

Capitolo 8

Impianti di potenza e di refrigerazione a vapore

Fisica Tecnica

Docente: Riccardo Zamolo (rzamolo@units.it)

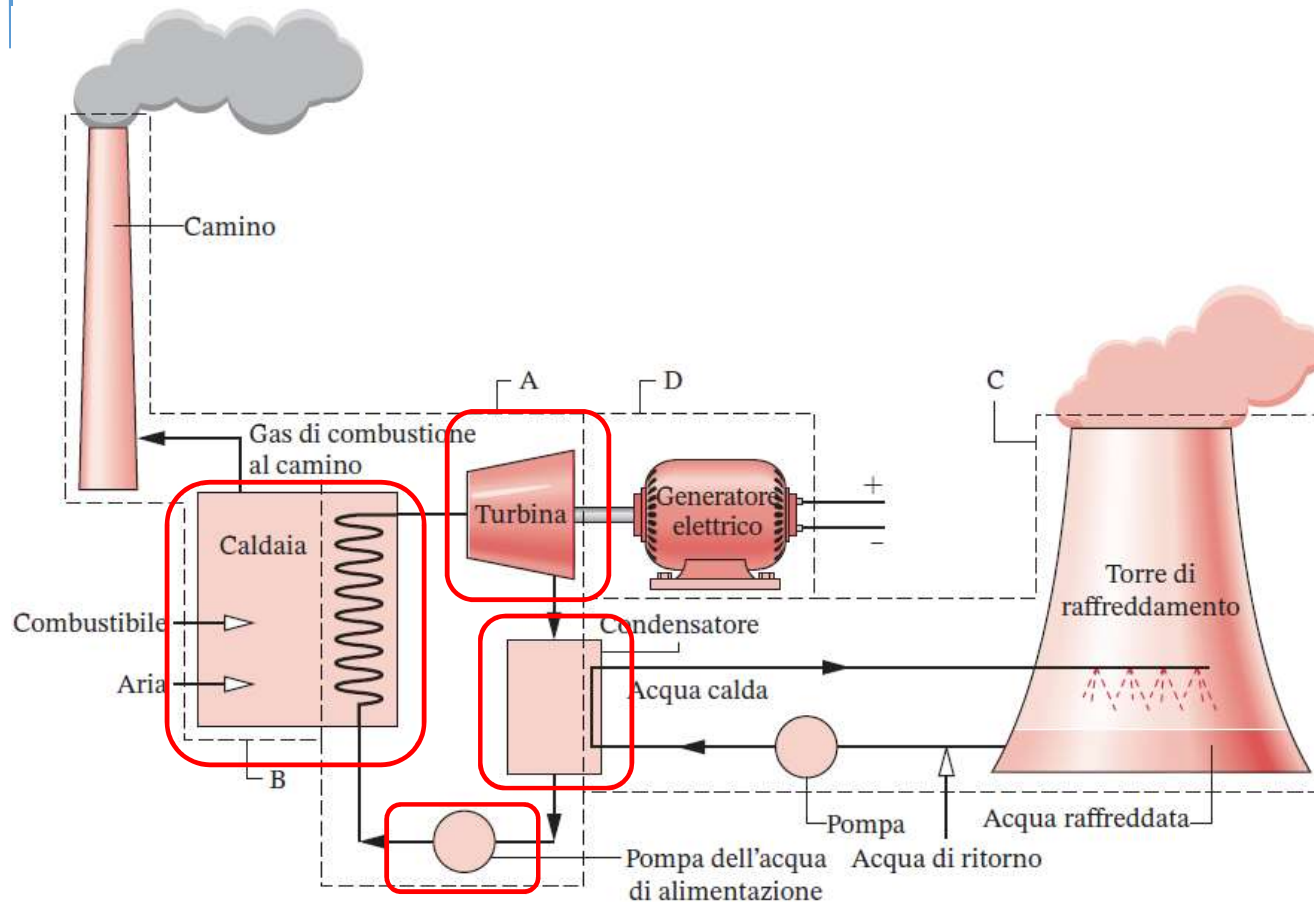


A.A. 2025/2026

Modellizzazione degli impianti di potenza

- **Impianti di generazione di potenza:** Impianti per la **produzione di potenza** netta in uscita a partire da **energia** derivante dalla combustione di combustibili fossili, da energia solare o da energia nucleare.
- **Impianto a vapore:** Impianti nei quali si sfrutta come **fluido di lavoro** un fluido, che viene alternativamente **vaporizzato** e **condensato**
- **Fluido operatore:** La maggioranza delle **centrali termoelettriche** sono costituite da impianti di potenza a **vapore** in cui l'**acqua** funge da fluido operatore. Altri fluidi nei cicli ORC **Organic Rankine Cycle**

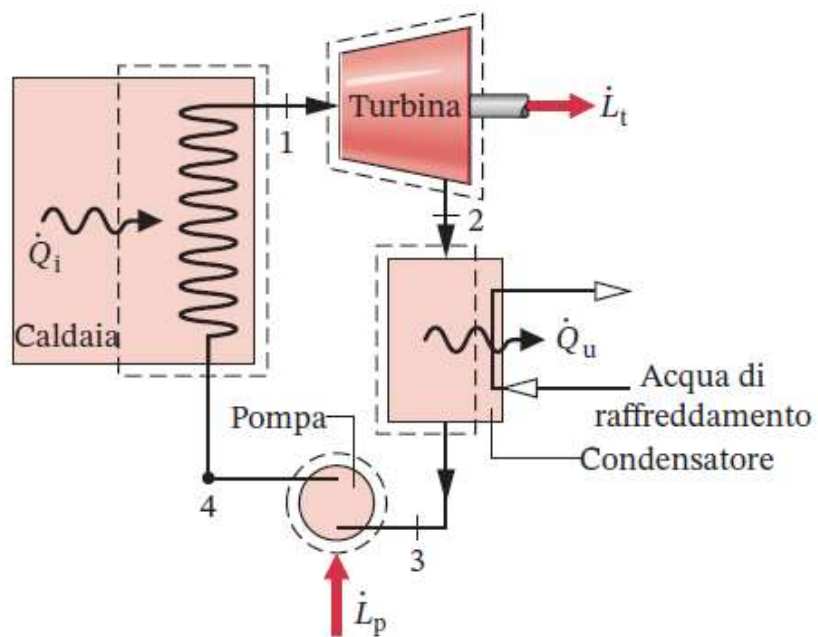
Modellizzazione degli impianti di potenza



Componenti fondamentali

- Caldaia
- Turbina
- Condensatore
- Pompa

Componenti del ciclo Rankine



Componenti fondamentali

- Caldaia
- Turbina
- Condensatore
- Pompa

$\dot{L}_t$ = potenza meccanica in uscita (turbina)

$\dot{L}_p$ = potenza meccanica in ingresso (pompa)

$\dot{Q}_i$ = potenza termica in ingresso (caldaia)

$\dot{Q}_u$ = potenza termica in uscita (condensatore)

Ciclo Rankine ideale

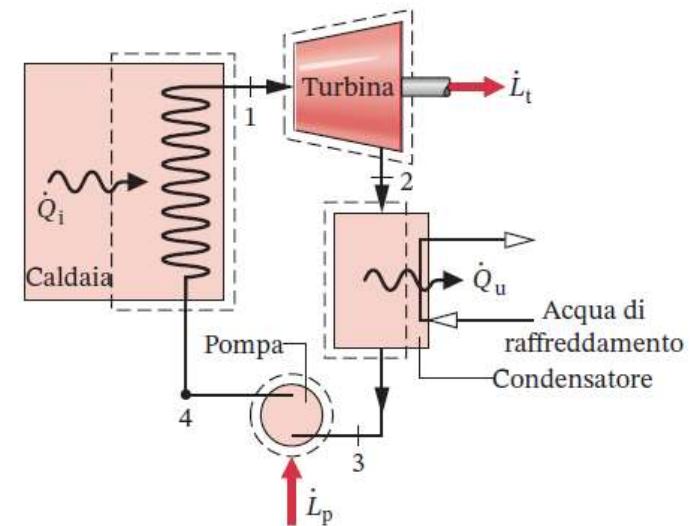
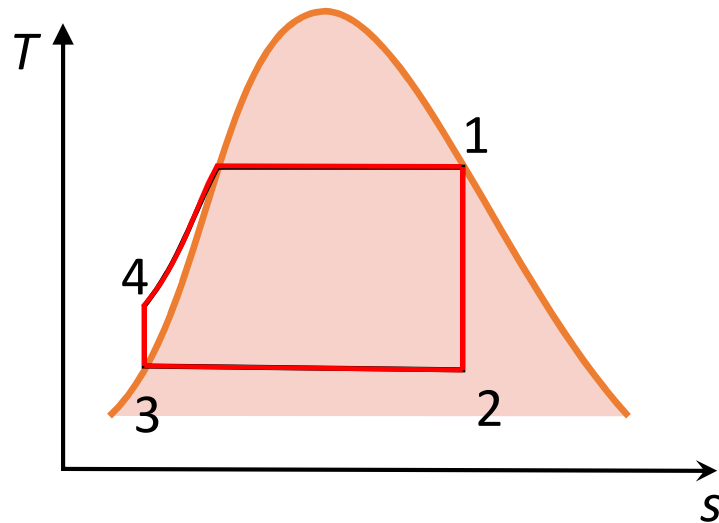
Irreversibilità assenti

