



# Fisica Tecnica (Modulo 1)- LM4

## Fisica Tecnica – L23

A.A. 2021-2022





# Lezione n. 11

Cicli diretti a gas e a vapore

Ciclo di Rankine

Ciclo di Brayton



## CICLI TERMODINAMICI DIRETTI (verso orario) → **Macchine termiche o motrici**

Scopo: **trasformare ciclicamente in lavoro il calore** disponibile da una sorgente termica.

Cicli reali **irreversibili**

Riconducibili con buona approssimazione a quelli **ideali** per **considerazioni di carattere relativo** sulle prestazioni ottenibili.

**Errori significativi sui valori assoluti dei rendimenti.**

Cicli **ideali reversibili** ipotizzando di **trascurare tutte le dissipazioni** e di considerare le **trasformazioni** infinitamente lente, cioè **quasistatiche**.

**Rendimento** di un ciclo diretto operante tra due sorgenti:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1}$$

Massimo valore di  $\eta$  nel ciclo ideale **di Carnot**:

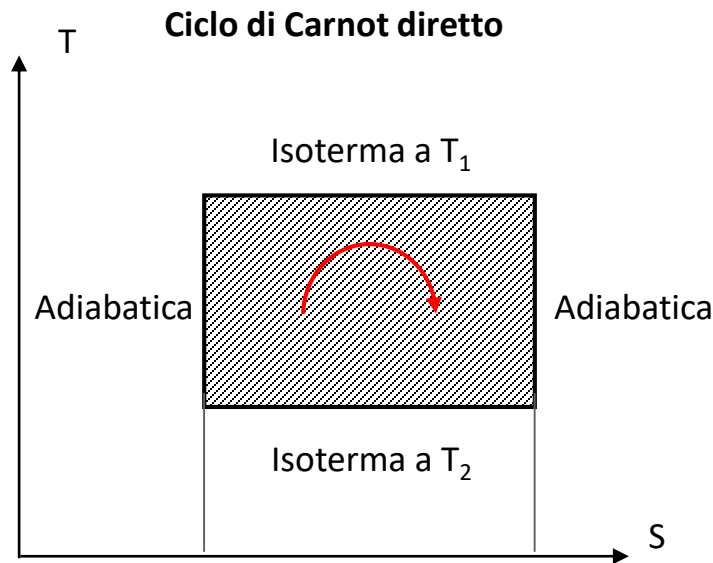
$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$\eta$  **aumenta** all'**augmentare** di  $T_1$  e al **diminuire** di  $T_2$  ( $T_1$  e  $T_2$  risentono di limitazioni pratiche).

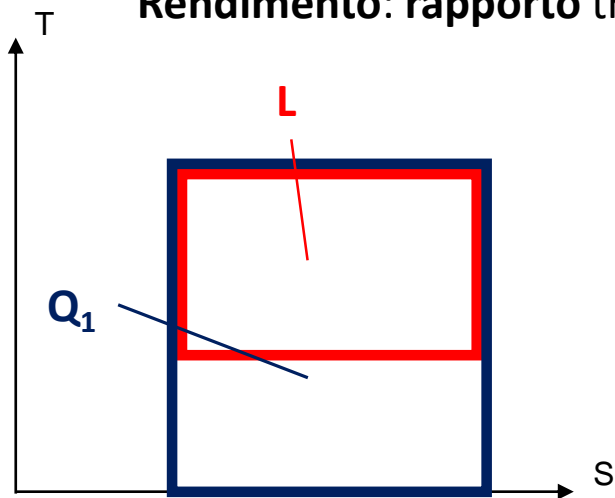
- Limite alla  $T_1$ : capacità dei **componenti meccanici** di **resistere** a regimi termici severi
- Limite alla  $T_2$ : disponibilità di **sorgenti ad elevata capacità** termica (laghi, fiumi, atmosfera)

## Diagramma T-S

**Area** racchiusa dal ciclo:  $Q_1 - |Q_2|$  (**lavoro** complessivamente scambiato dal sistema con l'esterno)  $\rightarrow$  vero in **tutte le trasformazioni cicliche reversibili**.



**Rendimento: rapporto tra l'area in rosso (lavoro L) e quella in blue (calore Q<sub>1</sub>)**

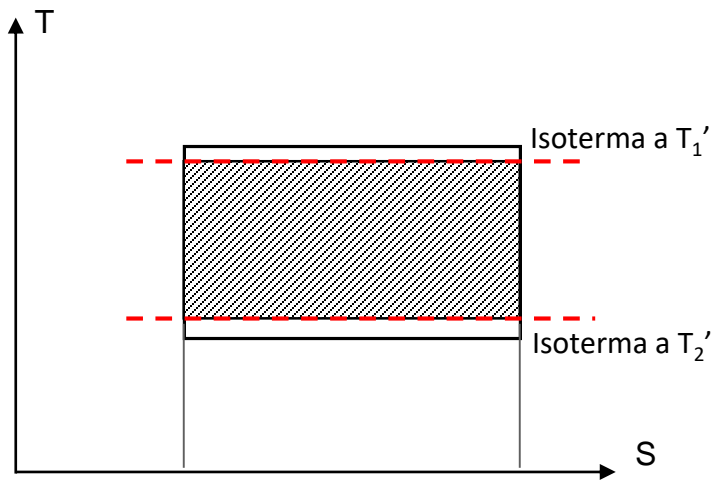


Scambi termici **reversibili non realizzabili**:

- Assenza di **dissipazioni**
- **Quasistaticità** (scambiatore infinitamente grande e tempo infinitamente lungo).

