

Impianti motori a vapore



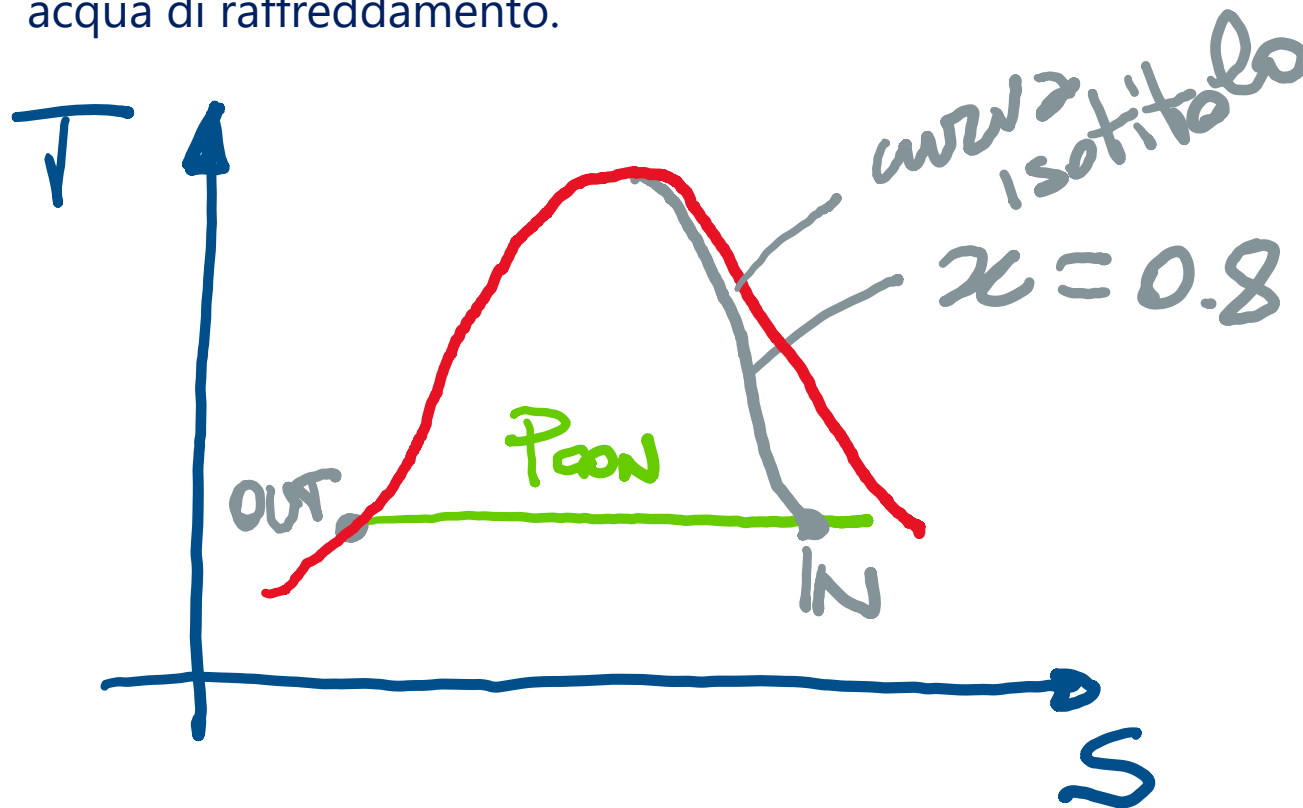
SAPIENZA
UNIVERSITÀ DI ROMA

I seguenti esercizi sono tratti da 'Esercitazioni di sistemi energetici',
di C. Carcasci e B. Facchini

Il libro contiene altri esercizi relativi agli stessi temi



Un condensatore deve condensare 1t/h di vapore con titolo $x=0.8$ alla pressione di 0.1bar. Per il raffreddamento è disponibile acqua alla temperatura $T=15^{\circ}\text{C}$. Il massimo aumento di temperatura consentito è di 10°C . Determinare la portata di acqua di raffreddamento.