- Perdite per attrito assenti
- Scambi termici reversibili (differenze temperatura esterne al volume di controllo)
- Compressione ed espansione internamente reversibili (isoentropici)

Un ciclo che rispetta queste idealizzazioni è il **ciclo Rankine ideale**:

- Processo 1 – 2: Espansione isoentropica in turbina
- Processo 2 – 3: Trasferimento di calore isobaro nel condensatore
- Processo 3 – 4: Compressione isoentropica nella pompa
- Processo 4 – 1: Trasferimento di calore isobaro in caldaia

Ciclo Rankine ideale a vapore saturo



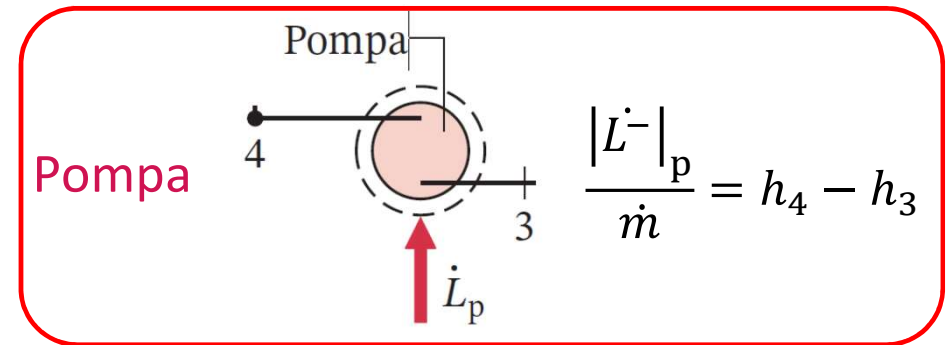
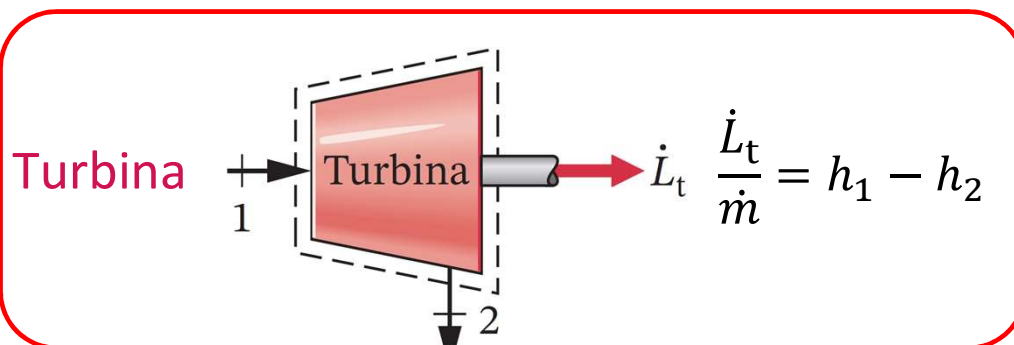
- Processo 1 – 2: Espansione isoentropica in turbina
- Processo 2 – 3: Cessione di calore isobara nel condensatore
- Processo 3 – 4: Compressione isoentropica nella pompa
- Processo 4 – 1: Fornitura di calore isobara in caldaia

lavori e calori scambiati – turbina e compressore

Assunzioni

- Regime stazionario
- Scambi termici trascurabili
- Variazioni en. cinetica ed en potenziale trascurabili

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \dot{L} + \dot{m} \cdot \left[h_1 - h_2 + \frac{\cancel{w_1^2} - \cancel{w_2^2}}{2} + g \cdot (\cancel{z_1} - \cancel{z_2}) \right]$$



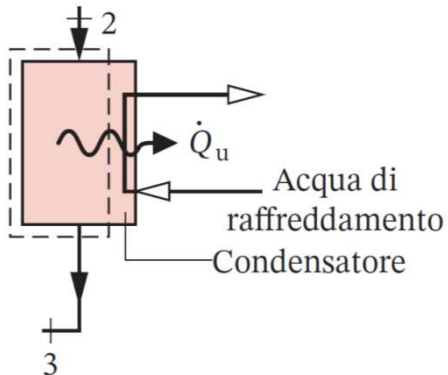
Condensatore e caldaia - lavori e calori scambiati

Assunzioni

- Regime stazionario
- Lavoro nullo
- Variazioni en. cinetica ed en. potenziale trascurabili

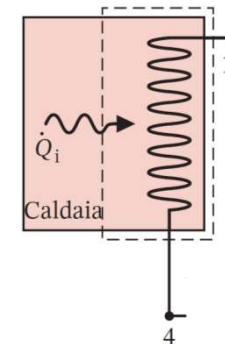
$$0 = \dot{Q}_{vc} - \cancel{L_{vc}} + \dot{m} \cdot \left[h_1 - h_2 + \cancel{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}} + g \cdot (\cancel{z_1 - z_2}) \right]$$

Condensatore



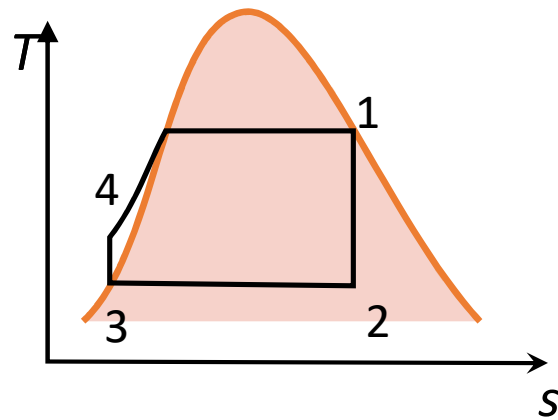
$$\frac{|\dot{Q}_u^-|}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

Caldaia



$$\frac{\dot{Q}_i^+}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Rendimento del ciclo e rapporto di restituzione del lavoro



Rendimento termico del ciclo Rankine

$$\eta = \frac{\dot{L}_t / \dot{m} - \dot{L}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_i / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Rapporto di restituzione del lavoro (rrl)

$$rrl = \frac{\dot{L}_p / \dot{m}}{\dot{L}_t / \dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

Confronto tra lavori

- Lavoro pompa, liquido:

$$\left(\frac{|\dot{L}_p^-|}{\dot{m}} \right)_{\text{int rev}} = \int_{p_3}^{p_4} v dp = v_3(p_4 - p_3) = v_3(p_1 - p_2)$$

- Lavoro espansione turbina, volume sp. medio tra 1 e 2:

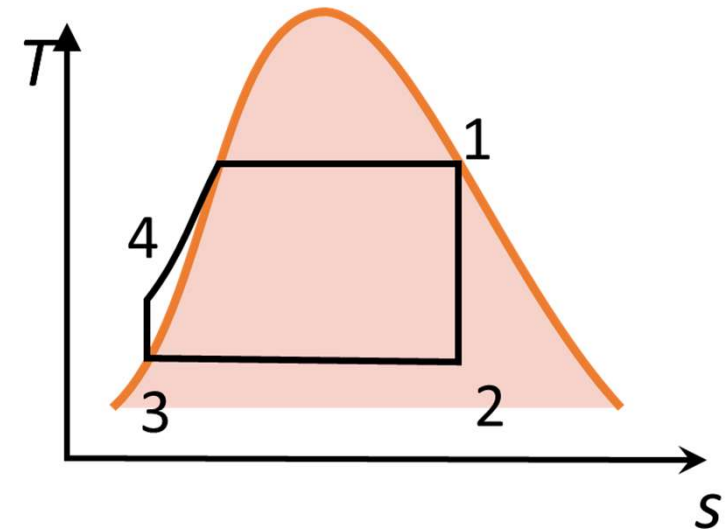
$$\left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}} \right)_{\text{int rev}} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \bar{v}_{12} (p_1 - p_2)$$

