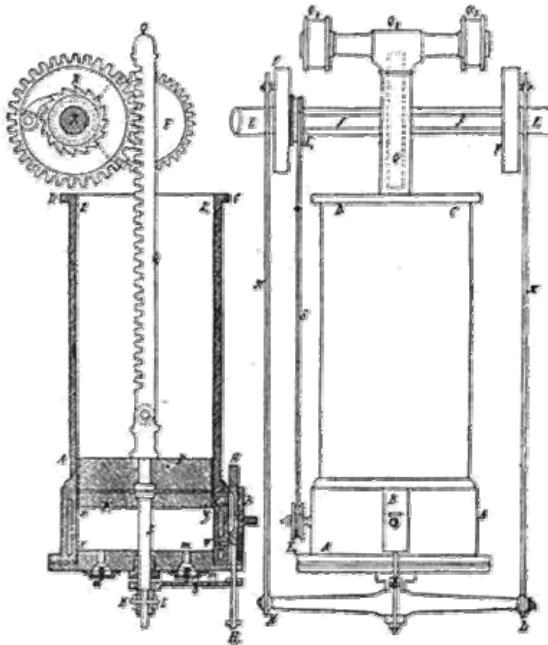


## Sistemi Energetici da Fonti Rinnovabili e Convenzionali

Laurea magistrale in *Ingegneria dell'Ambiente per lo Sviluppo Sostenibile*

### Motori alternativi a combustione interna, Note dalle lezioni

a.a. 2008-09



Prof. ing. Alessandro Corsini  
Gruppo di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente  
Facoltà di Ingegneria, sede di Latina

e.mail: [alessandro.corsini@uniroma1.it](mailto:alessandro.corsini@uniroma1.it), [corsini@dma.ing.uniroma1.it](mailto:corsini@dma.ing.uniroma1.it)

## Motori alternativi a combustione interna, Note dalle lezioni

### Indice

- 1. Cenni storici**
- 2. Introduzione e classificazione dei MaCI**
- 3. Organi di un motore**
- 4. Principali grandezze geometriche e cinematiche**
- 5. Studio termodinamico dei MaCI**
- 6. Considerazione sul reale funzionamento dei MaCI. Fasatura**
- 7. Curve caratteristiche ed accoppiamento all'utilizzatore**
- 8. Bilancio energetico di un MaCI e refrigerazione**
- 9. influenza delle condizioni operative**
- 10. Schemi impiantistici cogenerativi**
- 11. Analisi economico-ambientale**

**Appendice A. Impatto ambientale dei MaCI: emissioni inquinanti**

**Appendice B. Impatto ambientale dei MaCI: la rumorosità**

#### **Bibliografia essenziale**

- G. Ferrari**, *Motori a combustione interna*, ed. Il Capitello, 2001  
**C. Caputo**, *Le Macchine Volumetriche*, ed. Masson, 1997  
**F. Rispoli**, *Dispense del corso di Motori a Combustione Interna*, Università di Roma "La Sapienza", 2003

### 1. Cenni storici

I motori a combustione interna (**MCI**) ebbero origine verso la metà del XIX secolo, grazie all'idea di due italiani: **Barsanti e Matteucci** (brevetto del 1854).

Sviluppi successivi si devono al tedesco Nicolaus **Otto** (cui si deve il nome del ciclo Otto) con un dispositivo del tutto simile a quello presentato dagli italiani (brevetto del 1867). Alla fine del medesimo secolo **Clarke** diede vita al motore a 2 tempi, e quasi contemporaneamente **Diesel** ideò il motore che porta il suo nome.

Lo sviluppo industriale si deve al loro impiego nella trazione stradale ma, anche, in altri ambiti di elezione quali la propulsione navale, la trazione ferroviaria, e le applicazioni stazionarie per la generazione di potenza meccanica (pompe, gruppi elettrogeni, aria compressa).

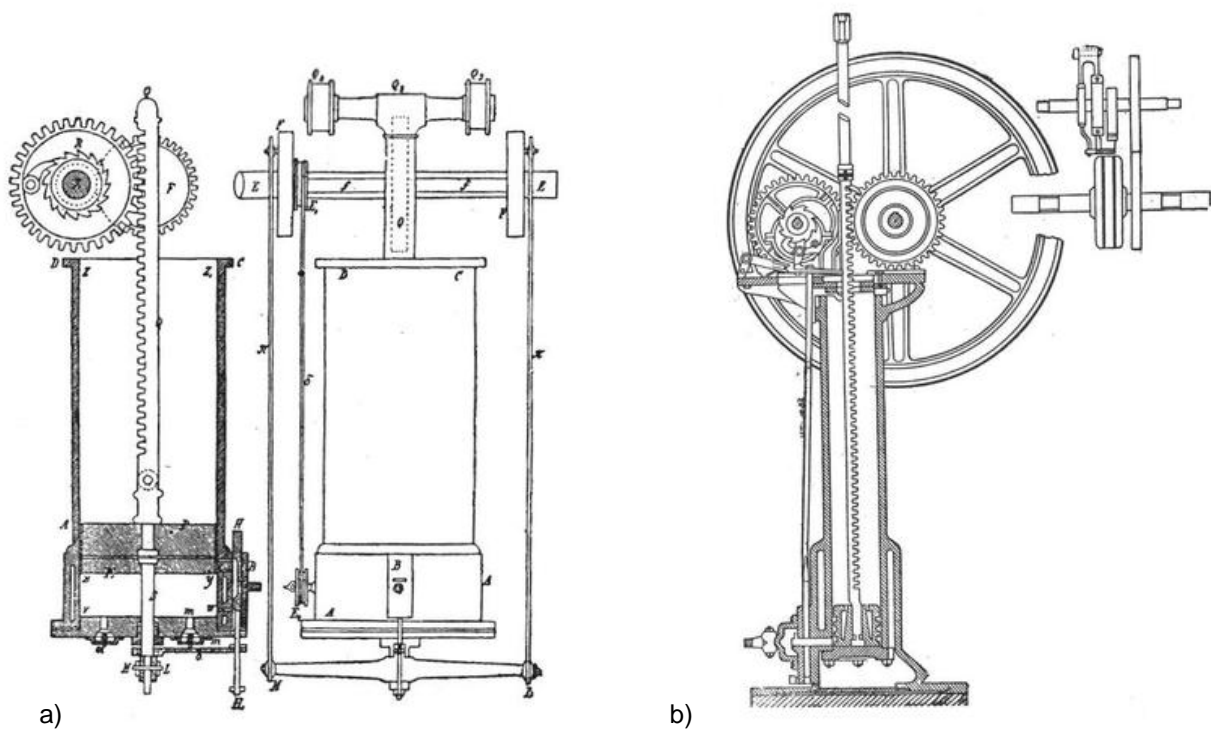


Figura 1, a) motore di Barsanti e Matteucci, b) motore Otto



**Motore di Bersanti e Mattiucci del 1858 a stantuffi contrapposti**



**Motore del 1860 di Lenoir**



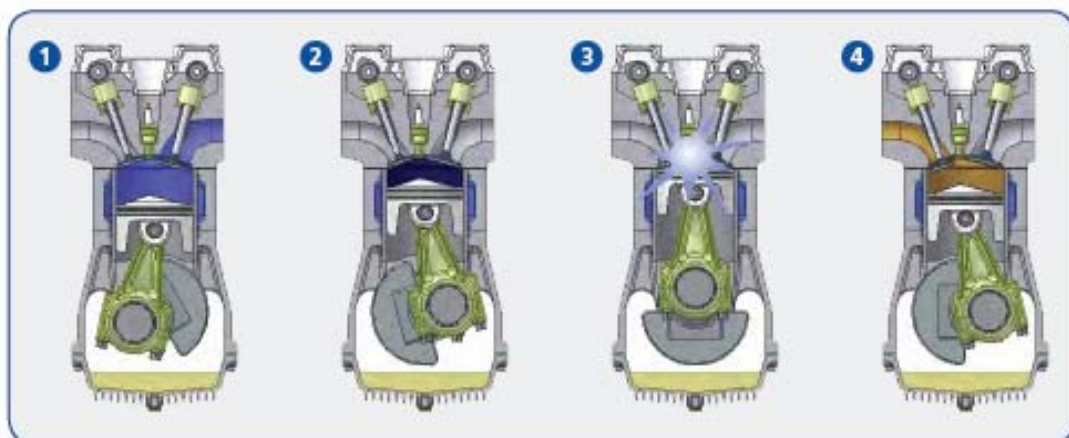
**Motore Otto e Langen del 1867**

## 2. Introduzione e classificazione dei MaCI

Da un punto di vista termodinamico i MaCI sono **macchine motrici termiche** nel senso che realizzano un processo di conversione termo-meccanico

È più corretto parlare di motori a combustione interna connotandoli come **volumetrici**.

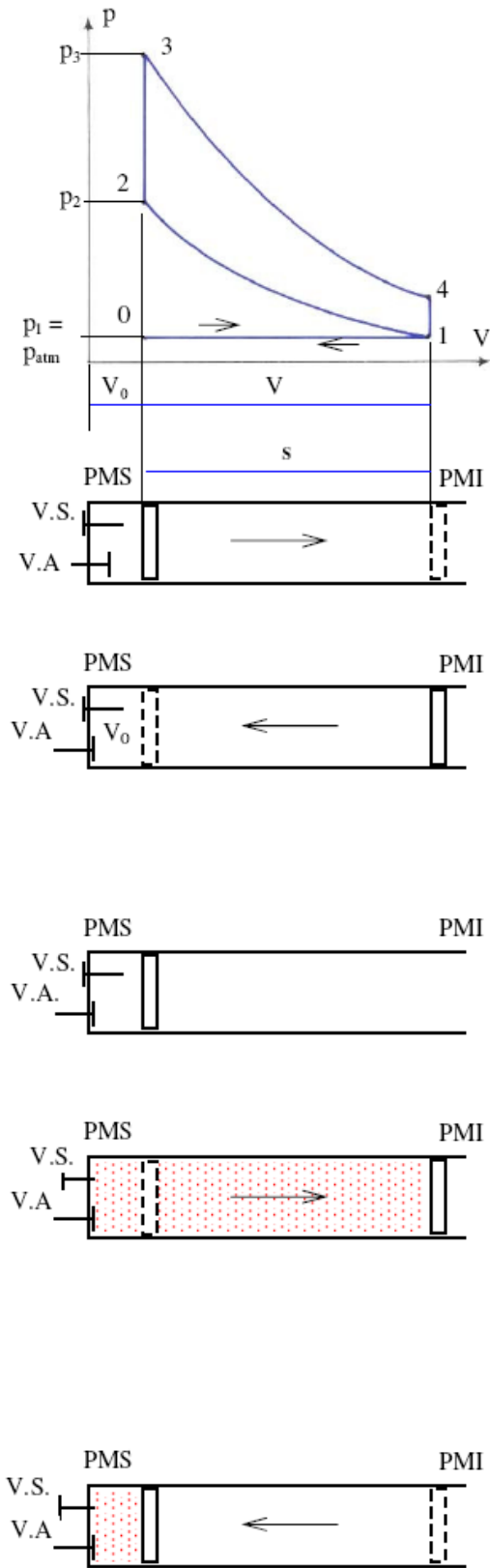
essi elaborano in successione volumi ben definiti del fluido di lavoro, mentre per le macchine dinamiche il flusso del fluido è continuo.



Il circuito è **aperto**, nel senso che l'ossidazione del combustibile in aria porta ad una modifica del fluido di lavoro, che va reintegrato nel successivo ciclo

Nei MaCI il fluido di lavoro è costituito da **aria+combustibile** prima della combustione e dai prodotti dell'ossidazione del combustibile in aria dopo tale processo.

✓ *Diagramma di funzionamento teorico*



Il principale vantaggio dei MCI rispetto alle altre motrici termiche è quello di aver eliminato gli **scambiatori di calore**, con restrizioni sulla natura del combustibile comuni a tutti i MCI

Caratteristiche dei MaCI sono una maggiore compattezza e ad un elevato rapporto potenza/peso.

Inoltre i MCI possono lavorare in un ampio campo di velocità che va dall'ordine di 50 giri/min di un motore Diesel navale ai 18000 giri/min di auto e moto da competizione.

**Tabella 1**

VANTAGGI

- taglie da 1 kWe a circa 5 MWe
- tecnologia matura impiegata in diversi campi
- elevata affidabilità
- buoni rendimenti di conversione
- costi di investimento contenuti
- elevata flessibilità di esercizio

SVANTAGGI

- elevati costi di manutenzione
- rumorosità e vibrazioni
- elevati valori di emissioni (NOx e CO)

Le taglie dei motori disponibili, sul mercato dei sistemi cogenerativi, variano da 1 kWel fino a 60 MWel (i.e. grossi motori per applicazioni marine di raro impiego), con le taglie di uso cogenerativo più frequente fino a 5 – 7 MWel.

