



POLITECNICO
MILANO 1863

Cicli a gas pt.2

Prof. Ing. Alberto Salioni

Cicli ideali

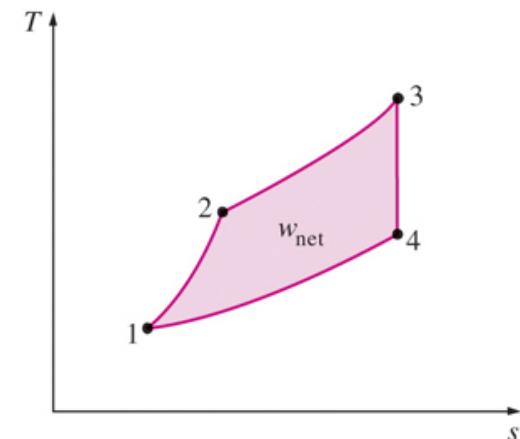
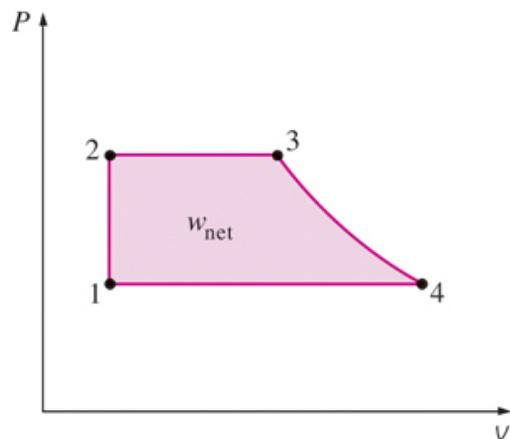
Nel piano T-s il rapporto fra l'area del ciclo e l'area sottesa dalla curva di riscaldamento rappresenta il rendimento del ciclo.

Qualsiasi modifica che aumenta il rapporto fra queste due aree migliora il rendimento energetico del ciclo

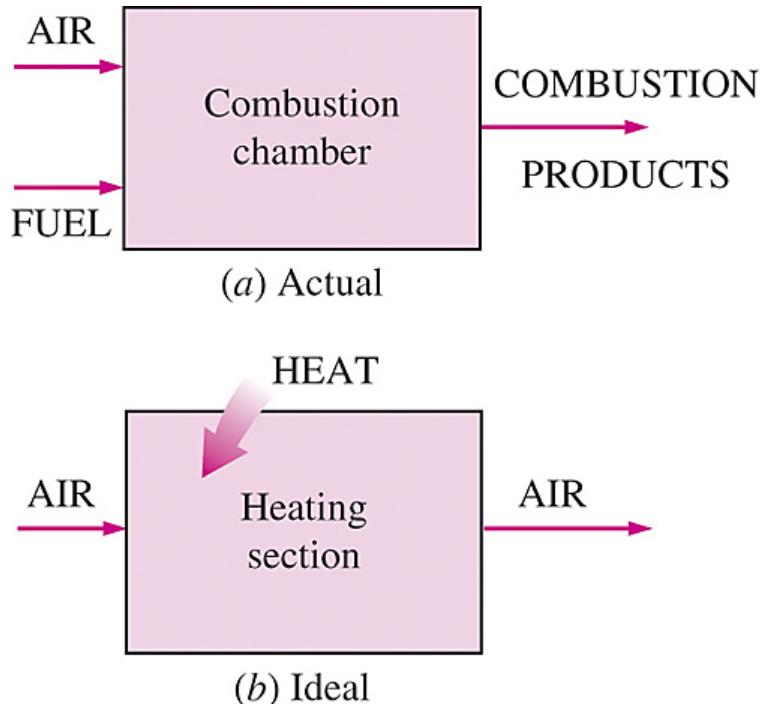
Bisogna sempre fare attenzione nell'interpretazione dei risultati dei cicli ideali prima di trasporli ai cicli reali

Semplificazioni nell'analisi dei cicli

1. Sono trascurati tutti gli attriti. Il fluido di servizio non registra alcuna caduta di pressione attraversando dispositivi come gli scambiatori di calore
2. Tutti i processi di espansione o compressione sono quasi statici
3. Le tubazioni di collegamento fra i vari dispositivi sono ben coibentate e ogni scambio di calore a loro carico è trascurabile



