



POLITECNICO
MILANO 1863

TUTORATO 5

Wrap-up sistemi aperti e cicli termodinamici

([link registrazione](#))

Corso di Fisica Tecnica 2019-2020

Francesco Lombardi

Dipartimento di Energia, Politecnico di Milano

Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

- 5.8. [avanzato] In uno scambiatore di calore fluiscono 10 kg/s di acqua. Nella sezione di ingresso si ha un vapore a temperatura $T_i = 140^\circ\text{C}$ e titolo $x = 0.85$. Si vuole raffreddare a pressione costante l'acqua fino alla temperatura $T_f = 90^\circ\text{C}$ ponendo il condotto dello scambiatore a contatto con una sorgente isoterma a temperatura $T_s = 70^\circ\text{C}$ e operando in regime stazionario. Tracciare sul diagramma T-s la trasformazione subita dalla portata fluente di acqua e determinare la potenza termica che deve essere asportata. Determinare inoltre la variazione di entropia della sorgente isoterma nell'unità di tempo e la produzione di entropia per irreversibilità dell'intero processo.

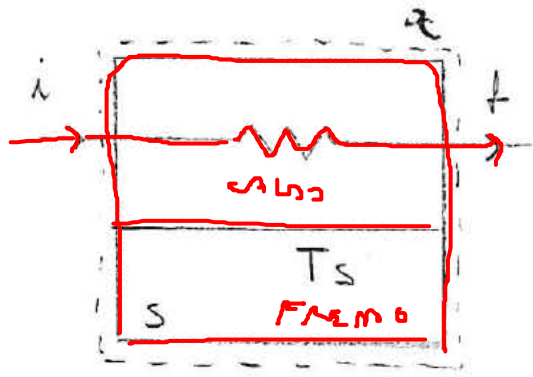
\dot{S}_{irr}

ΔS_s



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato



DATI

$$\dot{m} = 10 \text{ kg/s} \quad \text{ACQUA}$$

$T_{\text{ABS}} = 40^\circ\text{C}$

$$T_1 = 110^\circ\text{C} \quad (413 \text{ K})$$

$$x_1 = 0,85$$

$$T_f = 30^\circ\text{C} \quad (303 \text{ K})$$

$$T_s = 40^\circ\text{C} \quad (313 \text{ K})$$

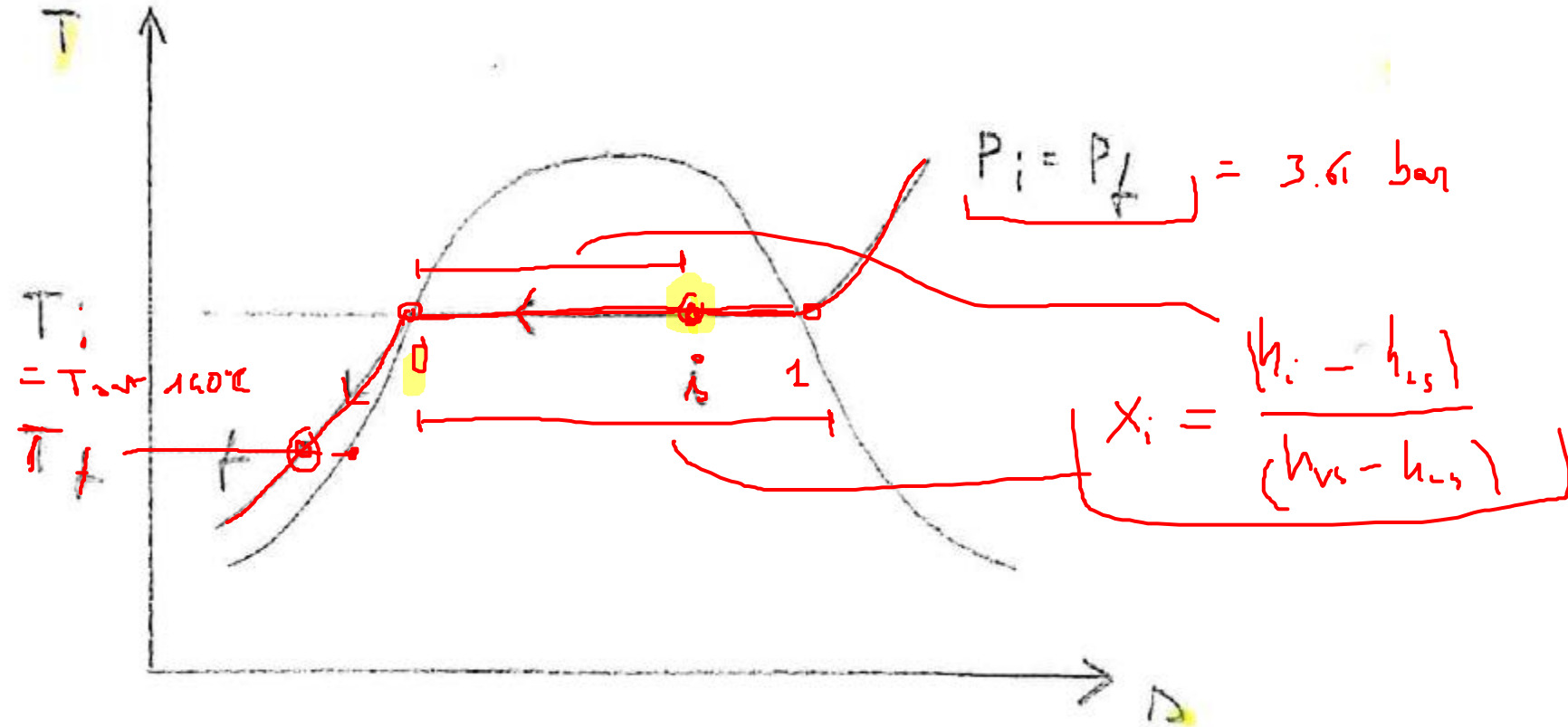
INCONGITE