## Classificazione dei MaCI

Due criteri principali: tipo di accensione e numero di tempi.

### Tipo di accensione

- motori ad **accensione comandata** (motori a benzina),  
in cui una miscela di aria + benzina (o GPL o metano) viene accesa da una scintilla fatta scoccare tra gli elettrodi di una candela

la combustione talmente rapida da poter essere considerata in **sede limite** a volume costante

una corretta combustione solo se il rapporto aria/benzina  $\alpha$  è pari a quello stechiometrico  $\alpha_{st}$

- motori ad **accensione spontanea** (motori Diesel),  
in cui viene aspirata all'inizio soltanto aria

mentre il combustibile (generalmente gasolio) viene **iniettato** soltanto quando l'aria è stata riscaldata e compressa al punto da poter avere una autoaccensione

combustione più lenta e graduale (in sede limite a pressione costante)

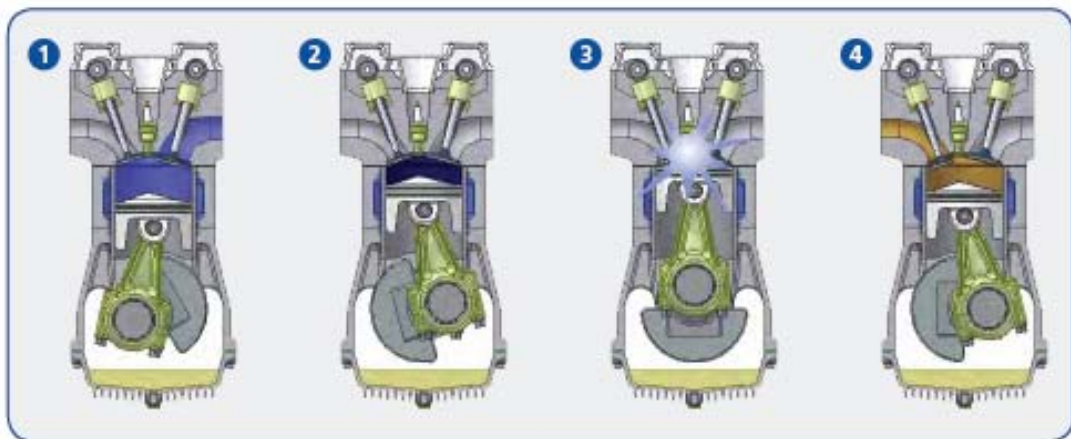


## Numero di tempi

Per poter avere un ricambio del fluido di lavoro periodico, è necessario predisporre un sistema di espulsione dei gas combusti e di sostituzione con carica fresca, procedimento che influenza notevolmente le prestazioni del motore

- motori a **4 tempi**,

in cui il ciclo di lavoro dura due giri di manovella (**quattro corse del pistone**), e **più della metà del ciclo stesso è dedicata all'espulsione dei gas combusti e all'aspirazione della carica fresca**, realizzando un buon ricambio del fluido di lavoro;



- motori a **2 tempi**, in cui il ciclo di lavoro dura solo **due corse del pistone**, maggiore peso sulle fasi di compressione ed espansione, più importanti dal punto di vista prestazionale.

semplicità costruttiva

elevata potenza specifica

cattivo ricambio della carica

maggiore cimento termico e meccanico.

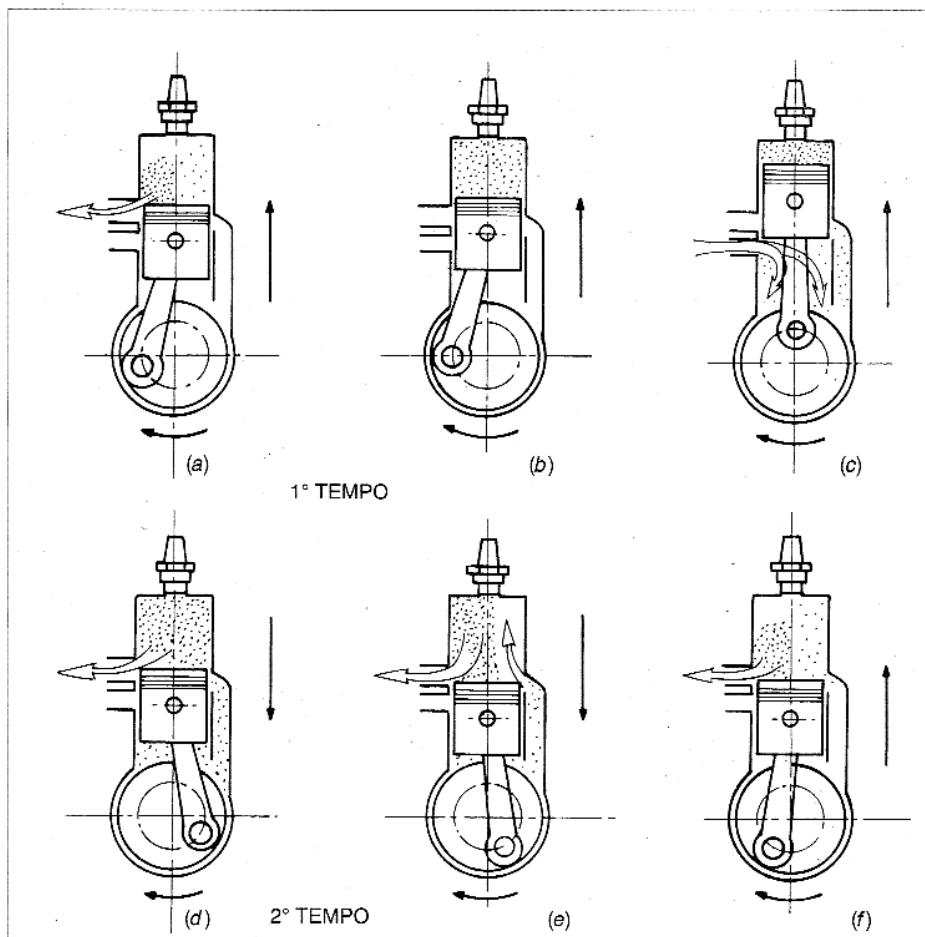


Figura 3.30 - Principio di funzionamento del carter-pompa:  
 — 1° tempo (compressione ed accensione nel cilindro): chiuse le luci di lavaggio, il pistone genera depressione nel basamento, richiamandovi la carica fresca;  
 — 2° tempo (combustione ed espansione nel cilindro): nella sua corsa di discesa il pistone comprime la carica fresca nel basamento e la trasferiscono nel cilindro.

## Tipo di accensione (2), *confronto*

Motori ad accensione comandata (**ac**) e spontanea (**as**) a 4 tempi.

- i vantaggi del **motore ad accensione comandata**, alimentato a benzina, GPL o gas naturale,  
maggiore leggerezza (dovuta al fatto che le pressioni raggiunte in camera di combustione sono più basse e quindi va irrobustito di meno strutturalmente)  
rapidità di funzionamento, perché la combustione “a volume costante” è molto veloce e permette di raggiungere regimi rotativi più alti.
- **caratteristiche del motore ad accensione spontanea o Diesel**  
più rumoroso a causa di una maggiore ruvidezza della combustione  
un **rendimento globale** migliore, e questo perché il rendimento cresce con il rapporto di compressione più elevato nei motori Diesel

Tutte queste considerazioni portano il Diesel ad essere la scelta preferita nelle situazioni in cui non ci sono problemi di ingombri e pesi, mentre risulta fondamentale il costo di esercizio.

### Tipo di alimentazione (3)

Nella successiva Tabella 2 sono elencate, suddivise per tipologia di alimentazione, le taglie dei motori per impiego cogenerativo.

*Tabella 2*

- *motori a gas naturale* a ciclo Otto o a ciclo Diesel (depotenziati e con aggiunta di una candela)
- motori "*dual fuel*" (ciclo Diesel alimentati a gas + 10 % di gasolio)
- *motori a gas sovralimentati* con turbocompressore e intercooler (sopra i 150 kWe)
- motori a *ciclo Otto a gas naturale* (< 5 kWe,  $\eta_e = 20-25\%$ , a giri variabili con elettronica di potenza)

### 3. Organi di un motore

Come risulta dalla Figura 2, i principali organi di un MCI sono il **cilindro** (vi sono motori che ne hanno uno solo ed altri che ne hanno di più), al cui interno scorre un **pistone** alternativo che svolge il ruolo di pattino in un manovellismo ordinario, la cui **manovella** è calettata per mezzo del perno di banco sull'**albero motore**. La **biella** è l'organo che da un punto di vista cinematico ha il moto più complicato.

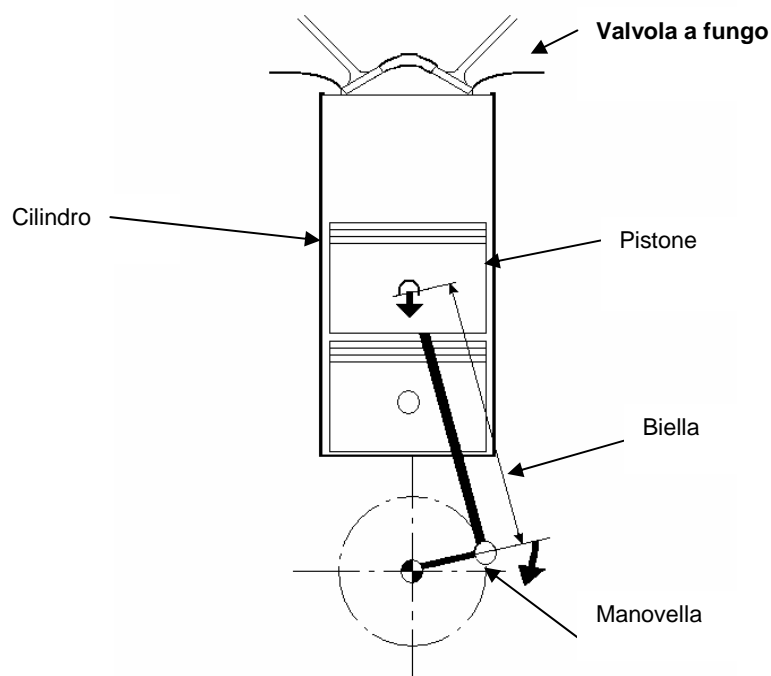
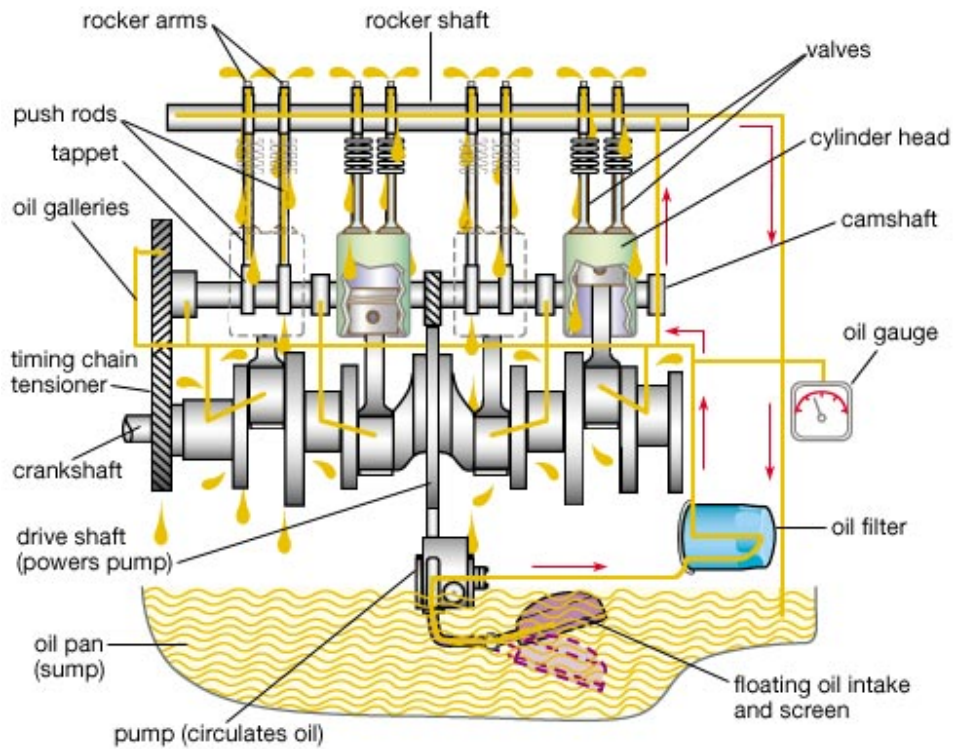


Figura 2. Schematizzazione organi di un MaCI

I sistemi integranti che contribuiscono al corretto funzionamento e alla sopravvivenza del motore sono costituiti da:

- sistema di **distribuzione**, caratterizzato da **valvole** a fungo che permettono l'ingresso e l'uscita del combustibile, il cui moto è pilotato da un **albero a cammes**;
- sistema di **alimentazione combustibile**, che nel motore **ac** avviene prima che l'aria entri nel cilindro, e tradizionalmente viene utilizzato allo scopo un **carburatore**, mentre nei motori **as** il peso del combustibile non consente di utilizzare il carburatore ed impone di usare sistemi di **iniezione**, in passato **indiretta** ed ora anche **diretta**;
- sistema di **refrigerazione**, che può essere ad aria o a liquido;
- sistema di **lubrificazione**, particolarmente delicato per lo **spinotto** ed i **cuscinetti** di banco;
- sistema di **avviamento**;
- **volano**, che assorbe il più possibile sull'albero motore le variazioni di velocità dovute alle irregolarità nel moto alternativo del pistone.