Applichiamo il I principio della termodinamica a un sistema stazionario ($du/dt=0$) e senza scambi di lavoro e calore con l'esterno

$$\sum \dot{m}h=0 \rightarrow$$

$$\dot{m}_{H_2O} \Delta h_{H_2O} = \dot{m}_v \Delta h_v$$

$$\dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} \Delta T_{H_2O} = \dot{m}_v \Delta h_v$$

$$\dot{m}_{H_2O} / \dot{m}_v = \Delta h_v / [c_{p,H_2O} \Delta T_{H_2O}]$$

Dalle tabelle del vapore:

$$T_{CON} = T_{sat}(0.1\text{bar}) = 45.81^\circ\text{C}$$

$$h_{CLI}(0.1\text{bar}) = 191.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{CLS}(0.1\text{bar}) = 2583.89 \text{ kJ/kg}$$

Essendo l'acqua in condizioni di saturazione in uscita bisogna stare attenti alla possibile cavitazione della PE

Nota: CLI: valore sulla curva limite inferiore

CLS: valore sulla curva limite superiore



$$h_{in} = h_{CLI} + x_{in}(h_{CLS} - h_{CLI}) = 2105.47 \text{ kJ/kg}$$

Il calore per unità di portata che deve essere scambiato risulta quindi:

$$q = h_{in} - h_{CLI} = x_{in}(h_{CLS} - h_{CLI}) = 1913.66 \text{ kJ/kg}$$

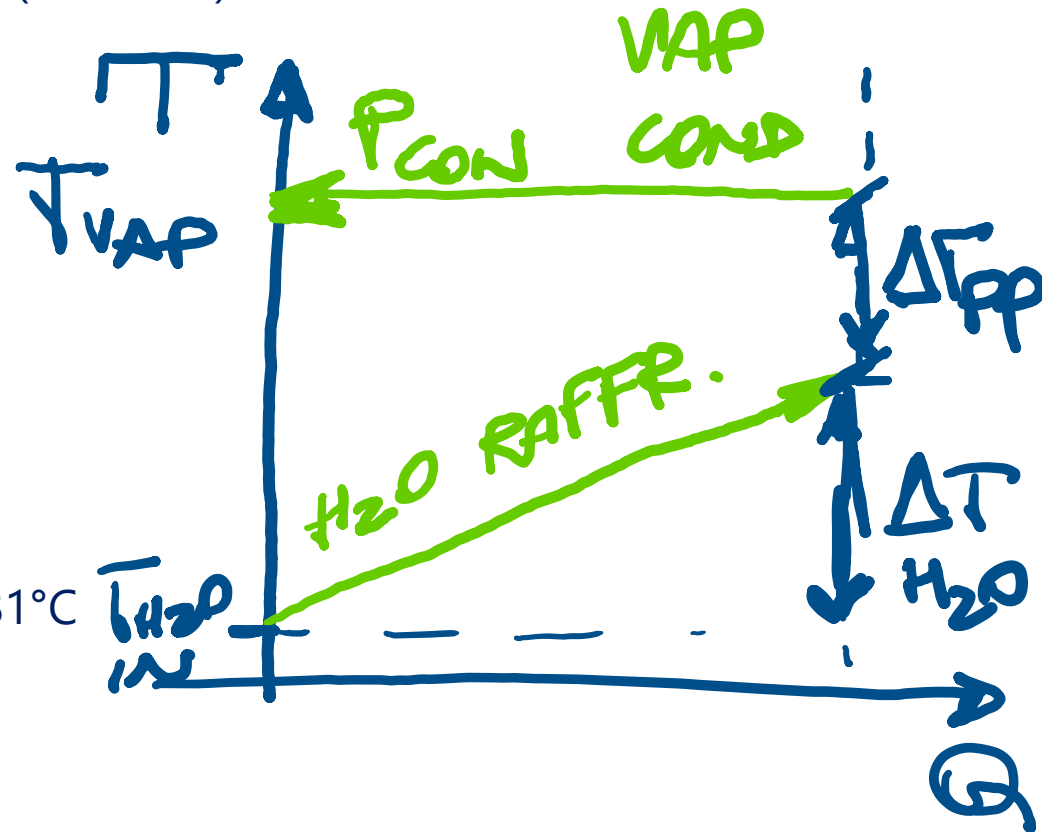
$$m_{H_2O} / m_v = \Delta h_v / [c_{p_{H_2O}} \Delta T_{H_2O}] = q / (4.186 \cdot 10) = 45.71$$