Aria standard

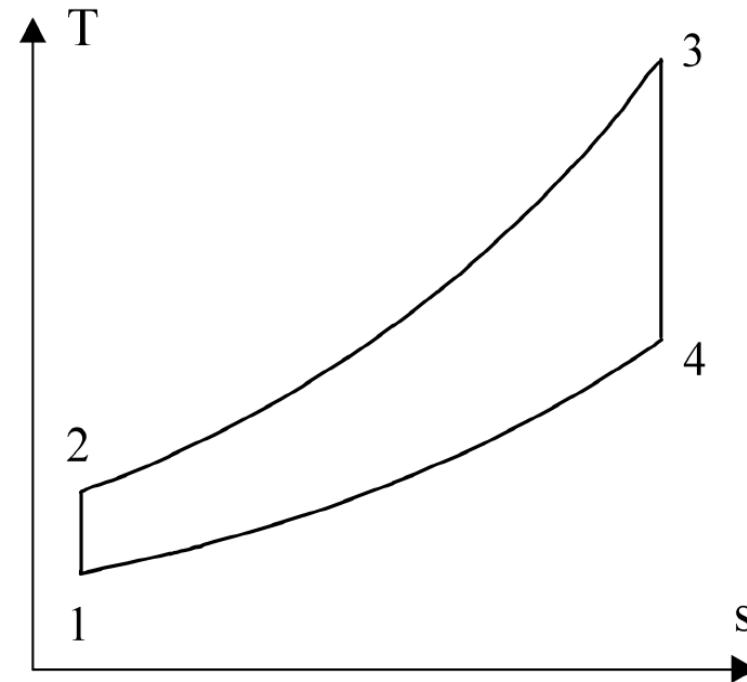
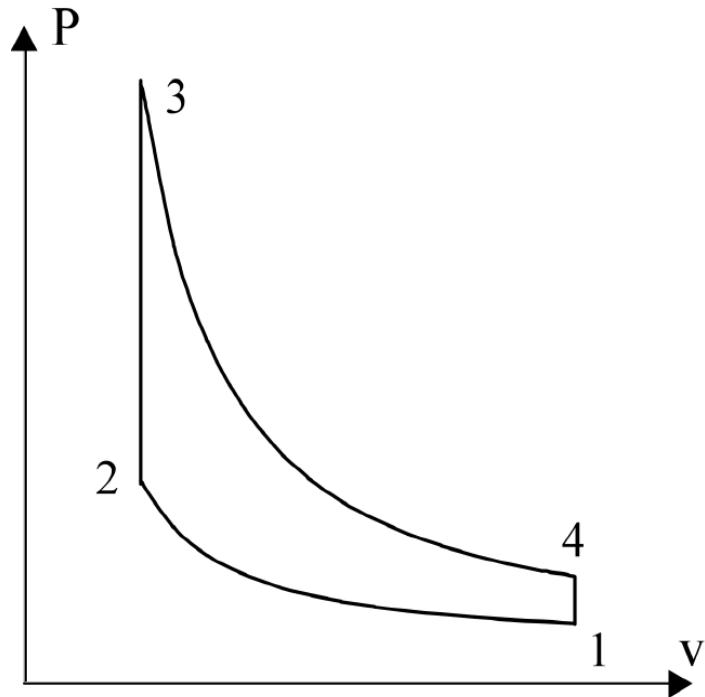


Aria-standard :

1. Il fluido di servizio è aria che circola in un circuito chiuso e che si comporta come un gas perfetto.
2. Tutti i processi che compongono il ciclo sono internamente reversibili.
3. Il processo di combustione è sostituito da un processo di trasferimento di calore da una sorgente esterna calda.
4. Il processo di scarico dei gas combusti è sostituito da una trasferimento di calore a una sorgente esterna fredda che riporta il fluido di servizio al suo stato di partenza.

