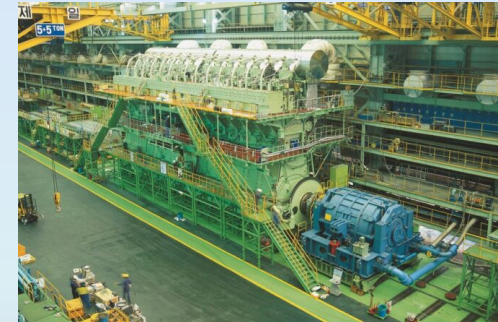
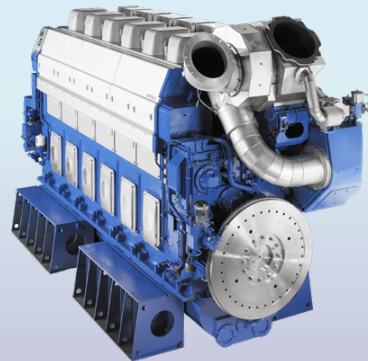
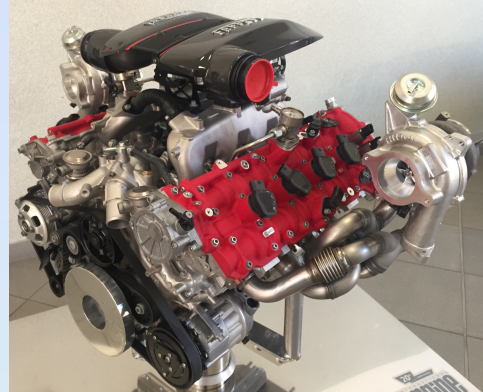




*Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Gestionale*



Motori a Combustione Interna



Prof. Ivan Arsie

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



Classificazione e Cicli Termodinamici



Classificazione dei MCI

- Applicazioni
- Struttura
- Ciclo termodinamico
- Immissione dell'aria
- Ricambio della carica
- Combustibile
- Alimentazione
- Accensione
- Combustione
- Camera di combustione
- Sistema di regolazione
- Raffreddamento



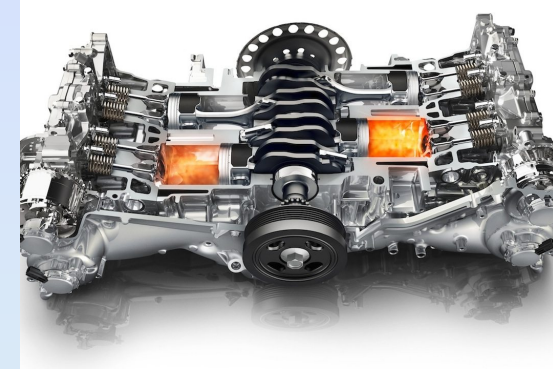
Applicazioni dei MCI

- Trazione terrestre (automobili, camion, locomotive)
- Propulsione aerea (piccoli aerei)
- Propulsione marina
- Sistemi di generazione di energia elettrica di potenza piccola e media
- Azionamento di pompe e compressori

Struttura

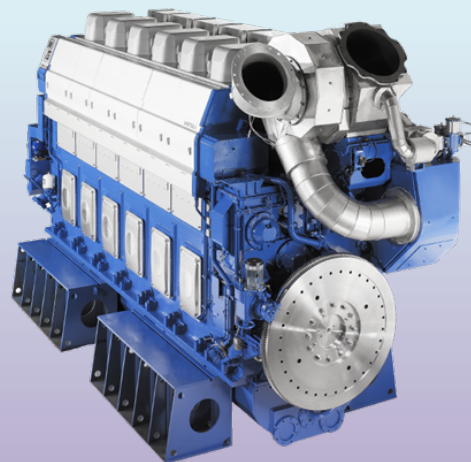
- Alternativo

- Monocilindrico;
- Pluricilindrico, con disposizione dei cilindri:
 - in linea
 - contrapposti
 - a V
 - a stella



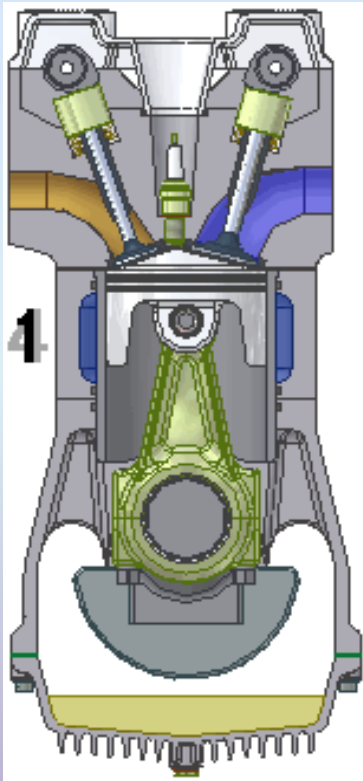
- Rotativo

- Wankel
- altre geometrie

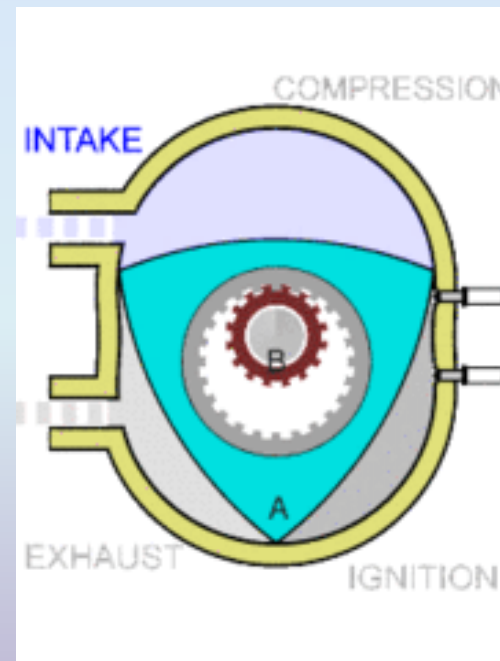


Struttura

Alternativo, 4 Tempi



Rotativo (Wankel)





Ciclo Termodinamico

- Numero delle fasi in relazione alla rotazione dell'albero
 - Quattro tempi;
 - Due tempi;
- Schematizzazione del ciclo ideale
 - Adduzione di calore a volume costante (ciclo Otto o Beau de Rochas);
 - Adduzione di calore a pressione costante (ciclo Diesel);
 - Adduzione di calore in due fasi a volume costante ed a pressione costante (ciclo Sabathé).



Immissione dell'Aria

- Motore aspirato
 - Motore sovralimentato
 - con turbo-sovralimentatore
 - sovralimentazione meccanica
 - turbo-compound
 - sovralimentatore ad onde di pressione Comprex
-

Ricambio della Carica

- Con valvole
 - in testa
 - laterali
 - rotanti
- Con luci



Combustibile

- Liquido
 - benzina
 - gasolio
 - alcoolico (metanolo, etanolo)
- Gassoso
 - gas naturale (metano)
 - GPL
 - Idrogeno
- Dual-fuel



Alimentazione

- Carburazione
- Iniezione diretta
 - di gasolio (Diesel)
 - di benzina (GDI)
- Iniezione indiretta
- Carica stratificata

Accensione

- Accensione comandata
(motori a benzina, motori a carica stratificata)
- Accensione per compressione
(motori Diesel)



Sistema di Regolazione

- Per laminazione del flusso di aria (rapporto di miscela circa costante, motori ad accensione comandata)
- Controllo della portata di combustibile (rapporto di miscela variabile, motori Diesel)



Motore 4T

Dal collettore di aspirazione

Al collettore di scarico

Valvola di aspirazione

Valvola di scarico

Struttura di un motore 4 Tempi

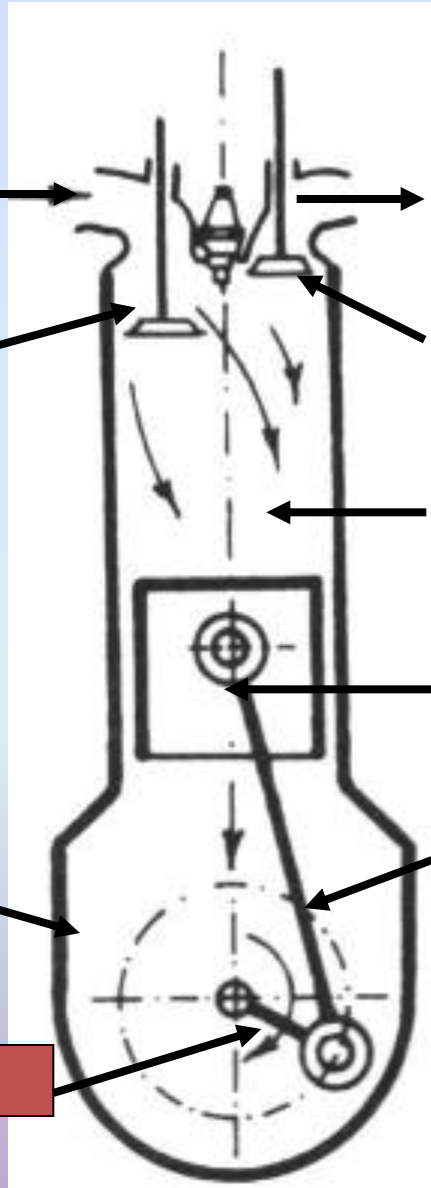
Camera di combustione

Pistone

Biella

Carter

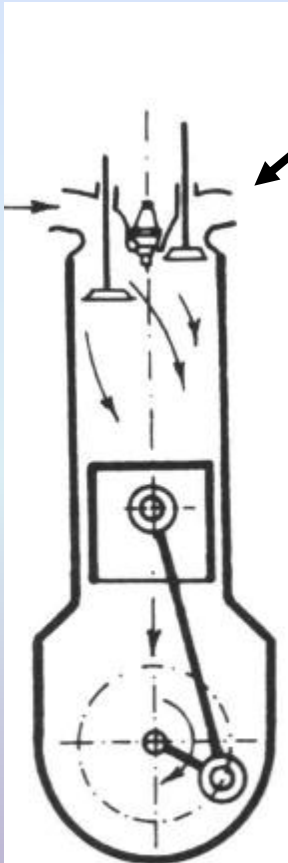
Manovella



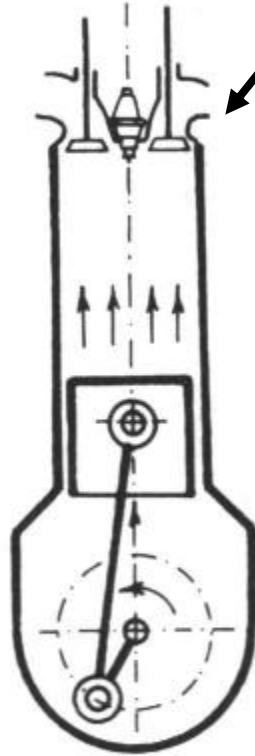
Motore 4T

Fasi a valvole aperte
Ricambio della carica
(sistema aperto)

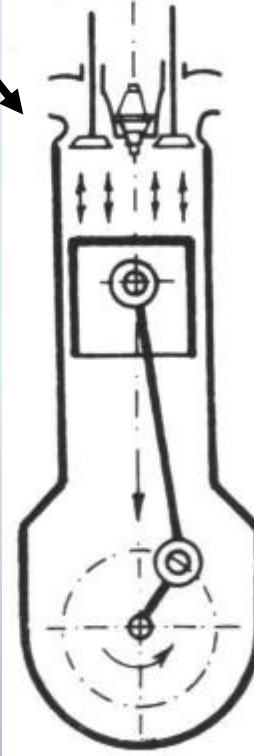
Fasi a valvole chiuse
(sistema chiuso)



