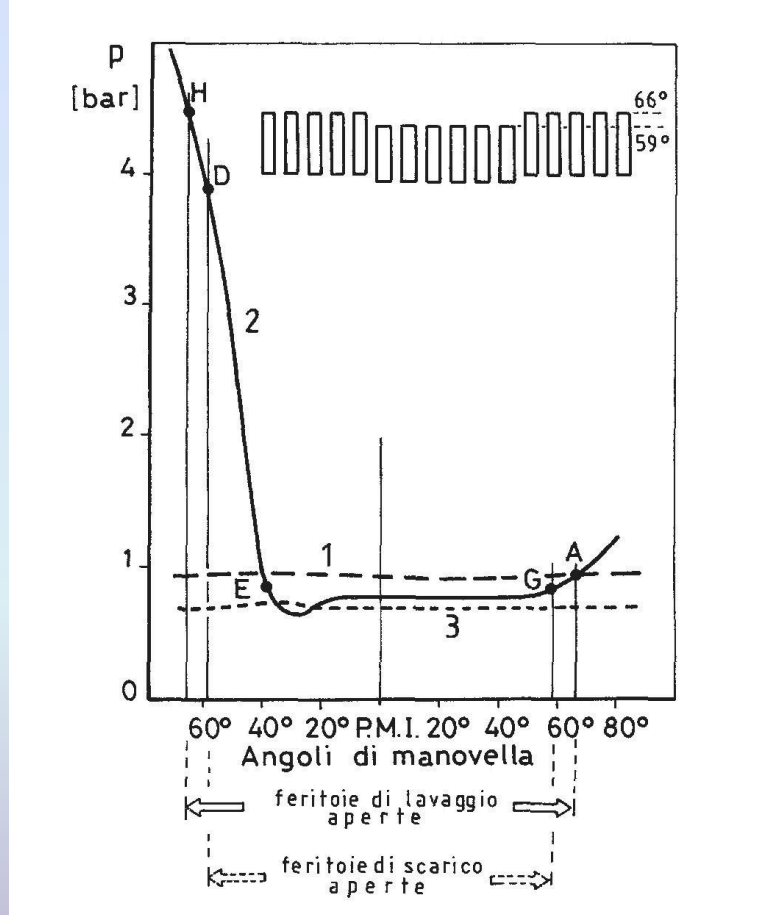
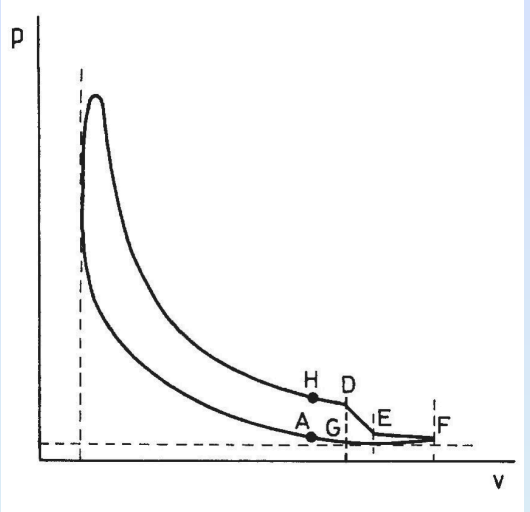
Motore 2T

Sezione trasversale del motore diesel a due tempi sovralimentato FIAT 1060S con lavaggio a correnti ripiegate a luci affacciate e luci di lavaggio più alte di quelle di scarico





Sistemi di lavaggio Motore 2T



Lavaggio a correnti ripiegate a luci affacciate

Lavaggio motore 2T

- m_L massa di aria immessa dalle luci di lavaggio
- m_a massa di aria che rimane nel cilindro
- m_t massa di aria teorica (corrispondente alle condizioni esterne)