Ciclo Otto

Ciclo simmetrico costituito da
due isoentropiche e due isocore

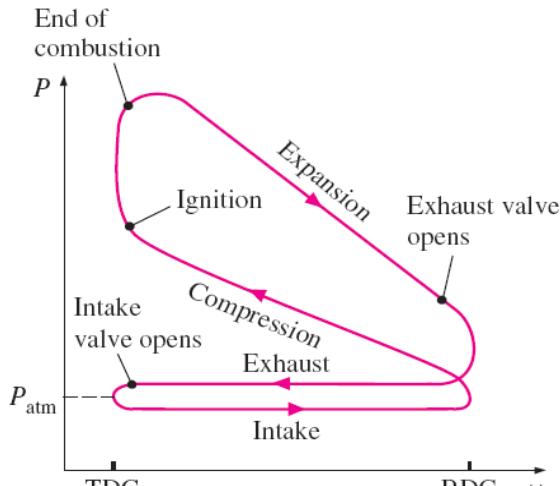


Ciclo Otto

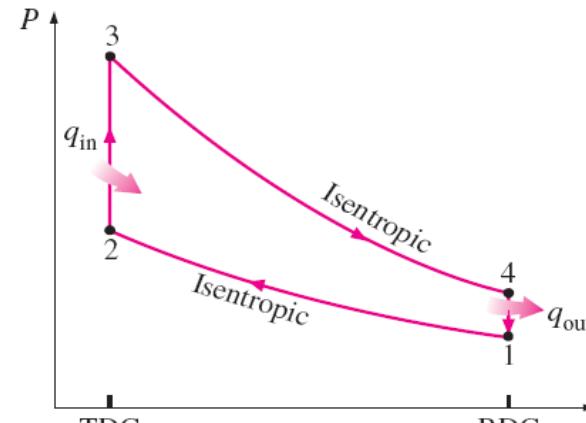
Studio termodinamico del ciclo Otto

Il ciclo Otto ideale è costituito da quattro trasformazioni interamente reversibili:

1. compressione isoentropica;
2. adduzione di calore a volume costante;
3. espansione isoentropica;
4. sottrazione di calore a volume costante.

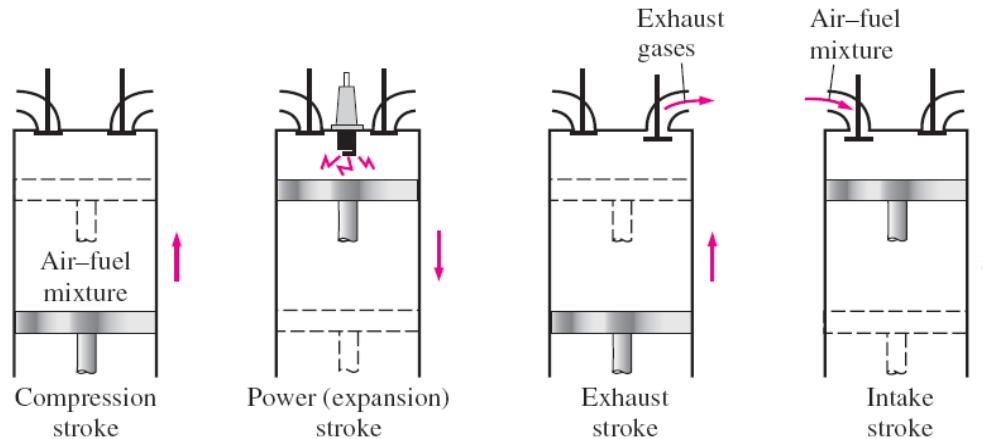
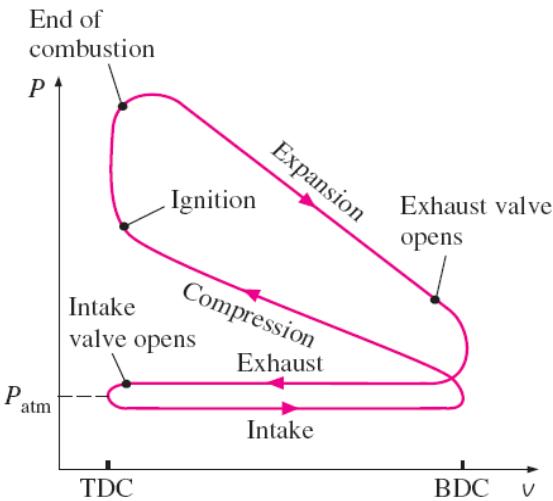