- Lavoro netto

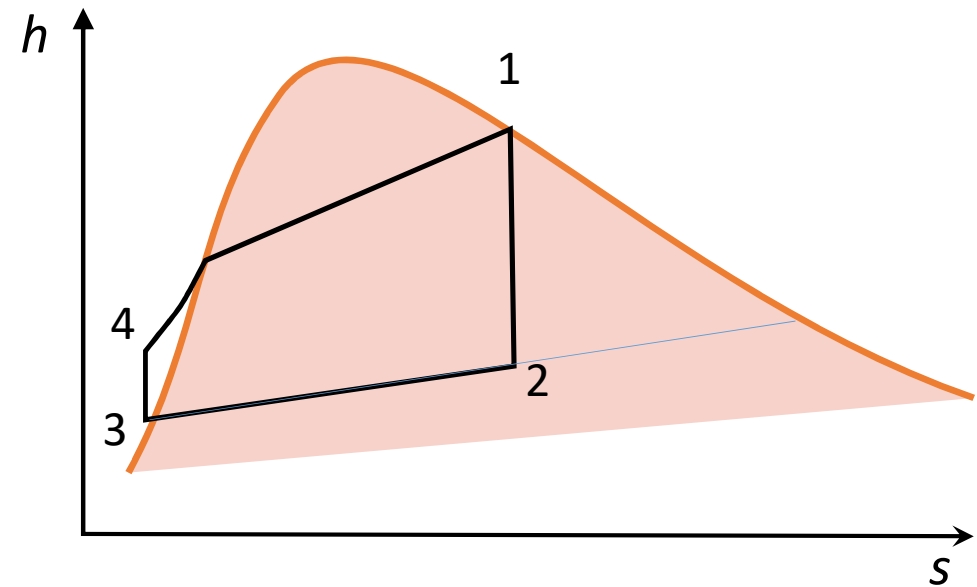
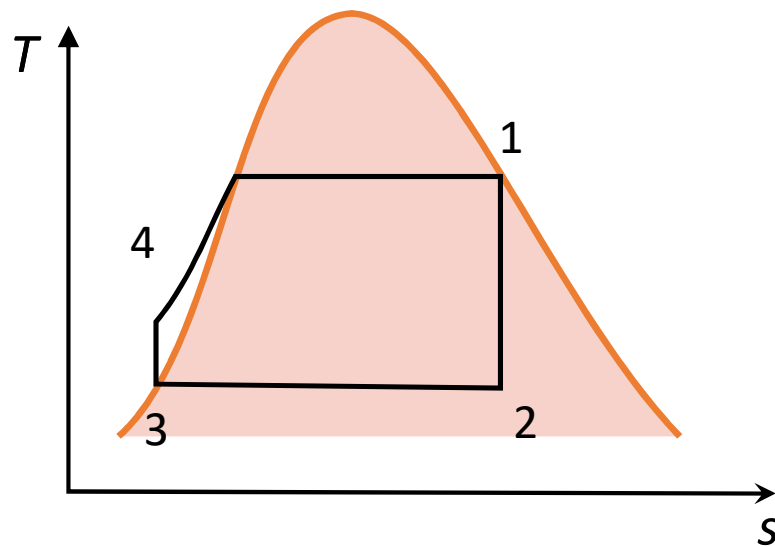
$$\left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}} \right)_{\text{int rev}} + \left(\frac{|\dot{L}_p^-|}{\dot{m}} \right)_{\text{int rev}} = \bar{v}_{12} (p_1 - p_2) - v_{34} (p_1 - p_2) =$$

$$(\bar{v}_{12} - v_{34}) (p_1 - p_2) \approx \bar{v}_{12} (p_1 - p_2) = \left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}} \right)_{\text{int rev}}$$

poiché volume sp. del vapore grande rispetto quello del liquido: $\bar{v}_{12} \gg v_{34}$

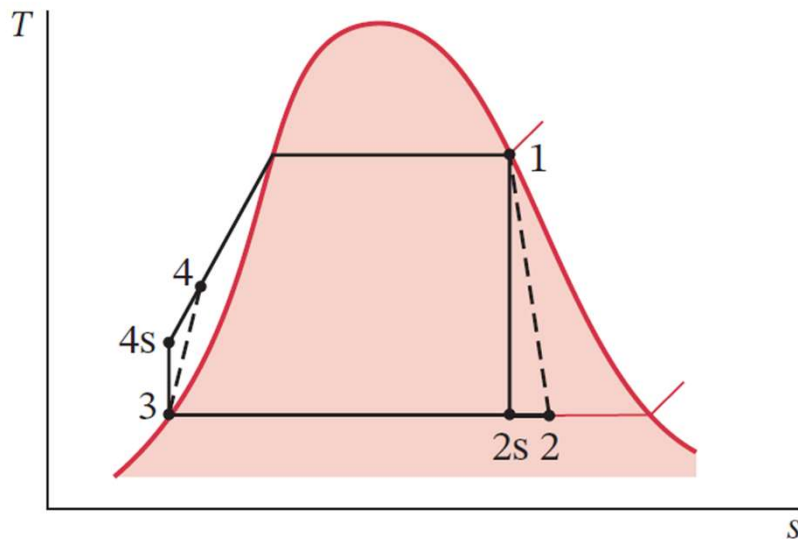


Ciclo Rankine su diagrammi T-s e h-s



Principali perdite e irreversibilità

Turbina e pompa: Processi adiabatici reali ma non isoentropici



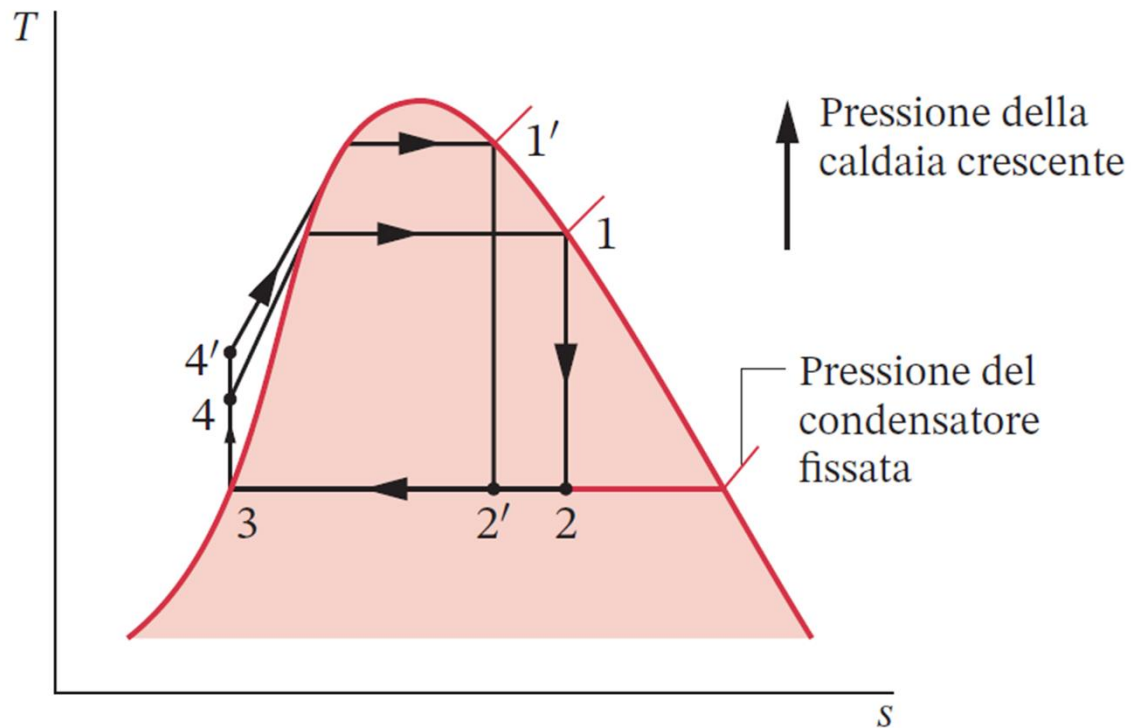
Rendimenti **isoentropici**:

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{L}_t / \dot{m}\right)}{\left(\dot{L}_t / \dot{m}\right)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_p = \frac{\left(\dot{L}_p / \dot{m}\right)_s}{\left(\dot{L}_p / \dot{m}\right)} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Altre non idealità: Es. combustione e trasferimento di calore dai prodotti di combustione

Effetto della pressione in caldaia

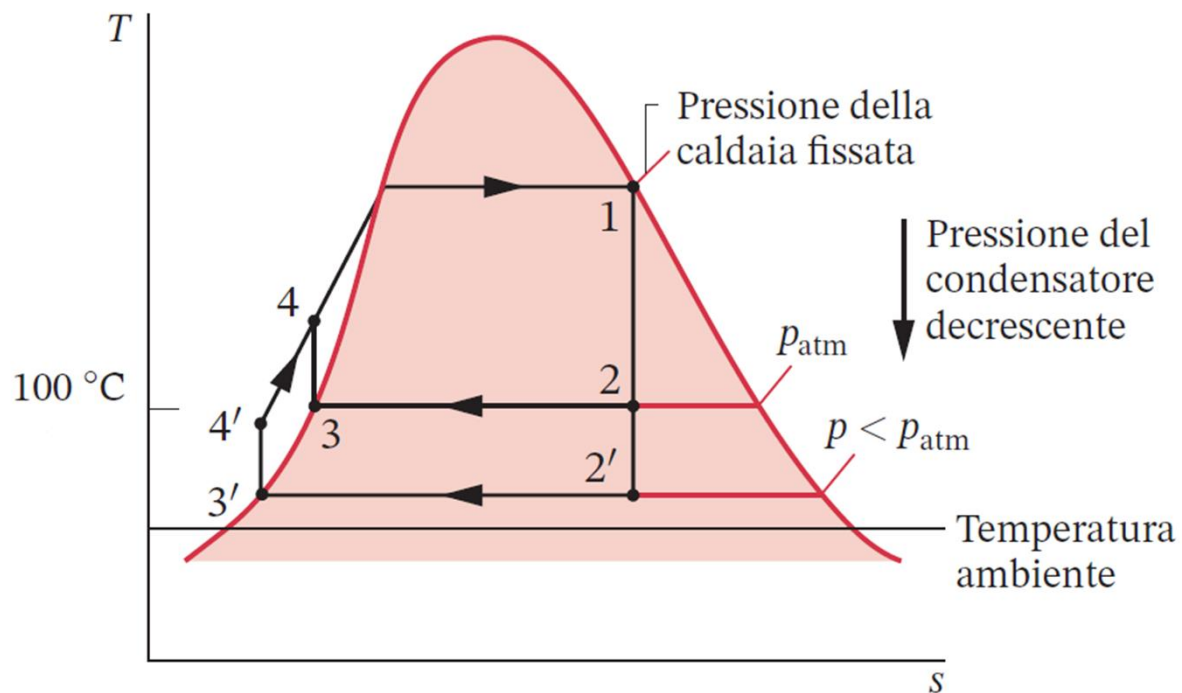


Effetto della pressione in **caldaia**

Aumentando la **pressione** in caldaia nel ciclo Rankine ideale, il **rendimento** termico tende ad **aumentare**

$$\eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Effetto della pressione nel condensatore