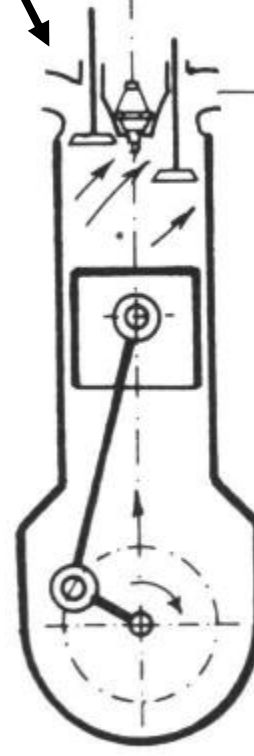
1-Aspirazione



2-Compressione



3-Espansione



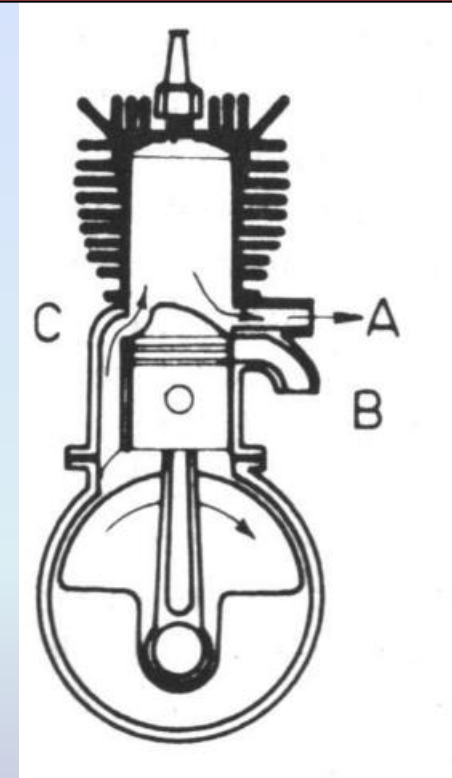
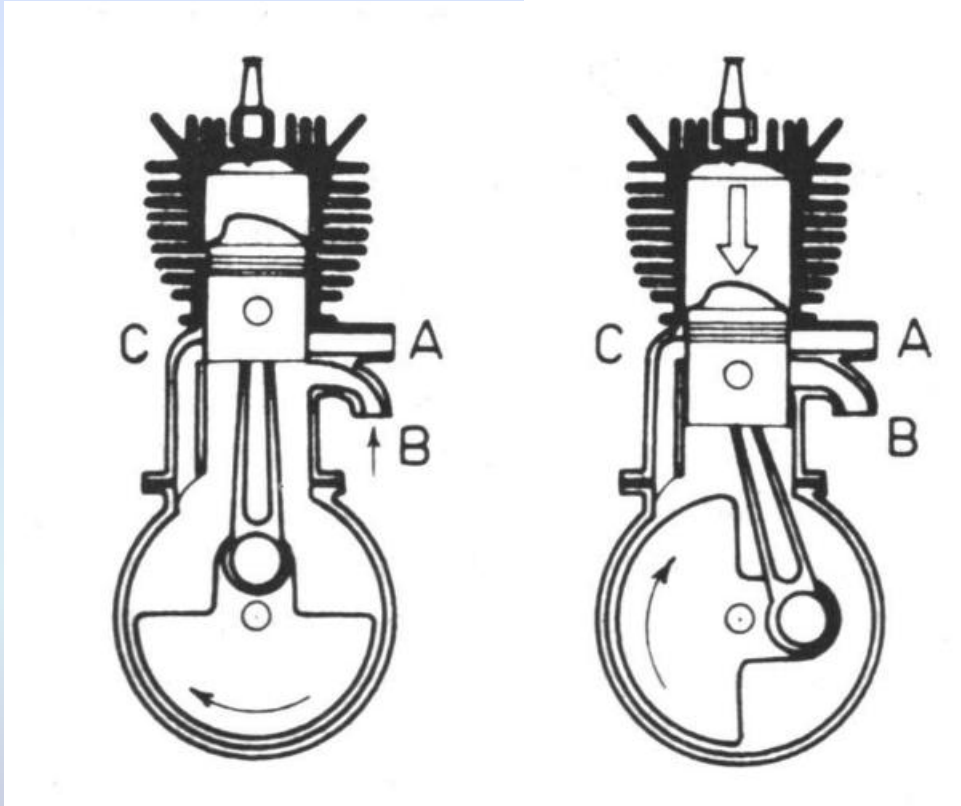
4-Scarico

A = Luce di scarico

B = Luce di aspirazione

C = Luce di lavaggio

Motore 2T



Aspirazione nel
carter e
compressione nel
cilindro

Combustione ed
espansione

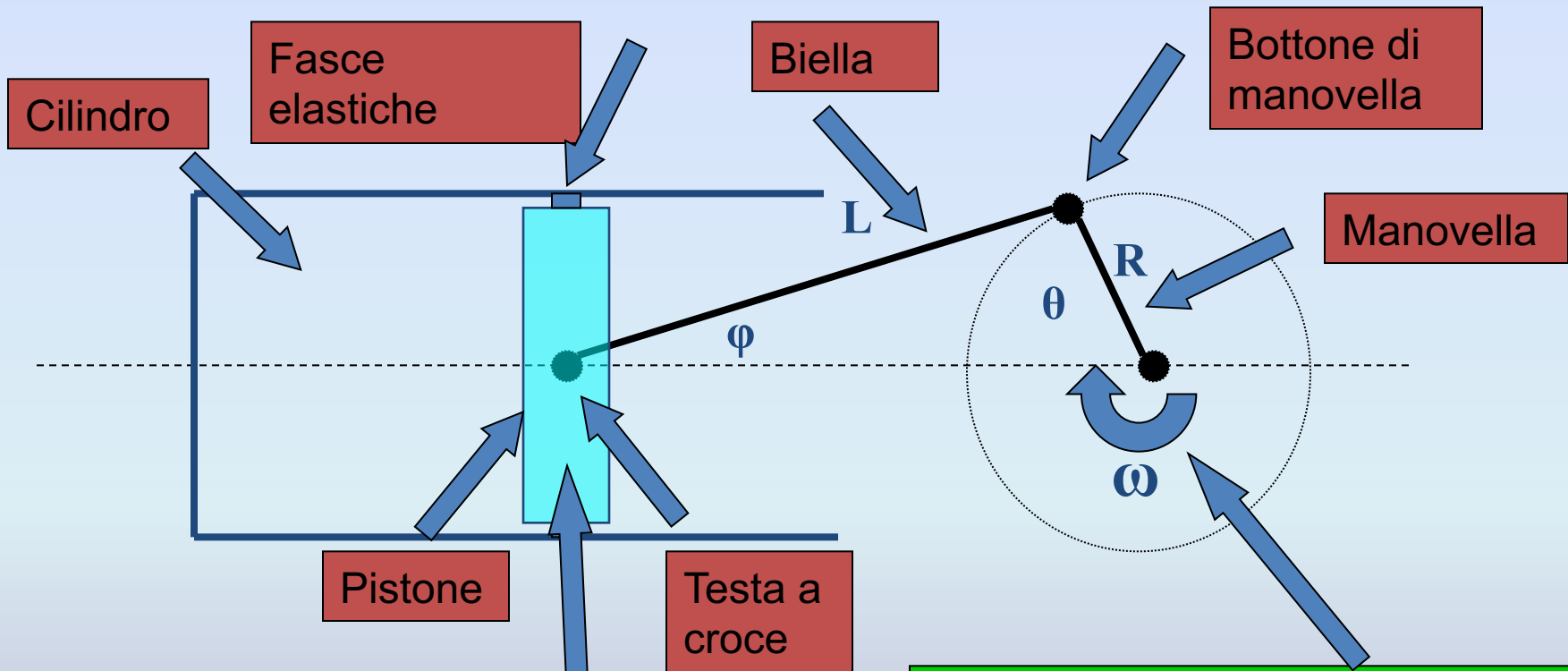
Scarico e lavaggio
del cilindro

Parametri caratteristici

Parametro	MCI	MCI
	Acc. Com.	Diesel
Rapporto di compressione volumetrico	8-12	13-23
Rapporto di miscela	12-18	18-40
Pressione di fine compressione [bar]	9-18	30-55
Temperatura di fine compressione [° C]	350-550	700-900
Pressione Massima del ciclo [bar]	35-50	60-90
Temp. gas di scarico a piena ammissione [° C]	800-1000	600-700

	4T Otto	2T Otto	Diesel lenti (2T)	Diesel medi (4T)	Diesel veloci (4T)
Cilindrata unitaria [cm ³]	80-700	70-250	260.000- 900.000	2.000- 500.000	250-2.000
Potenza spec. [kW/dm ³]	80-120	100-200	2-6	10-30	30-80
Rendimento globale [%]	35	30	55	50	40
Max regime [rpm]	12000	12000	55-120	300-800	2000-5000

Struttura e Cinematica

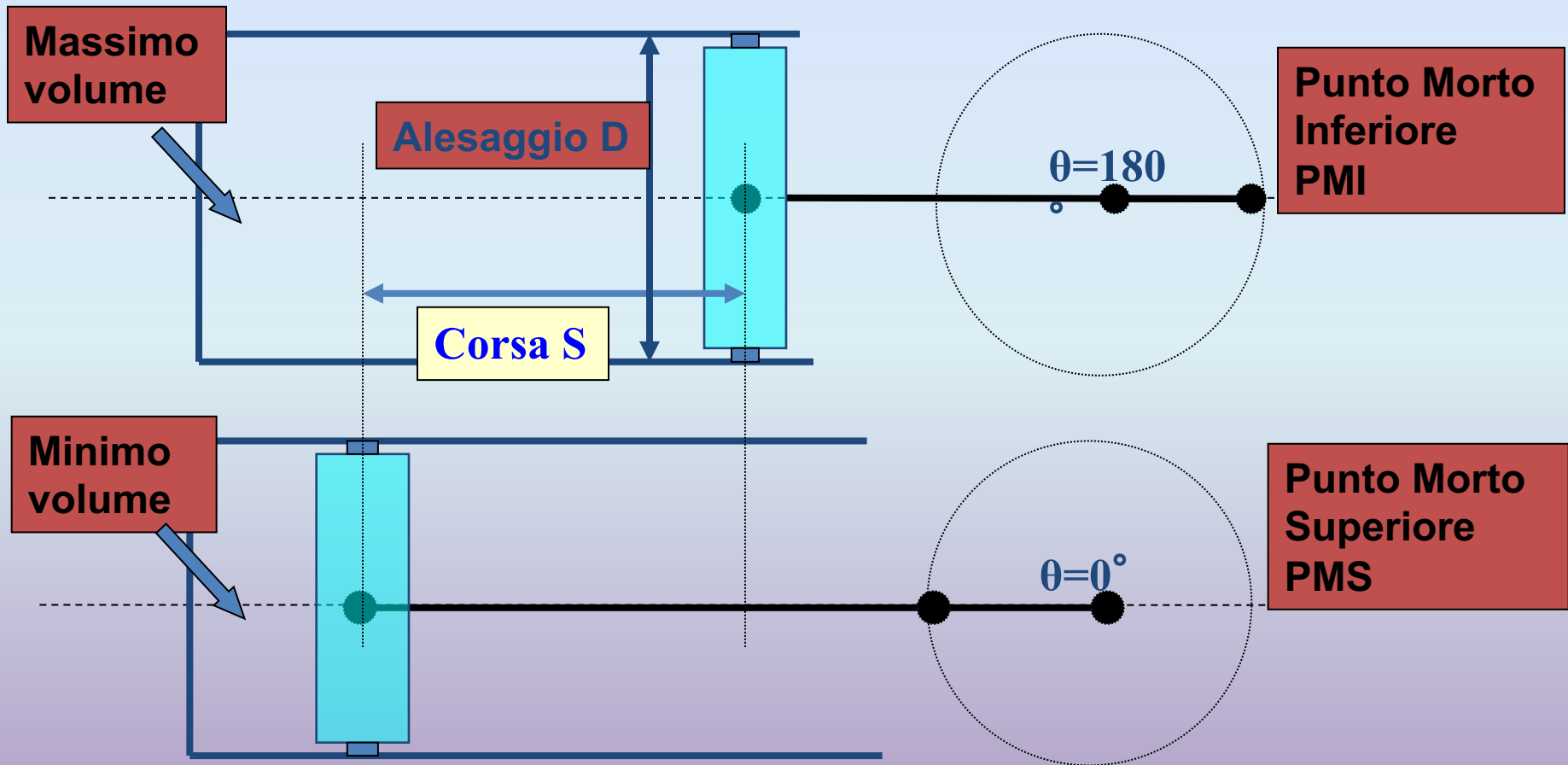


Il piede di biella si muove con moto rettilineo alternato. Alle variazioni cicliche di velocità corrispondono accelerazioni e forze di inerzia.