© 2007 Encyclopædia Britannica, Inc.

Figura 3 Sistema di lubrificazione

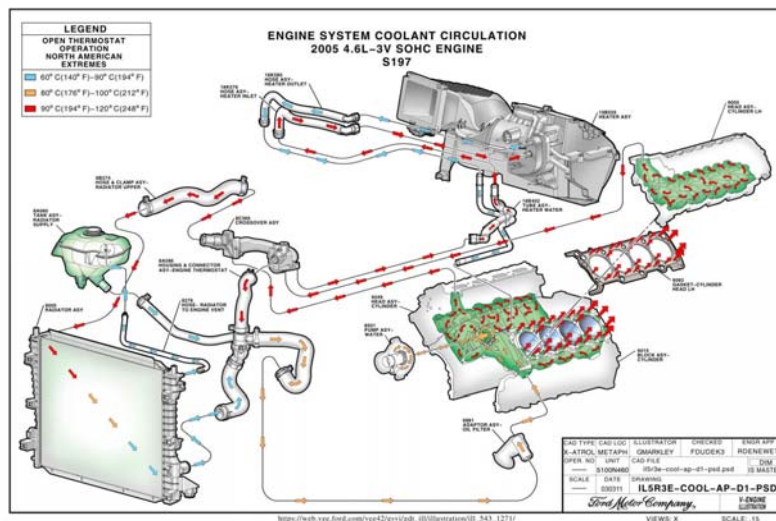


Figura 4 Sistema di raffreddamento Ford Motor Company

#### 4. Principali grandezze geometriche e cinematiche

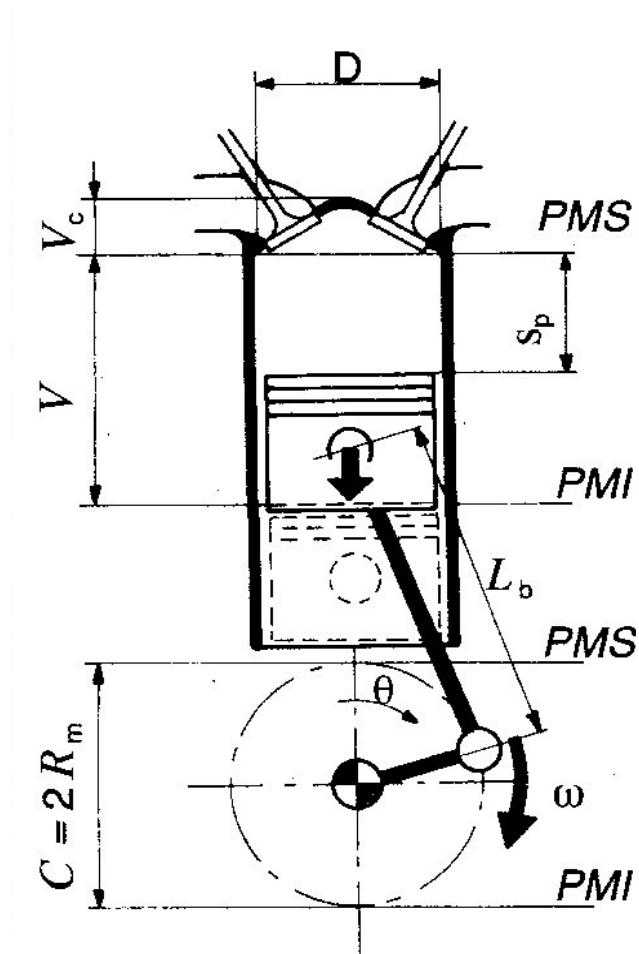


Figura 5. Grandezze geometriche e cinematiche fondamentali di un MaCI



### 5. Studio termodinamico dei MaCI

Poiché il fluido di lavoro partecipa a reazioni chimiche e quindi non può essere ipotizzato ideale, si potrebbe effettuare lo studio termodinamico solo a partire dalle sedi limite (in cui si trascura la viscosità del fluido per poter eliminare il calore di irreversibilità di prima specie), tuttavia è istruttivo esaminare i cicli ideali che potrebbero essere seguiti da un motore a benzina, ciclo **Beau de Rochas (BdR)**, e da un Diesel, ciclo **Sabathè**. Essi sono schematizzati nelle loro rappresentazioni sui piani  $p-v$  e  $T-s$  in Figura 6.

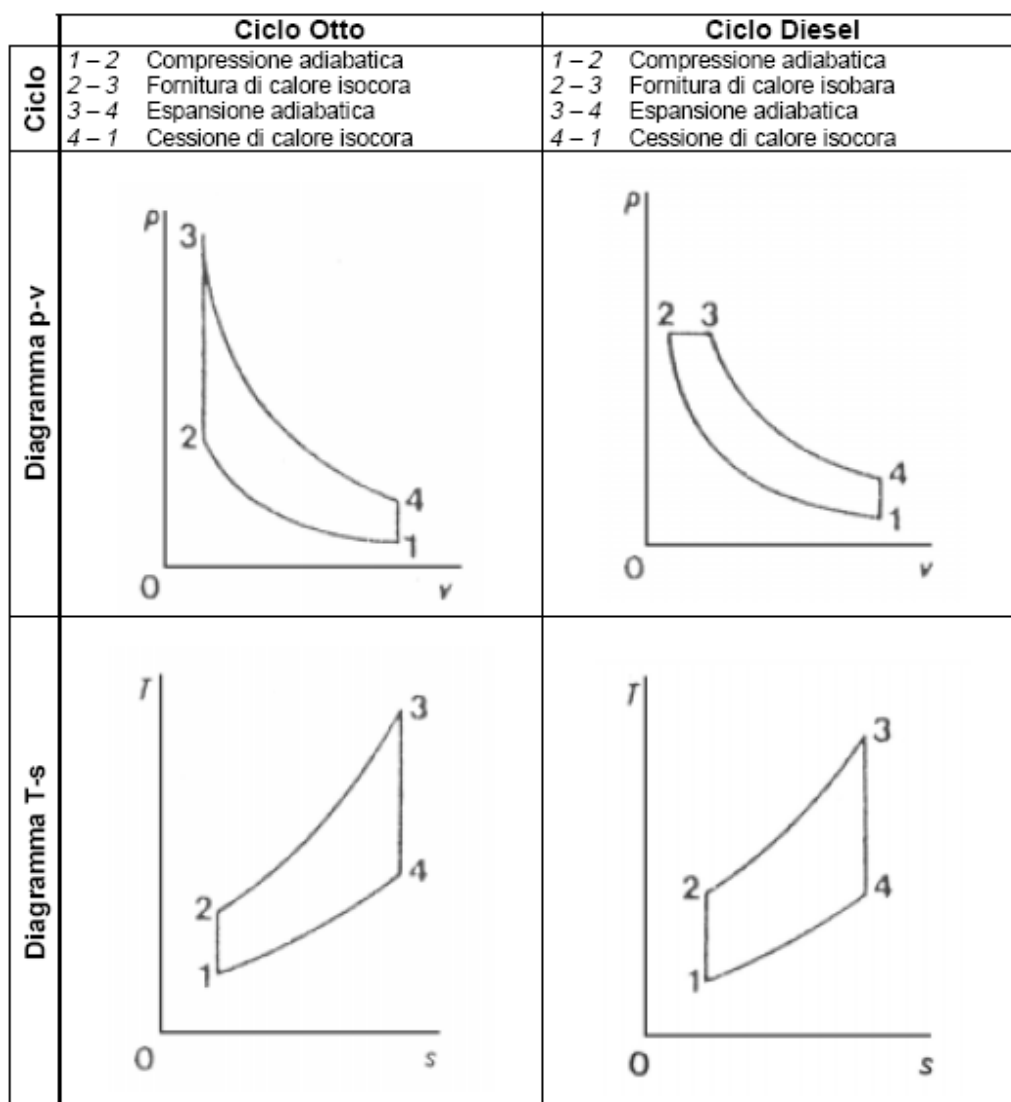
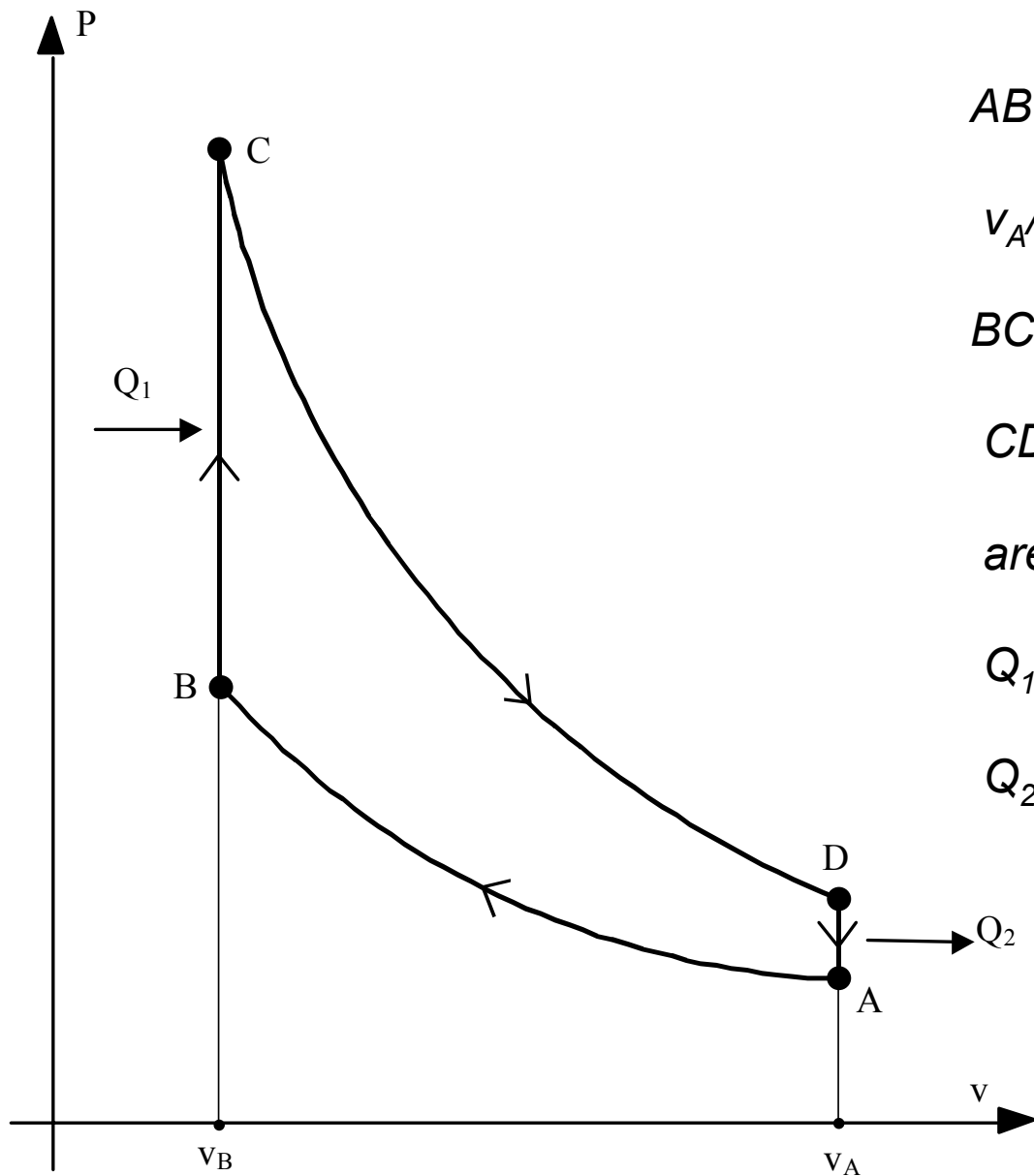