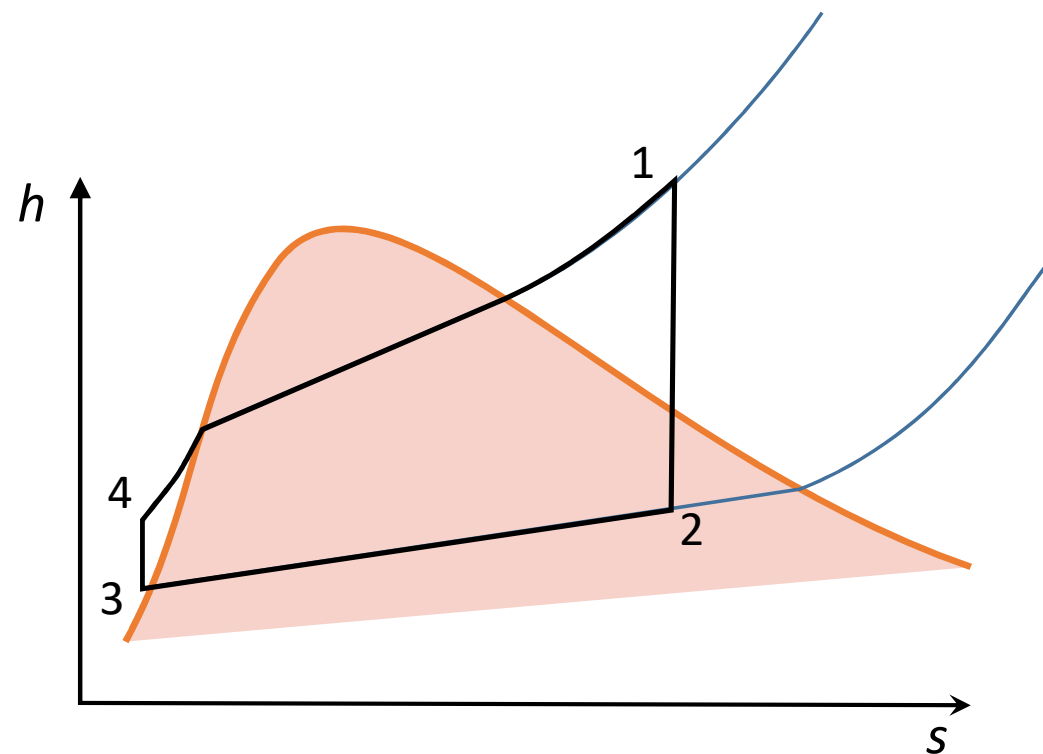
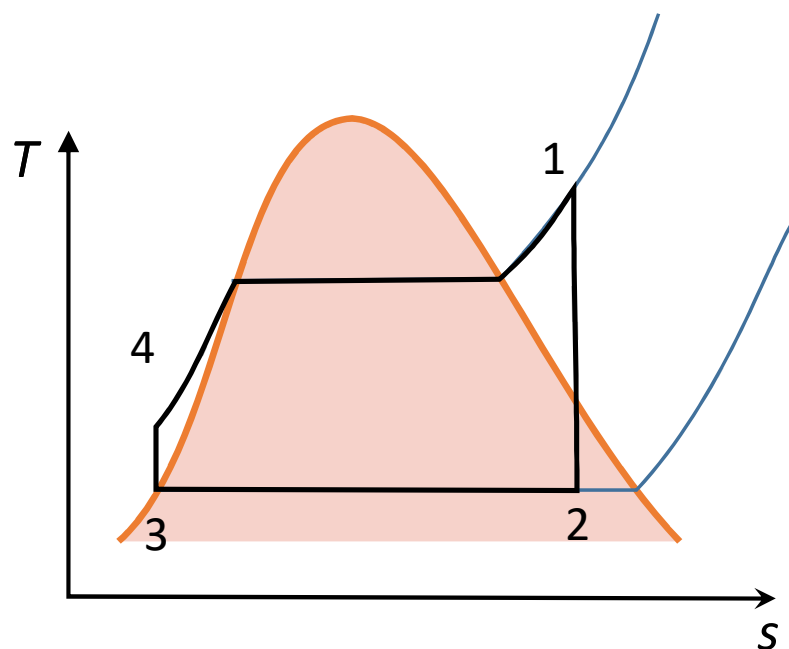


Effetto della pressione al **condensatore**

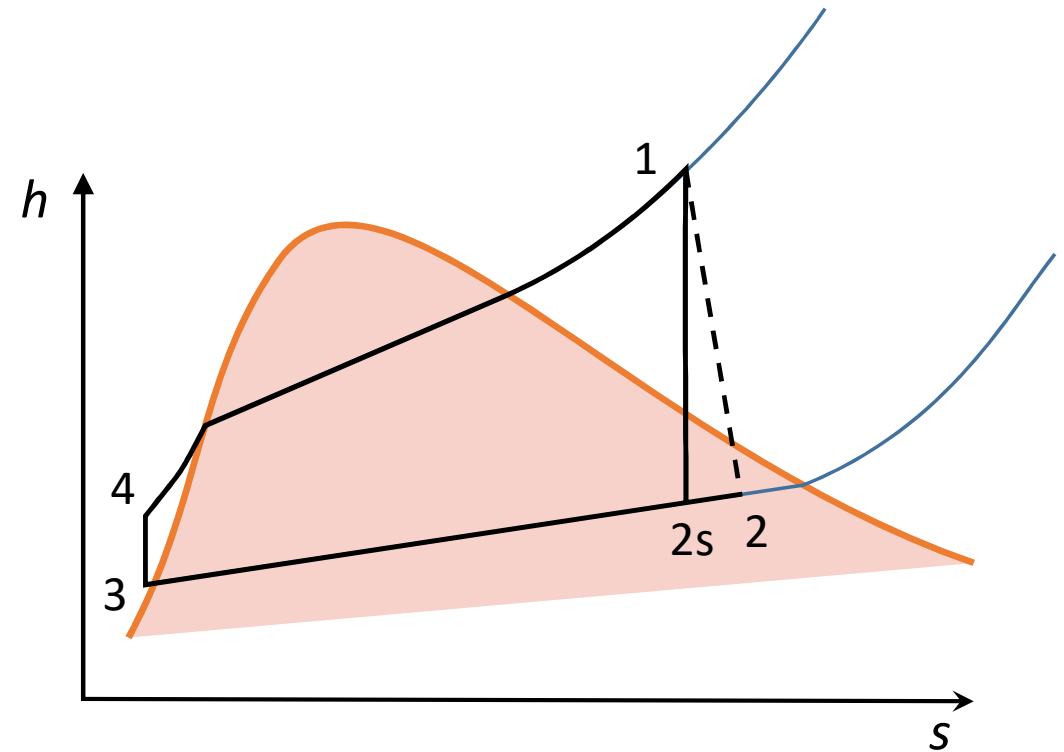
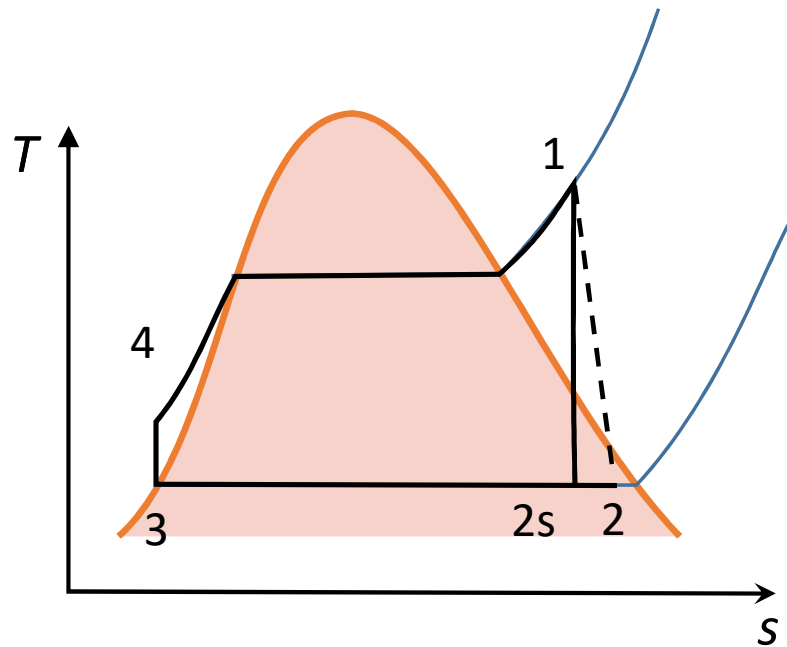
diminuendo la pressione di
condensazione, il **rendimento** termico
tende ad **aumentare**

