

Capitolo 9

Cicli di potenza a gas

Fisica Tecnica

Docente: Riccardo Zamolo (rzamolo@units.it)



A.A. 2025/2026

Motori a combustione interna - 1

Terminologia

Motore a combustione interna: dispositivo motore di tipo alternativo nel quale il processo di combustione avviene all'interno di un **sistema cilindro-pistone**: il moto del pistone viene trasformato in moto rotatorio dell'albero motore tramite un cinematismo biella-manovella.

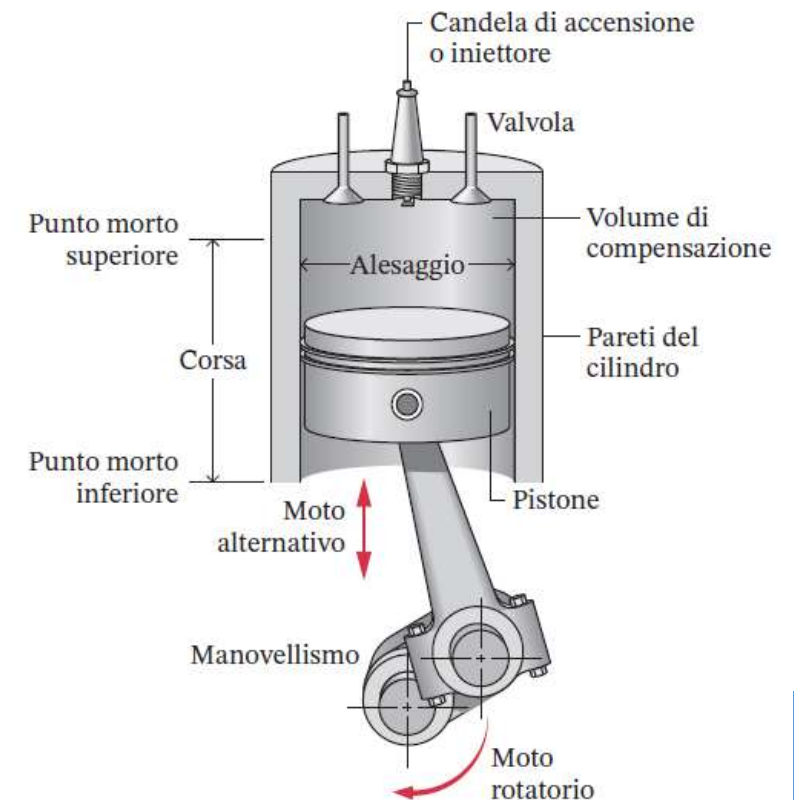
Motore ad accensione comandata (a scintilla): la combustione della miscela aria-combustibile viene innescata da una **scarica elettrica**.

Motore ad accensione spontanea (a compressione): la combustione si innesca **spontaneamente** quando il **combustibile** viene **iniettato** nel comburente (aria) in condizioni adeguate di temperatura.

Motori a combustione interna - 2

Terminologia

- **Punto morto superiore (PMS):** posizione del pistone corrispondente al minimo volume libero entro il cilindro
- **Punto morto inferiore (PMI):** posizione del pistone corrispondente al massimo volume libero entro il cilindro
- **Corsa (c):** spazio percorso dal cilindro tra PMI e PMS
- **Alesaggio (d):** diametro del cilindro
- **Cilindrata (V_c):** area pistone (A) x corsa = $A \cdot c$
- **Rapporto (volumetrico) di compressione (r):** rapporto tra volume massimo (al PMI) e volume minimo (PMS)



Motori a combustione interna - 3

Terminologia

Diagramma p-V per un motore alternativo a combustione interna



Pressione media effettiva (pme): pressione **teorica** che, se **costante** ed agente sul pistone durante la **fase di espansione**, produrrebbe lo **stesso lavoro netto** L realmente sviluppato in un ciclo.

$$L = F \cdot c = pme \cdot A \cdot c = pme \cdot V_c$$

$$\Rightarrow pme = \frac{L}{V_c} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^3} = \text{Pa} \right]$$

Motori a combustione interna - 4

Semplificazioni

Analisi ad aria standard

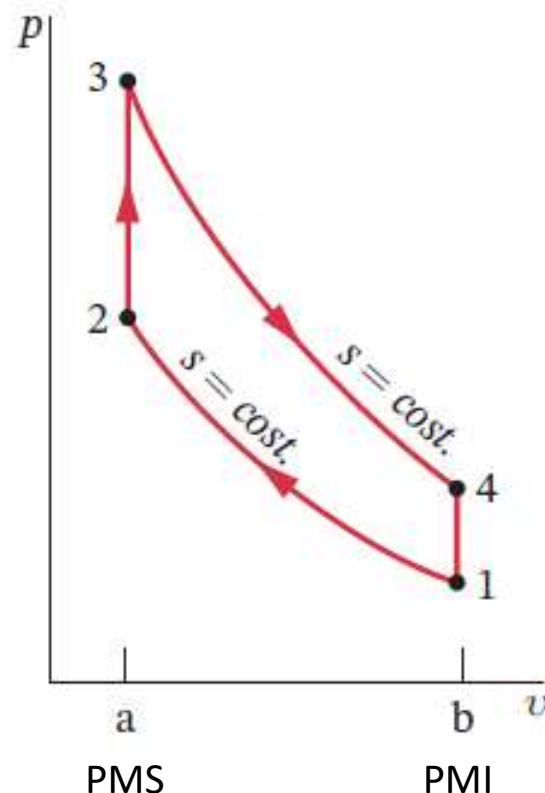
Analisi termodinamica **elementare** del ciclo basata sulle seguenti **semplificazioni**:

- il sistema viene modellato come **chiuso** a massa costante (si trascurano le fasi di **aspirazione** e **scarico** dal punto di vista dei flussi di massa)
- il fluido di lavoro è **aria** assunta come **gas perfetto** con **composizione costante**
- il processo di combustione è sostituito da **fornitura di calore**
- l'espulsione di energia con i gas di scarico è modellata da **cessione di calore a volume costante** al PMI
- tutti i processi sono **internamente reversibili**

Analisi ad aria standard fredda: i calori specifici sono **costanti** (k costante).