La manovella si muove con moto rotatorio attorno al centro di rotazione, con velocità angolare ω , che può essere considerata costante in prima approssimazione.

Struttura e Cinematica

Le condizioni in cui biella e manovella sono allineate definiscono i punti morti, corrispondenti al minimo ed al massimo volume del cilindro.





Parametri Caratteristici dei Motori Alternativi

Alesaggio (diametro interno del cilindro)	D
Corsa (distanza tra PMS e PMI)	C
Sezione trasversale del cilindro	$A_c = \pi D^2 / 4$
Cilindrata unitaria	$V = A_c C$
Rapporto volumetrico di compressione	$\rho = (V + V_c) / V_c$
Velocita' di rotazione dell' albero motore	$\omega = 2 \pi n / 60$
Velocita' media del pistone	$\bar{u}_p = 2 C n / 60$
Rapporto manovella-biella	$\Lambda = R_m / L_b$

Cilindrata e Rapporto di Compressione

La cilindrata (unitaria) V è definita come la differenza tra il massimo ed il minimo volume del cilindro (ovvero il volume "spazzato" dal pistone).

Area pistone Corsa Alesaggio

$$V = V_{\max} - V_{\min} = A_p S = \frac{\pi D^2}{4} S$$

Cilindrata totale per un motore con un numero di cilindri pari ad i

$$V_t = iV$$

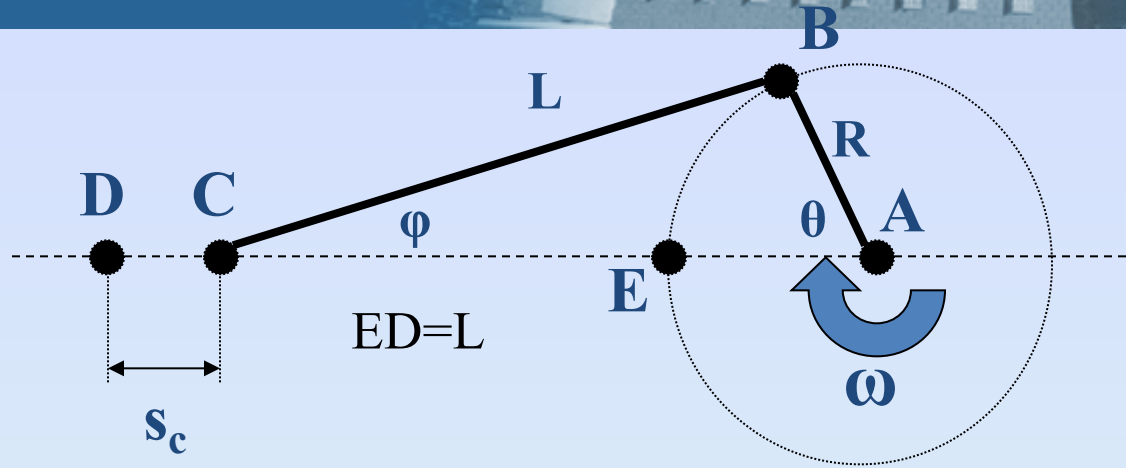
È anche:

Il rapporto di compressione (volumetrico) è pari al rapporto tra il volume massimo ed il volume minimo (o volume "morto")

$$\rho = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$$

$$\rho = \frac{V + V_{\min}}{V_{\min}}$$
$$\left\{ \begin{array}{l} \rho V_{\min} = V + V_{\min} \\ \rightarrow V_{\min} = \frac{V}{\rho - 1} \end{array} \right.$$

Si richiamano le espressioni dello spazio percorso dallo stantuffo (s_c) e dalla sua velocità istantanea (v_c)



$$s_c = R \left(1 + \mu - \cos(\theta) - \sqrt{\mu^2 - \sin^2(\theta)} \right)$$

$$v_c = R\omega \left(\sin(\theta) + \frac{\sin(2\theta)}{2\sqrt{\mu^2 - \sin^2(\theta)}} \right)$$

$\mu = L/R$ (Rapporto Biella/Manovella)
In genere $\mu \approx 4$

Se $\mu \gg 1$, $\sin^2(\theta)$ può essere trascurato; risulta:

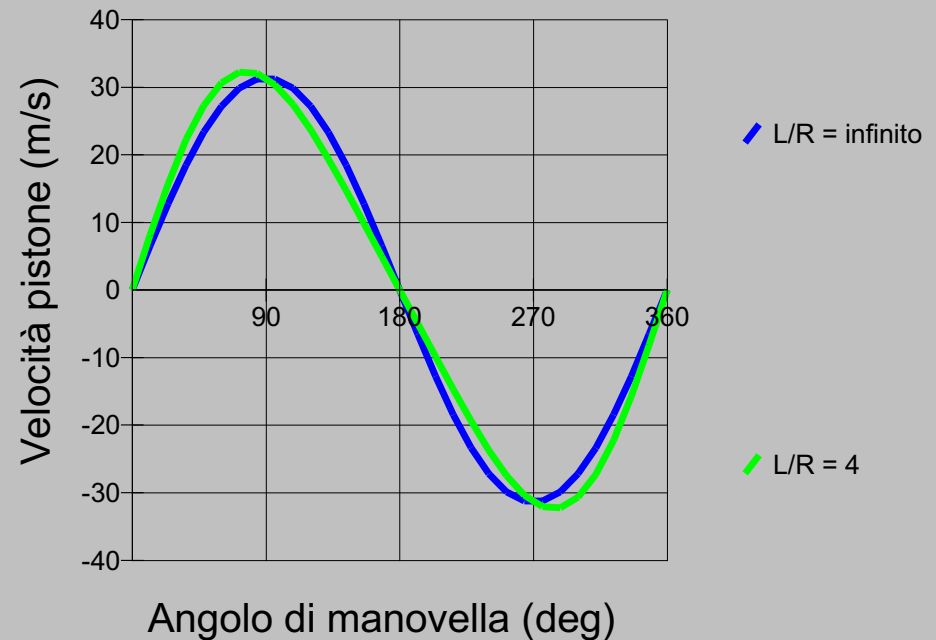
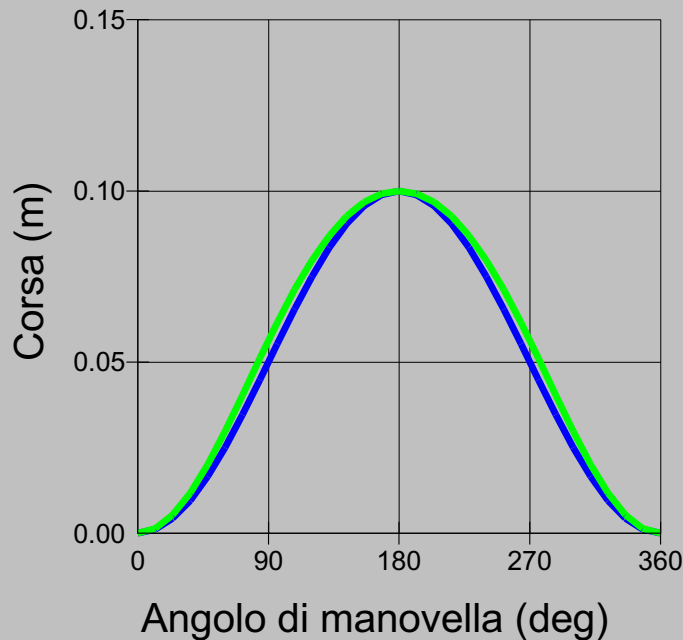
$$s_c = R(1 + \mu - \cos(\theta) - \mu) = R(1 - \cos(\theta))$$

$$v_c = R\omega \sin(\theta)$$

Il punto C si muove con moto armonico

Cinematica del Pistone 2/2

N=6000 giri/min
R=0.05 m



- Il caso reale ($\mu \cong 4$) differisce di poco dal caso limite (moto armonico)
- La velocità si annulla nei punti morti (0-180-360)
- Nel caso di μ finito la massima velocità non si raggiunge a metà corsa (90-270)



Velocità Media del Pistone

Il pistone si muove con moto rettilineo alternato. E' utile definire la sua velocità media, legata alla velocità massima e quindi alle accelerazioni ed alle forze di inerzia

Spazio percorso in un giro dell'albero motore, pari al doppio della corsa

Tempo impiegato a compiere un giro dell'albero motore

$$v_{mp} = \frac{2S}{t}$$

Il tempo necessario a compiere un giro è l'inverso del numero di giri compiuti in un secondo