$$\eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

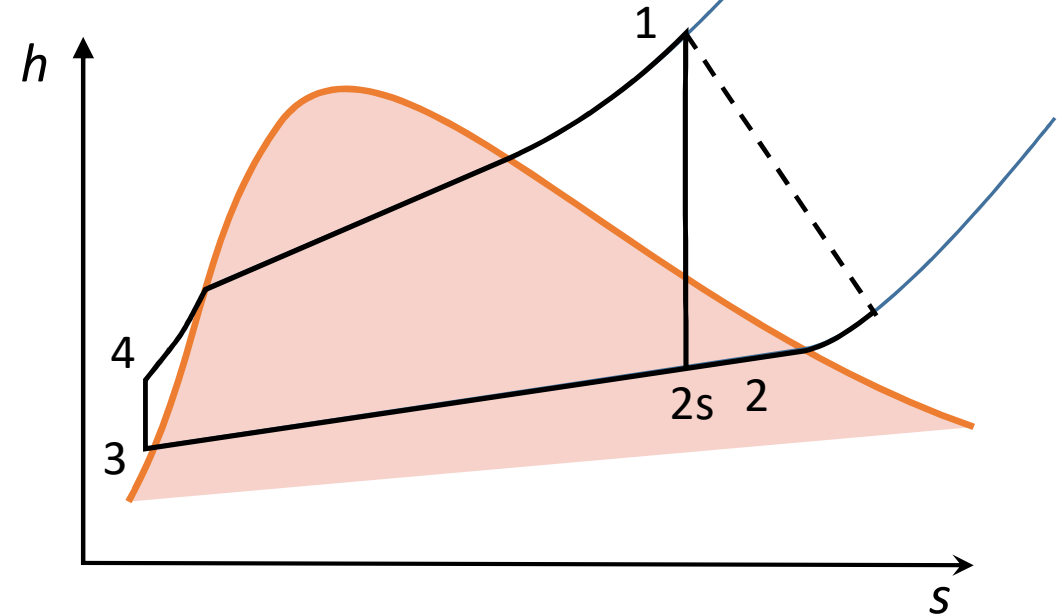
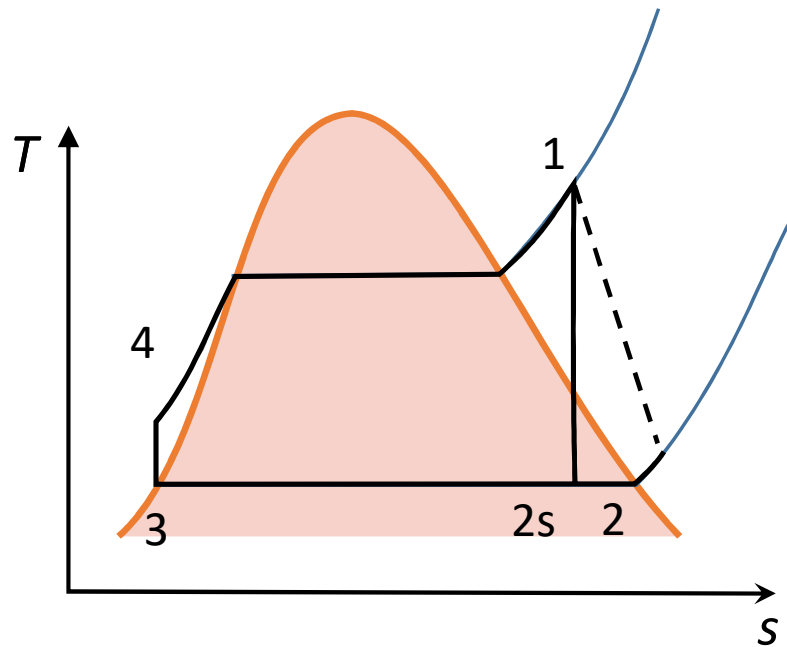
Ciclo con surriscaldamento



Ciclo con surriscaldamento ed irreversibilità

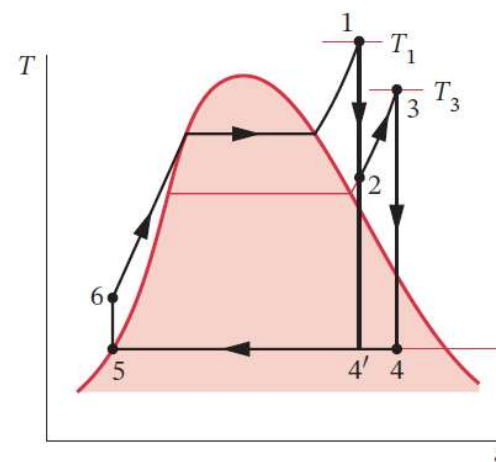
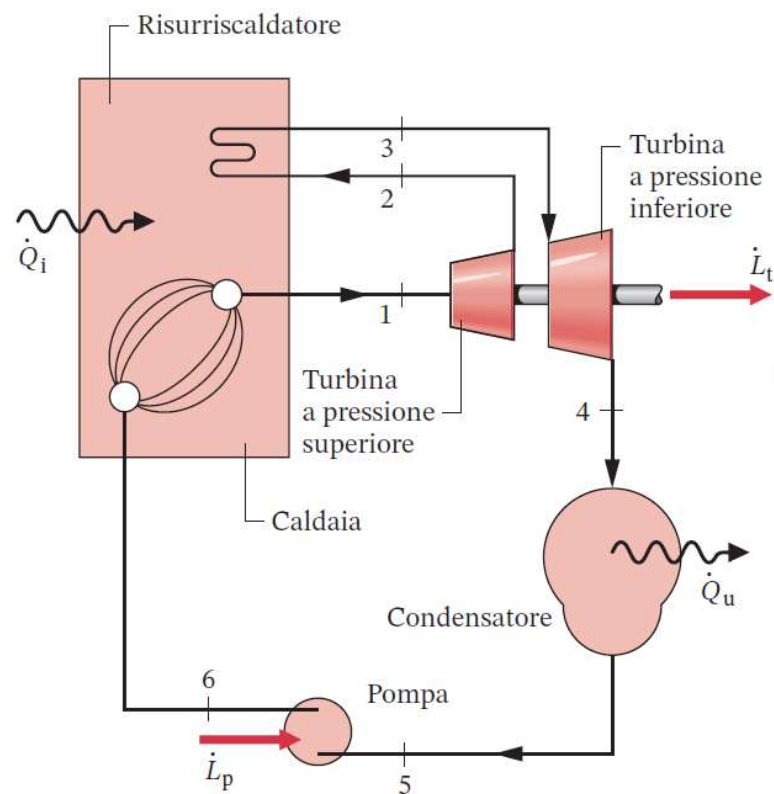


Ciclo con surriscaldamento ed irreversibilità



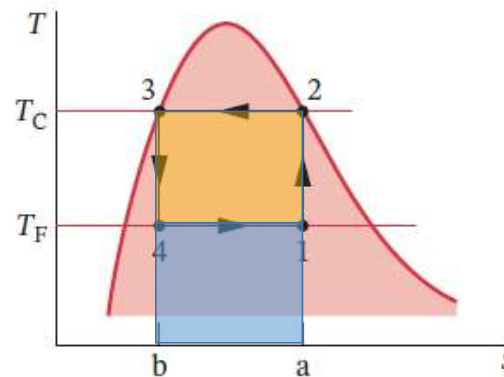
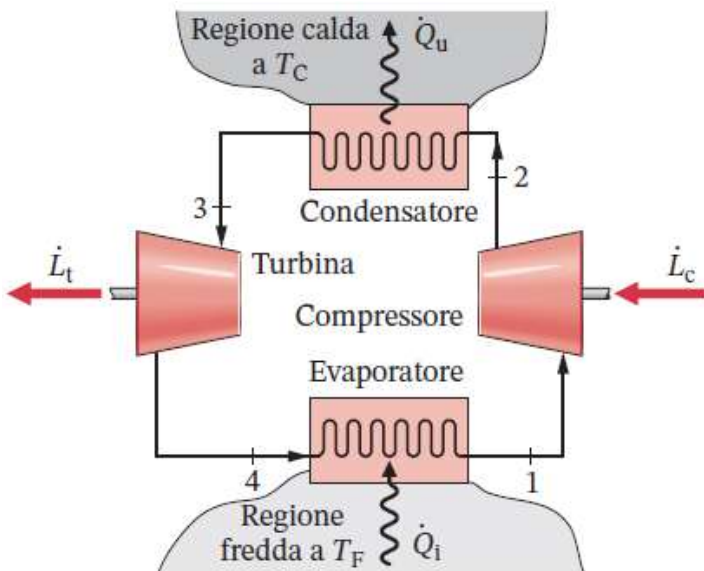
Risurriscaldamento