Ciclo Otto ad aria standard - 1

Fasi e diagramma $p-v$



- 1-2 → compressione isoentropica (PMI → PMS)
- 2-3 → combustione isocora (PMS)
- 3-4 → espansione isoentropica (PMS → PMI)
- 4-1 → raffreddamento isocoro (PMI)

$p-v$ utile per individuare **lavoro** (di **volume**, $p \cdot dv$) scambiato:

- **area 1-2-a-b**: lavoro specifico assorbito in compressione
- **area 3-4-b-a**: lavoro specifico erogato in espansione

Ciclo Otto ad aria standard - 2

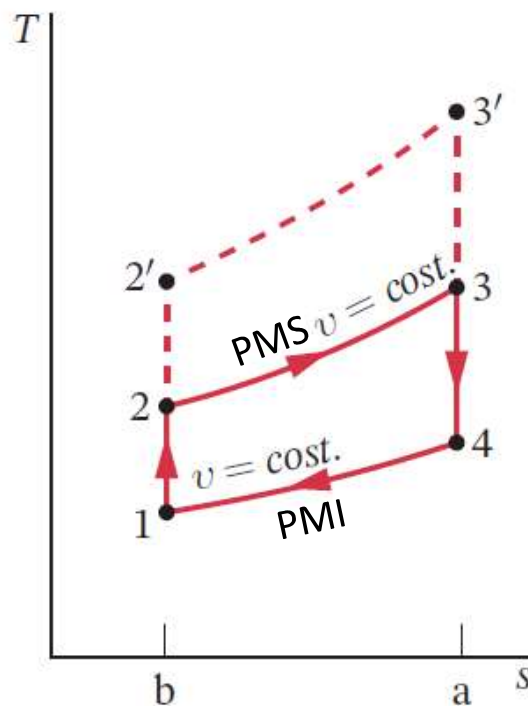
Fasi e diagramma $T-s$

1-2 → compressione isoentropica (PMI → PMS)

2-3 → combustione isocora (PMS)

3-4 → espansione isoentropica (PMS → PMI)

4-1 → raffreddamento isocoro (PMI)



$T-s$ utile per individuare **calore** scambiato:

- area 2-3-a-b: calore fornito per unità di massa
- area 1-4-a-b: calore ceduto per unità di massa

Ciclo Otto ad aria standard - 3

Analisi del ciclo

Quantità di lavoro e calore scambiate

bilancio energetico per sistemi chiusi, trascurando le variazioni di E_c ed E_p .

$$\frac{|L_{12}^-|}{m} = u_2 - u_1 \quad \frac{L_{34}^+}{m} = u_3 - u_4$$

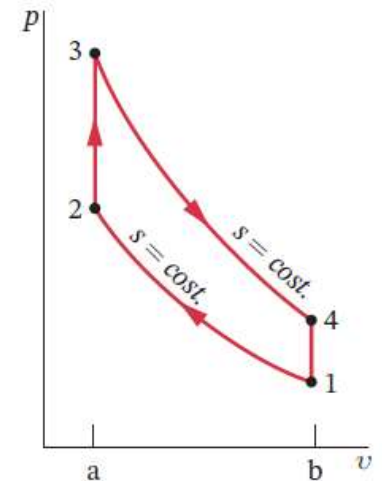
$$\frac{Q_{23}^+}{m} = u_3 - u_2 \quad \frac{|Q_{41}^-|}{m} = u_4 - u_1$$

Lavoro specifico per ciclo

$$\begin{aligned} \frac{L_{ciclo}}{m} &= \frac{L_{34}}{m} - \frac{|L_{12}^-|}{m} \\ &= (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1) \\ &= (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1) \end{aligned}$$

Rendimento termico del ciclo

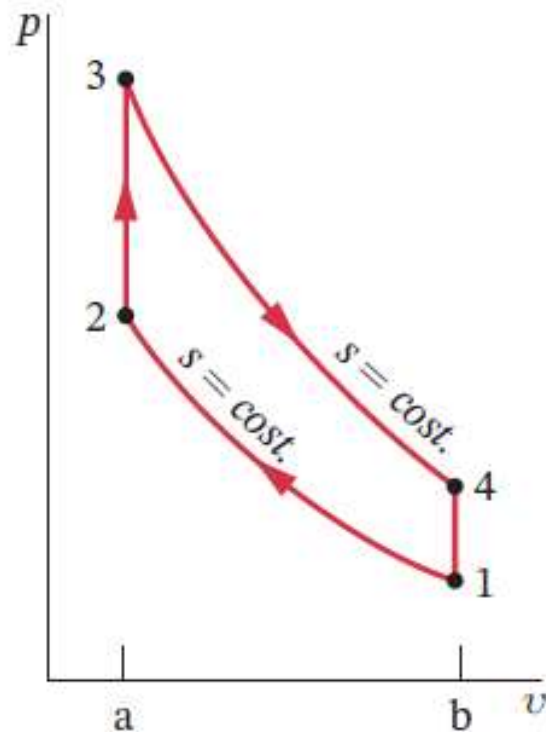
$$\eta = \frac{L_{ciclo}/m}{Q_{23}/m} = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$$



Ciclo Otto ad aria standard - 4

Analisi del ciclo

Per aria standard **fredda** (k costante)



$$V_3 = V_2 \quad V_4 = V_1 \quad r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