Figura 6. Cicli Beau de Rochas e Sabathè

# *Ciclo di Otto teorico ad aria sul piano di Clapeyron*



*ABCD = ciclo di Otto*

*$v_A/v_B$  = rapporto di compressione*

*BC, DA = isometriche*

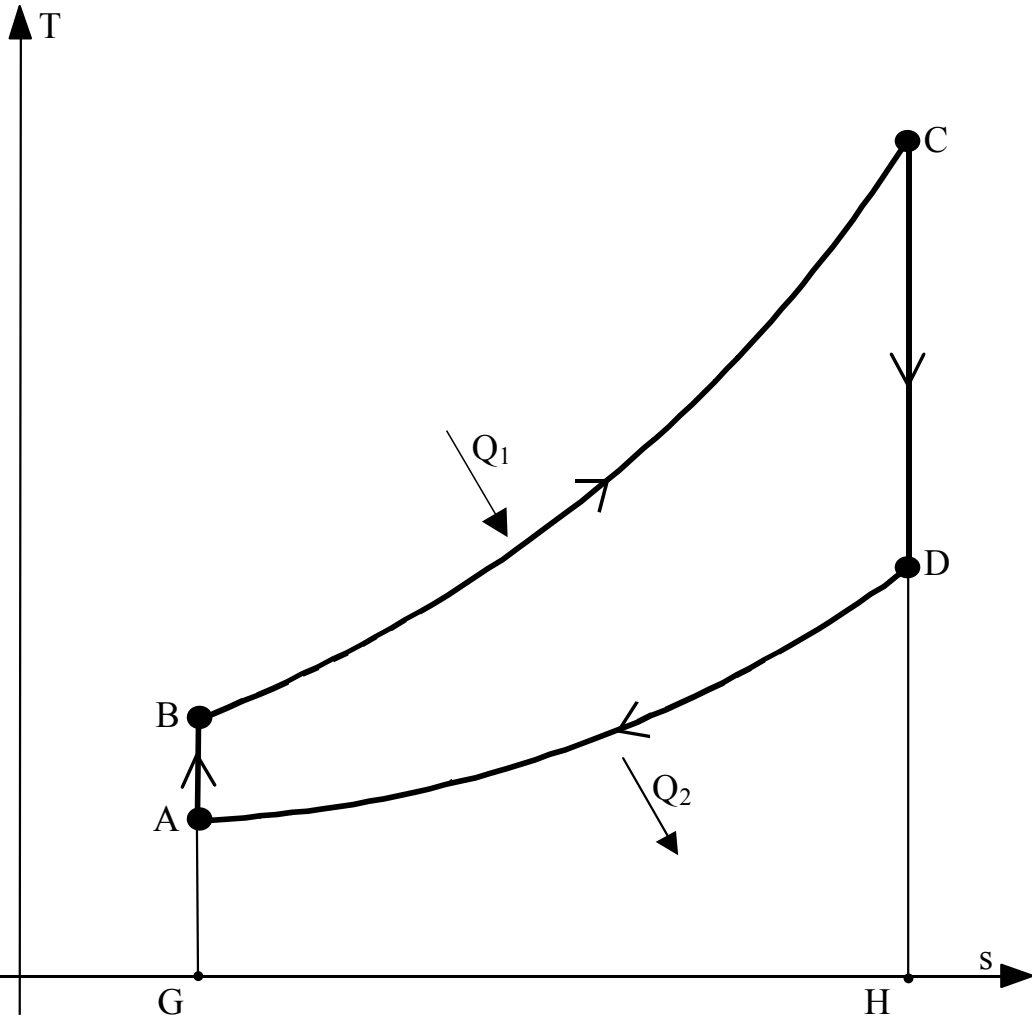
*CD, AB = adiabatiche reversibili*

*area ABCD = lavoro  $L$  lungo un ciclo*

*$Q_1$  = calore ricevuto*

*$Q_2$  = calore restituito*

# *Ciclo di Otto teorico ad aria sul piano entropico*



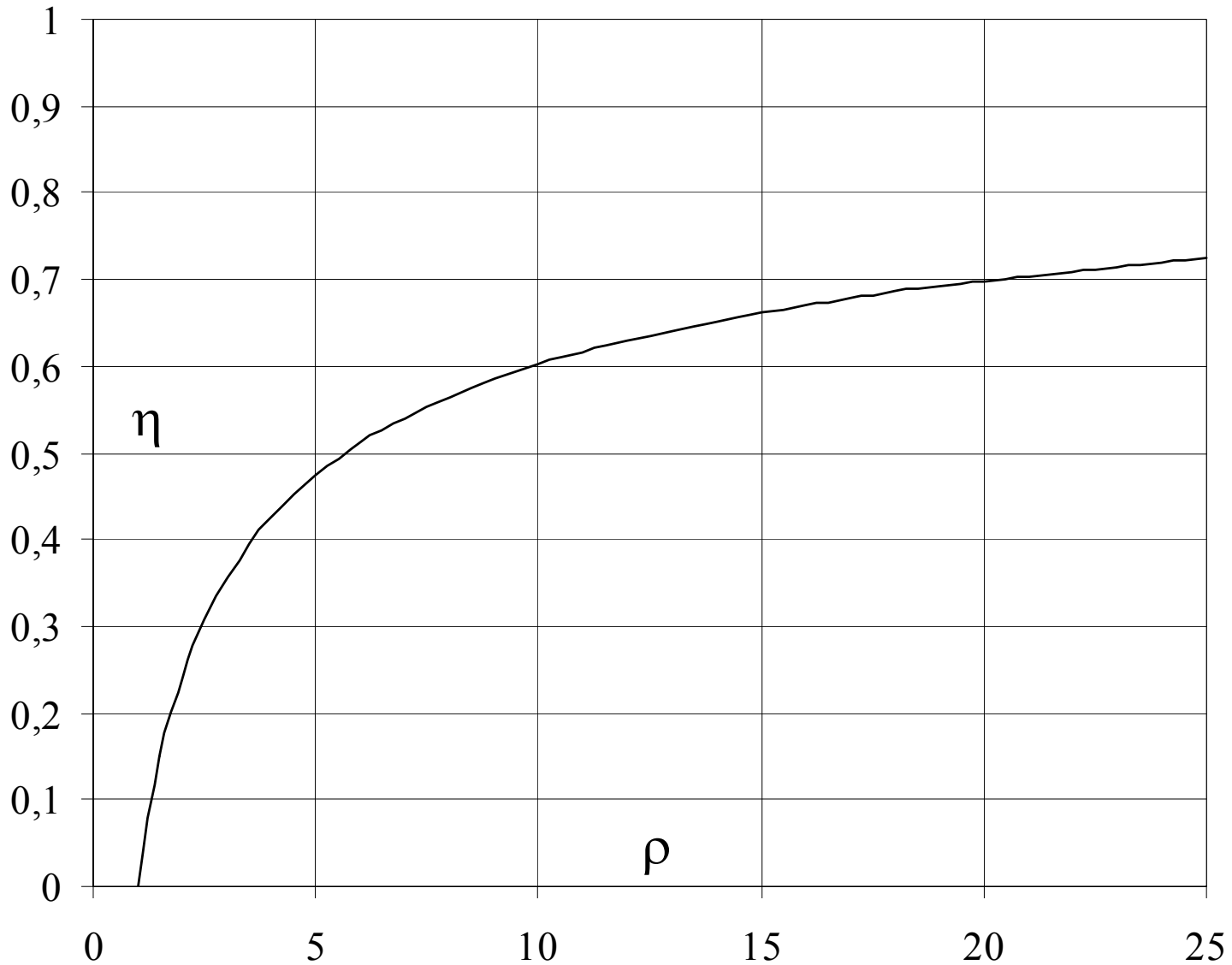
*ABCD = ciclo di Otto*

*area ABCD = equivalente termico del lavoro prodotto L*

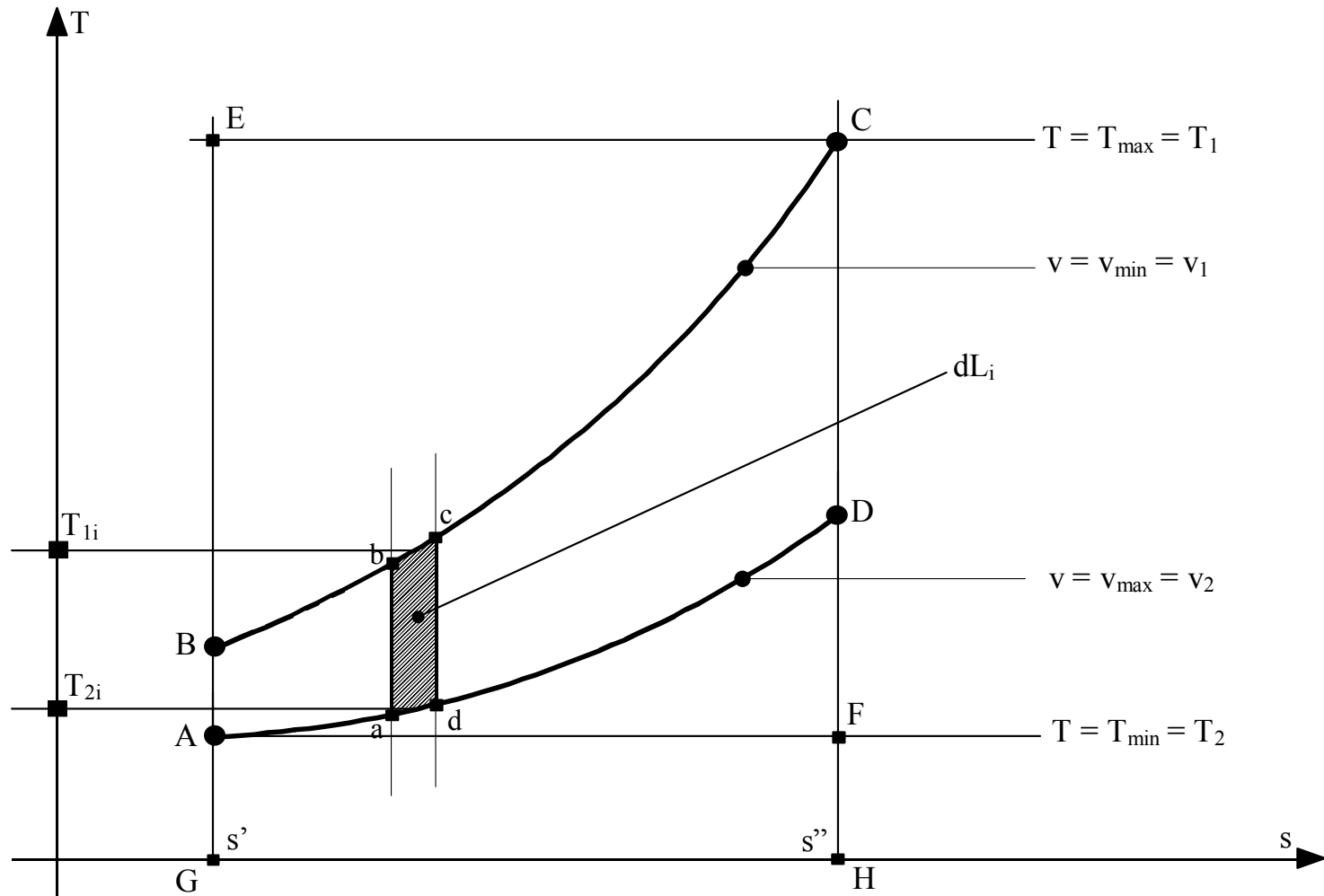
*area GBCH = calore ricevuto  $Q_1$*

*area GADH = calore restituito  $Q_2$ .*

*Ciclo teorico di Otto ad aria: andamento del rendimento  $\eta$  in funzione del rapporto di compressione  $\rho$*