$$t = \frac{60}{n}$$

$$v_{mp} = \frac{Sn}{30}$$

Numero di giri al minuto

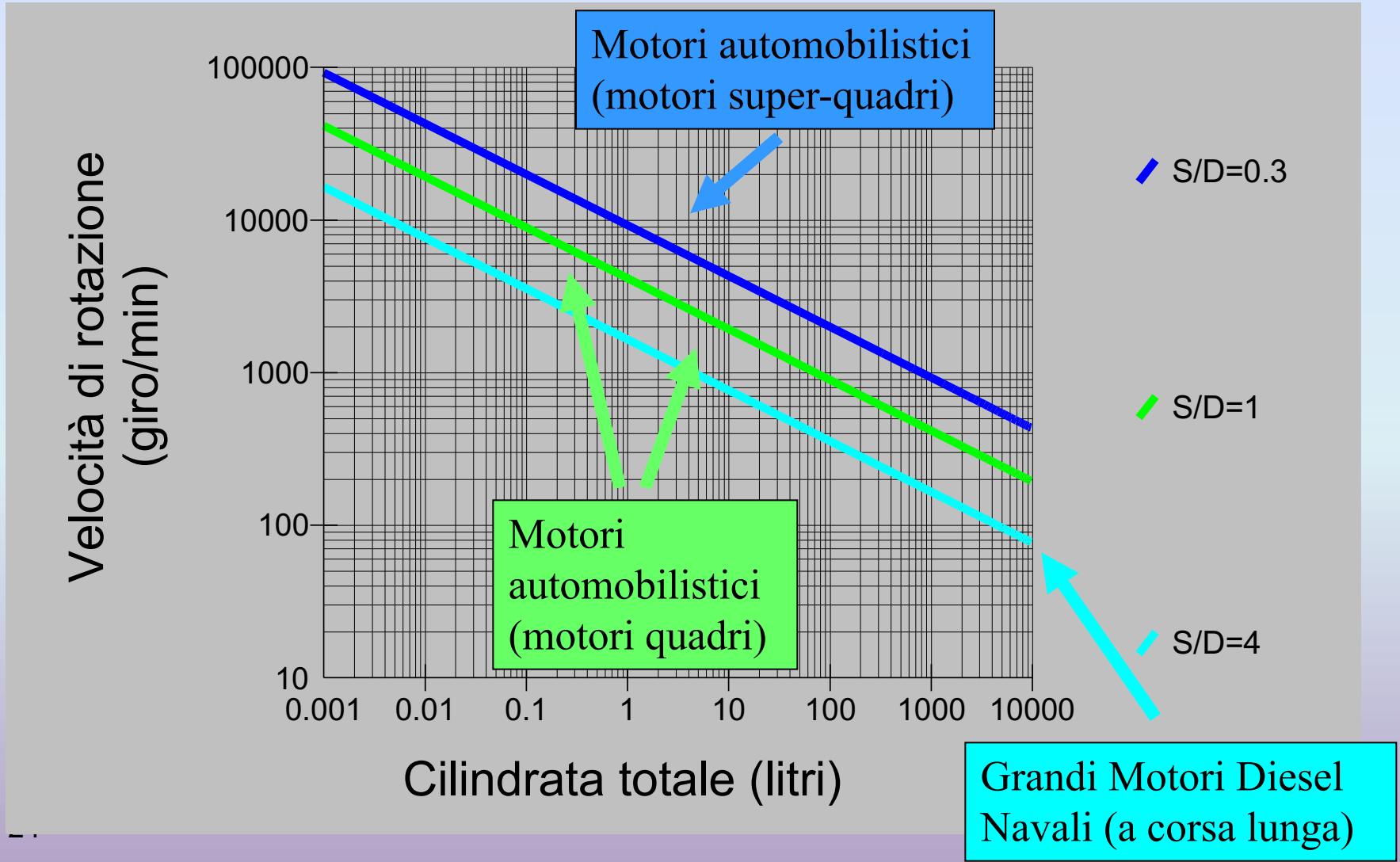


Il Rapporto Corsa/Alesaggio

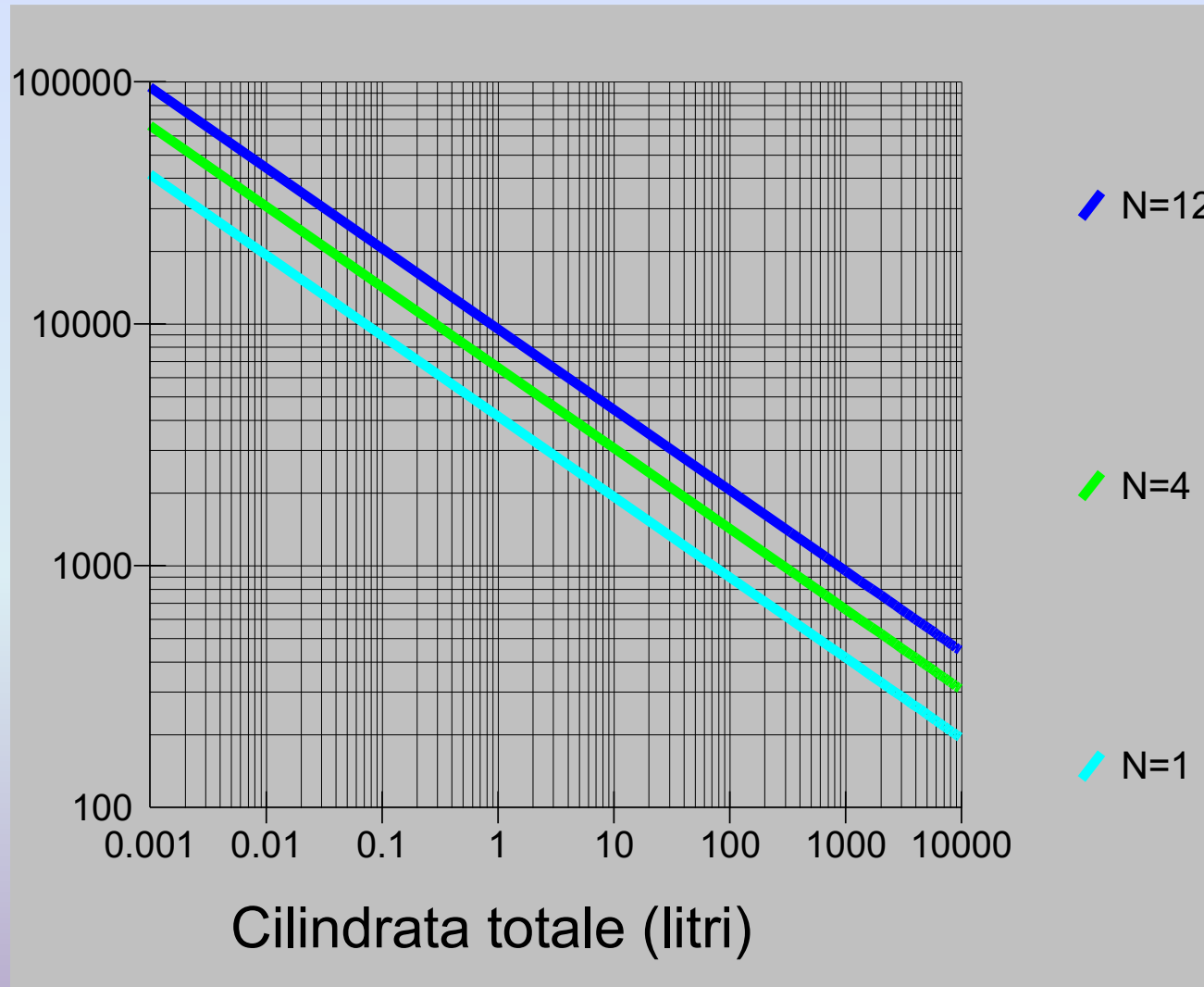
- Il Rapporto Corsa/Alesaggio (S/D) influenza la forma della camera di combustione e la cinematica del pistone
 - $S/D < 1$: motori super-quadri
(motori veloci e da competizione; il valore minore della corsa permette di raggiungere velocità di rotazione e potenze più elevate, a parità di sollecitazioni inerziali; forma della camera di combustione non ottimale)
 - $S/D = 1$: motori quadri (motori automobilistici; la forma della camera di combustione è ottimale)
 - $S/D > 1$: motori a corsa lunga (grandi motori lenti)



Massima Velocità di Rotazione Effetti della Cilindrata e del Rapporto S/D



Massima Velocità di Rotazione – Nr. cilindri



Il frazionamento della cilindrata consente di operare con velocità di rotazione massime maggiori, e quindi di aumentare la potenza massima, a parità di sollecitazioni inerziali

Altri vantaggi indotti dal frazionamento della cilindrata:
-regolarizzazione della coppia motrice sull'albero motore;
- bilanciamento delle forze di inerzia

Ciclo Ideale, Limite e Reale

<i>Ipotesi:</i>	Macchina Ideale <i>(Trasformazioni e Processi Ideali, Assenza di Attrito e Resistenze)</i>	Macchina reale <i>(Processi Reali, Scambi Termici, Attriti e Resistenze, Velocità Finite)</i>
Fluido Ideale <i>(Gas perfetto (aria); Calori specifici e Composizione Costanti)</i>	<u>Ciclo Ideale</u>	/
Fluido Reale <i>(Calori specifici e Composizione Variabili)</i>	<u>Ciclo Limite</u>	

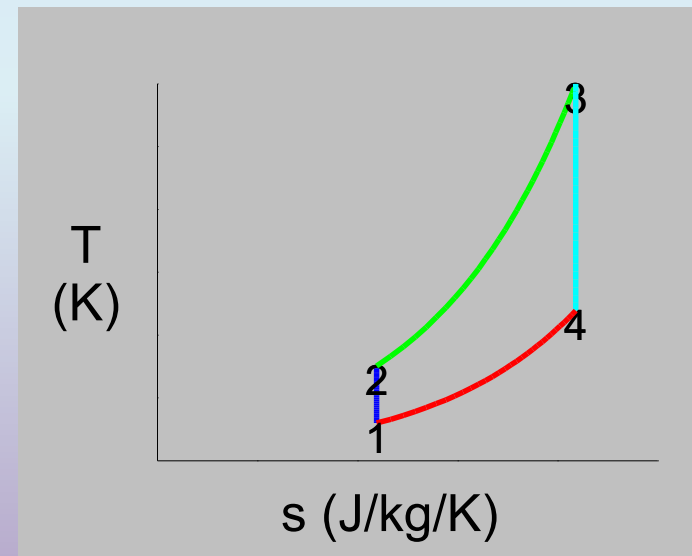
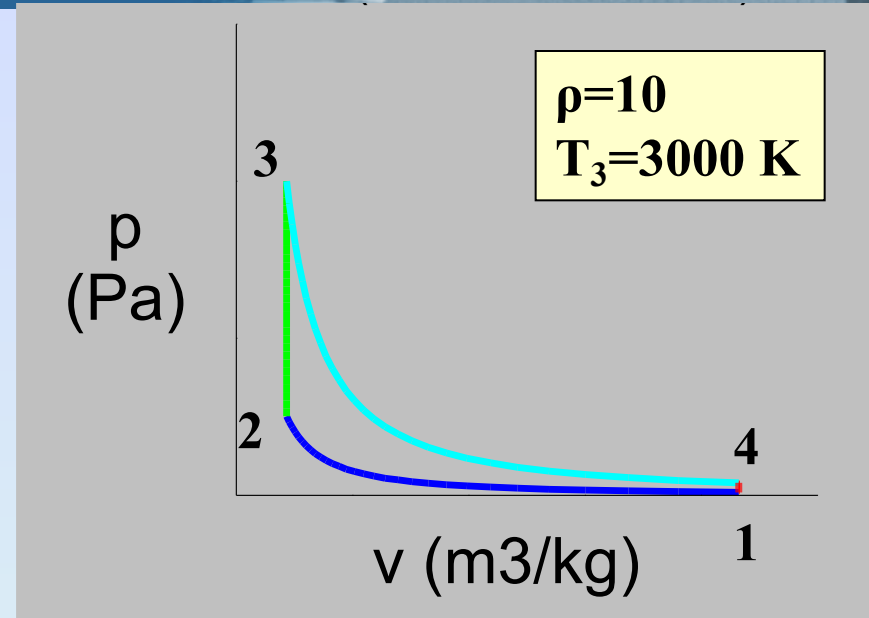


Cicli di Riferimento – Ciclo Ideale

- Fluido di lavoro:
aria, con calori specifici costanti
- Fasi di ricambio della carica:
non presenti
- Fasi di compressione ed espansione:
adiabatiche isoentropiche
- Combustione:
simulata con adduzione di calore
 - a volume costante (ciclo Otto)
 - a pressione costante (ciclo Diesel)
 - mista (ciclo Sabathé)
- Fase di scarico spontaneo e ricambio della carica: simulate con sottrazione di calore a volume costante

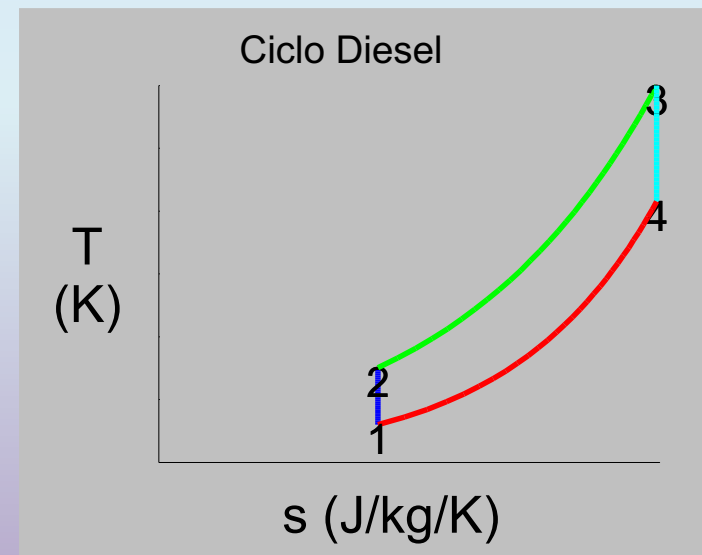
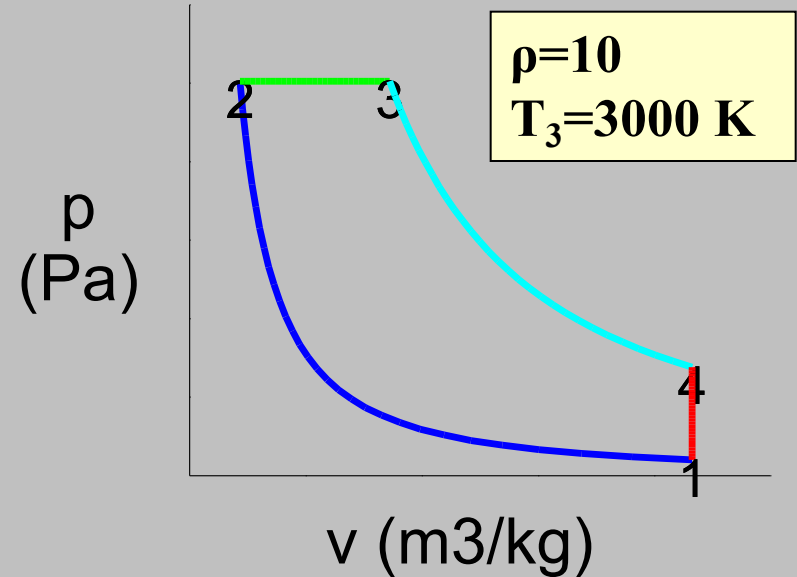
Ciclo Otto