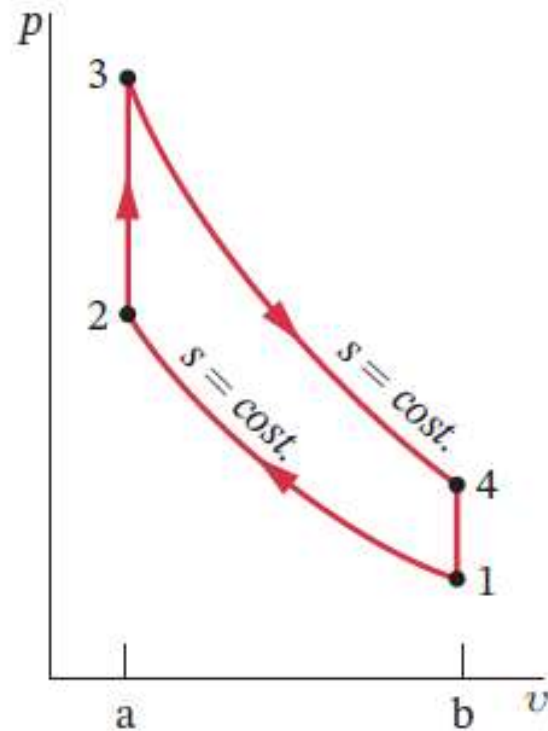
Isoentropiche 1-2 e 3-4, relazione $TV^{k-1} = \text{cost.}$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = r^{k-1}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = r^{k-1}$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Ciclo Otto ad aria standard - 5

Effetto del rapporto di compressione



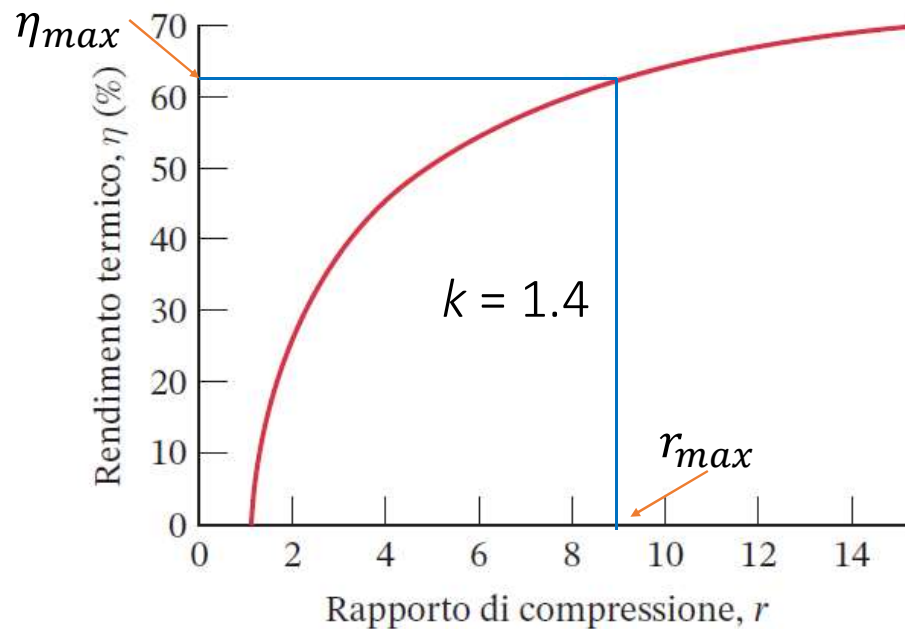
$$\eta = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \right) = 1$$



$$\eta(r) = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Ciclo Otto ad aria standard - 5

Effetto del rapporto di compressione

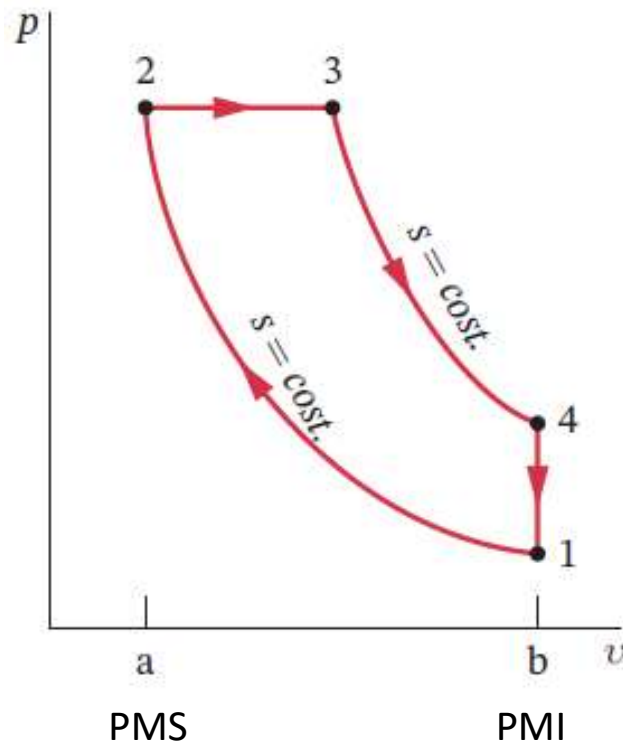


- Nel ciclo reale limite r_{max} su rapporto volumetrico per evitare autoaccensione
- Rendimenti limitati

$$r_{max} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)_{max} \Rightarrow \eta_{max} = 1 - \frac{1}{r_{max}^{k-1}}$$

Ciclo Diesel ad aria standard - 1

Fasi e diagramma $p-v$



1-2 → compressione isoentropica (PMI → PMS)

2-3 → combustione isobara (PMS → 3)

3-4 → espansione isoentropica (3 → PMI)

4-1 → raffreddamento isocoro (PMI)