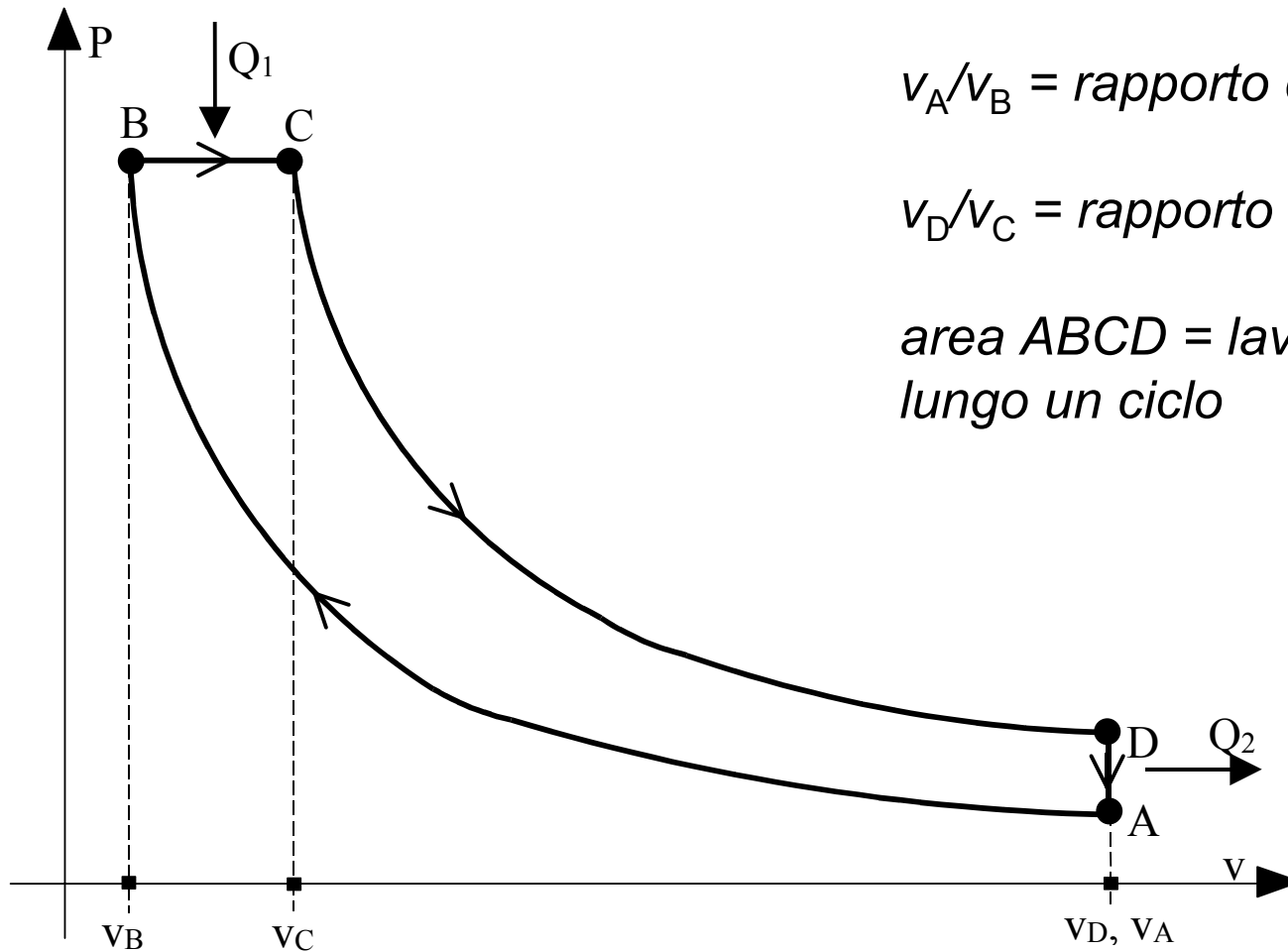


# Proprietà termodinamiche del ciclo di Otto



$v_1, v_2 =$  estremi del campo di variabilità dei volumi specifici  
 $T_1, T_2 =$  estremi del campo di variabilità delle temperature  
 $abcd =$  ciclo di Otto elementare fra  $T_{1i}$  e  $T_{2i}$