Assenza di dissipazioni interne → ciclo **internamente reversibile** ma **esternamente irreversibile**:

due isoterme che **non rispettino** le condizioni di **reversibilità esterna** (differenza finita di temperatura tra fluido e sorgente)



$$\eta = 1 - \frac{T_2'}{T_1'} < 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

con  $T_1' < T_1$  e  $T_2' > T_2$ .

**Ciclo di Carnot impossibile** da realizzare praticamente → **riferimento** per altri cicli ideali (**massimo** valore **teorico** ottenibile del **rendimento**).

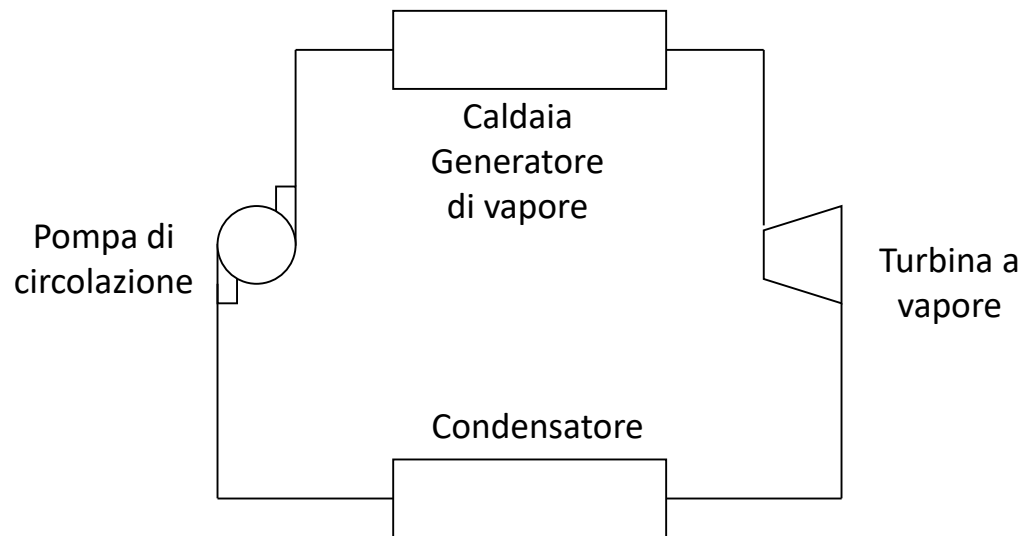
## CICLI DIRETTI A VAPORE

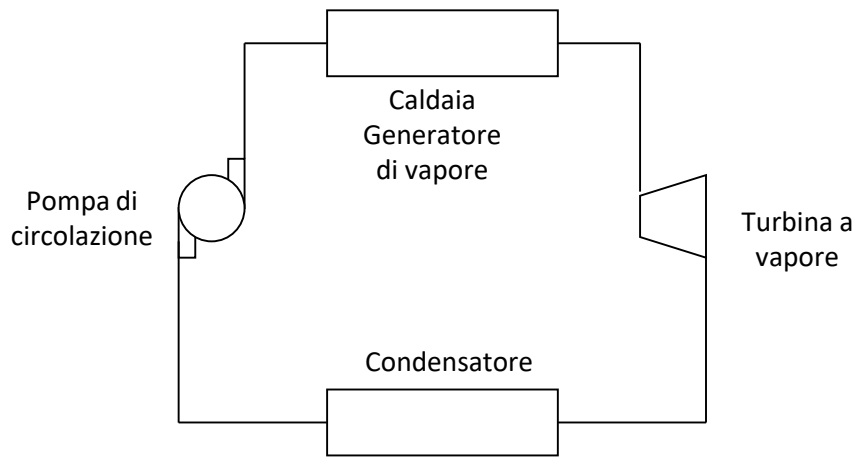
**Th di Carnot:** massimo rendimento **indipendente dal fluido**.

Si può ipotizzare di usare **qualsiasi fluido**.

Riferimento ideale di un ciclo diretto a **vapore acqueo**.

Ciclo diretto a vapore: sottende al funzionamento di un **impianto motore a compressione di vapore** acqueo (**centrale termoelettrica a vapore**).