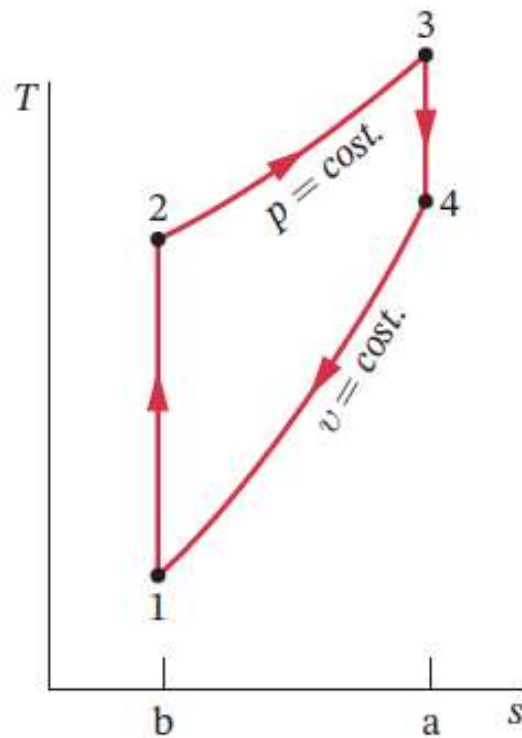
Rapporto di combustione $r_c = \frac{v_3}{v_2} = \frac{\text{volume fine combustione}}{\text{volume fine compressione}}$

$p-v$ utile per individuare **lavoro** (di **volume**, $p \cdot dv$) scambiato:

- area 1-2-a-b: lavoro specifico assorbito in compressione
- area 2-3-4-b-a: lavoro specifico erogato in espansione

Ciclo Diesel ad aria standard - 2

Fasi e diagramma $T-s$



1-2 → compressione isoentropica (PMI → PMS)

2-3 → combustione isobara (PMS → 3)

3-4 → espansione isoentropica (3 → PMI)

4-1 → raffreddamento isocoro (PMI)

$T-s$ utile per individuare **calore** scambiato:

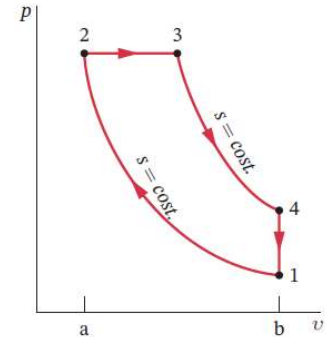
- area 2-3-a-b: calore fornito per unità di massa
- area 1-4-a-b: calore ceduto per unità di massa

Ciclo Diesel ad aria standard - 3

Analisi del ciclo

Quantità di lavoro e calore scambiati

Si fornisce calore a p costante quindi 2-3 coinvolge sia scambio di lavoro che calore



$$\left. \begin{aligned} \frac{L_{23}}{m} &= \int_2^3 p dv = p_{23}(v_3 - v_2) \\ \frac{Q_{23} - L_{23}}{m} &= u_3 - u_2 \end{aligned} \right\}$$

Calore fornito in 2-3, calore a p costante = salto entalpico

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 + p_{23}v_3) - (u_2 + p_{23}v_2) = h_3 - h_2$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \quad \text{Calore uscente processo 4-1}$$

$$L_{\text{ciclo}} = Q_{23} + Q_{41}^- = Q_{23} - |Q_{41}^-|$$

Rendimento

$$\eta = \frac{\frac{L_{\text{ciclo}}}{m}}{\frac{Q_{23}}{m}} = 1 - \frac{|Q_{41}^-|}{Q_{23}} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

Rendimento ciclo Diesel ad aria standard fredda

Analisi aria standard fredda (calori specifici costanti):

$$\eta = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

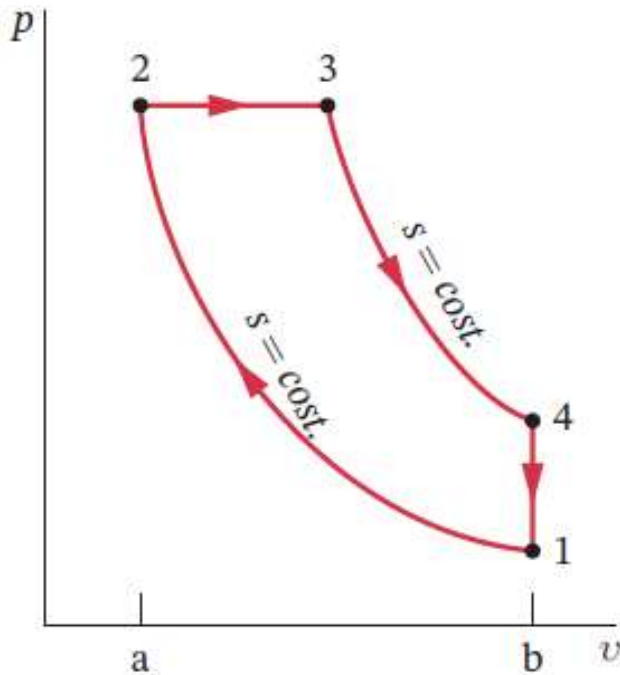
Da legge gas perfetti, $p=\text{cost}$:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = r_c$$