- Il Ciclo Otto si compone di:
 - una compressione adiabatica reversibile 1-2
 - una adduzione di calore a volume costante 2-3
 - una espansione adiabatica reversibile 3-4 ($V_4=V_1$)
 - una sottrazione di calore a volume costante 4-1



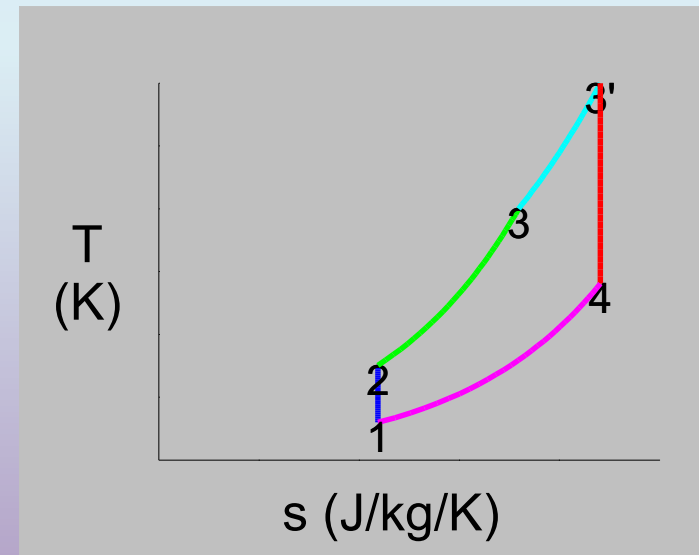
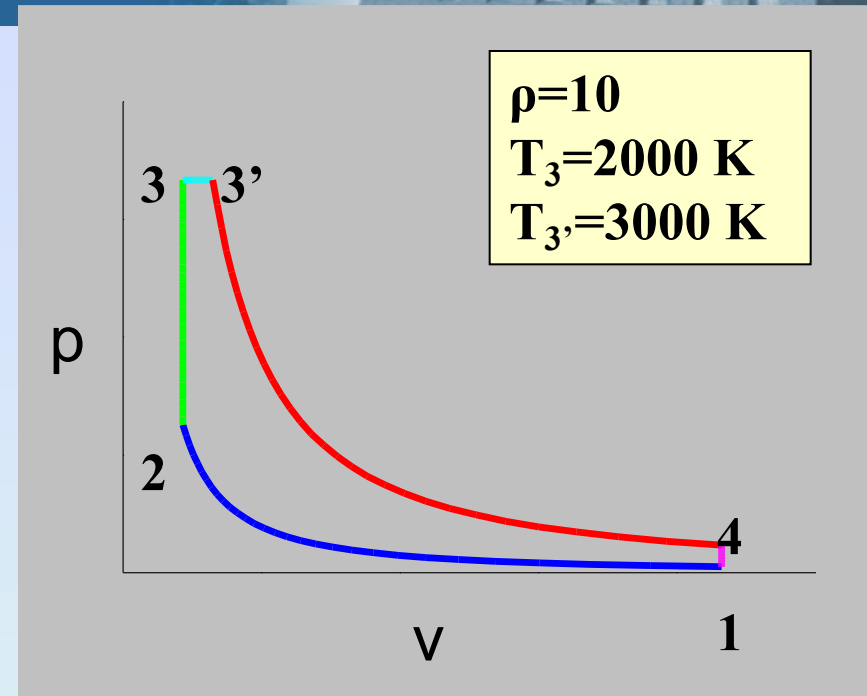
Ciclo Diesel

- Il Ciclo Diesel si compone di:
 - una compressione adiabatica reversibile 1-2
 - una adduzione di calore a pressione costante 2-3
 - una espansione adiabatica reversibile 3-4 ($V_4=V_1$)
 - una sottrazione di calore a volume costante 4-1



Ciclo Sabathé

- Il Ciclo Sabathé si compone di:
 - una compressione adiabatica reversibile 1-2
 - una adduzione di calore a volume costante 2-3
 - una adduzione di calore a pressione costante 3-3'
 - una espansione adiabatica reversibile 3'-4 ($V_4=V_1$)
 - una sottrazione di calore a volume costante 4-1
- Il ciclo Otto ed il ciclo Diesel sono casi particolari del ciclo Sabathé





Compressione

Adduzione di Calore

Rapporti caratteristici

$$\rho = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_2} \quad (v=\text{cost})$$

$$b = \frac{T_{3'}}{T_3} \quad (p=\text{cost})$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \rho^{k-1}$$

1-2 Compressione adiabatica isoentropica

$$T_3 = \tau T_2 = \tau T_1 \rho^{k-1}$$

2-3 Adduzione di calore a volume costante

$$T_{3'} = b T_3 = b \tau T_1 \rho^{k-1}$$

3-3' Adduzione di calore a pressione costante

$$T_4 = T_{3'} \left(\frac{v_{3'}}{v_4} \right)^{k-1} = T_{3'} \left(\frac{v_{3'}}{v_3} \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} =$$

3'-4 Espansione adiabatica isoentropica ($v_4=v_1$)

$$= T_{3'} \left(\frac{T_{3'}}{T_3} \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_{3'} \left(\frac{b}{\rho} \right)^{k-1} = b \tau T_1 \rho^{k-1} \left(\frac{b}{\rho} \right)^{k-1} = \tau T_1 b^k$$



$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_{3'} - T_3)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_{3'} - T_3)} =$$

$$= 1 - \frac{T_1(b^k \tau - 1)}{T_1(\rho^{k-1} \tau - \rho^{k-1}) + T_1 k(b \tau \rho^{k-1} - \rho^{k-1} \tau)}$$

Rendimento ideale

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{(b^k \tau - 1)}{(\tau - 1) + k \tau (b - 1)}$$

Casi particolari

Ciclo Otto (b=1):

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

Il rendimento del ciclo Otto dipende solo dal rapporto di compressione, e non dalle temperature (proprietà dei cicli simmetrici)

Ciclo Diesel (τ=1):

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{(b^k - 1)}{k(b - 1)}$$

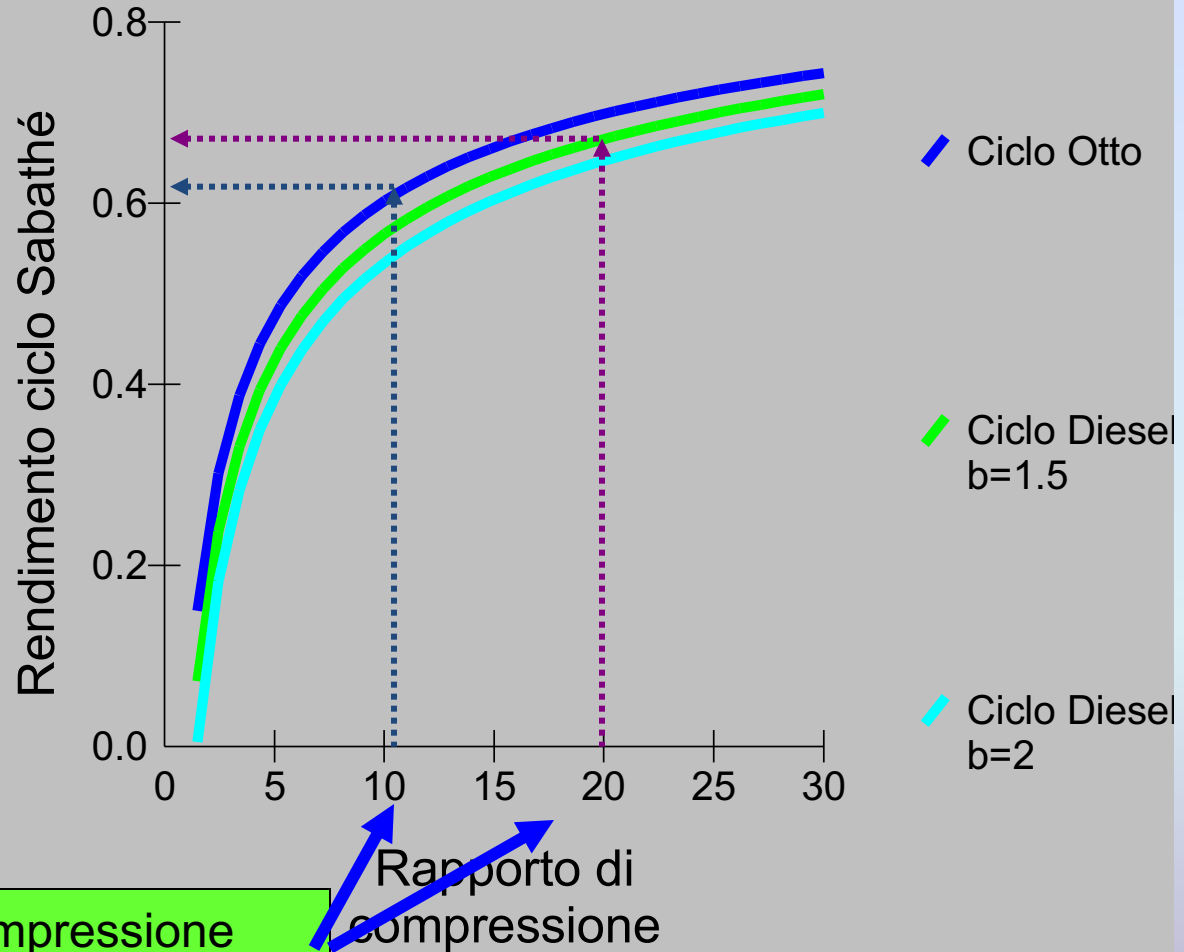
Per b>1 e k>1, il termine aggiuntivo è >1: a parità di rapporto di compressione, il rendimento del ciclo Otto è maggiore del rendimento del ciclo Diesel

Andamento del Rendimento

A parità di rapporto di compressione, il rendimento del ciclo Otto è maggiore del ciclo Diesel