$$m_{H_2O} = 45.71 \cdot 10 \text{ t/h} = 126.97 \text{ kg/s}$$

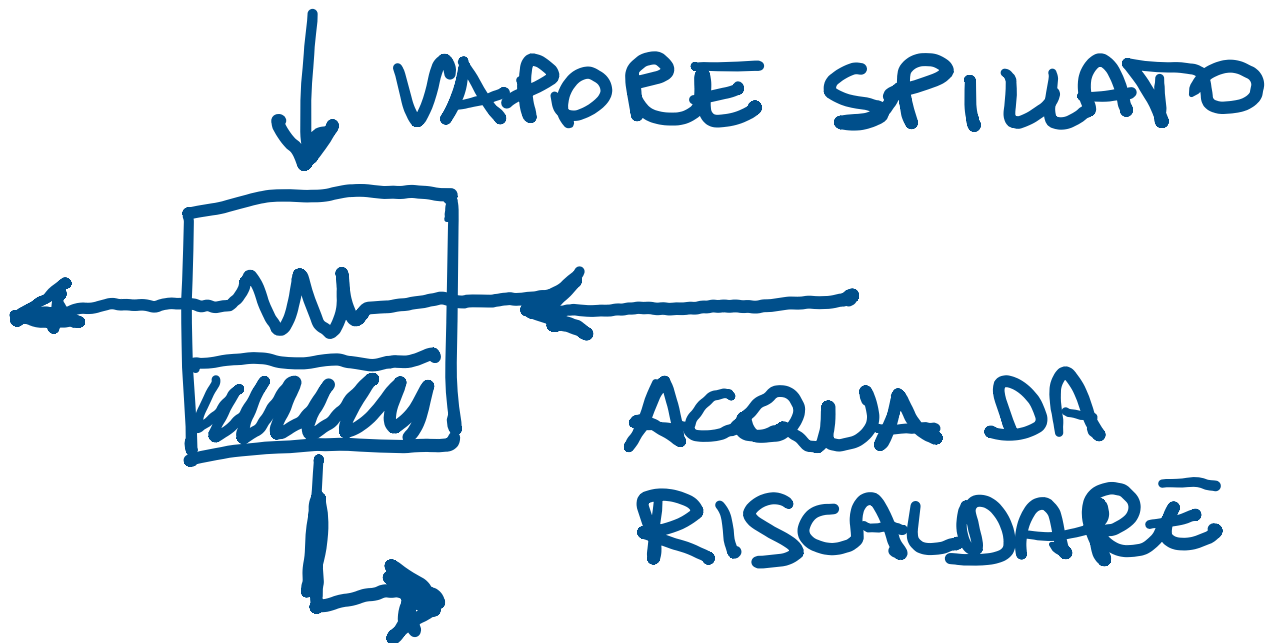
$$Q_{H_2O} = 0.127 \text{ m}^3/\text{s}$$