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

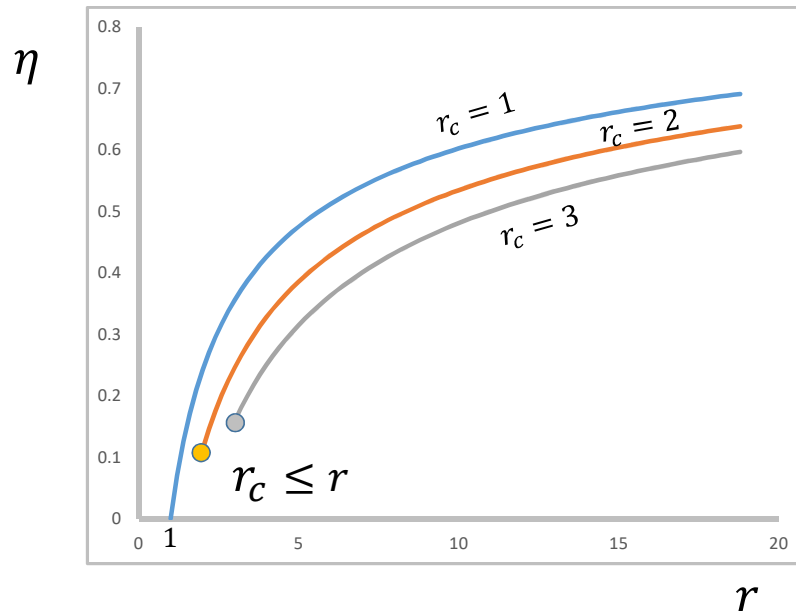
$$= \left(r_c \cdot \frac{1}{r} \right)^{k-1} \cdot r_c \cdot r^{k-1} = r_c^k$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \cdot \left[\frac{r_c^k - 1}{k \cdot (r_c - 1)} \right]$$



Ciclo Diesel ad aria standard - 5

Effetto del rapporto di compressione



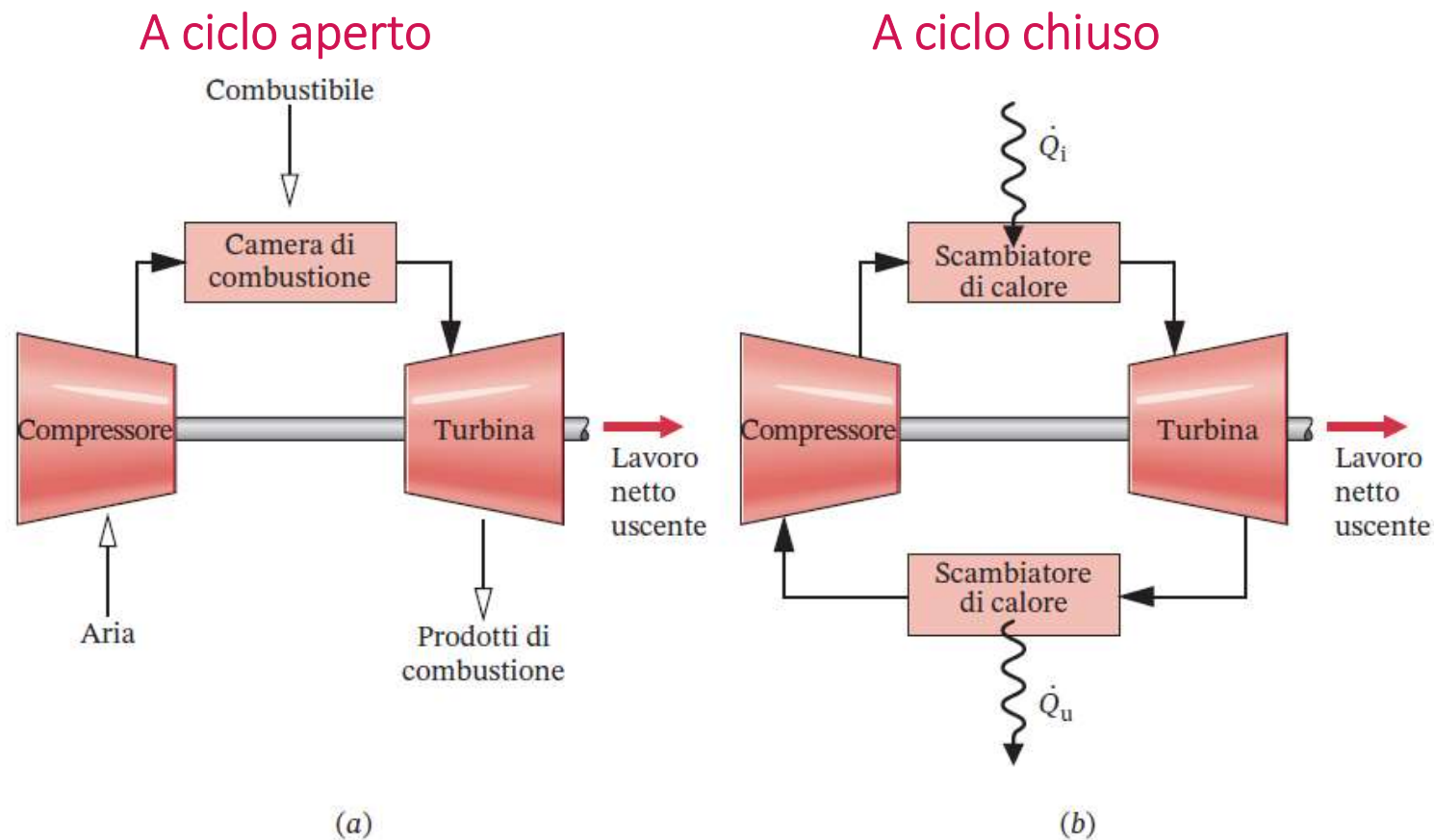
$k = 1.4$, aria

$$\eta(r, r_c) = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \cdot \left[\frac{r_c^k - 1}{k \cdot (r_c - 1)} \right]$$

$$(1 - \eta(r, r_c))_{Diesel} = \left[\frac{r_c^k - 1}{k \cdot (r_c - 1)} \right] \cdot (1 - \eta(r))_{Otto} \geq 1$$

$1 - \eta$ = Inefficienza termodinamica

Impianti di potenza a gas – impianti generativi a turbina



Impianti di potenza a gas

Modellizzazione degli impianti generativi a turbina

Analisi ad aria standard:

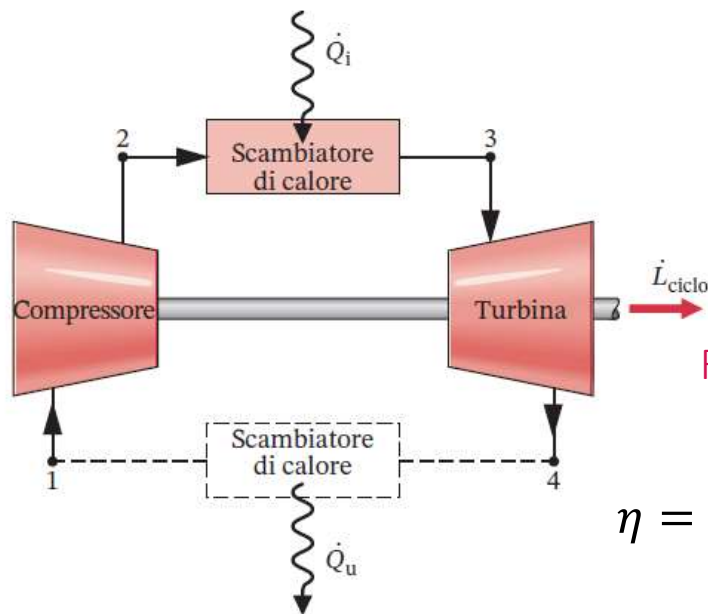
- fluido operatore = **aria** considerata **gas ideale**
- combustione sostituita da **fornitura di calore a pressione costante** (camera di combustione esterna)
- nel caso di sistema aperto, scarico e aspirazione sostituiti da **cessione di calore (a pressione costante)**
- processi **internamente reversibili**

⇒ Ciclo di **Brayton-Joule**: turbina e compressore adiabatici ⇒ espansione e compressione isoentropiche

Ciclo Brayton-Joule

Valutazione di calore e lavoro scambiati

Potenze meccanica e termica



$$\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}} = h_3 - h_2$$

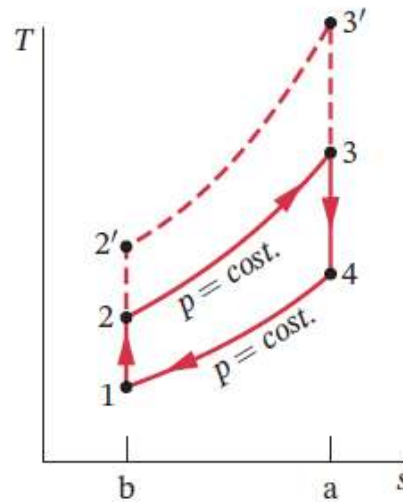
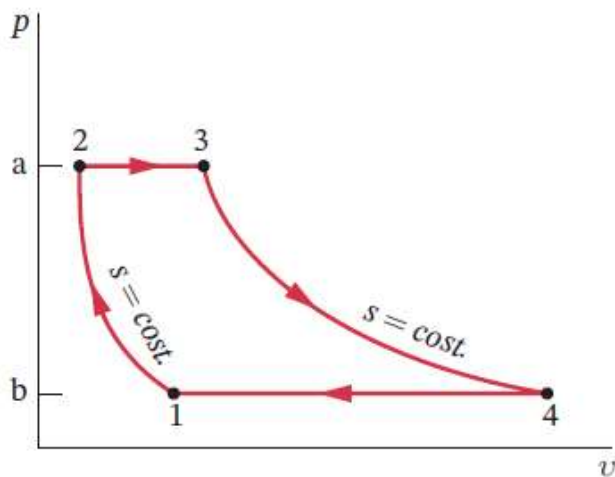
$$\frac{\dot{L}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}} = h_4 - h_1$$

Rendimento termico del ciclo e rapporto di restituzione

$$\eta = \frac{\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{L}_c}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$rrl = \frac{\frac{\dot{L}_c}{\dot{m}}}{\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

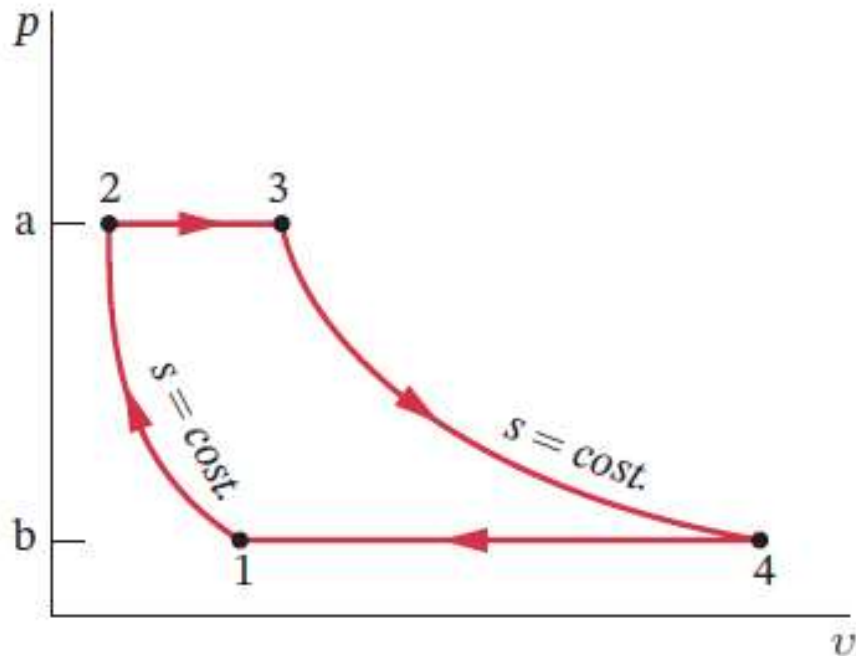
Ciclo Brayton-Joule ideale - 1



- 1-2 → compressione isoentropica
- 2-3 → riscaldamento isobaro
- 3-4 → espansione isoentropica
- 4-1 → raffreddamento isobaro