**Caldaia:** produzione di vapore mediante combustione di combustibili fossili o reazioni nucleari.

**Turbina:** espansione del vapore e trasformazione dell'energia meccanica in energia elettrica (alternatore).

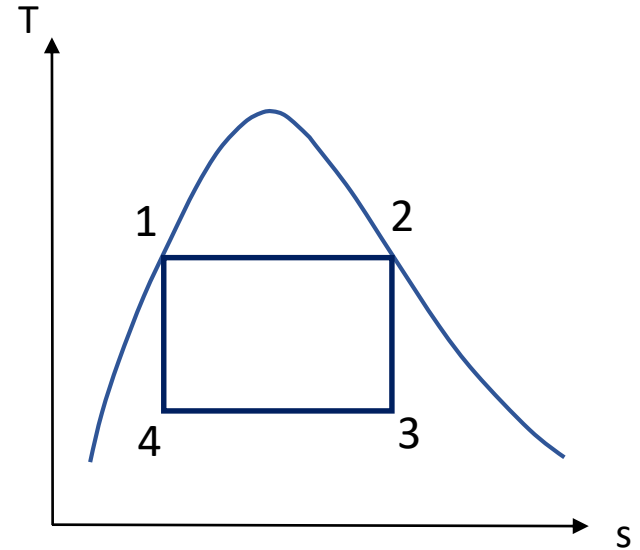
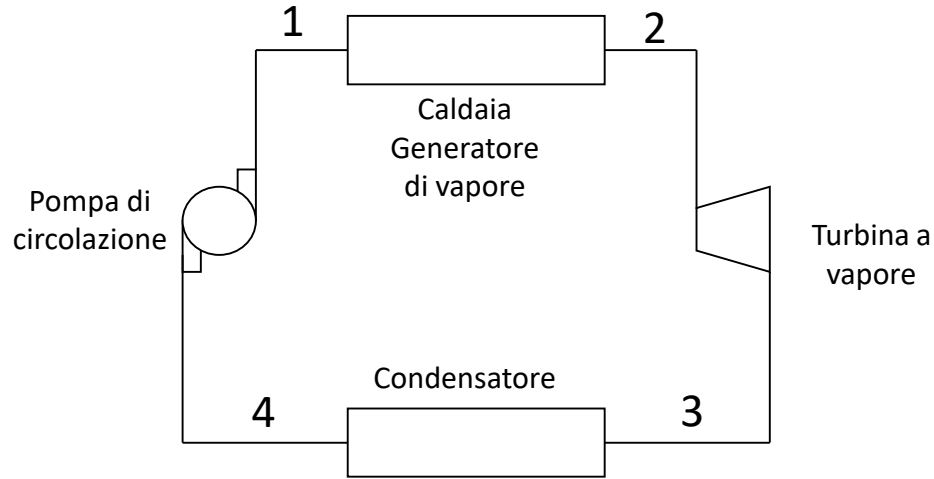
**Condensatore:** condensazione del vapore mediante cessione di parte del calore prodotto nel generatore alla sorgente a più bassa temperatura (pozzo termico: lago, fiume, atmosfera).

**Pompa di circolazione:** il fluido condensato viene portato nelle condizioni di pressione e temperatura corrispondenti all'ingresso in caldaia, dando continuità al ciclo.

In alcuni casi (impianti di **cogenerazione** di energia termica ed elettrica) il calore perso viene recuperato e trasportato a distanza per poter riscaldare interi agglomerati urbani con la tecnica del **teleriscaldamento**.

I **rendimenti** delle centrali termoelettriche sono **piuttosto bassi**, per cui la parte di calore prodotto non trasformata in lavoro è piuttosto elevata.

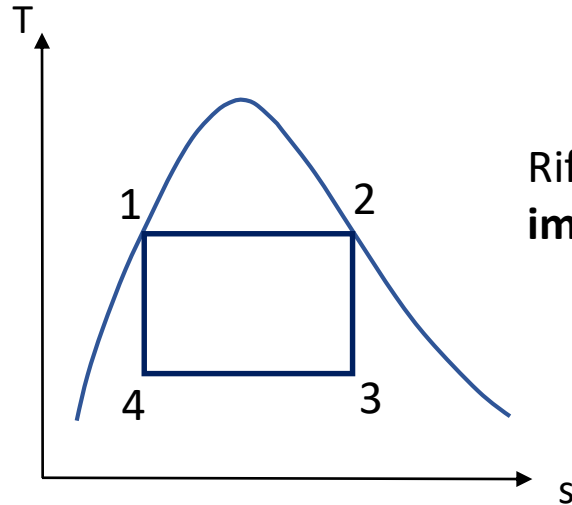
**Ciclo di Carnot** diretto all'interno della **zona bifase** (riferimento ideale per un impianto motore a compressione di vapore)



Comporta una serie di **problemi** che ne **impediscono la realizzazione pratica**.