$$\lambda_v = m_a / m_t$$

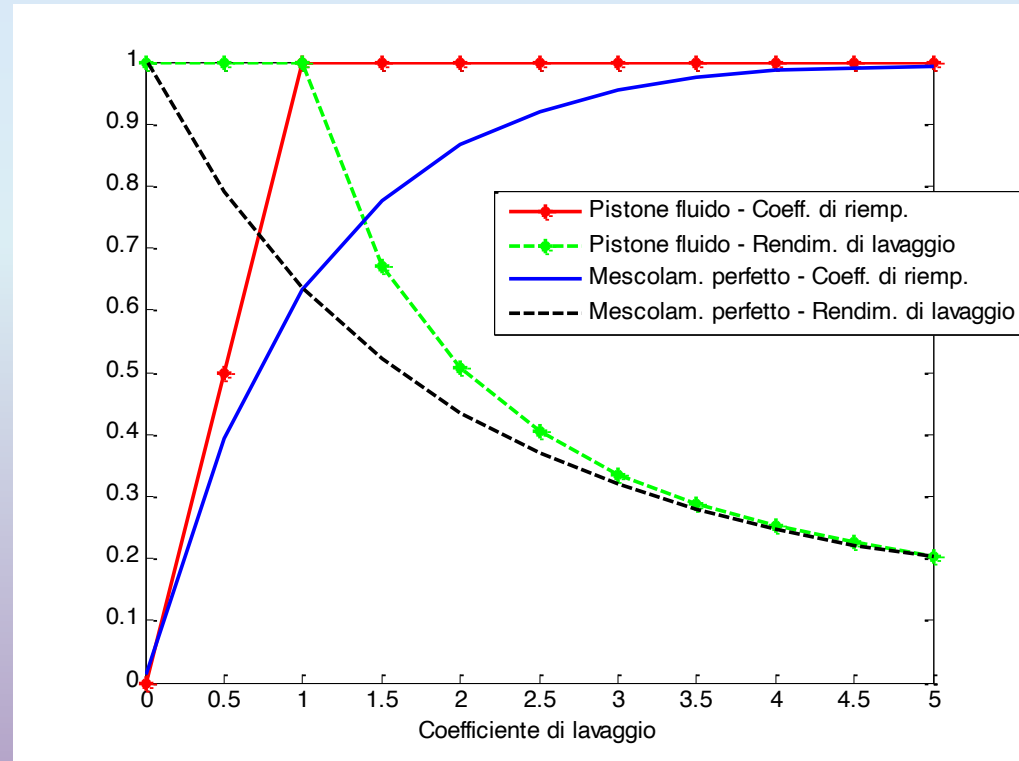
coefficiente di
riempimento

$$C_L = m_L / m_t$$

coefficiente di
lavaggio

$$\eta_L = m_a / m_L = \lambda_v / C_L$$

rendimento di
lavaggio





Portata aria lavaggio e Potenza pompa lavaggio

Massa aria di lavaggio $m_L = \frac{C_L}{\lambda_v} \lambda m_{a,st}$

$m_{a,st}$: massa di aria in condizioni stechiometriche

$$m_{a,st} = \alpha_{st} m_c$$

λ : eccesso di aria (ca. 1.2) $\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}}$

m_c : massa di combustibile

C_L 1.15 (unidirezionale) – 1.5 (correnti ripiegate)

Potenza pompa di lavaggio $P = \frac{V n \Delta p}{\eta_p}$

V : volume di aria elaborato per giro (ciclo)

n : regime di rotazione

Δp : incremento di pressione dell'aria

η_p : rendimento pompa di lavaggio

Confronto dei motori 2T con i motori 4T

- **Vantaggi:**
 - a parità di velocità di rotazione e di cilindrata, la potenza potrebbe teoricamente raddoppiare;
 - le valvole possono essere sostituite da luci, comandate dal moto del pistone: semplicità costruttiva, migliore rendimento meccanico, maggiori velocità di rotazione raggiungibili;
- **Svantaggi:**
 - maggiori carichi termo-meccanici;
 - la fase di sostituzione della carica (*lavaggio*) risulta più critica rispetto al motore 4T; ciò comporta:
 - nei motori ad accensione comandata, perdita di combustibile allo scarico (maggiori consumi ed emissioni di HC);
 - nei motori Diesel, maggiori perdite energetiche per il pompaggio di aria.
 - nei motori Diesel, l'iniezione si realizza con frequenza doppia rispetto al 4T; ciò può limitare il regime massimo e la potenza nei motori veloci.



Bibliografia

- G. Ferrari, «Motori a combustione interna». Società Editrice Esculapio.
- R. Della Volpe, M. Migliaccio, «Motori a combustione interna per autotrazione». Liguori Editore.
- C. Pianese, G. Rizzo, «Dispense del corso di «Modellistica dei sistemi energetici e propulsivi». Università di Salerno.