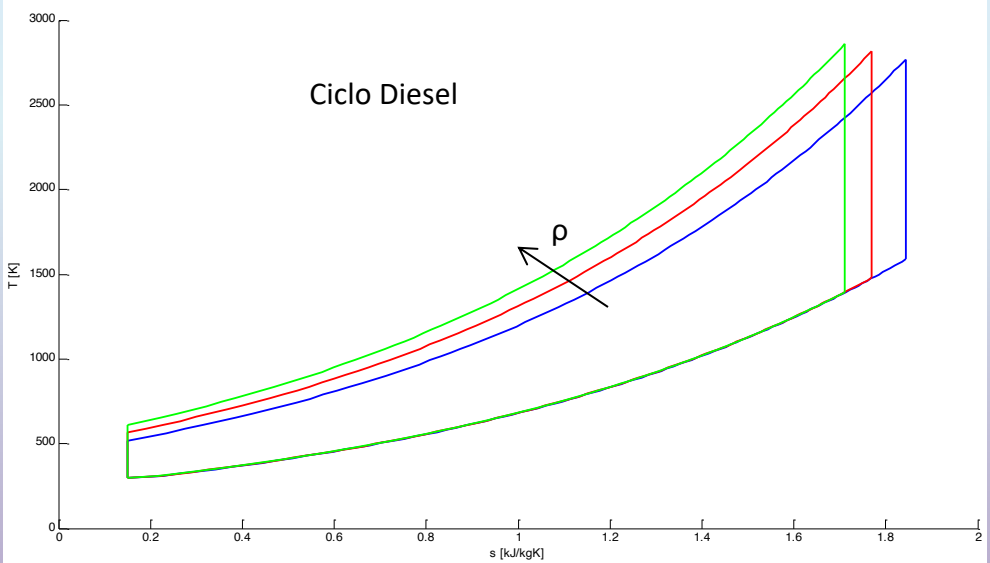
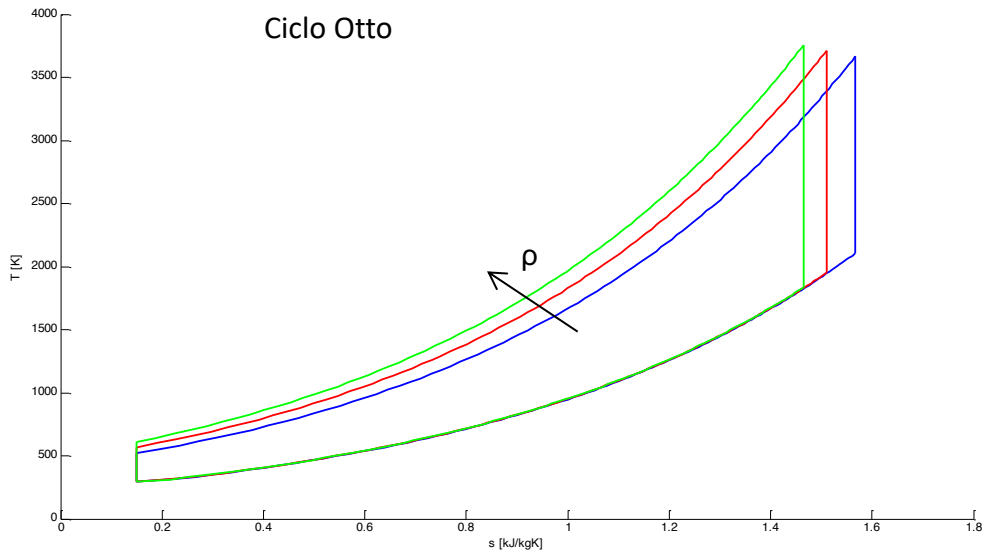
Nel motore ad accensione comandata il rapporto di compressione è limitato dall'esigenza di evitare la detonazione, mentre nel motore Diesel si raggiungono rapporti di compressione molto più elevati, necessari per innescare l'accensione.

Considerando i rapporti di compressione reali, il rendimento del ciclo Diesel è maggiore del rendimento del ciclo Otto





Confronto tra ciclo Otto e ciclo Diesel



Confronto tra cicli ideali Otto caratterizzati da differenti valori di ρ a parità di calore fornito Q_i

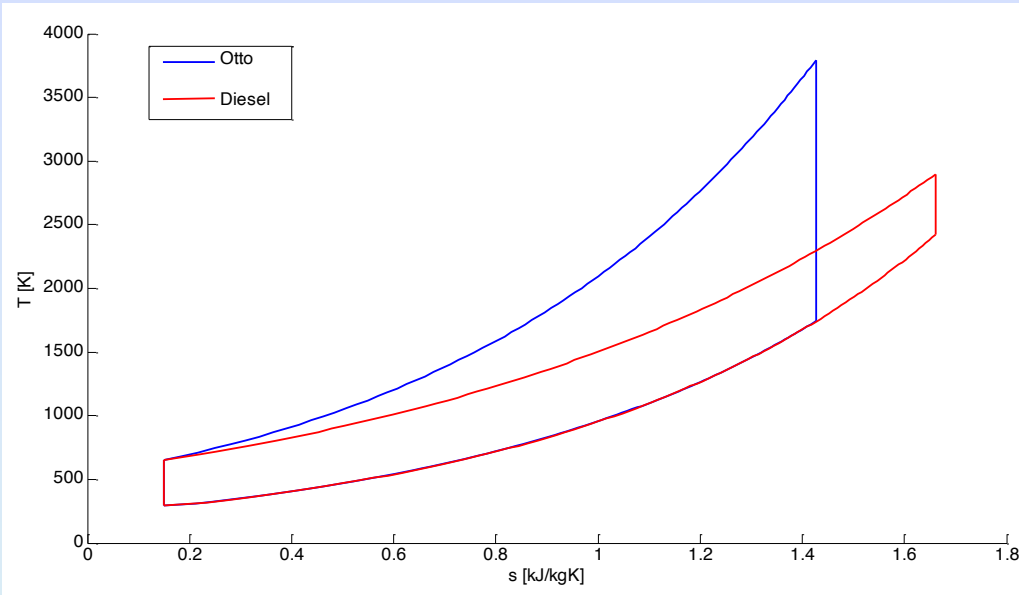
$$\eta \uparrow \quad Q_2 \downarrow$$

Confronto tra cicli ideali Diesel caratterizzati da differenti valori di ρ a parità di calore fornito Q_i

$$\eta \uparrow \quad Q_2 \downarrow$$

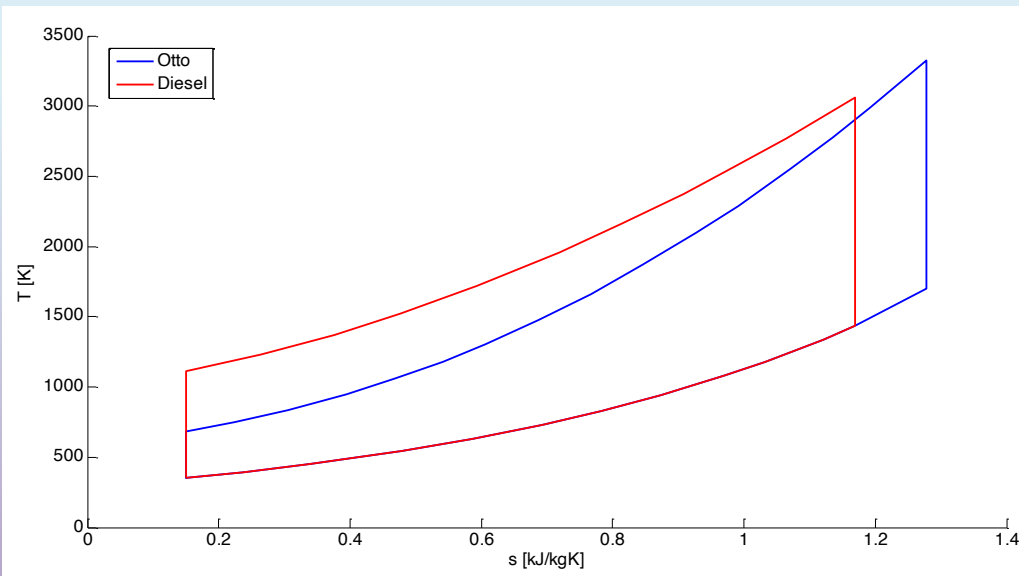


Confronto tra ciclo Otto e ciclo Diesel



Confronto tra ciclo ideale Otto e ciclo ideale Diesel caratterizzati dallo stesso valore di ρ e dallo stesso valore del calore fornito Q_i

$$\eta_{Diesel} < \eta_{Otto} \quad Q_{2,Diesel} > Q_{2,Otto}$$

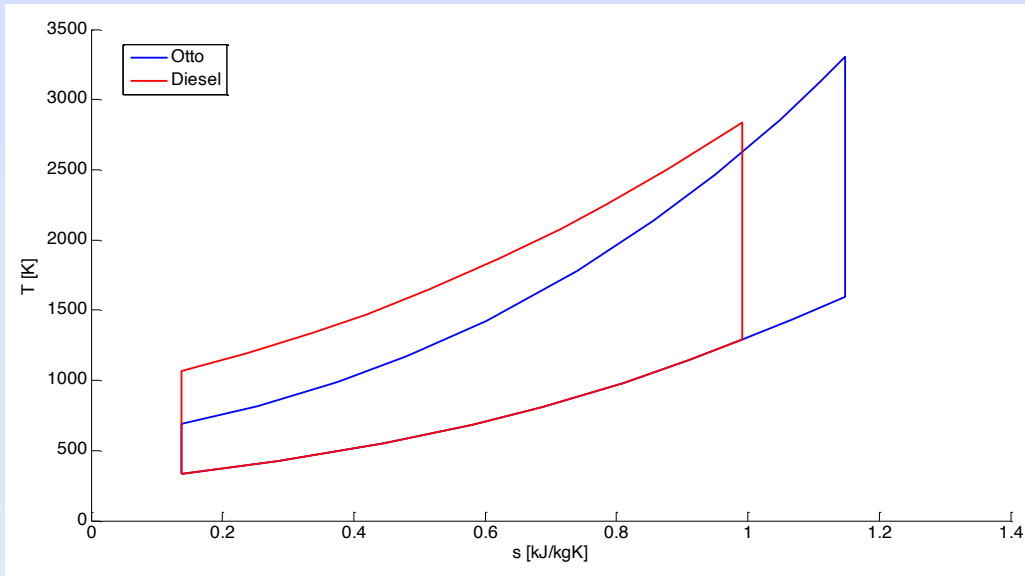


Confronto tra ciclo ideale Otto e ciclo ideale Diesel caratterizzati dallo stesso valore della pressione massima p e dallo stesso valore del calore fornito Q_i

$$\eta_{Diesel} > \eta_{Otto} \quad Q_{2,Diesel} < Q_{2,Otto}$$

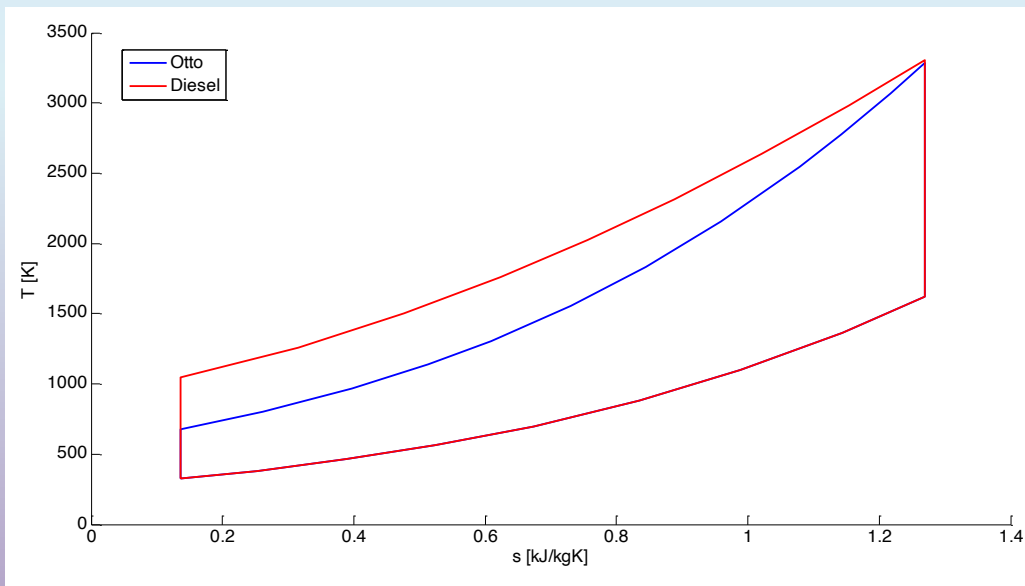


Confronto tra ciclo Otto e ciclo Diesel



Confronto tra ciclo ideale Otto e ciclo ideale Diesel caratterizzati dallo stesso valore del lavoro utile L_U e dallo stesso valore del calore fornito Q_i

$$\eta_{Diesel} > \eta_{Otto} \quad Q_{2,Diesel} < Q_{2,Otto}$$



Confronto tra ciclo ideale Otto e ciclo ideale Diesel caratterizzati dallo stesso valore della pressione massima p e dallo stesso valore della temperatura massima T