# *Ciclo teorico Diesel sul piano di Clapeyron*

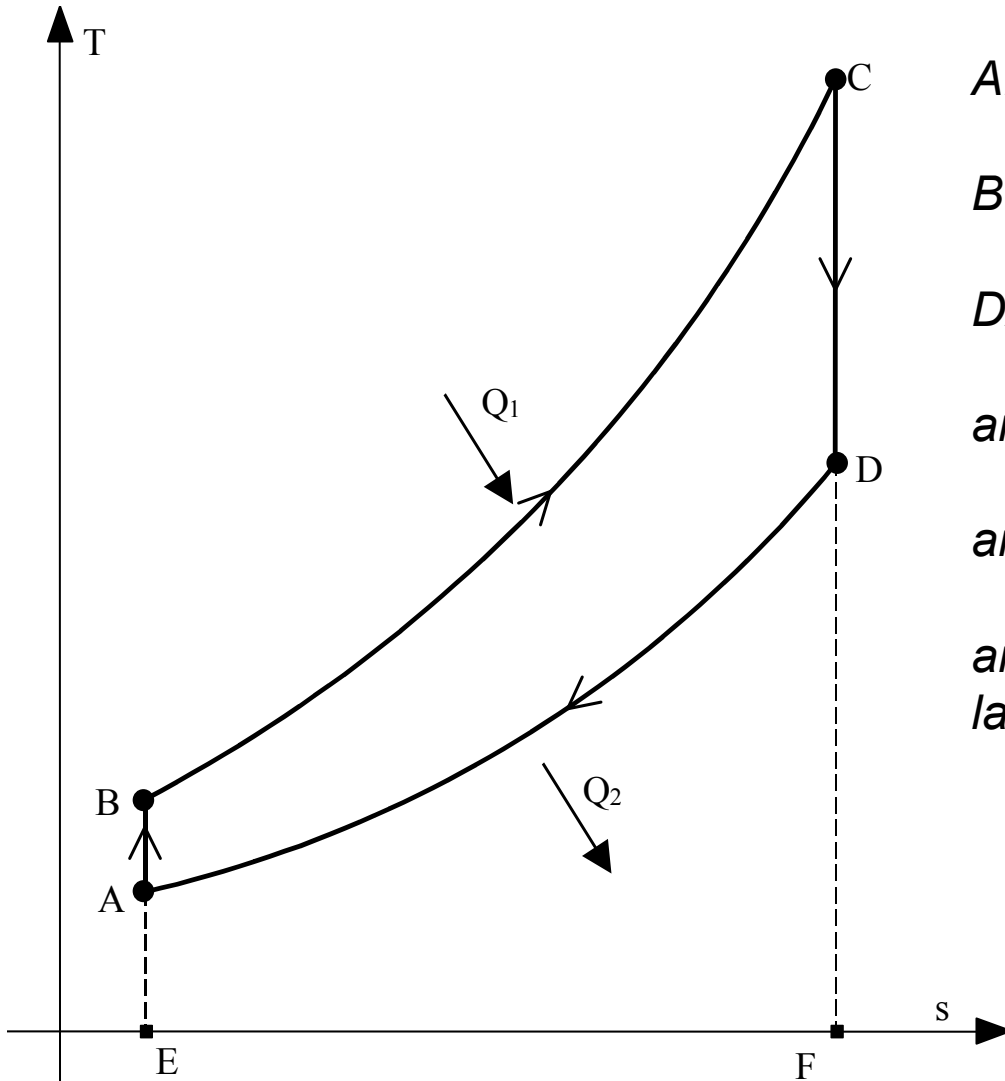


$v_A/v_B =$  rapporto di compressione

$v_D/v_C =$  rapporto di espansione

area ABCD = lavoro  $L$  prodotto  
lungo un ciclo

# Ciclo teorico Diesel sul piano entropico



*AB, CD = adiabatiche reversibili*

*BC = isobara*

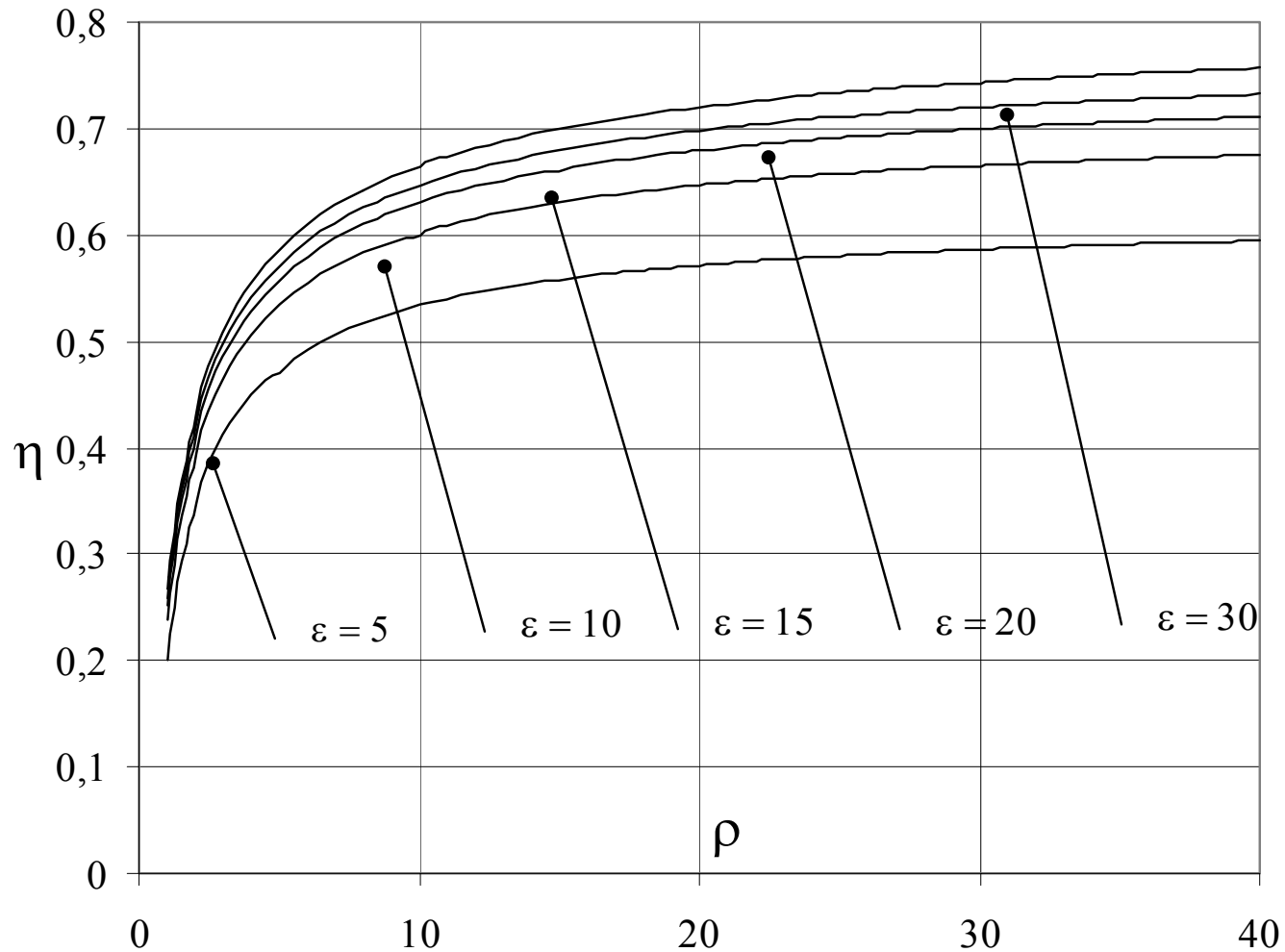
*DA = isometrica*

*area EBCF = calore ricevuto  $Q_1$*

*area EADF = calore restituito  $Q_2$*

*area ABCD = equivalente termico del lavoro prodotto  $L$*

# *Ciclo Diesel teorico ad aria : rendimento in funzione dei rapporti di compressione e di espansione*



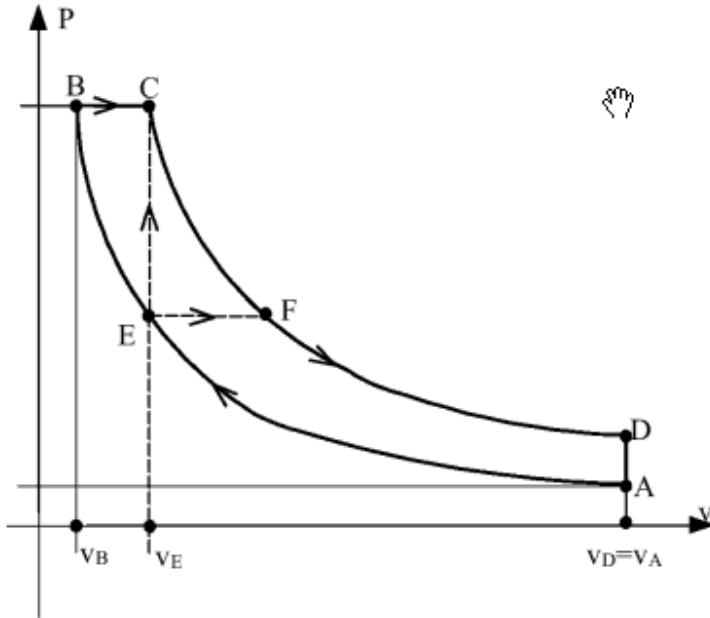
$\eta =$  rendimento

$\rho =$  rapporto di compressione

$\epsilon =$  rapporto di espansione

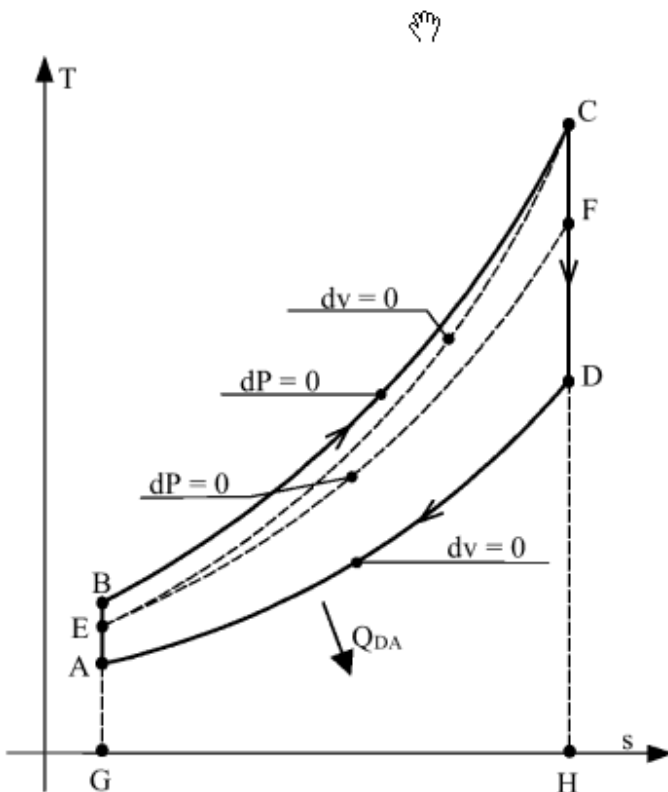


### 5.1 Differenze tra motori a ciclo Otto e ciclo Diesel



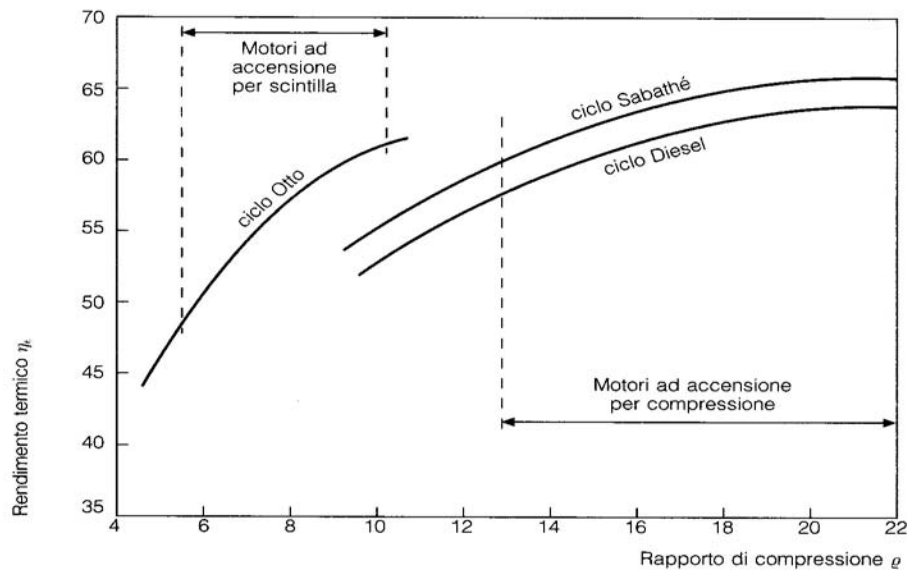
confronto fra i cicli teorici Otto e Diesel sul piano di Clapeyron.

- 1) A parità di  $\rho$  :  
 Ciclo Diesel = AEFD;  
 Ciclo Otto = AECD.
- 2) A parità di  $T_{max}$  e  $P_{max}$  :  
 Ciclo Diesel = ABCD;  
 Ciclo Otto = AECD.



confronto fra i cicli teorici Otto e Diesel sul piano entropico.

Area GADH =  $Q_{DA}$  = calore restituito dai diversi cicli disegnati;  
 area GECH = calore ricevuto dal ciclo Otto AECD;  
 area GEFH = calore ricevuto dal ciclo Diesel AEFD;  
 area GBCH = calore ricevuto dal ciclo Diesel ABCD.



- ✓ **A parità di rapporto di compressione il ciclo otto garantisce un rendimento teorico superiore rispetto al ciclo diesel**
- ✓ **Il ciclo otto non può essere utilizzato su motori con rapporto di compressione superiore a 10-11 (benzina) e fino a 14 per i motori a metano a causa del limite sulla resistenza alla detonazione del combustibile utilizzato**

Tabella 1.1 Parametri caratteristici di motori tipici per diversi campi d'applicazione

Tipo di motore	$n$ [giri/s]	$D$ [mm]	$C/D$	$\bar{u}_p$ [m/s]	$r$
<i>Motocicli:</i>					
Otto 2 tempi	120÷160	45÷70	0,8÷1,0	16÷20	10÷15***
Otto 4 tempi	100÷160	50÷80	0,7÷0,9	15÷18	9÷11
<i>Gruppi mobili:</i>					
Otto 2 tempi	100÷140	40÷70	0,8÷1,0	14÷18	8÷12***
Diesel 4 tempi	70÷80	70÷90	0,9÷1,1	10÷14	18÷21
<i>Autovetture:</i>					
Otto 4 tempi	90÷110	70÷100	0,8÷1,0	11÷16	9÷11
Diesel 4 tempi	70÷80	80÷100	1,0÷1,1	11÷13	20÷23
<i>Trasporto:</i>					
Diesel 4 t. asp.	35÷45	90÷130	1,0÷1,2	9÷13	17÷20
Diesel 4 t. sovr.	35÷40	90÷140	1,1÷1,3	9÷13	16÷17
<i>Media velocità:*</i>					
Diesel 4 t. sovr.	10÷30	150÷400	1,1÷1,4	8÷11	15÷16
<i>Motori lenti:**</i>					
Diesel 2 t. sovr.	1,2÷2,4	550÷850	2÷3,6	6÷8	13÷15

\* Per applicazioni marine, ferroviarie, impianti fissi.

\*\* Per applicazioni marine e impianti fissi.

\*\*\* Rapporti di compressione geometrici, equivalenti a rapporti effettivi (a partire da  $RCS$ ) di 6÷8.

segue Tabella 1.1 Parametri caratteristici di motori tipici per diversi campi d'applicazione

Tipo di motore	$p_{me}$ [MPa]	$\eta_p$ [%]	[kW/dm <sup>3</sup> ]	[kg/kW]
<i>Motocicli:</i>				
Otto 2 tempi	0,7÷1,0	25÷30	100÷200	0,8÷1,5
Otto 4 tempi	0,9÷1,1	30÷35	70÷100	1÷2
<i>Gruppi mobili:</i>				
Otto 2 tempi	0,6÷0,8	20÷30	60÷100	1÷1,5
Diesel 4 tempi	0,7÷0,9	30÷40	30÷50	3÷6
<i>Autovetture:</i>				
Otto 4 tempi	0,8÷1,2	30÷40	40÷70	1÷2
Diesel 4 tempi	0,7÷1,4	35÷45	25÷35	3÷4
<i>Trasporto:</i>				
Diesel 4 t. asp.	0,7÷0,9	40÷45	16÷20	4÷8
Diesel 4 t. sovr.	1,1÷1,4	45÷50	20÷25	3÷6
<i>Media velocità:*</i>				
Diesel 4 t. sovr.	1,5÷2,2	45÷55	10÷22	8÷15
<i>Motori lenti:**</i>				
Diesel 2 t. sovr.	1,6÷1,8	50÷60	2÷5	20÷40

\* Per applicazioni marine, ferroviarie, impianti fissi.

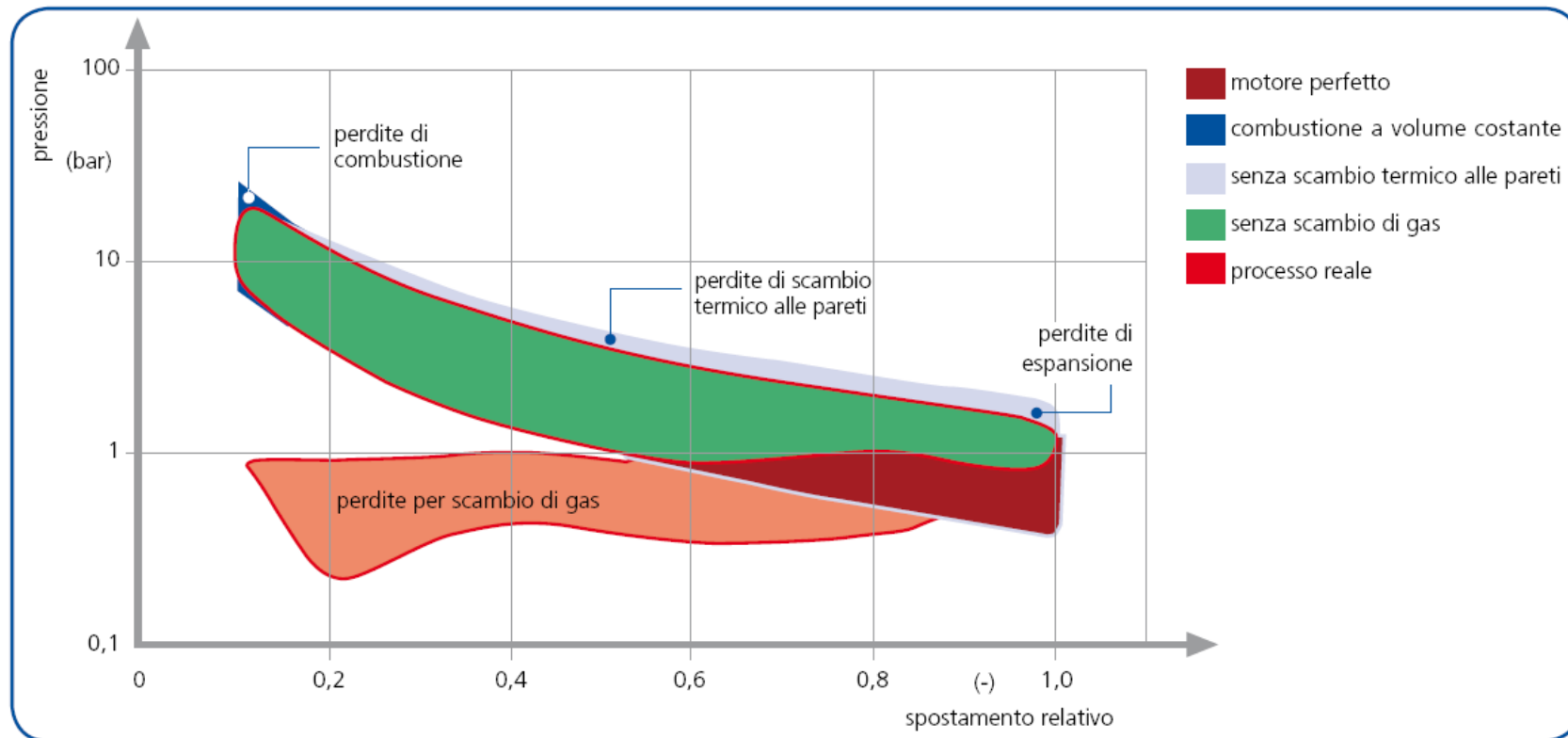
\*\* Per applicazioni marine e impianti fissi.