- TRASFORMAZIONE DI ALUMINA T_s
- \dot{Q}
- ΔS_s
- \dot{S}_{irr}



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

SOLITUM E SEMPLIFICAZIONE. BILANCI DI MASSA, ENERGIA ED ENTROPIA:

$$\left\{ \begin{array}{l} \cancel{\frac{dm}{dt}} = \underbrace{\dot{m}_i - \dot{m}_f} \\ \frac{dE}{dt} = \cancel{\dot{Q}} - \cancel{\dot{W}} + \underbrace{\dot{m}_i h_i} - \underbrace{\dot{m}_f h_f} \rightarrow \\ \frac{dS}{dt} = \cancel{\dot{S}_a} + \underbrace{\dot{m}_i s_i - \dot{m}_f s_f} + \underbrace{\dot{S}_{irr}} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_i = \dot{m}_f = \dot{m} \\ \frac{dE}{dt} = \dot{m} (h_i - h_f) \\ \frac{dS}{dt} = \dot{m} (s_i - s_f) + \dot{S}_{irr} \end{array} \right.$$



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

$$\frac{dE_i}{dt} = \left(\cancel{\frac{dE_{sc}}{dt}} + \frac{dE_s}{dt} \right) \rightarrow \frac{dE_s}{dt} = \dot{Q}_s^{\leftarrow}$$

IL SERBATOIO DI CALORE ASSORBE
ENERGIA TERMICA TRA i E f

$$\frac{dS}{dt} = \left(\cancel{\frac{dS_{sc}}{dt}} + \frac{dS_s}{dt} \right) \rightarrow \frac{dS_s}{dt} = \frac{\dot{Q}_s^{\leftarrow}}{T_s}$$

IL SERBATOIO DI CALORE PER DEFINIZIONE
OPERA REVERSIBILMENTE ($\dot{Q}_s = \dot{Q}_{LEV}$)

$$\begin{cases} \dot{Q}_s^{\leftarrow} = \dot{m} (h_i - h_f) \\ \frac{\dot{Q}_s^{\leftarrow}}{T_s} = \dot{m} (s_i - s_f) + \dot{S}_{irr} \end{cases}$$

CON \dot{Q}_s^{\leftarrow} POSITIVO SE ENTRANTE NEL SERBATOIO.
MA LE PROPRIETÀ h E s SONO INCONUNITE!

Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

n) VAPORE BIFASE A T_i, X_i : DATI TABELARI DEL VAPORE SATURO:

$$T_i = T_{\text{sat}} :$$

$$\begin{aligned} h_{\text{LS}} &= 589,1 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{VS}} &= 2433,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{LS}} &= 1,939 \text{ kJ/kg K} \\ D_{\text{VS}} &= 6,9284 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

$$X_i = \frac{h_i - h_{\text{LS}}}{h_{\text{VS}} - h_{\text{LS}}} \rightarrow$$

$$h_i = h_{\text{LS}} + X_i (h_{\text{VS}} - h_{\text{LS}}) = 2411,5 \text{ kJ/kg}$$

$$X_i = \frac{D_i - D_{\text{LS}}}{D_{\text{VS}} - D_{\text{LS}}} \rightarrow$$

$$D_i = D_{\text{LS}} + X_i (D_{\text{VS}} - D_{\text{LS}}) = 6,1500 \text{ kJ/kg K}$$



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

f) LIQUIDO SOTTO RAFFREDDAMENTO, IN QUANTO A PRESSIONE CON I, A T È INFERIORE A T_i . APPROSSIMO LE PROPRIETÀ DEL LIQUIDO ALLE PROPRIETÀ DEL LIQUIDO SATURO:

$$\begin{aligned} h_f(T_f) &\approx h_{\text{SAT}}(T_f) = 376,9 \text{ kJ/kg} \\ s_f(T_f) &\approx s_{\text{SAT}}(T_f) = 1,1925 \text{ kJ/kg} \end{aligned} = h_{\text{LI}}(T_f) + \cancel{v_{\text{LI}}(P - P_{\text{sat}}@T_f)}^{\ll 1}$$



Sistemi aperti

5.8 – Avanzato

$$\dot{Q}_s^{\leftarrow} = \dot{m} (h_i - h_f) = 10 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (2411,5 - 376,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 20346 \text{ kW (ENTRANTE IN S)}$$

$$\frac{ds}{dt} = \frac{\dot{Q}_s^{\leftarrow}}{T_s} = \frac{20346 \text{ kW}}{343 \text{ K}} = 59,29 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\dot{S}_{irr} = \frac{\dot{Q}_s^{\leftarrow}}{T_s} - \dot{m} (s_i - s_f) = 59,29 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} - 10 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (6,15 - 1,1925) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{S}_{irr} = 9,714 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} > 0$$



Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

7.7. *[intermedio]* Una pompa di calore operante con R134a fornisce 15 kW, necessari per mantenere un edificio alla temperatura $T_C = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ mentre l'ambiente esterno è a $T_F = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. La pressione di funzionamento nell'evaporatore è $P_2 = 2.4\text{ bar}$ mentre all'uscita del condensatore si ha liquido saturo a pressione $P_1 = 8\text{ bar}$. Assumendo un rendimento isoentropico del compressore pari a 0.93, determinare:

- La portata di fluido refrigerante.
- La potenza meccanica richiesta dal compressore.
- L'efficienza della pompa di calore.
- L'efficienza di una pompa di calore che operi reversibilmente.
- L'entropia prodotta per irreversibilità nel sistema.



Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

DATI : $\dot{Q}_C = 15 \text{ kW}$

$T_C = 20 \text{ C}$

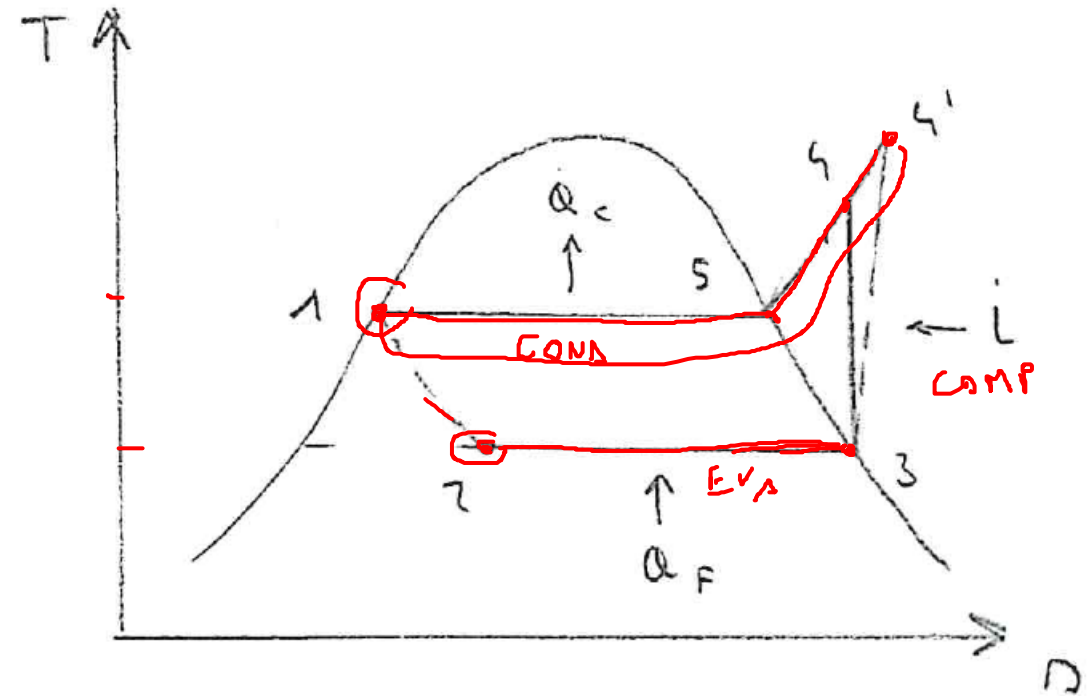
$T_F = 5 \text{ C}$

$P_2 = 2,5 \text{ bar}$

$P_1 = 8 \text{ bar}$

$\eta_{r,c} = 0,93$

INCUNITE: \dot{m}_L , \dot{L}_C , ϵ_{pc} , $\epsilon_{pc,rev}$, \dot{S}_{tot}



Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

APPLICAZIONE DEL BILANCIO DI ENERGIA AI SINGOLI COMPONENTI DEL SISTEMA

1 → 2) VALVOLAMINAZIONE:

$$\dot{m}_R (h_1 - h_2) = 0 \rightarrow h_1 = h_2 \quad \text{LAMINAZIONE ISOENTROPICA}$$

2 → 3) EVAPORAZIONE:

$$\dot{m}_R (h_2 - h_3) + \dot{Q}_F = 0$$

Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

3 → 4' | COMPRESSORE NOALE:

$$\dot{m}_R (h_3 - h_{4'}) + \dot{Q}_C^{\leftarrow} = 0$$

4' → 1 | CONDENSATORE:

$$\dot{m}_R (h_{4'} - h_1) + \dot{Q}_C^{\leftarrow} = 0$$

Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

PER RISOLVERE I BIANCHI OCCORRE CONOSCERE LO STATO TERMODINAMICO DEI PUNTI DEL CICLO:

1) OUT CONDENSATIONS - IN VALORI UMINAERONE

$$P_1 = 0,8 \text{ MPa} ; T_1 = T_{\text{SAT}}(P_1) = 31,33 \text{ C} ; h_1 = h_{\text{LS}}(P_1) = 77,84 \text{ kJ/kg}$$

2) OUT VALORI UMINAERONE - IN EVAPORATIONS:

$$P_2 = 0,25 \text{ MPa} ; h_2 = h_1 = 77,84 \text{ kJ/kg} ; T_2 = T_{\text{SAT}}(P_2) = -5,37 \text{ C}$$



7.7 – Intermedio

A hand-drawn graph on a coordinate plane. The x-axis is labeled with '2' and '3'. The y-axis is labeled with '1'. A curve starts from the bottom left, rises to a peak at x=2, and then descends. At x=2, there is a horizontal tangent line segment. At x=3, the curve crosses the x-axis. The curve continues to rise sharply towards the top right, passing through the point (3, 1). There is a vertical line segment at x=3, and another curve segment starting from the origin (0,0) and rising towards the point (3, 1).