## Ciclo di Carnot diretto in zona bifase liquido - vapore acqueo



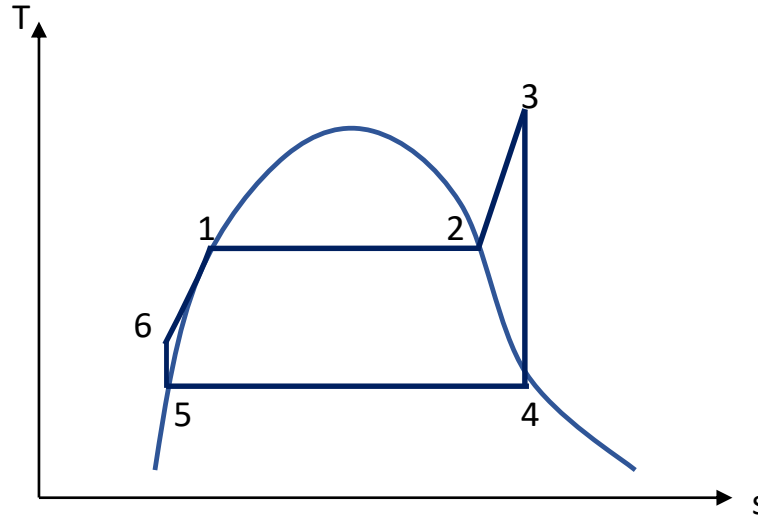
Riferimento ideale (**max rendimento**) per un impianto motore a compressione di vapore.

- 1 → 2:** Trasformazione **isoterma** di **vaporizzazione** limitata nella **massima temperatura** di esercizio:  $T_c = 647 \text{ K}$  ( $374^\circ\text{C}$ ).
- 3 → 4:** Trasformazione **isoterma** di **condensazione** limitata nella **minima temperatura** di esercizio (**sorgenti di grossa capacità termica**)  
Impossibile **controllare il cambiamento di stato** interrompendolo **nel punto 4**
- 2 → 3:** Trasformazione **isoentropica** di **espansione** del vapore in turbina in zona bifase: diminuzione del **titolo di vapore** - aumento della **presenza di liquido** ( $x > 90\%$  per evitare danni alle pale della turbina).
- 4 → 1:** **Compressione** di un fluido **bifase**.

## Ciclo di RANKINE

Ciclo ideale di riferimento per un impianto motore a compressione di vapore

Si ottiene **modificando il ciclo di Carnot**.



**6 - 1 - 2 - 3:** Trasformazione **isobara di scambio termico** articolata in **tre fasi**:

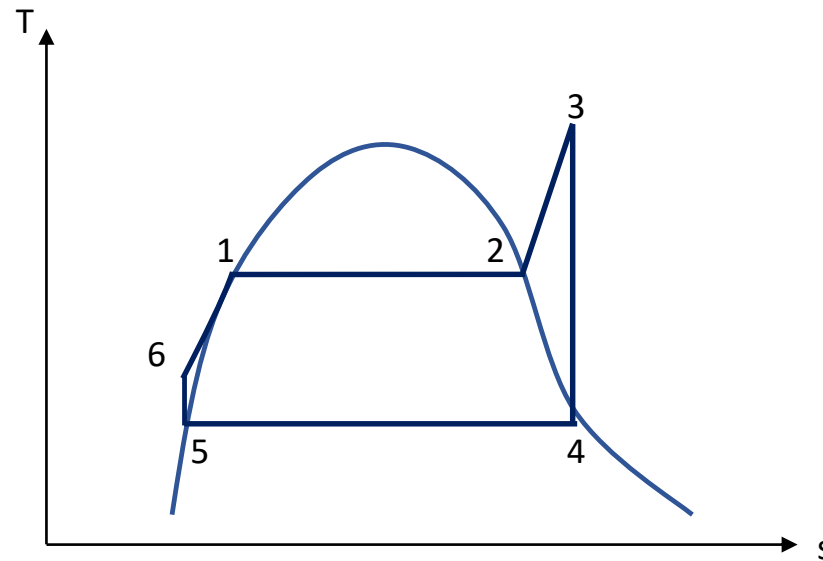
**6 → 1:** Acquisizione di **calore in caldaia**: acqua (**liquido sotto-raffreddato**) riscaldata fino alla **temperatura di saturazione**

**1 → 2:** **Vaporizzazione** completa dell'acqua

**2 → 3:** **Surriscaldamento** del vapore fino alla **temperatura massima** ( $T_3$ )

**Surriscaldamento necessario** per avere **espansione** in turbina in zona **monofase** (vapore).

**Punto 4** in zona bifase molto **vicino alla linea di saturazione** ( $x > 90\%$ ).



**4 → 5:** Trasformazione di **condensazione totale** (impossibile interrompere ad un titolo intermedio)

**5 → 6:** **Compressione** del fluido allo stato **liquido** nella **pompa di circolazione**

**Punto 6:** condizioni di pressione e temperatura di **ingresso in caldaia**.

Le trasformazioni del ciclo possono essere analizzate mediante l'equazione del **I principio della Termodinamica** in **forma entalpica** (sistemi aperti in condizioni di flusso stazionario).