Diagrammi P - v ciclo Otto reale

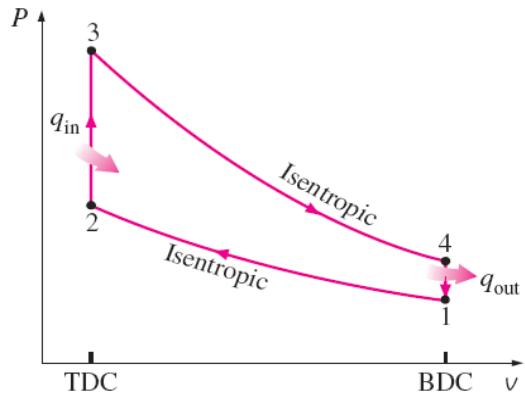


Diagrammi P - v ciclo Otto ideale

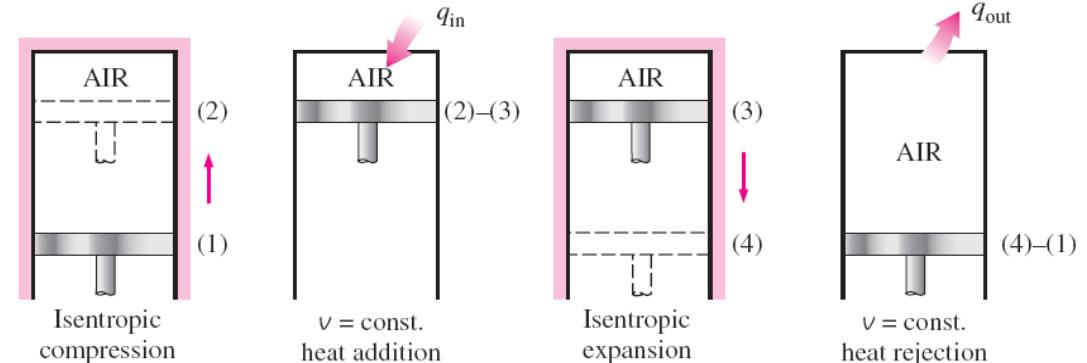
Aria standard



(a) Actual four-stroke spark-ignition engine



(b) Ideal Otto cycle



Ciclo Otto

Rendimento termodinamico del ciclo Otto

Il lavoro addotto, considerando una trasformazione isocora, vale:

$$q_{in} = u_3 - u_2$$

Ritenendo costante il calore specifico nel range di temperatura ipotizzabile si ha:

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

Analogamente l'espressione del lavoro sottratto vale:

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

Il rendimento termodinamico del ciclo vale:

$$\eta_{th} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

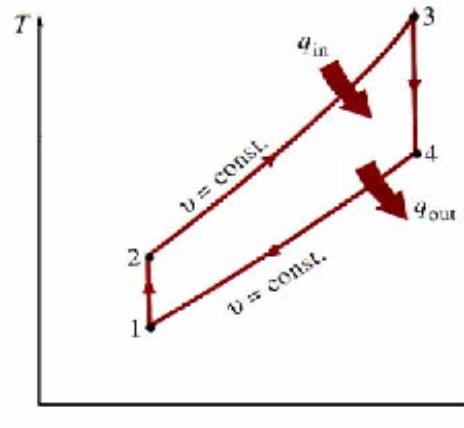
Ciclo Otto

Ricordando che sia la compressione sia l'espansione sono assunte isentropiche, si ha:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$$

Sostituendo si ottiene:

$$\eta_{th} = 1 - r^{1-k}$$



Diagrammi T-s ciclo Otto ideale

Ciclo Otto

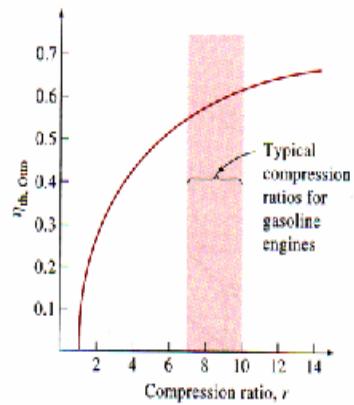
Rendimento del ciclo

$$r_v = \frac{V_1}{V_2}$$

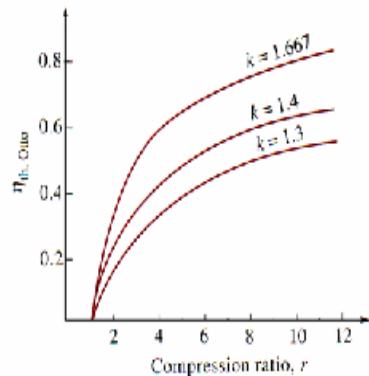
$$\eta = \frac{L}{Q_C} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