Ciclo Brayton-Joule ideale - 2

Ciclo Brayton ideale



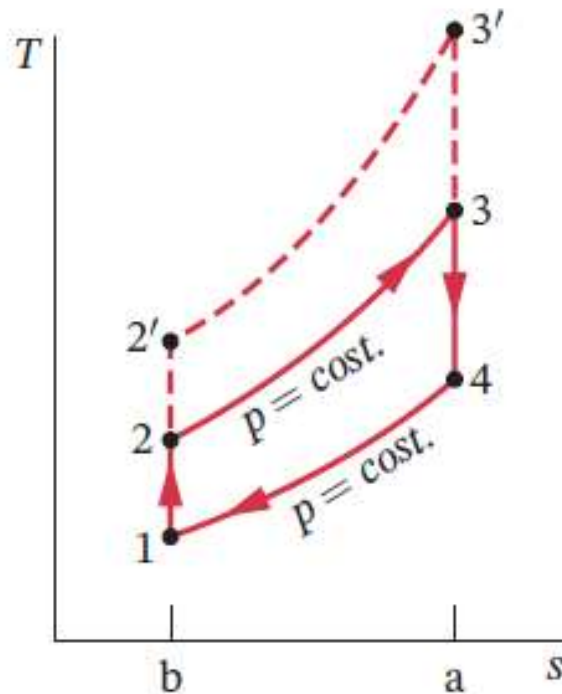
- 1-2 → compressione isoentropica
- 2-3 → riscaldamento isobaro ($+\dot{Q}_i$)
- 3-4 → espansione isoentropica
- 4-1 → raffreddamento isobaro ($-\dot{Q}_u$)

p - v utile per individuare lavoro (di pressione, $v \cdot dp$) scambiato:

- area 3-4-b-a: lavoro specifico erogato dalla turbina
- area 1-2-a-b: lavoro specifico assorbito dal compressore

Ciclo Brayton-Joule ideale - 3

Ciclo Brayton ideale



1-2 → compressione isoentropica

2-3 → riscaldamento isobaro ($+\dot{Q}_i$)

3-4 → espansione isoentropica

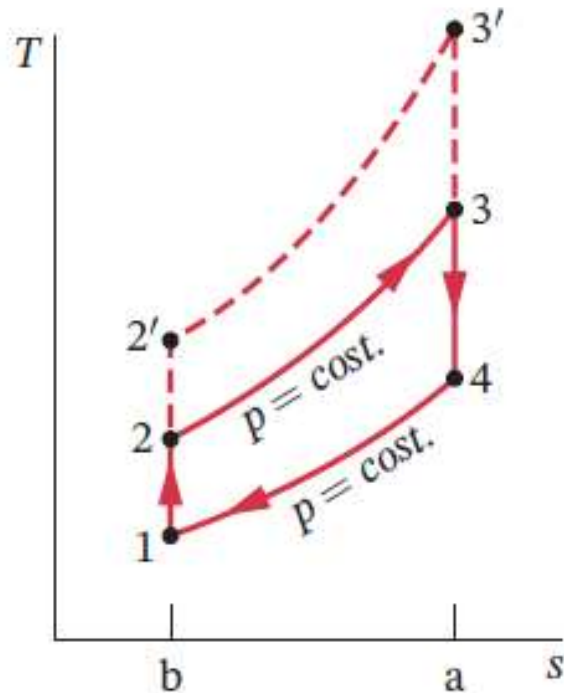
4-1 → raffreddamento isobaro ($-\dot{Q}_u$)

T - s utile per individuare **calore** scambiato:

- area 2-3-a-b: calore fornito per unità di massa
- area 1-4-a-b: calore ceduto per unità di massa

Ciclo Brayton-Joule ideale - 4

Rendimento – analisi aria standard fredda (calori specifici costanti)



$$\eta = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

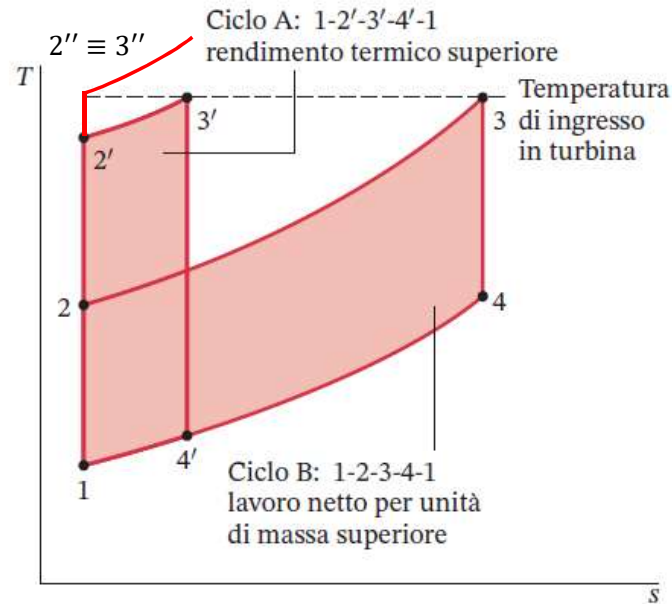
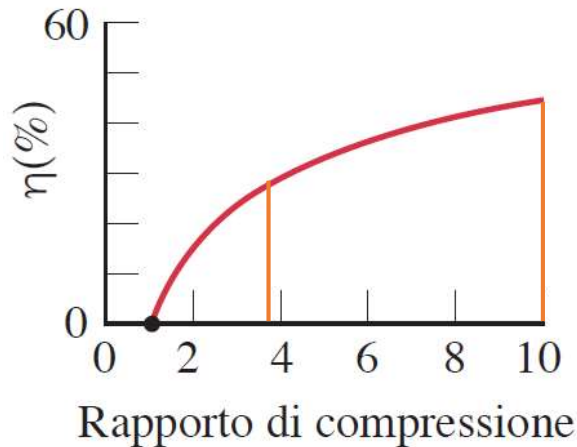
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = r = \text{Rapporto di compressione}$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}$$