## 6. Considerazioni sul reale funzionamento dei MaCI

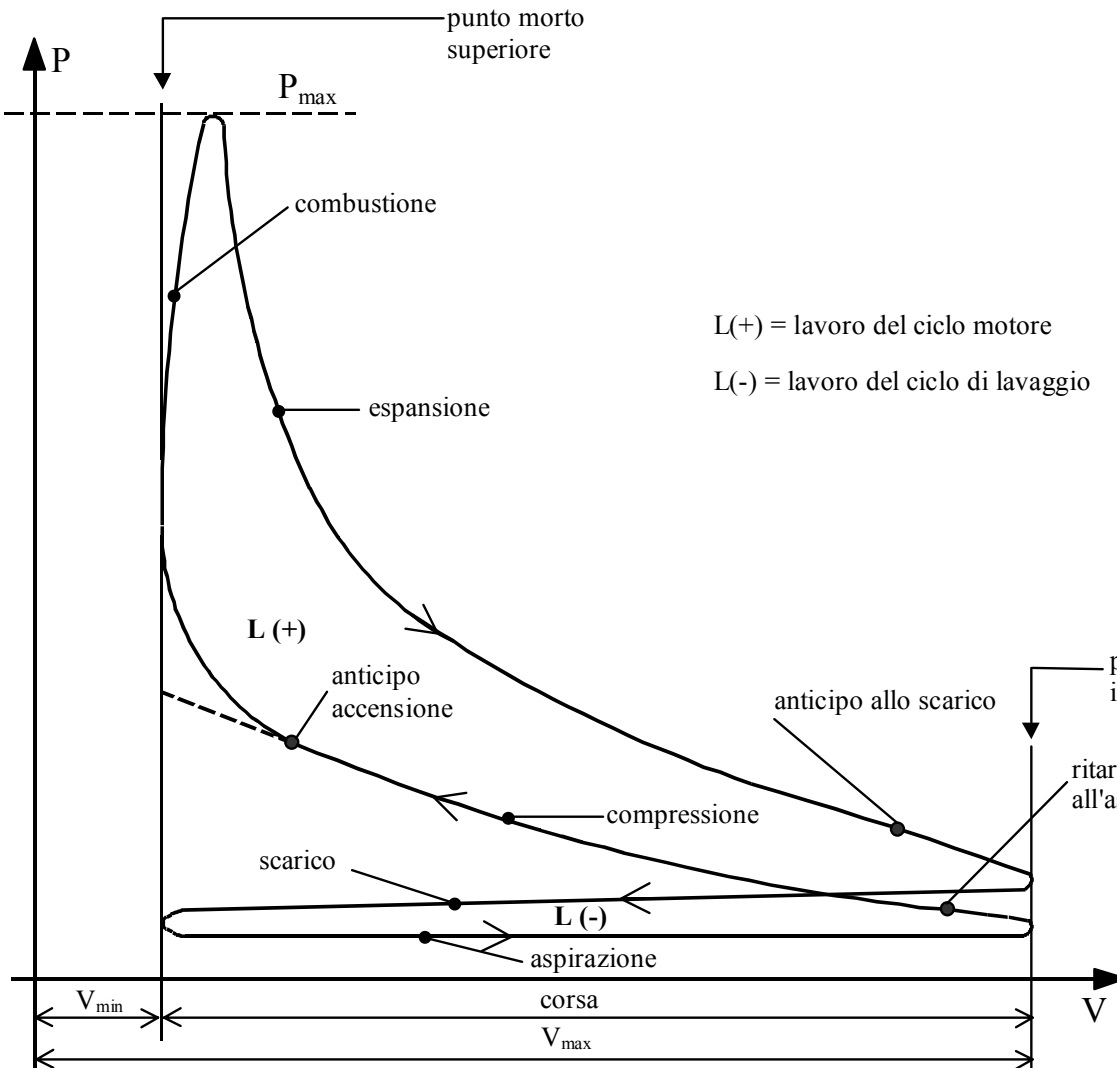
I principali problemi che si verificano nella sede reale sono:

- scambi di calore fluido-parete
  - trafiletti di fluido dalle tenute
  - perdite di calore rilevanti verso il sistema di raffreddamento
  
- perdite di carico in corrispondenza delle valvole
  - lavoro di pompaggio
  - tempi di apertura delle valvole
  
- combustione
  - numero limitato di punti di accensione
  - combustione incompleta, i.e. perdite termiche pari a 1% - 2%
  - combustione a velocità finita, i.e. richiede anticipo di accensione
  - combustione progressiva comandata da elevati gradienti di temperatura, i.e. elevate perdite per effetto Clausius
  - combustione non isocora nei motori **ac**

## 6. Considerazioni sul reale funzionamento dei MaCI



# Diagramma indicato di un motore a benzina a 4 tempi funzionante secondo il ciclo di Otto



$P$  = pressione indicata

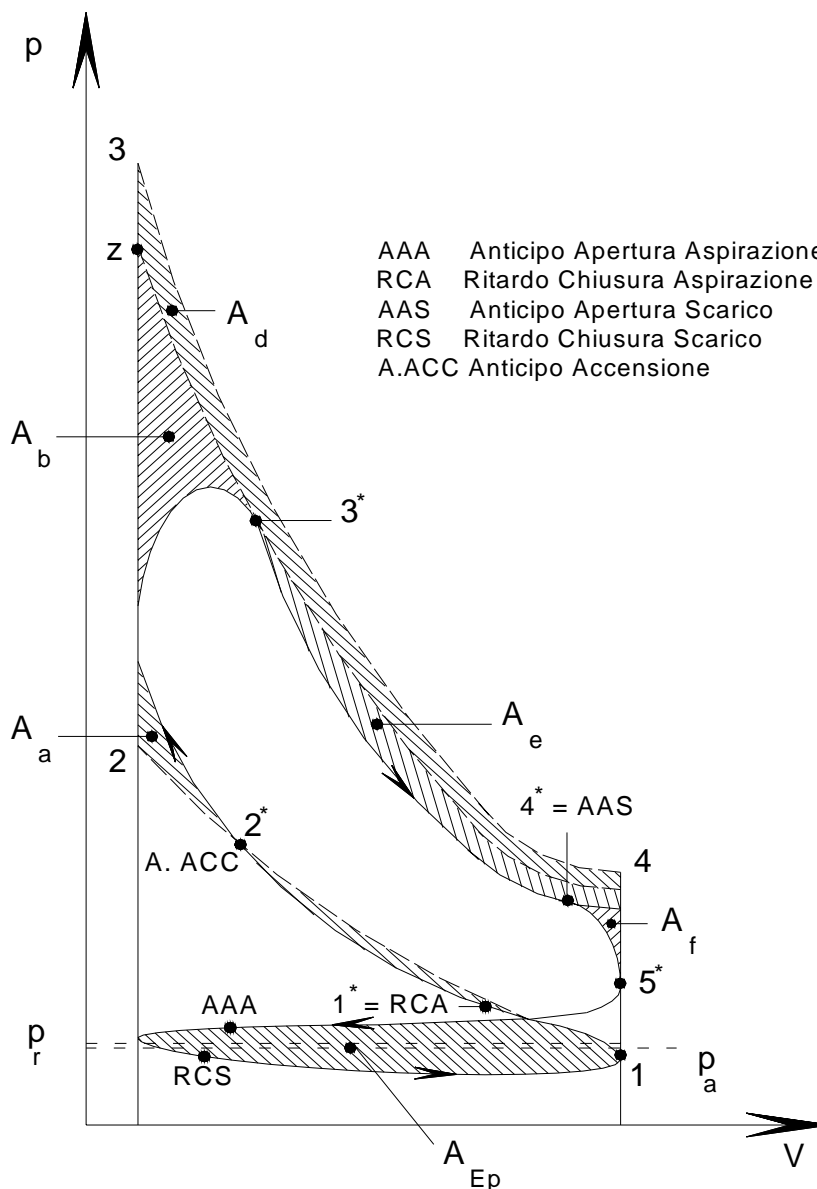
$V$  = volume indicato

$V_{min}$  = volume minimo (punto morto superiore)

$V_{max}$  = volume massimo (punto morto inferiore)

$V_{max} - V_{min} = corsa$

$P_{max}$  = pressione massima



Valori di riferimento nei punti fondamentali del ciclo di lavoro di un motore a benzina  $H_i \approx 45000 \text{ KJ/Kg}$ .

**Tabella 3. Valori tipici dei parametri fondamentali di un motore ad accensione comandata**

dati	aspirazione	fine compressione	combustione	fine espansione
$r=10$	$p = 10^5 \text{ Pa}$	$p = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$	$p = 8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$	$p = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
$\alpha = \alpha_{st}$	$T = 330 \text{ K}$	$T = 600 \text{ K}$	$T = 2500 \text{ K}$	$T = 1600 \text{ K}$
$C_8H_{16}$	$v = 0.92 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$v = 0.09 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$v = 0.09 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$v = 0.92 \text{ m}^3/\text{Kg}$

## 6.1 Ciclo reale di un motore 4T ad accensione comandata

### Fase di aspirazione (AAA-RCA)

Le perdite di pressione in aspirazione sono dovute alla presenza dei seguenti componenti:

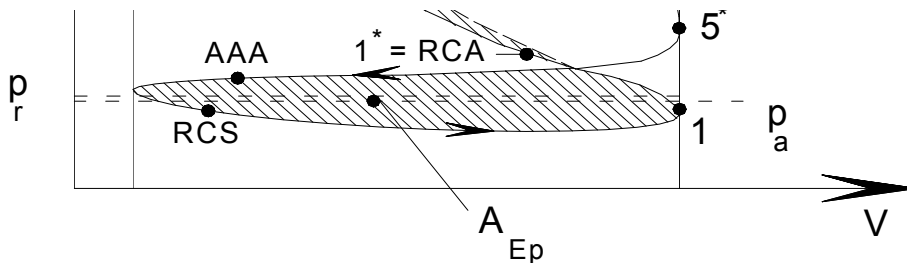
- il filtro
- il condotto di aspirazione
- la valvola a farfalla (che introduce una perdita molto basso a pieno carico, ma elevata ai carichi parziali)
- gli iniettori ed i deflettori

La carica entra nel cilindro quando al suo interno si crea un abbassamento di pressione, nei motori aspirati, mentre entra per sovrappressione in quelli sovralimentati.

In condizioni di funzionamento a pieno carico, la differenza di pressione in aspirazione ( $p_a - p_{cil}$ )  $\approx 0,1 \div 0,2$  bar

Valori così bassi si ottengono anticipando l'apertura della valvola di aspirazione (AAA=10°÷25° -stessi valori per il Diesel)<sup>1</sup>

La velocità della carica fresca nella sezione massima di efflusso vale: 50÷140 m/s



Il ritardo di chiusura della valvola d'aspirazione (RCA= 45°÷70°<sup>(1)</sup> – 30°÷45° per il Diesel) serve a sfruttare l'elasticità e l'inerzia della carica

<sup>(1)</sup> Poiché le aperture e chiusure delle valvole si verificano a cavallo dei punti morti il rapporto tra lo spostamento del pistone  $S_{pist}$  e corsa  $c$  è di qualche punto percentuale. Infatti dalla:

$$x = \frac{S_{pist}}{c} = \frac{1}{2} \left( 1 + \mu - \cos \vartheta - \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \vartheta} \right) \quad \text{ponendo il rapporto } \mu = \frac{l_{biella}}{l_{manovella}} = 3,5$$

$$\text{per } \vartheta = 10^\circ \Rightarrow x \cong \frac{1}{100}; \quad \text{per } \vartheta = 20^\circ \Rightarrow x \cong \frac{3,8}{100}$$



**Fase di compressione (RCA- A. ACC)**

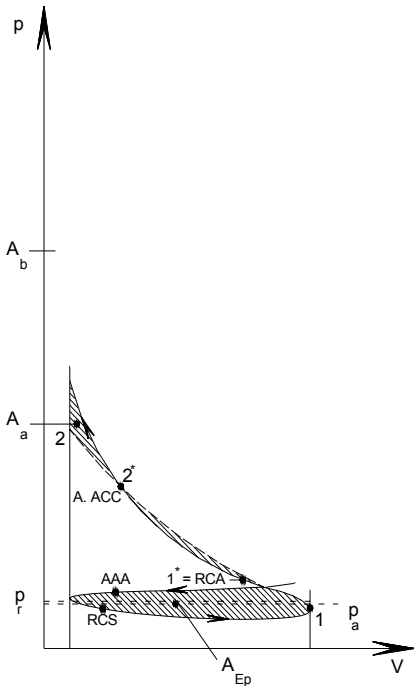
Nella fase iniziale la temperatura media del fluido ( $T_{RCA} \approx 60 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) è minore della temperatura della parete interna del cilindro ( $T_{w_{in}} \approx 180 \div 200 \text{ }^\circ\text{C}$ ), la quale mantiene memoria della precedente fase di combustione

Si ha quindi un flusso di calore positivo, con un coefficiente di scambio elevato a causa del livello di turbolenza, i.e.  $c_a > 0$  e  $m_a > k$