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

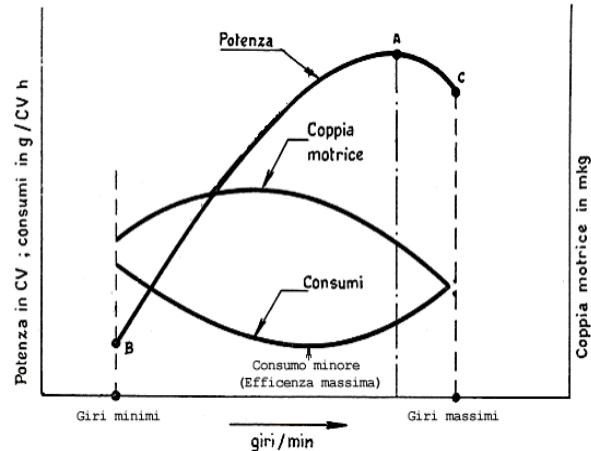
r_v è il rapporto di compressione volumetrico



Thermal efficiency of the ideal Otto cycle as a function of compression ratio ($k = 1.4$).



The thermal efficiency of the Otto cycle increases with the specific heat ratio k of the working fluid.



Lavoro Specifico Prodotto

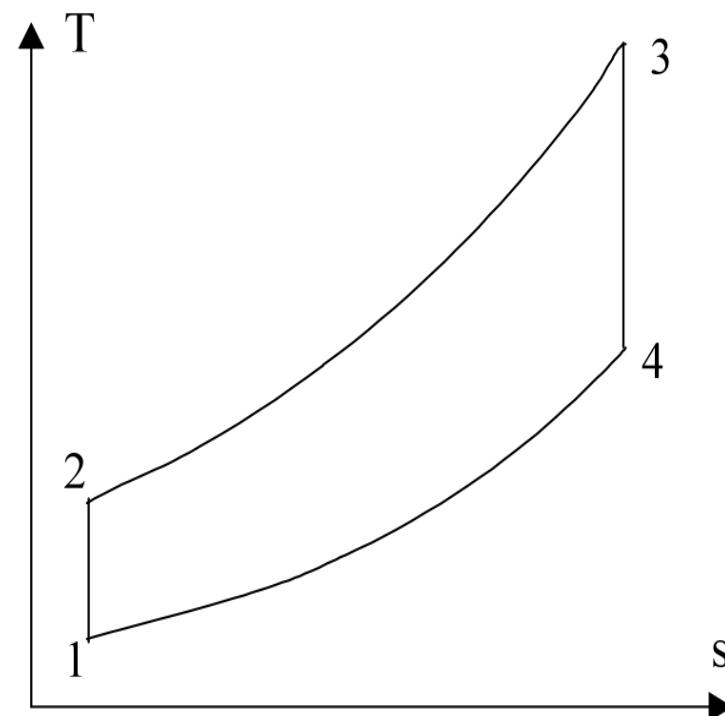
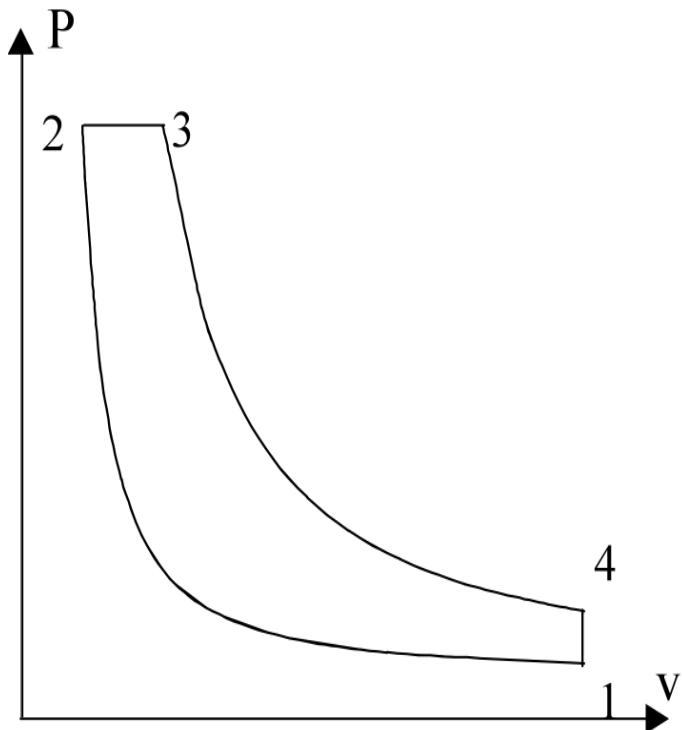
$$l = c_v (T_3 - T_4) - c_v (T_2 - T_1)$$

$$l = c_v T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - c_v T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$l = c_v T_3 \left(1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \right) - c_v T_1 (r_v^{k-1} - 1)$$