Hand-drawn sketch of a geological cross-section. A fault line is shown as a diagonal line. To the left of the fault line is a fault scarp. To the right of the fault line is a fault zone. The fault line is labeled "Fault". The fault zone is labeled "Fault Zone". The fault scarp is labeled "Fault Scarp".

4) OUR COMPRESSION IDEALS - IN CONDENSATION:

DEPUO H, PIU' TABERIS DEL
VARIOS NUPSCALANO, PER INTENZIONE

$$h_4 = 254,63 \text{ kg}$$

L'interpolazione deve essere effettuata tra la condizione di saturazione e lo stato di vapore surriscaldato alla temperatura $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

4') OUR COMPRESSIONS WALS - IN CONDENSATION:

$$P_4 = 0,8 \text{ MPa}$$

$$\eta_{\text{scmp}} = \frac{q_{10}}{q} = \frac{h_4 - h_3}{h_4' - h_3} \rightarrow h_4' = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{\text{scmp}}}$$
$$h_4' = 229,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{254,63 - 229,6}{0,93} = 256,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

$$\dot{Q}_c^{\rightarrow} = \dot{m}_R (h_4' - h_1) \rightarrow \dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_c^{\rightarrow}}{h_4' - h_1} = \frac{15 \text{ kW}}{(256,51 - 77,84) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,084 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{L}_{\text{CMP}}^{\leftarrow} = \dot{m}_R (h_4' - h_3) = 0,084 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (256,51 - 229,6) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2,26 \text{ kW}$$

$$\varepsilon_{\text{PC}} = \frac{\dot{Q}_c^{\rightarrow}}{\dot{L}_{\text{CMP}}^{\leftarrow}} = \frac{15 \text{ kW}}{2,26 \text{ kW}} = 6,637$$

EFF. UTILE

SPESA

Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

EFFICIENZA REVERSIBILE SI RILEVA A PARTIRE DAL BILANCIO DI ENERGIA ED ENTALPIA:

$$\left. \begin{aligned} \Delta U_{nr} &= \dot{Q}_c - \dot{Q}_F - \dot{L}_{nr} = 0 \\ \Delta S_{nr} &= \frac{\dot{Q}_c}{T_c} - \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \varepsilon_{rev} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{L}_{nr}} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_c - \dot{Q}_F}$$

MA: $\dot{Q}_c = \dot{Q}_F \left(\frac{T_c}{T_F} \right)$

QUINDI:

$$\varepsilon_{rev} = \frac{\dot{Q}_F \left(\frac{T_c}{T_F} \right)}{\dot{Q}_F \left(\frac{T_c}{T_F} - 1 \right)} = \frac{T_c}{T_c - T_F} = \frac{293 \text{ K}}{293 - 273} = 19,54$$



Cicli termodinamici a vapore

7.7 – Intermedio

CALCOLO DELL'IRREVERSIBILITÀ ATTINENDO IL BILANCIO ENTROPICO:

$$\frac{ds}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S}_{irr} \rightarrow \dot{S}_{irr} = \frac{\dot{Q}_c^{\rightarrow}}{T_c} - \frac{\dot{Q}_f^{\leftarrow}}{T_f}$$

$$\text{con: } \dot{Q}_f^{\leftarrow} = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2) = 0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (229,6 - 77,84) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 12,75 \text{ kW}$$

QUINDI:

$$\dot{S}_{irr} = \frac{15 \text{ kW}}{293 \text{ K}} - \frac{12,75 \text{ kW}}{278 \text{ K}} = 0,00533 \text{ kW/K} \quad (5,33 \text{ W/K})$$