**Rendimento** del ciclo di Rankine:

$$\eta = \frac{l}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}$$

**6 → 3: Trasformazione isobara reversibile** di scambio termico:

**I Principio** della Termodinamica:  $dq = dh + dl'$

Trasformazione **isobara reversibile**:  $dl' = -v \cdot dp = 0 \Rightarrow dq = dh$

$$q_{in} = q_{63} = h_3 - h_6$$

**4 → 5: Trasformazione isobara reversibile** di scambio termico:

**I Principio** della Termodinamica:  $dq = dh + dl'$

Trasformazione **isobara reversibile**:  $dl' = -v \cdot dp = 0 \Rightarrow dq = dh$

$$q_{out} = q_{45} = h_5 - h_4$$

$$\eta = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{45}|}{q_{63}} = 1 - \frac{h_4 - h_5}{h_3 - h_6}$$

**Sistemi aperti** in regime stazionario → **valide entrambe le forme** del I principio della Termodinamica:

$$dq = du + dl$$

$$dq = dh + dl'$$

Trasformazione **ciclica** 1-2-3-4-5-6:

$$\begin{cases} du = 0 \Rightarrow dq = dl \\ dh = 0 \Rightarrow dq = dl' \end{cases} \Rightarrow dl = dl'$$

**Rendimento** del ciclo di Rankine:

$$\eta = \frac{l}{q_{in}} = \frac{l'}{q_{in}}$$

**Lavoro tecnico** scambiato nelle trasformazioni **3 → 4** (turbina) e **5 → 6** (pompa di circolazione)

**3 → 4:** Trasformazione **adiabatica reversibile** (isoentropica) di **espansione**

Trasformazione **reversibile**:  $dq = T \cdot ds$

Trasformazione **adiabatica** reversibile:  $dq = 0 \Rightarrow ds = 0$  (*isoentropica*)

**I Principio** della Termodinamica:  $dq = dh + dl'$

Trasformazione **adiabatica reversibile**:  $dq = 0 \Rightarrow dl' = -dh$

$$l'_{34} = -(h_4 - h_3) = h_3 - h_4 (> 0)$$

**5 → 6:** Trasformazione **adiabatica reversibile** (isoentropica) di **compressione**

Trasformazione **reversibile**:  $dq = T \cdot ds$

Trasformazione **adiabatica** reversibile:  $dq = 0 \Rightarrow ds = 0$  (*isoentropica*)

**I Principio** della Termodinamica:  $dq = dh + dl'$

Trasformazione **adiabatica reversibile**:  $dq = 0 \Rightarrow dl' = -dh$

$$l'_{56} = -(h_6 - h_5) = h_5 - h_6 (< 0)$$

**Lavoro tecnico complessivamente scambiato** nelle trasformazioni  $3 \rightarrow 4$  e  $5 \rightarrow 6$

$$l' = l_{34} - |l_{56}| = h_3 - h_4 - (h_6 - h_5) = h_3 - h_6 - (h_4 - h_5)$$

$$\eta = \frac{l'}{q_{in}} = \frac{h_3 - h_6 - (h_4 - h_5)}{h_3 - h_6} = 1 - \frac{(h_4 - h_5)}{h_3 - h_6}$$

**Stesso risultato** precedentemente ottenuto

**Rendimento di Carnot** tra le temperature estreme:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_4}{T_3}$$

$$\eta_{Rankine} < \eta_{Carnot}$$

## CICLI DIRETTI A GAS

Fluido costantemente allo **stato gassoso** (es. **motori per la trazione automobilistica, impianti di potenza con turbine a gas**)

- **Motori automobilistici:** energia termica prodotta dalla combustione interna al sistema (motori a **combustione interna**).

**Ciclo aperto:** gas che evolve nel ciclo **continuamente espulso** (gas di scarico) e **reimmesso** (aria) all'interno dei cilindri.