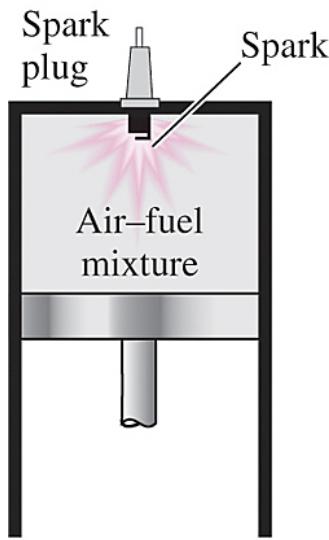
Ciclo Diesel

Ciclo costituito da
due isoentropiche una isocora ed una isobara



Ciclo Diesel

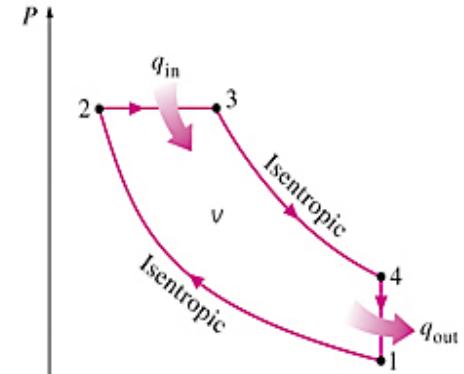
Nei cicli diesel viene compressa **solo aria nella fase di compressione** eliminando così il rischio di autoaccensione.
Perciò i cicli diesel sono caratterizzati da **rapporti di compressione volumetrici molto più elevati** rispetto ai cicli a benzina.



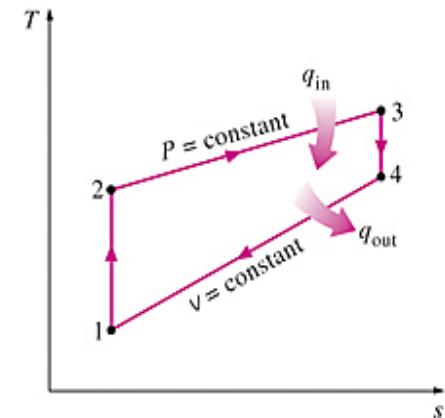
Gasoline engine



Diesel engine



(a) P - v diagram



(b) T - s diagram

Rendimento del ciclo

$$\eta = \frac{L}{Q_C} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \frac{1}{k} \frac{(z^k - 1)}{(z - 1)}$$