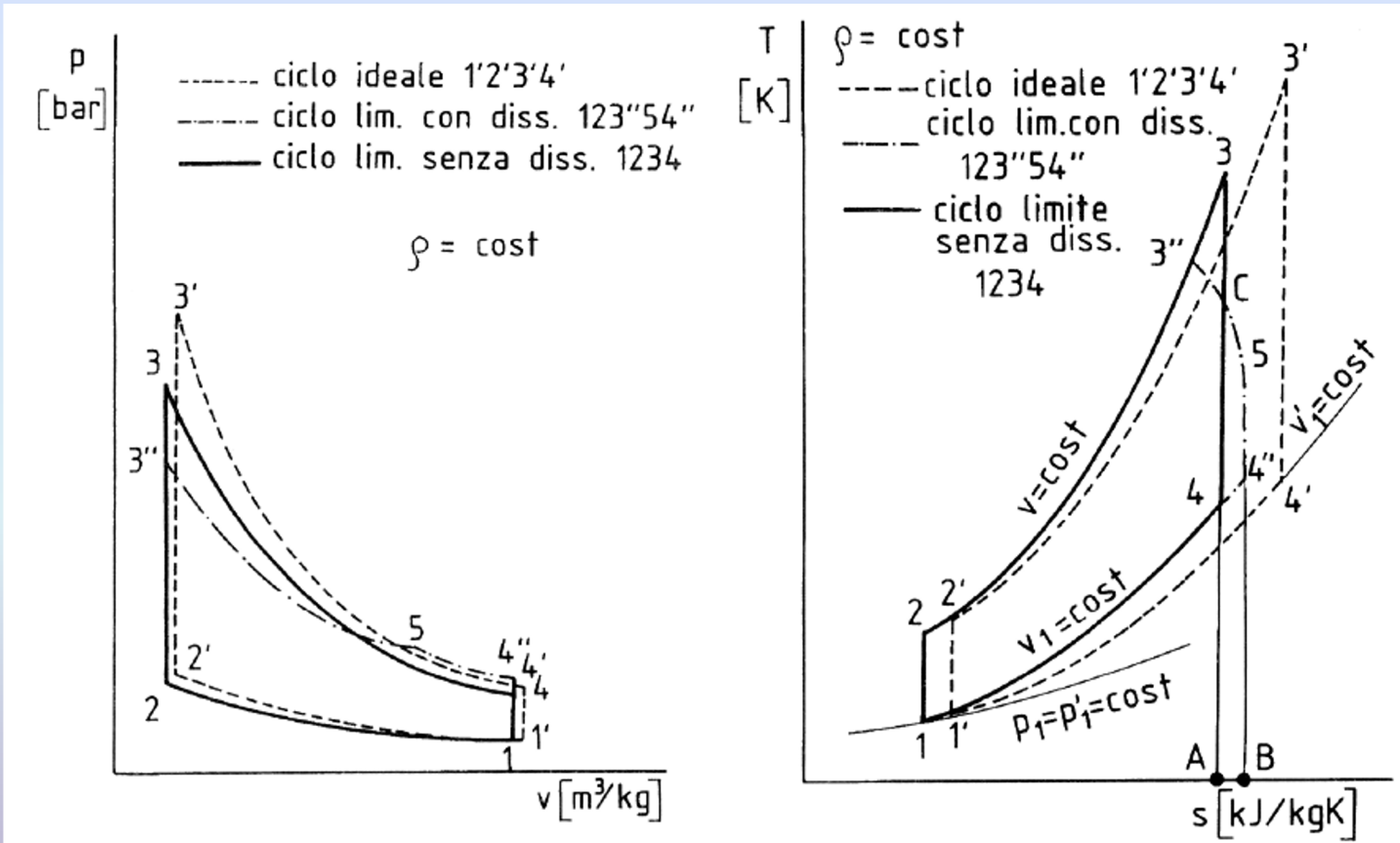
$$\eta_{Diesel} > \eta_{Otto} \quad Q_{2,Diesel} = Q_{2,Otto}$$



Ciclo Limite

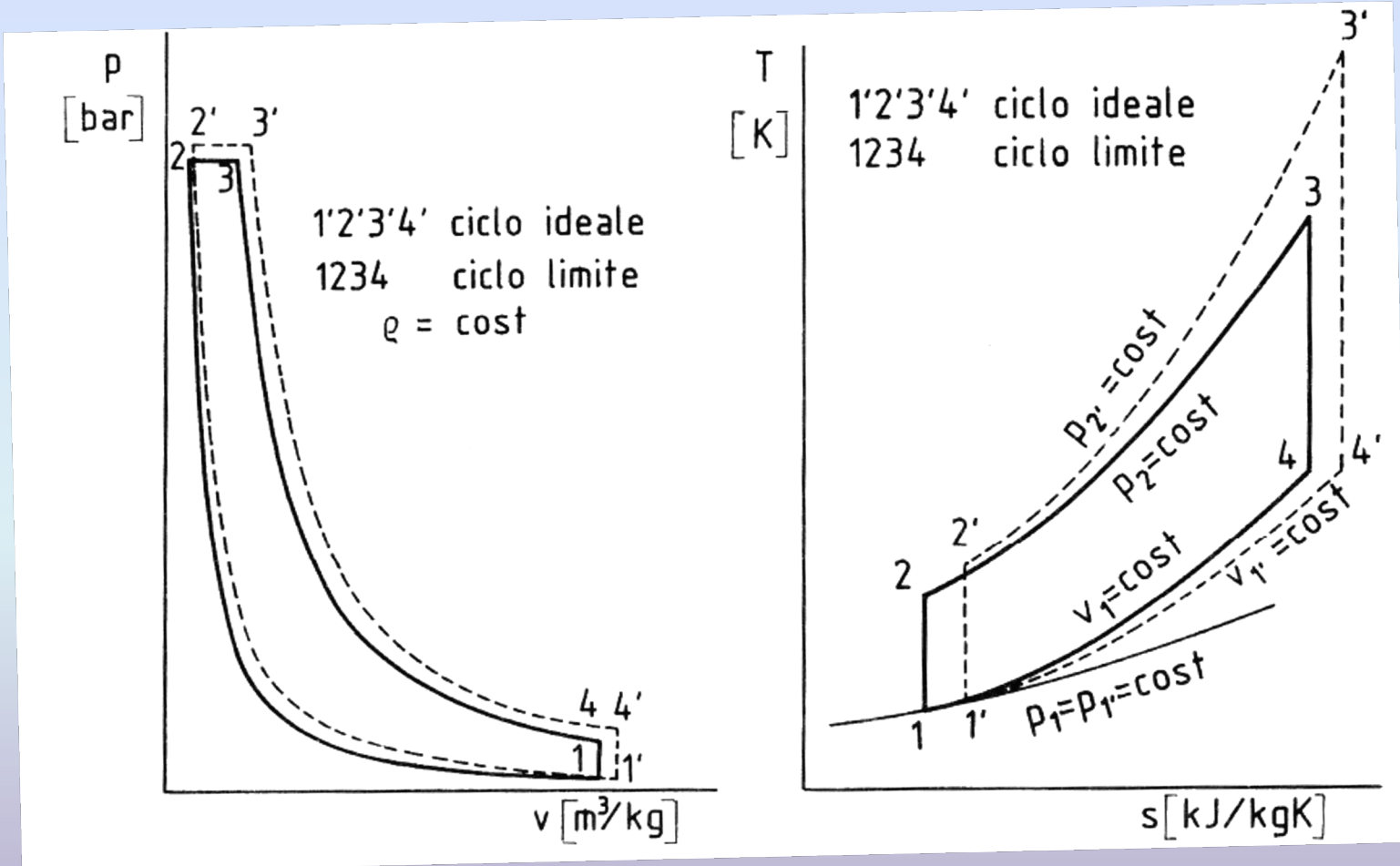
- Fluido di lavoro:
miscela di aria, combustibile e gas combusti, in proporzioni variabili
- Effetti della viscosità:
trascurati
- Composizione dei gas combusti:
assunta in equilibrio chimico al di sopra dei 1700 K, e congelata al di sotto di tale temperatura
- Fasi di compressione ed espansione:
adiabatiche isoentropiche
- Combustione:
istantanea (ciclo Otto), o a pressione costante (ciclo Diesel)
- Apertura della valvola di scarico al PMI:
scarico istantaneo
- Fasi di scarico forzato ed aspirazione:
si trascurano le perdite di carico e le irreversibilità
- Chiusura della valvola di aspirazione al PMI

Ciclo Otto Ideale vs Limite





Ciclo Diesel Ideale vs Limite

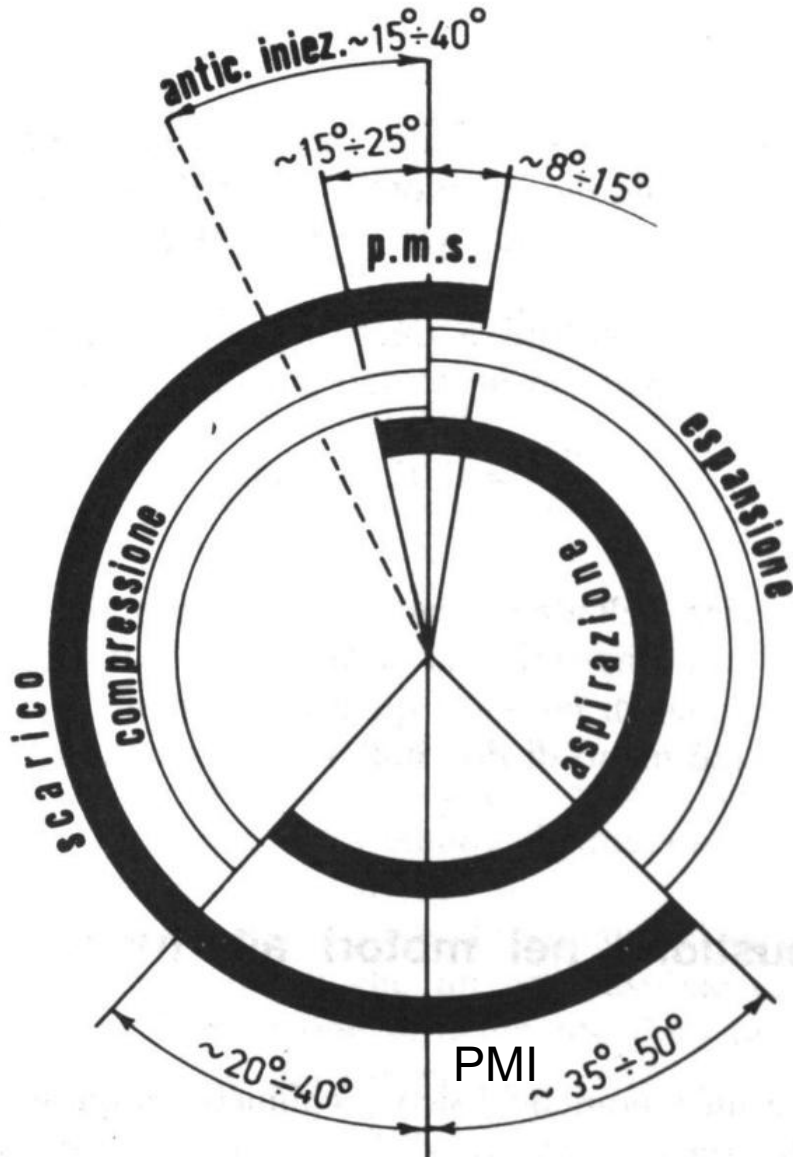




Ciclo Reale

- Fluido reale: effetti di viscosità
- Scambio termico tra pareti del cilindro e fluido
- Anticipo rispetto al PMS:
 - accensione (ciclo Otto)
 - iniezione (ciclo Diesel)
- Combustione:
impegna un intervallo angolare finito, in prima approssimazione centrato attorno al PMS
- Apertura della valvola di scarico prima del PMI ($35^\circ - 60^\circ$):
per ridurre la contropressione nella fase di scarico forzato
- Chiusura della valvola di scarico dopo il PMS ($5^\circ - 20^\circ$):
per migliorare lo svuotamento del cilindro
- Apertura della valvola di aspirazione prima del PMS ($5^\circ - 20^\circ$):
per migliorare il riempimento del cilindro
- Chiusura della valvola di aspirazione dopo il PMI ($20^\circ - 50^\circ$):
per sfruttare la sovrappressione dinamica nel collettore di aspirazione e migliorare il riempimento