Ciclo ideale con
risurriscaldamento



Macchine frigorifere a compressione di vapore

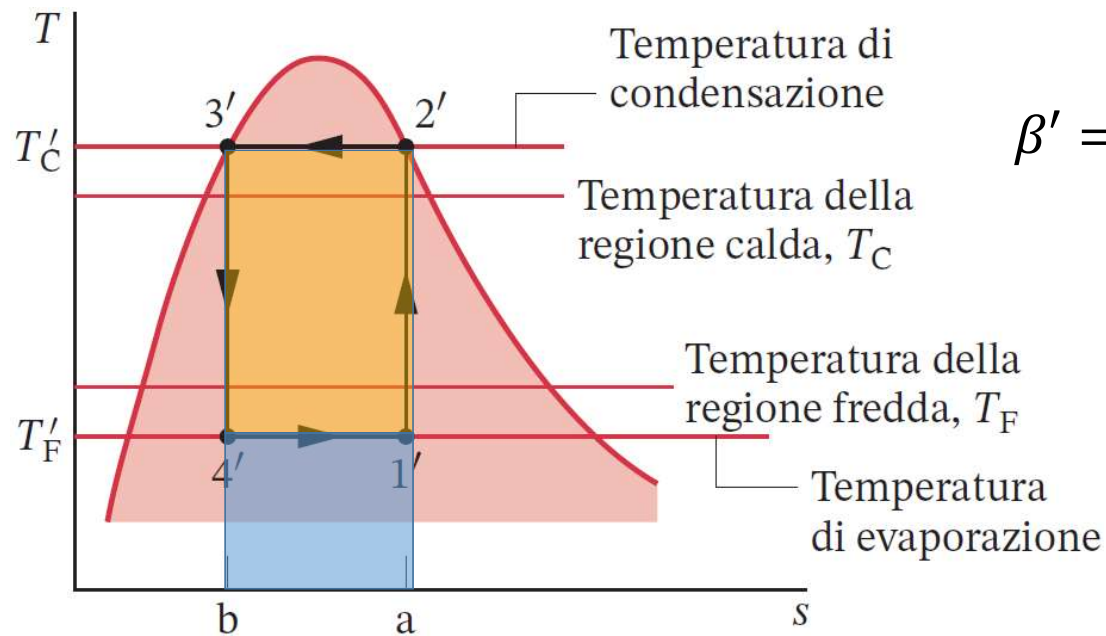
Ciclo inverso ideale: ciclo di Carnot (inverso)



$$\begin{aligned}
 COP_{max} = \beta_{max} &= \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{|\dot{L}_c| / \dot{m} - \dot{L}_t / \dot{m}} = \\
 &= \frac{\text{area } 1 - a - b - 4}{\text{area } 1 - 2 - 3 - 4} = \\
 &= \frac{T_F(s_a - s_b)}{(T_C - T_F)(s_a - s_b)} = \frac{T_F}{T_C - T_F}
 \end{aligned}$$

Differenze tra ciclo ideale e reale

Differenze di temperatura finite al condensatore ($T'_C > T_C$) ed evaporatore ($T'_F < T_F$):



$$\beta' = \frac{\text{area } 1' - a - b - 4'}{\text{area } 1' - 2' - 3' - 4'} = \frac{T'_F}{(T'_C - T'_F)}$$

$$\beta' < \beta_{\max}$$

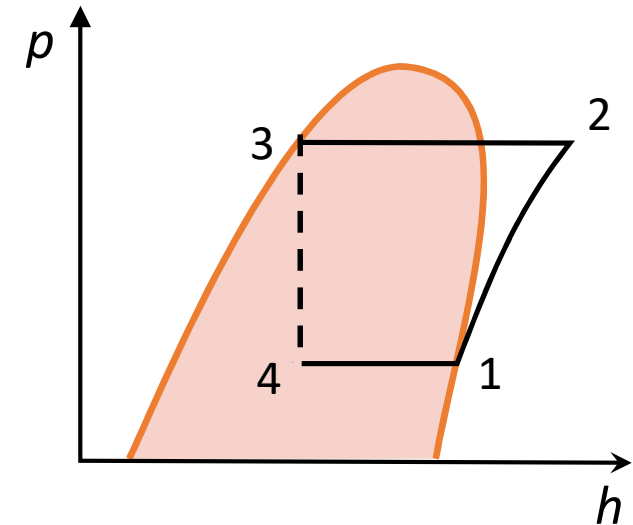
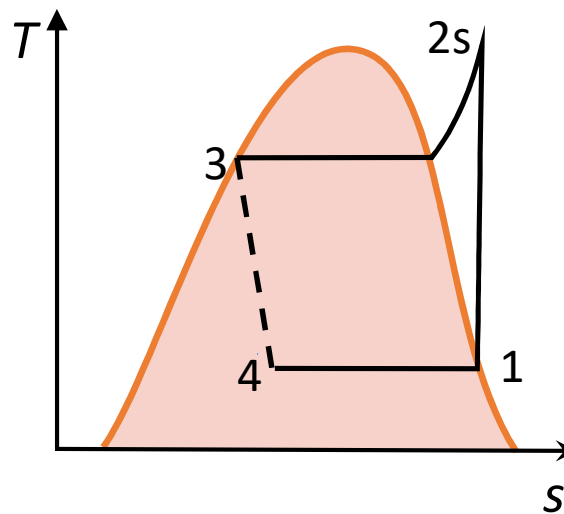
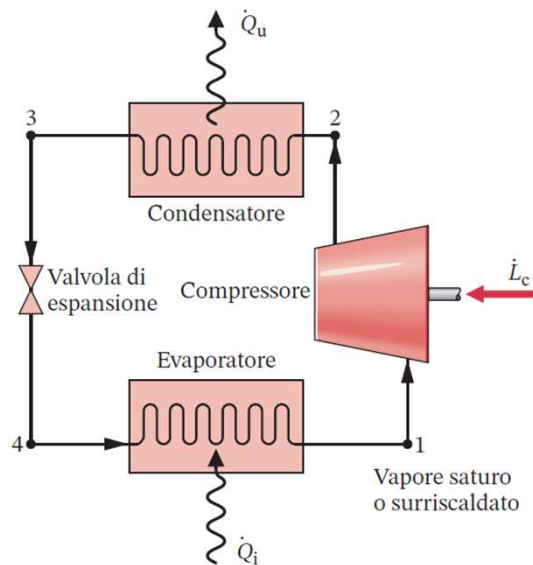
Inoltre, per motivi pratici:

- compressione 1'-2' umida da evitare
- si rinuncia a turbina nell'espansione 3'-4'

Ciclo a compressione di vapore ideale – diagramma T-s

Ciclo a compressione di vapore ideale:

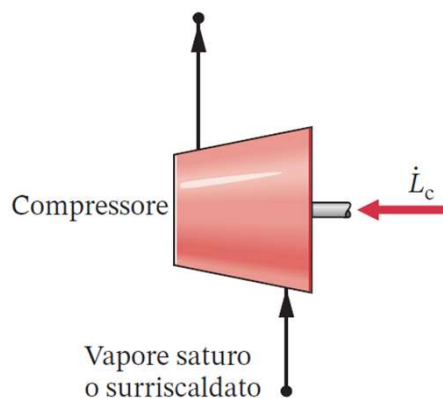
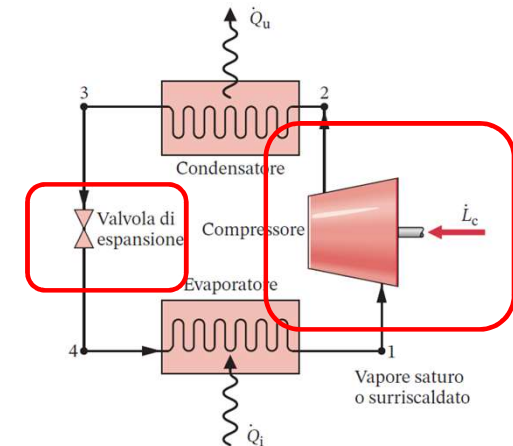
- Compressione 1-2 in fase vapore (surriscaldato) $\Rightarrow$ cessione calore 2-3 a T non costante
- Laminazione 3-4 al posto di espansione $\Rightarrow$ si perde lavoro tecnico ottenibile in turbina
- Tutti i processi sono internamente reversibili **a eccezione del processo di laminazione 3 – 4 (isoentalpico ma non isoentropico):**



Stima di lavoro e calore – Compressore e laminazione

Assunzioni:

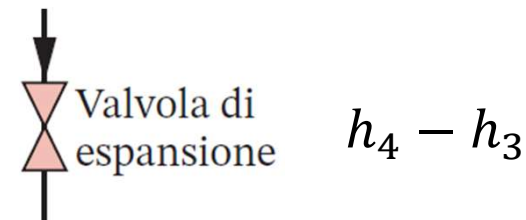
- Regime stazionario
- Variazioni en. cinetica e potenziale trascurabili
- Scambi di calore con l'ambiente esterno trascurabili



Compressore

$$\frac{|\dot{L}|}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

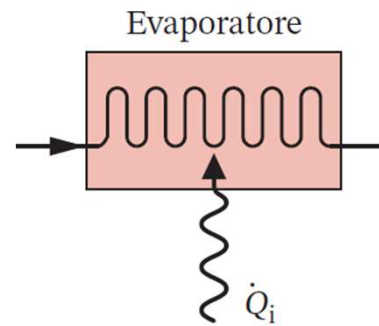
Valvola di espansione



Stima di lavoro e calore – Evaporatore e condensatore

Assunzioni:

- Regime stazionario
- Variazioni en. cinetica e potenziale trascurabili
- Irreversibilità trascurabili