$r = \frac{V_1}{V_2}$: rapporto di compressione volumetrico

$z = \frac{V_3}{V_2}$: rapporto di combustione

Cicli di Stirling e Ericson

Ciclo Stirling

due isoterme

+

due isocore

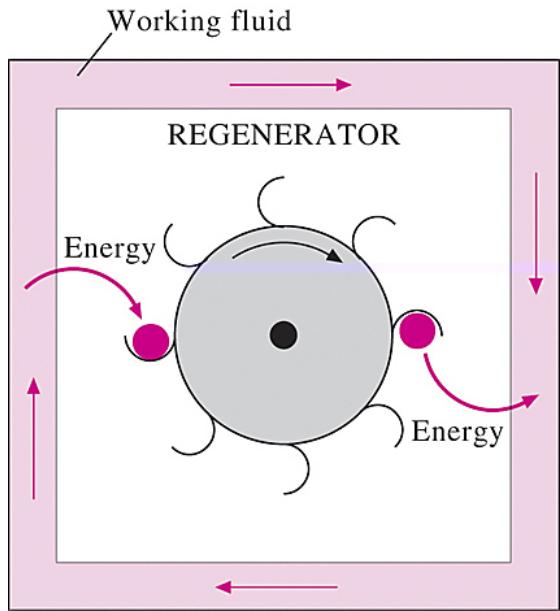
Ciclo Ericson

due isoterme

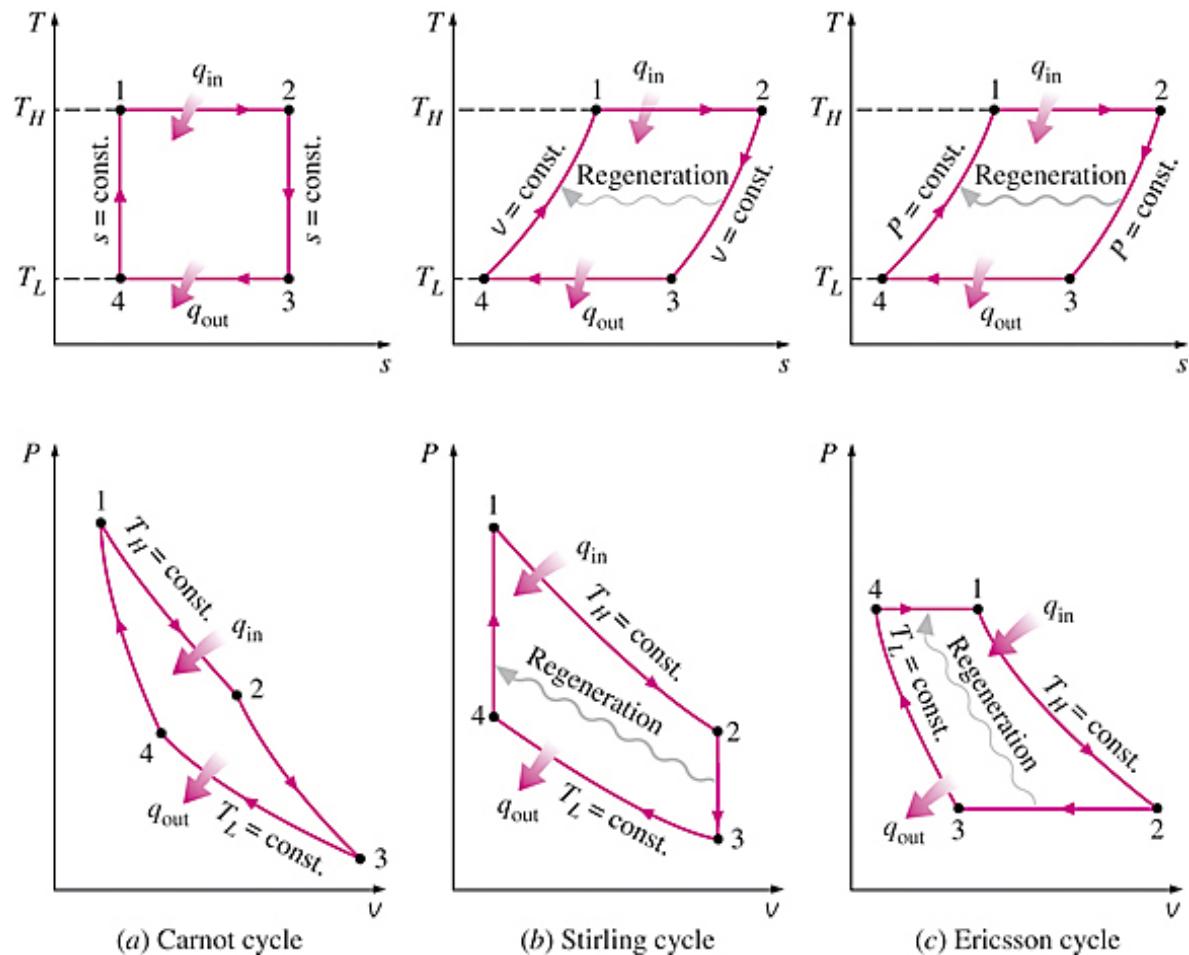
+

due isobare

Cicli di Stirling e Ericson



$$\eta_{th, \text{Stirling}} = \eta_{th, \text{Ericsson}} = \\ = \eta_{th, \text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$



Cicli

Ciclo di Carnot

Ciclo simmetrico costituito da due isoentropiche e due isoterme

Ciclo Joule-Brayton

Ciclo simmetrico costituito da due isoentropiche e due isobare

Ciclo Joule-Brayton Inverso

Ciclo frigorifero simmetrico costituito da due isoentropiche e due isobare

Ciclo Otto

Ciclo simmetrico costituito da due isoentropiche e due isocore

Ciclo Diesel

Ciclo costituito da due isoentropiche, una isocora ed una isobara

Ciclo Stirling

Ciclo costituito da due isoterme e due isocore

Ciclo Ericson

Ciclo costituito da due isoterme e due isobare

Note per lo studente

Note per lo studente

Note per lo studente

Note per lo studente