**Rendimenti** dei motori a benzina o diesel per autotrazione **molto bassi: 20-30%**

**Cicli** termodinamici Otto e Diesel.

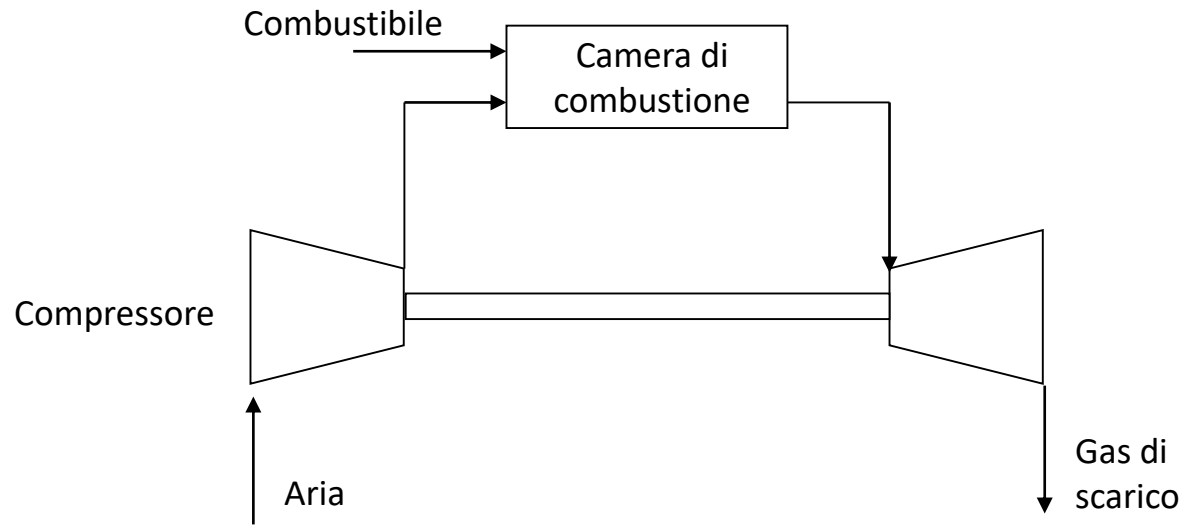
- **Impianti di potenza a gas**

**Impianti** per la produzione di **energia elettrica** (centrali termoelettriche a gas)

**Rendimenti** delle centrali termoelettriche **bassi: 30 ÷ 40 %**



## Impianti con **turbina a gas** per la **produzione di energia elettrica**



**Prelievo dell'aria** dall'ambiente

**Compressione** dell'aria prelevata nel **compressore**

Immissione di **combustibile** nella **camera di combustione**

**Combustione isobara**

**Espansione** in turbina dei **gas di scarico** fino alla pressione atmosferica

**Scarico** dei gas **in atmosfera** senza rientrare in circolo.

## Ciclo di BRAYTON

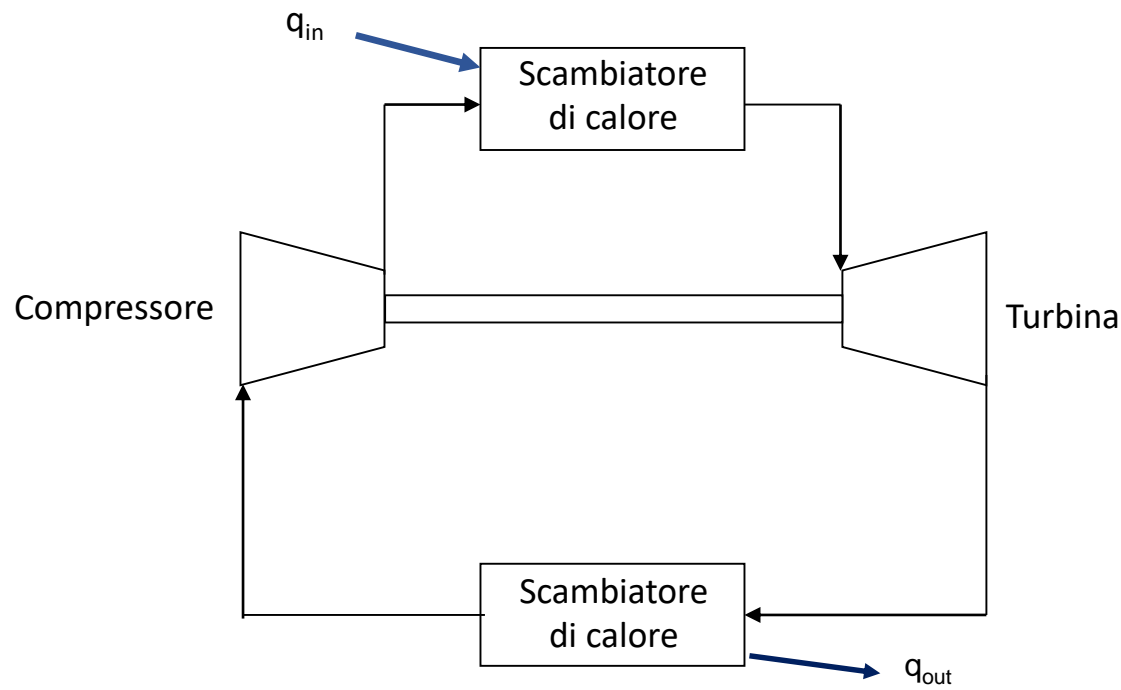
**Approssimazioni adottate** per descrivere il funzionamento con un **ciclo diretto a gas**:

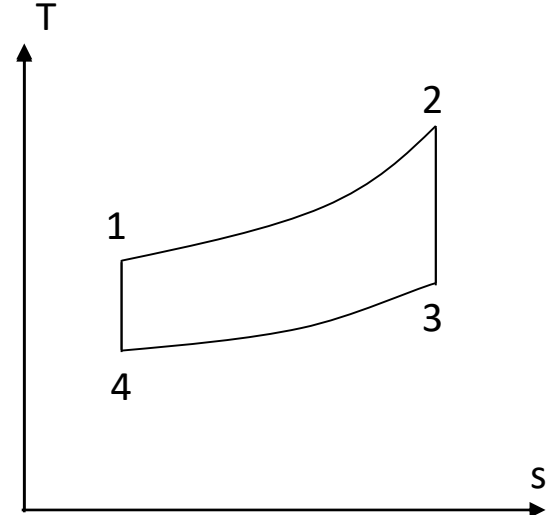
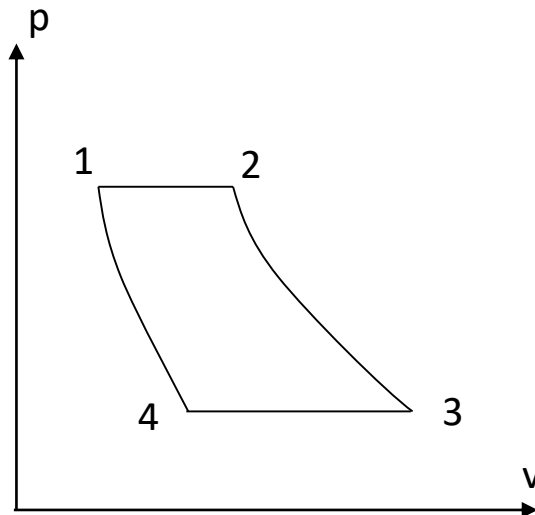
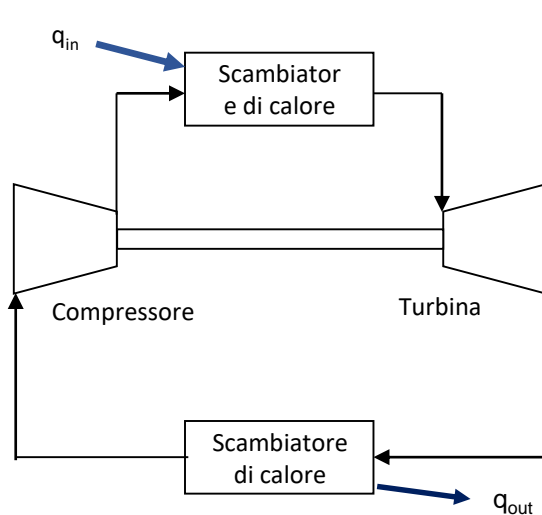
**Ciclo reale aperto** → **ciclo chiuso internamente reversibile**

Fluido: **aria** a comportamento **ideale** con calore specifico costante.

Processo di **combustione** → trasformazione **isobara** di **scambio termico**

**Rinnovo** di fluido (espulsione dei gas di scarico ed immissione di nuova aria nel compressore) → trasformazione **isobara** di **scambio termico**.





**1 → 2:** Trasformazione **isobara reversibile**: il gas **riceve calore** dalla sorgente più calda

**2 → 3:** Trasformazione **isoentropica** (adiabatica reversibile) di **espansione in turbina**

**3 → 4:** Trasformazione **isobara reversibile**: il gas **cede calore** alla sorgente più fredda

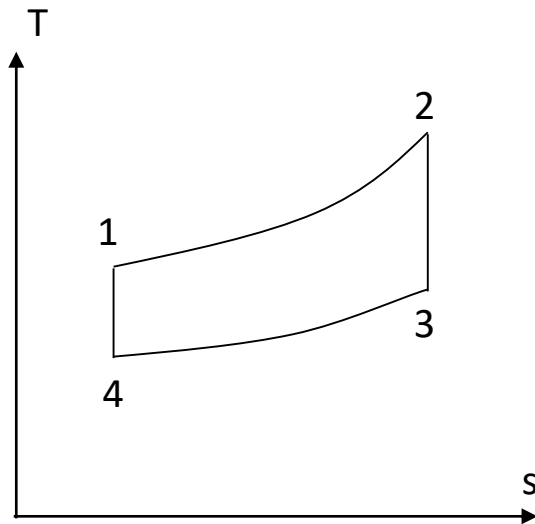
**4 → 1:** Trasformazione **isoentropica** (adiabatica reversibile) di compressione del gas.