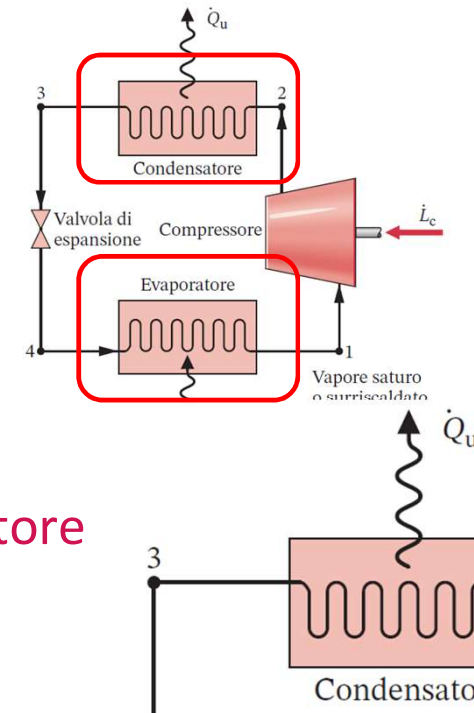


$$\frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Evaporatore

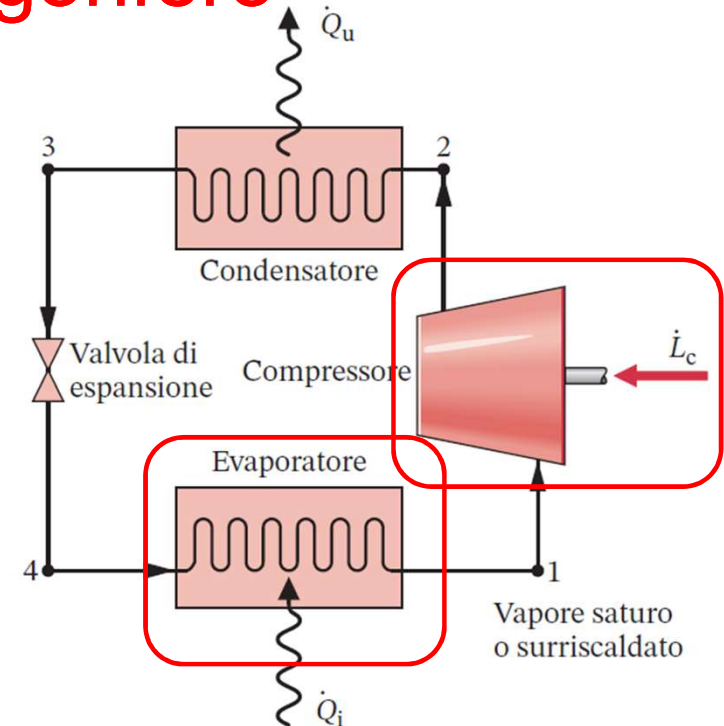
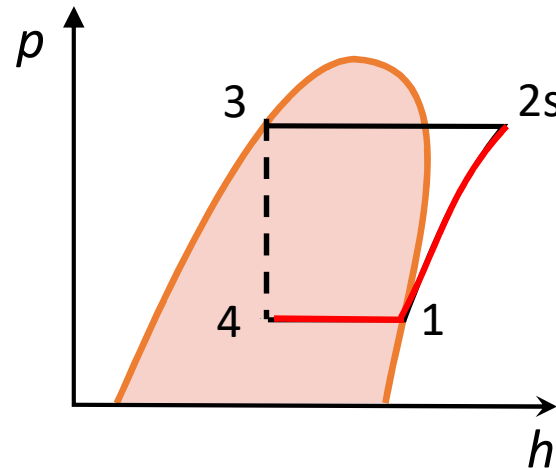
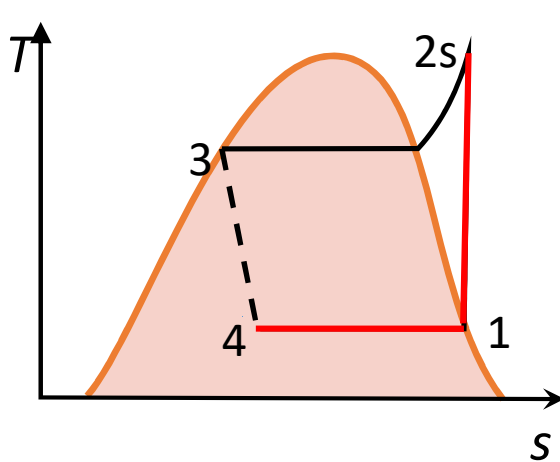
Condensatore

$\dot{Q}_i$ = calore assorbito dall'ambiente
 $\dot{Q}_u^-$ = calore ceduto all'ambiente



$$\frac{|\dot{Q}_u^-|}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

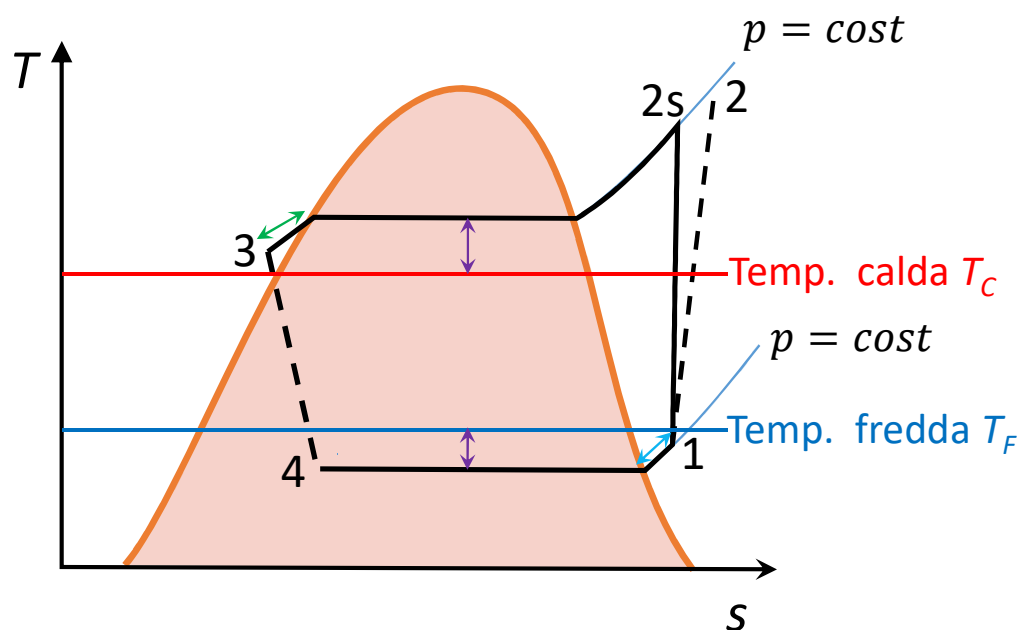
Coefficiente di prestazione - Frigorifero



$$\beta = \frac{\dot{Q}_i^+ / \dot{m}}{|\dot{L}_c^- / \dot{m}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$\beta = COP_F = \text{coefficiente di prestazione}$

Caratteristiche dei sistemi reali a compressione di vapore



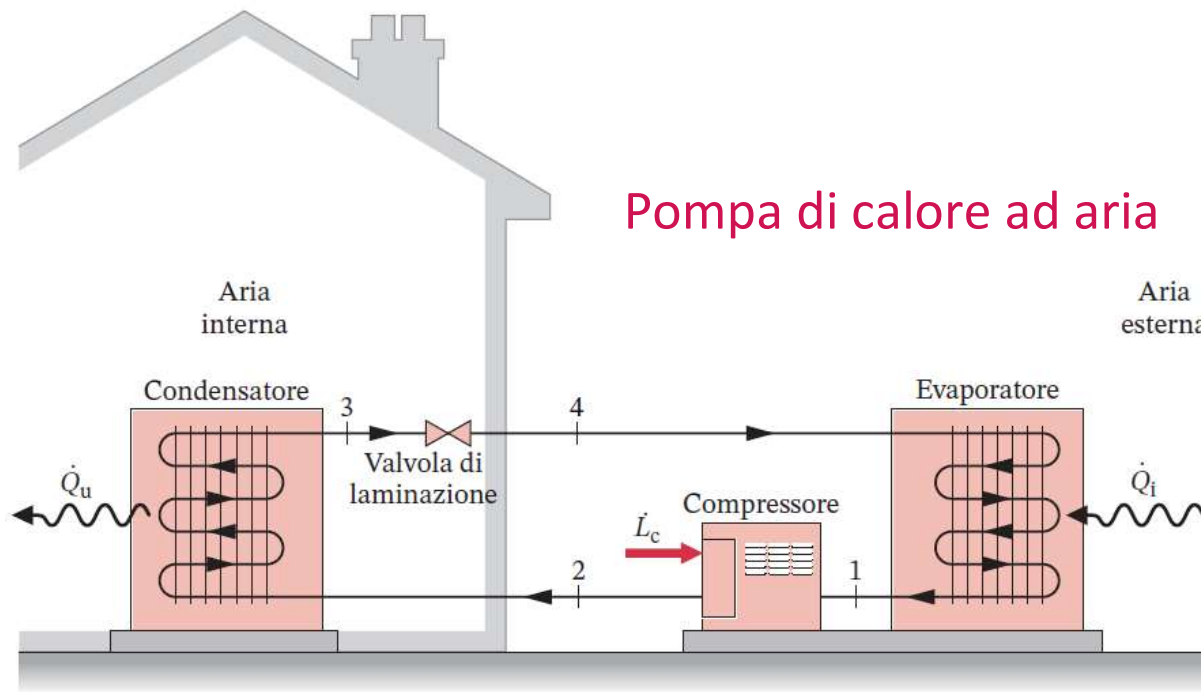
- Scambi termici sotto **differenze finite di temperature**
- Irreversibilità nel processo di compressione
- Uscita dall'evaporatore (1) in uno stato di **vapore surriscaldato**
- Uscita dal condensatore (3) in uno stato di **liquido sottoraffreddato**

$$\beta = \frac{\dot{Q}_E^+ / \dot{m}}{|\dot{Q}_C^- / \dot{m}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_c = \frac{(\dot{Q}_C / \dot{m})_s}{\dot{Q}_C / \dot{m}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Pompe di calore a compressione di vapore