Distribuzione Motori 4T





Ciclo Reale

Dissociazione endotermica dei prodotti della combustione alle elevate temperature

20
10
5
0

Combustione

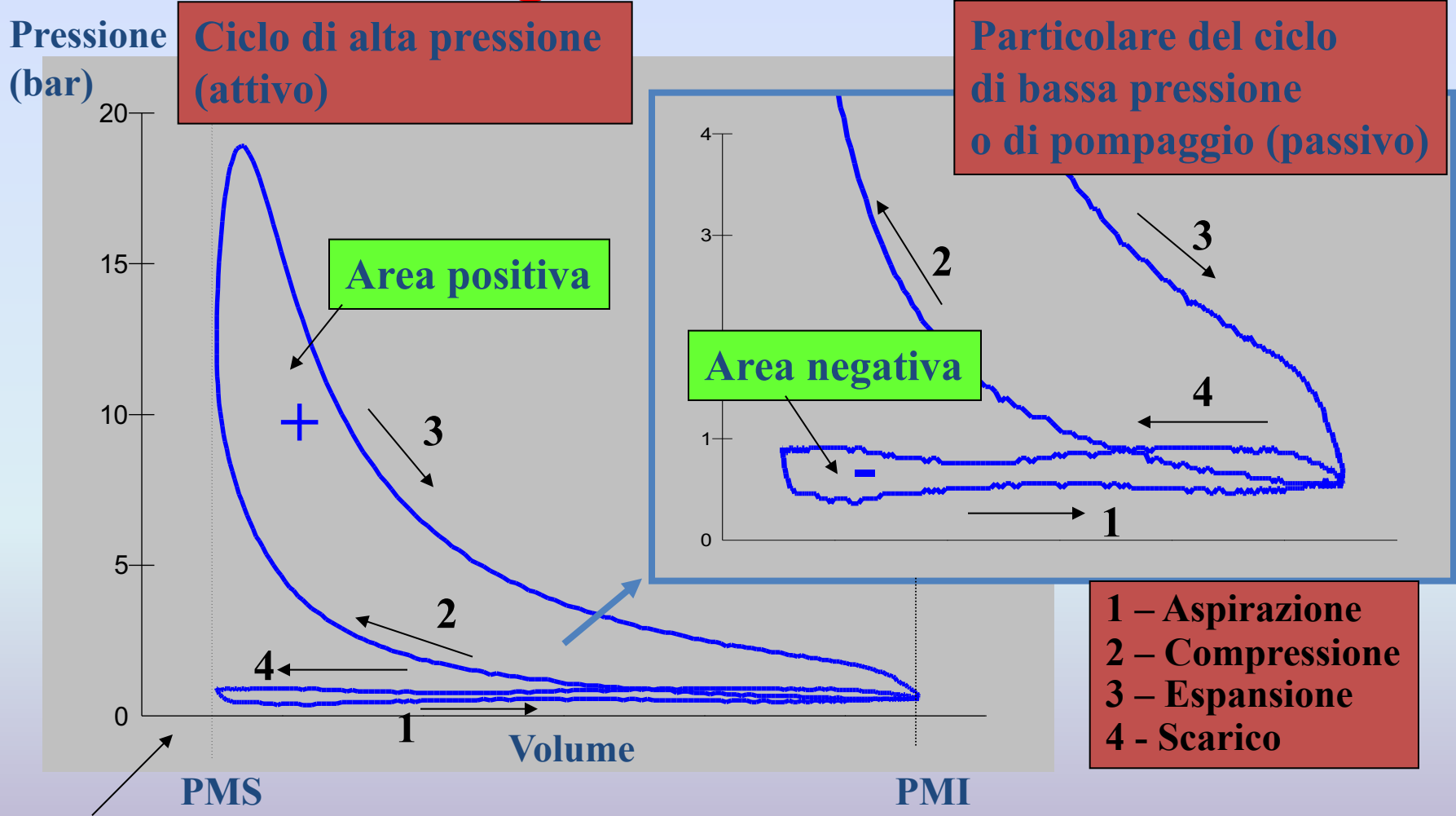
Scambio termico tra le pareti e il fluido

Anticipo apertura della valvola di scarico

Presenza del ciclo di pompaggio (passivo)



Diagramma Indicato



Volume morto

La somma algebrica delle aree sul piano (p,V) rappresenta il lavoro indicato

$$L = \oint pdV$$

Lavaggio Motore 2T

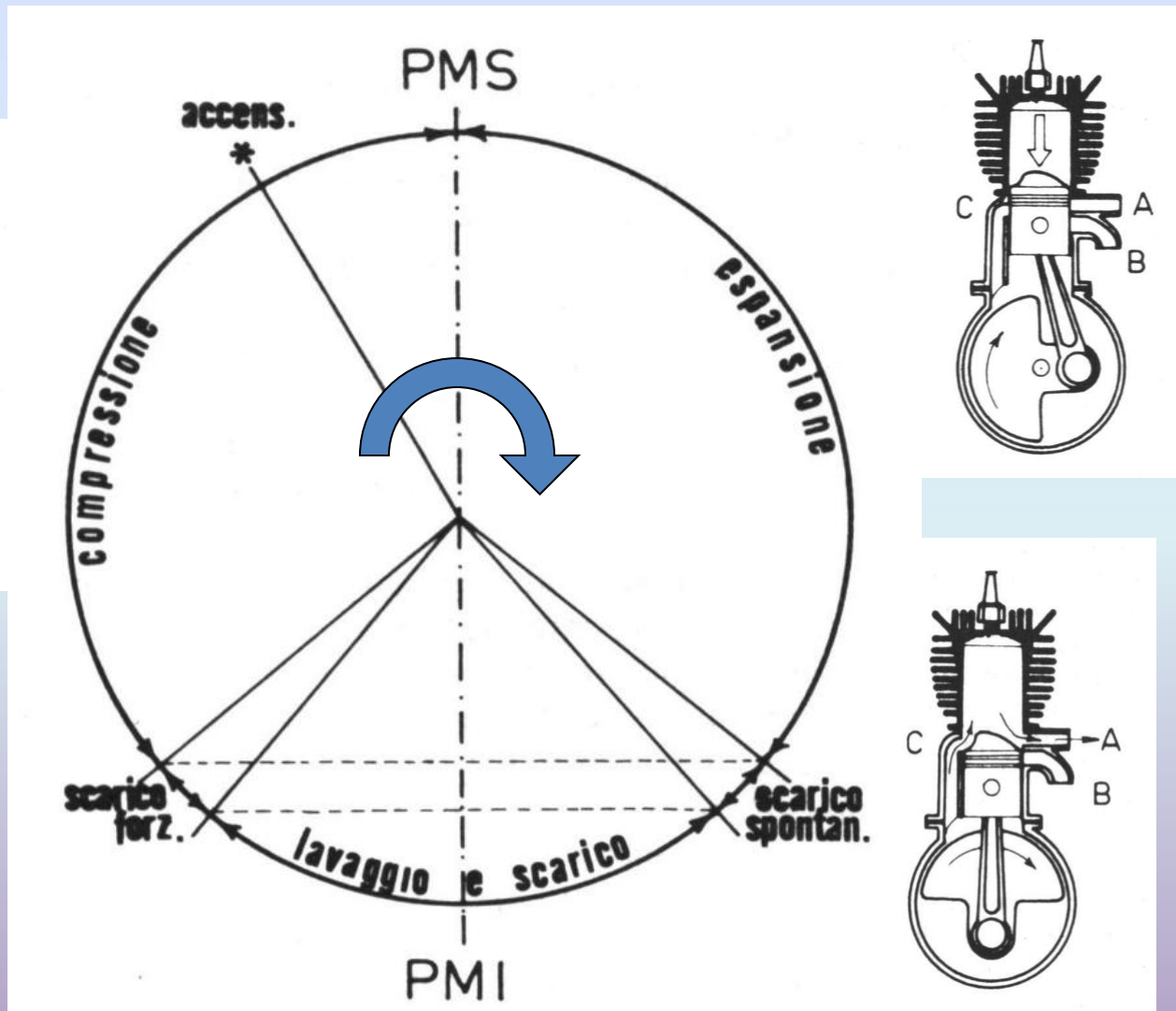
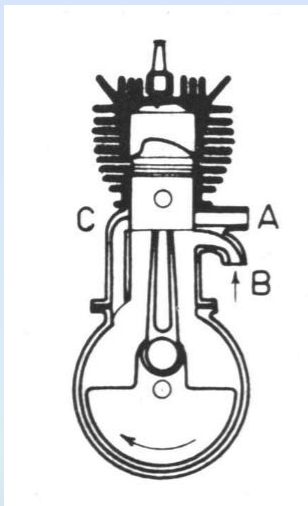
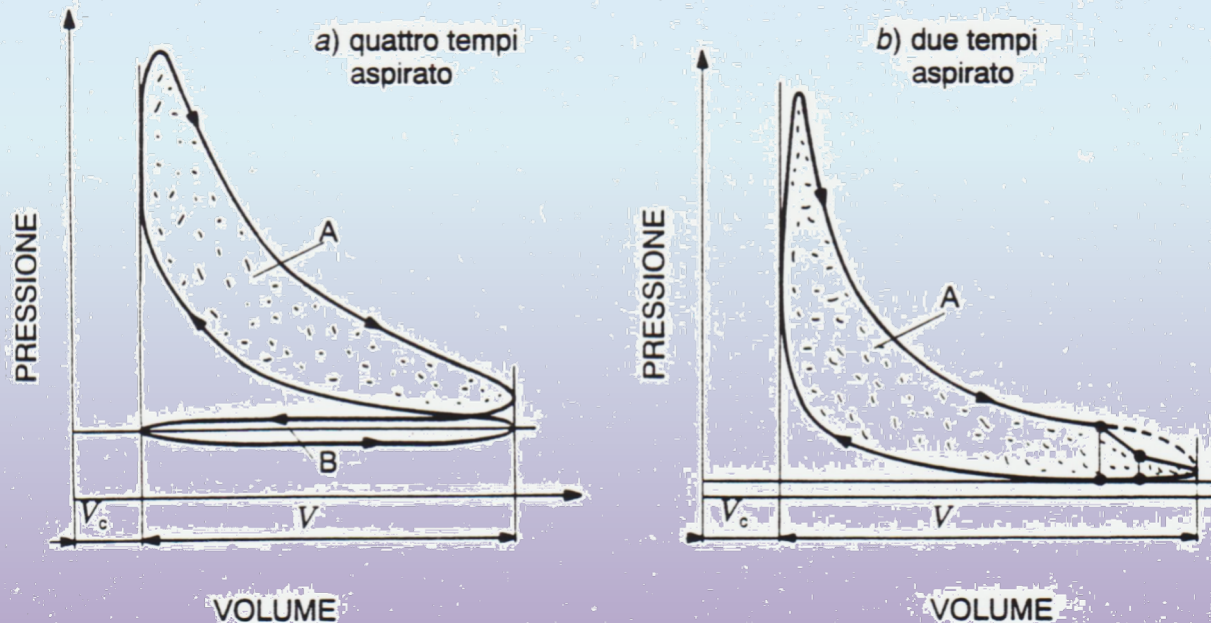


Diagramma indicato: confronto 2T – 4T

Esempi di diagrammi indicati (rilevati da trasduttori) sul piano pressione-volumi, illustranti i lavori per ciclo scambiati tra fluido e pistone:

- Motore 4T aspirato a carico parziale (per evidenziare il ciclo di ricambio del fluido);
- Motore 2T aspirato a piena ammissione.

Si tenga presente che le scale delle pressioni nei due diagrammi sono diverse.





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.