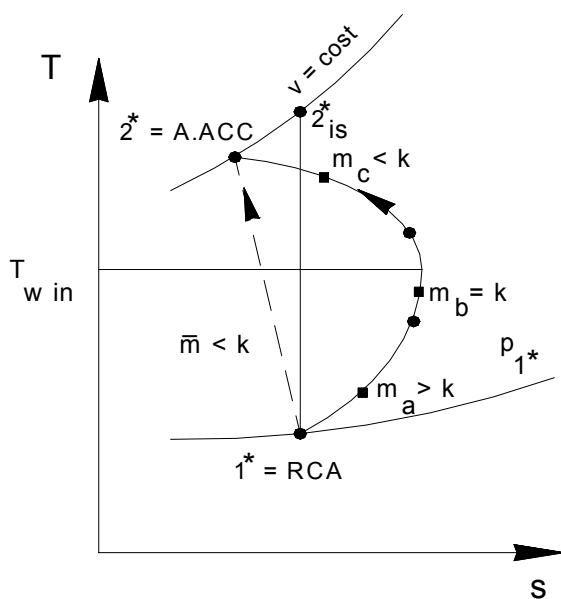
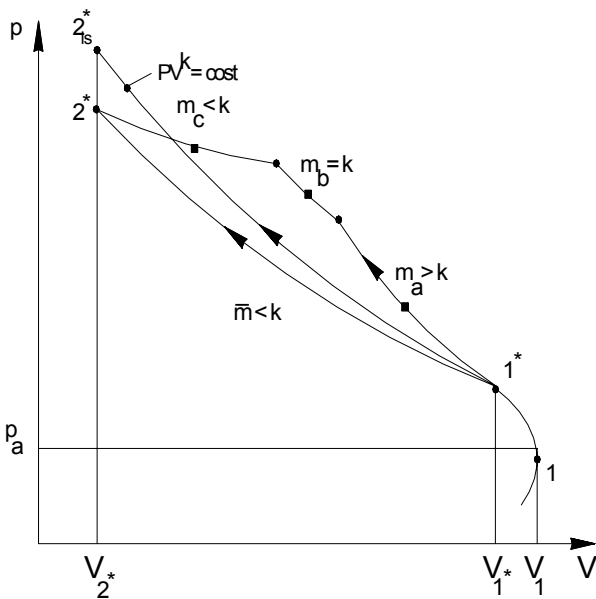
Esisterà una fase intermedia in cui  $c_b \approx 0$  e  $m_b \approx k$

In seguito, a causa della compressione, la temperatura raggiunge valori di  $T = 350 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$  il flusso di calore s'inverte  $c_c < 0$  e  $m_c < k$  ( $|c_c| > c_a$ )

La compressione si può simulare con una politropica di coefficiente  $\bar{m} < k$



- il lavoro politropico è minore del lavoro isentropico il tutto minore del lavoro reale
- Nella pratica queste differenze sono così piccole che in generale non vengono considerate



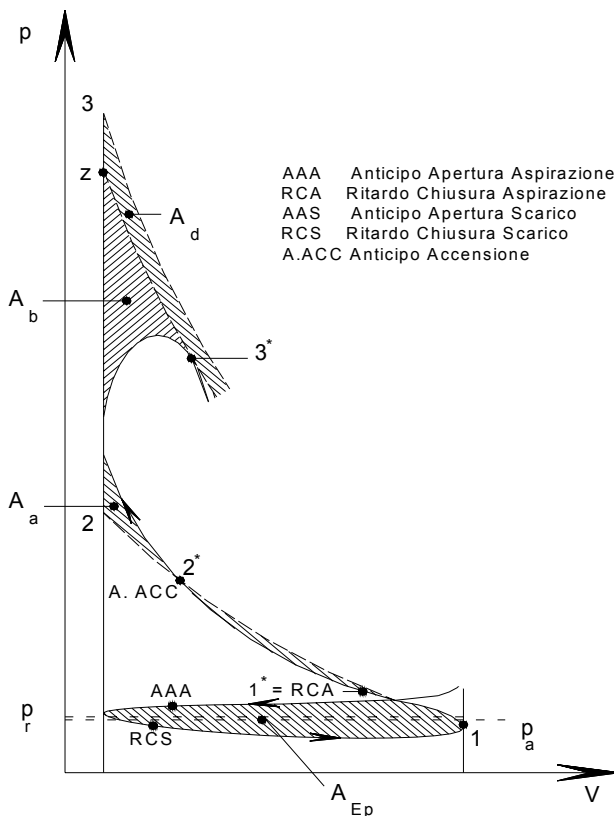
### Fase di combustione (A. ACC-3\*)

Il fronte di fiamma turbolento si propaga con una velocità di 15÷100 m/s

La combustione si completa in un intervallo compreso tra 25°÷75° (nei Diesel 20°÷50°).

E.g.: un motore rotante a 6000 g/min impiega 5/1000 sec per compiere una corsa. Un fronte di fiamma che ha velocità pari a 15 m/s impiega 1/1000 s a percorrere una camera di combustione lunga 15 mm cioè 1/5 del tempo (180°/5=36° di manovella) necessario ad effettuare una corsa

I principali parametri d'influenza sono: numero di giri e il carico



Per evitare che la combustione avvenga in avanzata fase di espansione è' necessario anticipare l'accensione di 10°÷40° (anticipo all'iniezione nei Diesel 10°÷30°)

L'anticipo provoca un incremento di pressione in fase di compressione e quindi una *perdita di lavoro*  $A_a^2$

In questa fase abbiamo due perdite principali:

- flusso di calore assimilabile ad una perdita netta di temperatura e pressione (punto z) anche se la combustione fosse isocora (area  $A_d$  campita in diagonale)
- moto del pistone (area  $A_b$ )

La combustione è per metà completa intorno ai 10° e si completa in 30°-40° (punto 3\*) gradi dopo il PMS (10°÷20° nel Diesel)

(<sup>2</sup>) Anche per elevati angoli di anticipo all'accensione, la massa coinvolta nella combustione è piccola infatti consideriamo un anticipo pari a 1/5 del tempo di combustione (36° nell'esempio e quindi un anticipo di 7-8°). Il raggio del fronte di fiamma sarà anch'esso pari ad 1/5 e quindi, ipotizzando la combustione sferica, il volume bruciato sarà:  $V_b=(1/5)^3$ . Inoltre la temperatura della massa bruciata sarà:  $T_b \cong 2700K$  mentre la massa non bruciata  $m_u$  ha la temperatura di  $T_u \cong 700K$ , poiché la pressione è uniforme sarà:  $\rho_u/\rho_b \cong 4$  e quindi:

$$\frac{m_b}{m_u} = \frac{V_b \rho_b}{V_u \rho_u} \cong \frac{1}{125} \frac{1}{4} = \frac{1}{500}$$

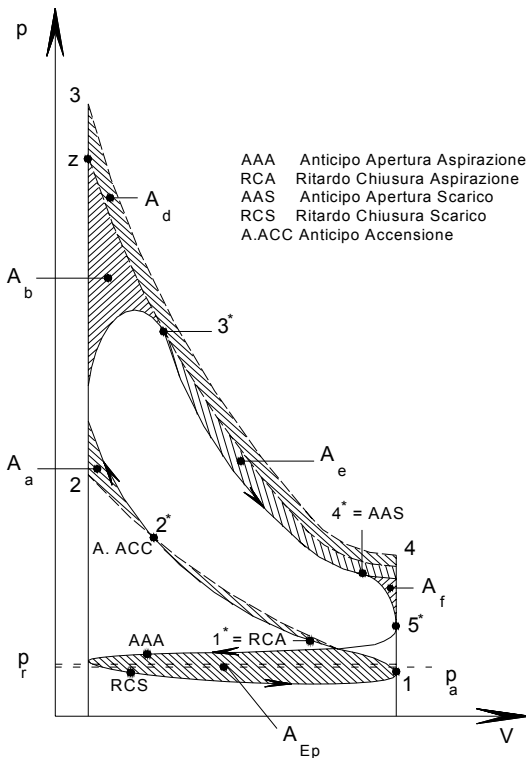
Quindi per piccoli anticipi l'area  $A_a$  non è molto elevata.

### Fase di espansione (3\*-AAS)

Elevati flussi di calore ( $T \gg T_{w_{in}}$ ),  $dQ < 0$  e  $dT < 0$   $c > 0$  e sicuramente  $c < c_v \rightarrow m > k$

Il calore ceduto in espansione abbatte la pressione in maniera più consistente del corrispondente caso isentropico (si ricordi il fenomeno della dissociazione e riassociazione già presente nel ciclo limite)

*Il lavoro diminuisce dell'area  $A_e$*



### Fase di scarico spontaneo (AAS-5\*)

Occorre anticipare l'apertura allo scarico per evitare elevate contropressioni sul pistone (AAS  $45^\circ \div 70^\circ$  -  $35^\circ \div 50^\circ$  nei Diesel-)

Pressioni all'apertura della valvola  $p_{AAS} = 3 \div 4$  bar

Fuoriuscita del  $60\% \div 70\%$  dei gas combusti

Velocità inizialmente critica  $600 \div 700$  m/s

L'anticipo AAS e la laminazione comportano una *perdita di lavoro  $A_f$*

### Fase di scarico forzato (5\*-RCS)

Pompaggio: *area effettiva di pompaggio  $A_{Ep}$*  negativa nei motori aspirati

Velocità d'espulsione  $200 \div 250$  m/s

RCS ( $10^\circ \div 25^\circ$  -stessi valori nei Diesel)

AAA  $\rightarrow$  RCS incrocio valvole (effetti inerziali)

### 6.2 Diagramma polare delle fasi

In base a tutto ciò è semplice comprendere che la durata delle singole fasi che caratterizzano un ciclo operativo del MCI non sarà identica a quella finora ipotizzata. Partendo dall’inizio della fase di aspirazione ed arrivando allo scarico, si può costruire un **diagramma della distribuzione reale** che permette di comprendere molte problematiche del funzionamento di un MaCI (Fig. 9).

Accensione comandata [°]	Anticipi e ritardi	Accensione per compressione [°]
5÷20	AAA	10÷25
20÷55	RCA	30÷45
35÷60	AAS	35÷50
5÷20	RCS	10÷25
10÷45	Accensione      Iniezione	10÷30
15÷30	Fine combustione	10÷20

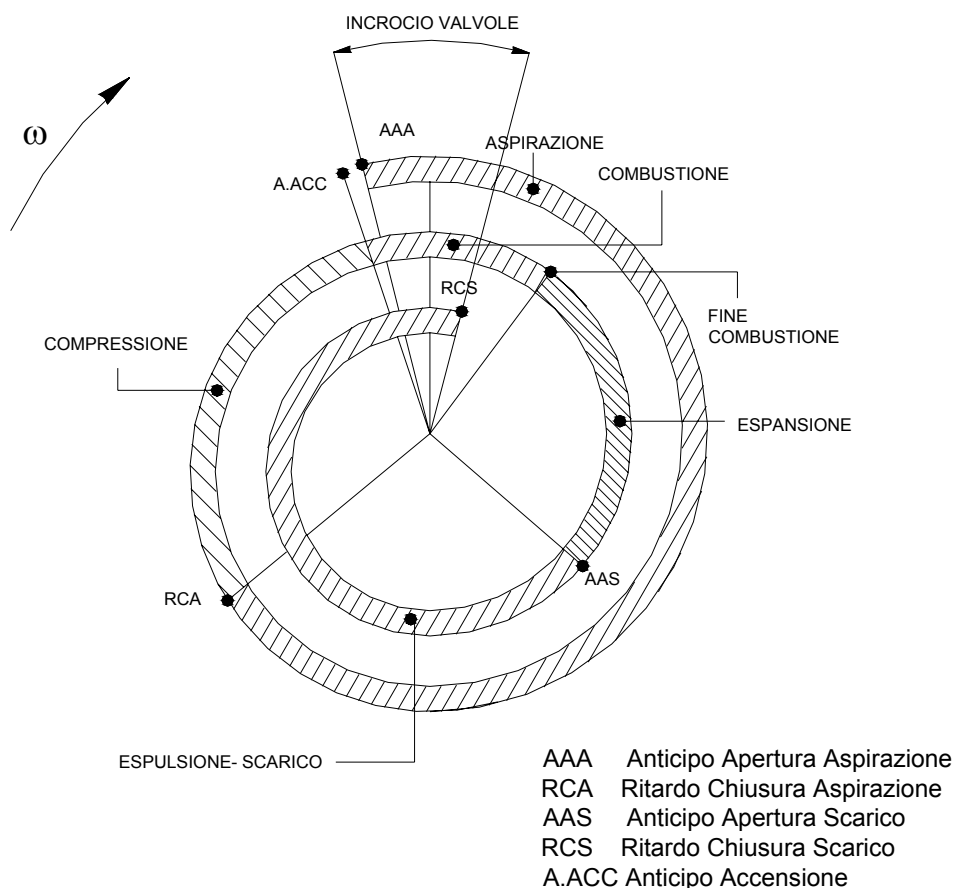


Figura 9. Fasatura reale di un MaCI