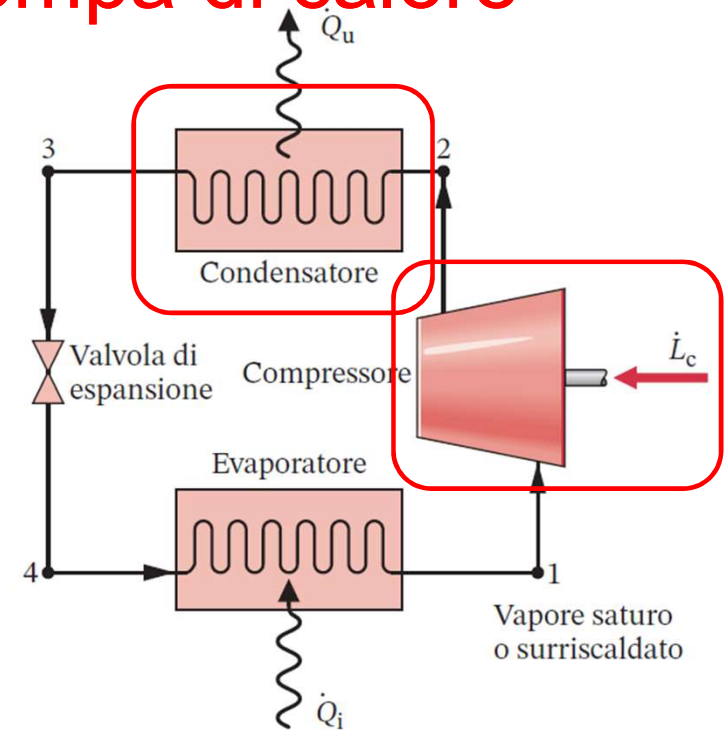
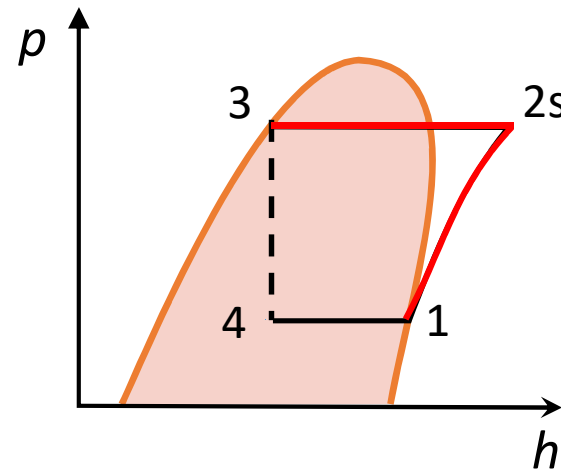
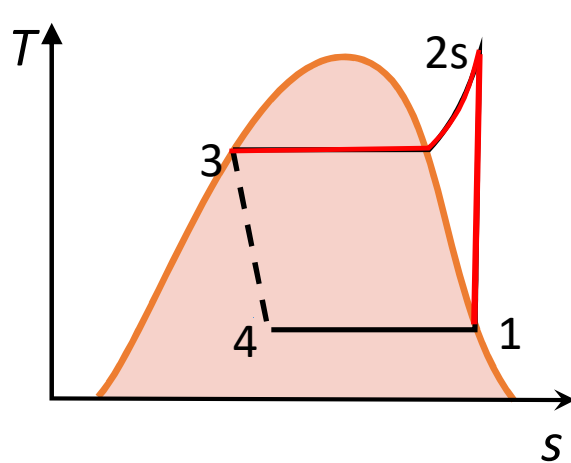
Pompa di calore ad aria



- La pompa di calore trasferisce un flusso termico da una sorgente a temperatura minore ad una a temperatura maggiore
- L'effetto utile è il flusso trasmesso alla sorgente calda $|\dot{Q}_u|$
- Coefficiente di prestazione della pompa di calore γ

$$\gamma = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{L}_c|/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Coefficiente di prestazione – Pompa di calore



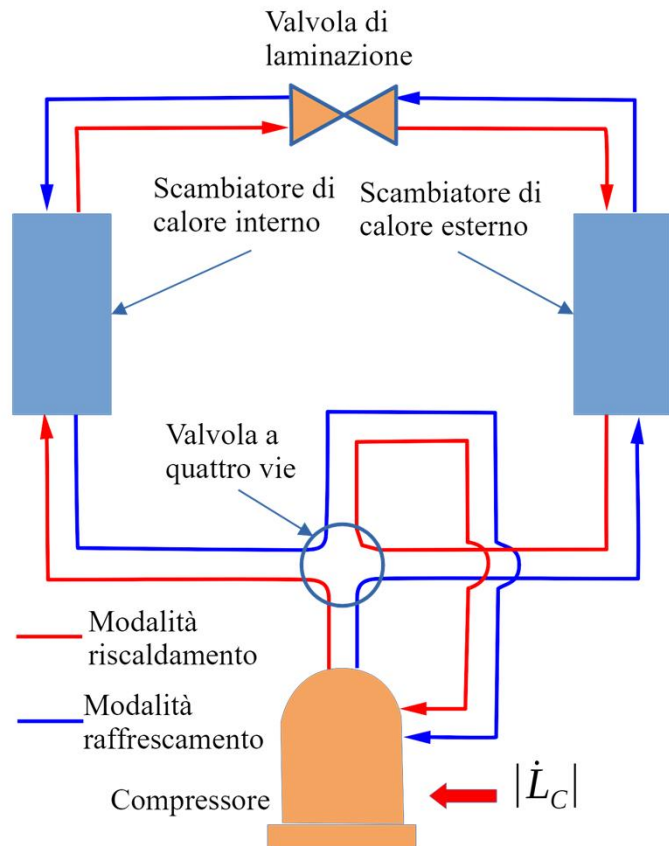
$$\gamma = \frac{|\dot{Q}_u|/\dot{m}}{|\dot{L}_c|/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$\gamma = COP_{PdC} = \text{coefficiente di prestazione}$

Terminologia

- Nella terminologia tecnica i coefficienti di prestazione assumono altre denominazioni
- Il coefficiente di prestazione del ciclo frigorifero $\beta \Rightarrow$ EER
 - EER: Energy Efficiency Ratio
- Il coefficiente di prestazione del ciclo a pompa di calore $\gamma \Rightarrow$ COP
 - COP: Coefficient of Performance

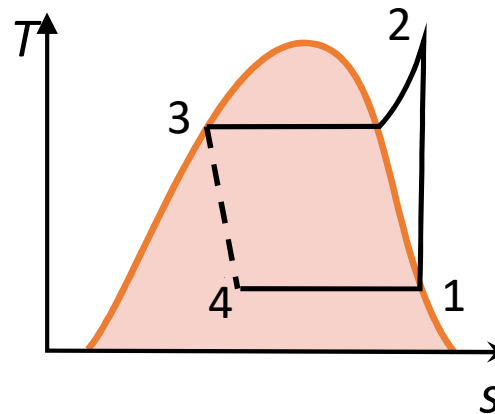
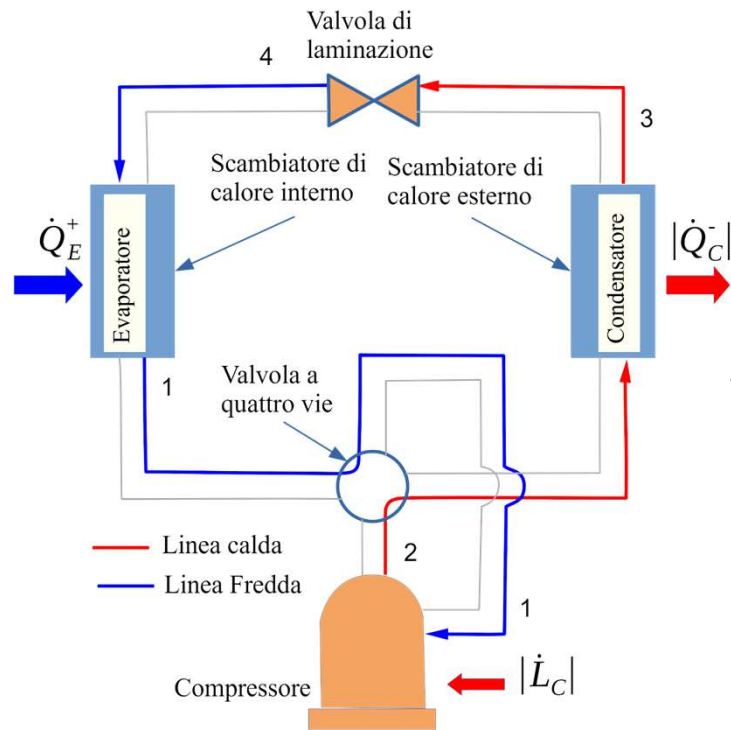
Pompa di calore ad aria invertibile



- I sistemi in commercio permettono di utilizzare le macchine sia come frigoriferi che pompe di calore
- Scambiatori di calore fungono alternativamente da condensatori od evaporatori:
 - Raffrescamento: condensatore esterno, evaporatore interno
 - Riscaldamento: evaporatore esterno, condensatore interno
- Valvola a quattro vie permette l'inversione del senso di percorrenza del ciclo

Pompa di calore ad aria invertibile

Raffrescamento



Pompa di calore