Ciclo Brayton-Joule ideale

Effetto del rapporto di compressione

Limite superiore T_3 dato da esigenze metallurgiche



- Fisso temperatura massima ciclo
 $T_{3,max} \cong 1200 \text{ K}$
- Posso aumentare la pressione p_2 fino al punto per cui $T_{3''} = T_{2''}$

- Raggiungo un r massimo

$$r_{max} = \left(\frac{T_{3,max}}{T_1} \right)^{k/(k-1)}$$

- In questa situazione il lavoro è nullo

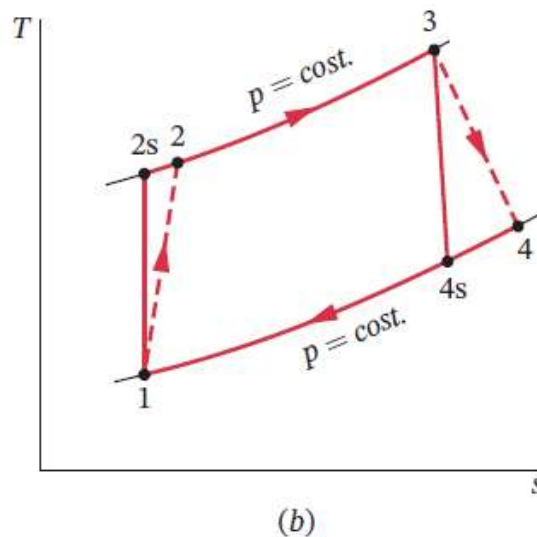
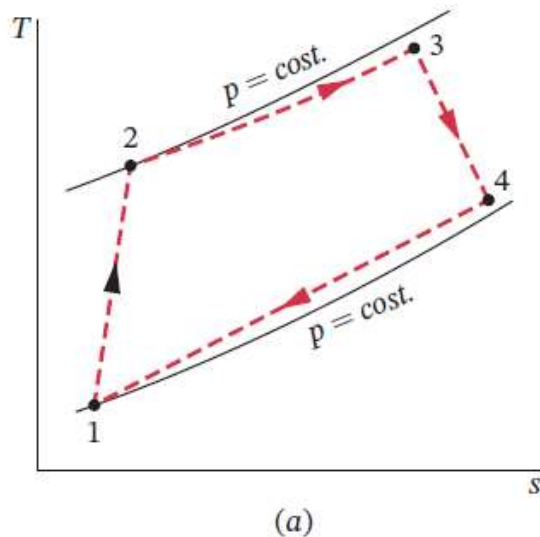
- Il rendimento è massimo

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

Ciclo Brayton ad aria standard

Irreversibilità e perdite

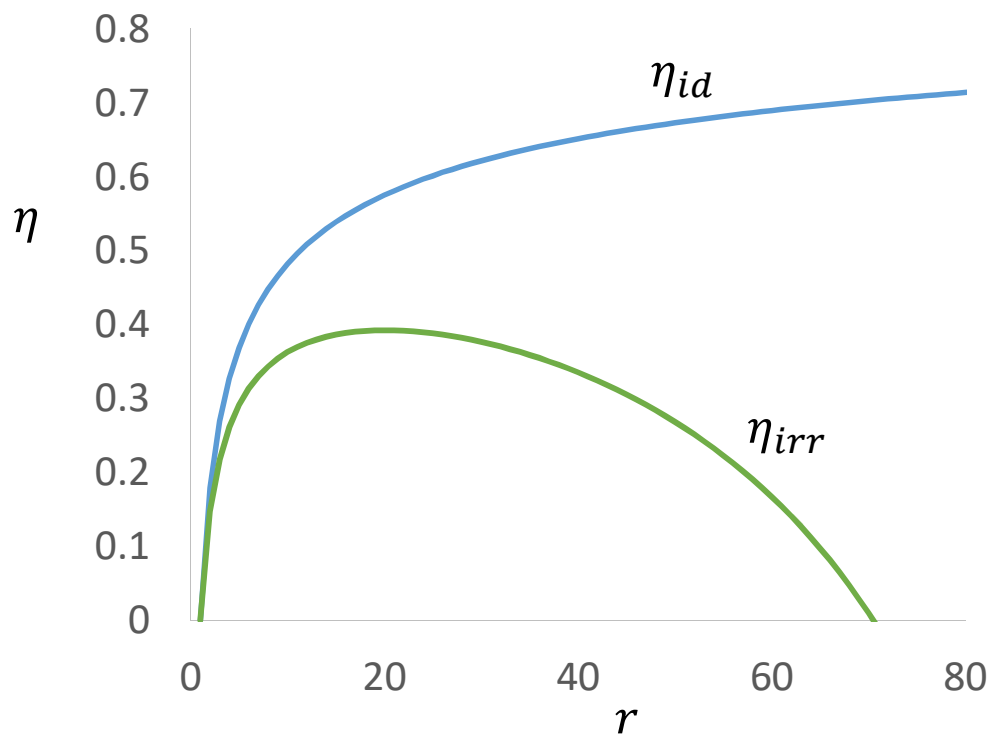
L'analisi semplificata ad aria standard può tenere conto delle irreversibilità di turbina e compressore. Nei cicli reali sono significative anche le irreversibilità del processo di combustione.



$$\eta_{ie} = \frac{\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}}{\left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_{ic} = \frac{\left(\frac{\dot{L}_c}{\dot{m}}\right)_s}{\frac{\dot{L}_c}{\dot{m}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Ciclo Brayton ad aria standard



- Curva rendimento ideale
- Curva rendimento con $\eta_{ie} = 0.9, \eta_{ic} = 0.9$
- Il rendimento si annulla per $r < r_{max}$
- Le irreversibilità aumentano il lavoro del compressore e diminuiscono il lavoro ottenibile dalla turbina