**Rendimento del ciclo di Brayton:**

$$\eta = \frac{l}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1}$$

**Aria a comportamento ideale con  $c_p$  costante:**

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

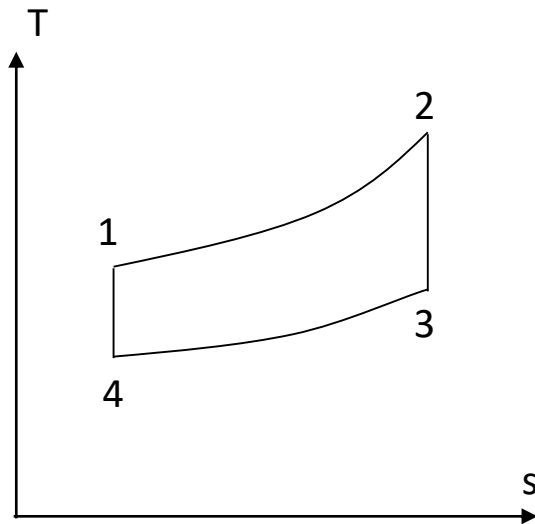


**Trasformazione adiabatica reversibile 2-3:**

$$p_2 \cdot v_2^K = p_3 \cdot v_3^K \Rightarrow p_2 \cdot \left(\frac{R \cdot T_2}{p_2}\right)^K = p_3 \cdot \left(\frac{R \cdot T_3}{p_3}\right)^K \Rightarrow p_2^{\frac{1-K}{K}} \cdot T_2 = p_3^{\frac{1-K}{K}} \cdot T_3 \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1-K}{K}}$$

**Trasformazione adiabatica reversibile 4-1:**

$$p_4 \cdot v_4^K = p_1 \cdot v_1^K \Rightarrow p_4 \cdot \left(\frac{R \cdot T_4}{p_4}\right)^K = p_1 \cdot \left(\frac{R \cdot T_1}{p_1}\right)^K \Rightarrow p_4^{\frac{1-K}{K}} \cdot T_4 = p_1^{\frac{1-K}{K}} \cdot T_1 \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{1-K}{K}}$$



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

**Rapporto di compressione:**  $\beta = \frac{p_1}{p_4}$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{K-1}{K}}}$$

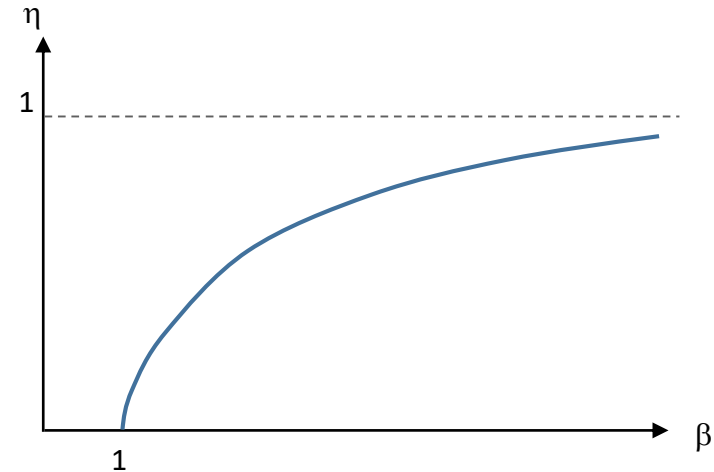
**Rendimento dipendente** solo dal **rapporto di compressione**:  **aumenta all'aumentare di questo.**

**Limite imposto:** **massima temperatura** del ciclo (temperatura di ingresso in turbina).

**Valore massimo di temperatura** sopportabile dalle pale delle turbine intorno ai **1400 °C**.

## Andamento del rendimento in funzione del rapporto di compressione

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{K-1}{K}}}$$



### Intersezioni con gli assi:

$\beta = 0 \Rightarrow \eta \rightarrow -\infty$  (non ha senso fisico)

$$\eta = 0 \Rightarrow 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{K-1}{K}}} = 0 \Rightarrow \beta^{\frac{K-1}{K}} = 1 \Rightarrow \beta = 1^{\frac{K}{K-1}} = 1$$

### Asintoto orizzontale:

$$\beta \rightarrow \infty \Rightarrow \eta = 1$$

### Derivata prima:

$$\eta' = -\frac{1-K}{K} \cdot \beta^{\frac{1-K}{K}-1} = -\frac{1-K}{K} \cdot \beta^{\frac{1-K-K}{K}} = -\frac{1-K}{K} \cdot \beta^{\frac{1-2K}{K}} = \frac{K-1}{K} \cdot \beta^{\frac{1-2K}{K}}$$

Prodotto di **due termini positivi**  $\rightarrow$  derivata prima  $> 0 \rightarrow$  **funzione sempre crescente.**

**Aumento** costante del **rendimento** all'aumentare del **rapporto di compressione**.

Conveniente **far crescere il più possibile** il rapporto di compressione.

Fissate  $T_1$  e  $T_2$ : aumento di  $\beta \rightarrow$  **aumento iniziale di L e successiva diminuzione**.

Valori troppo elevati di  $\beta \rightarrow \eta$  **molto grande**, ma **lavoro ottenuto troppo piccolo**.

Valore piccolo del lavoro  $\rightarrow$  **portate in massa molto elevate** per ottenere la **potenza desiderata**  $\rightarrow$  aumento delle **dimensioni del sistema** (svantaggio economico).

Compromesso:  $\beta$  **compresi tra 11 e 16**.

Nei casi più favorevoli si possono raggiungere **rendimenti termici del ciclo superiori al 30%**.