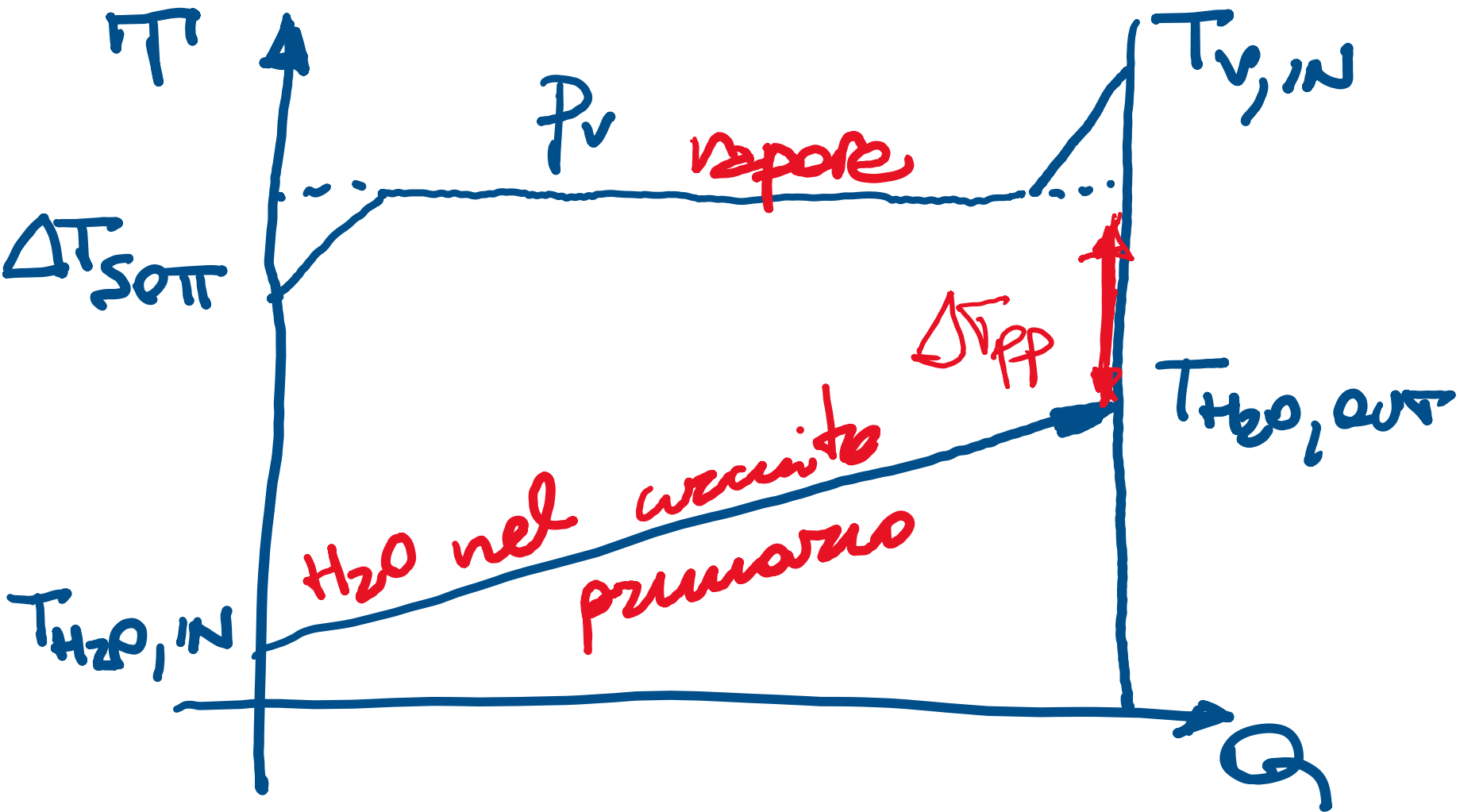
$$T_{H_2O, out} = 15 + 10 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{PP} = T_{sat} - T_{H_2O, out} = 45.81 - 25 = 20.81^\circ\text{C}$$



Un recuperatore di calore a superficie preriscalda acqua alla temperatura di 120°C utilizzando uno spillamento di vapore a 8 bar e alla temperatura di 220°C . È previsto un sottoraffreddamento del vapore condensato di 5°C e un pinch point dello scambiatore di 10°C . Determinare la portata di vapore necessaria se la portata di acqua da riscaldare è pari a 20 kg/s .





Applico ancora il I principio della termodinamica in assenza di scambi di lavoro e calore con l'esterno e in regime stazionario $du/dt = 0$

$$m_v / m_{H_2O} = [c_{p_{H_2O}} \Delta T_{H_2O}] / \Delta h_v$$

$$T_{sat}(8bar) = 170.41^\circ C$$

$$T_{v,out} = T_{sat} - \Delta T_{sot} = 170.41 - 5 = 165.41^\circ C$$

$$T_{H_2O,out} = T_{sat} - \Delta T_{pp} = 170.41 - 10 = 160.41^\circ C$$

Occorre verificare che l'acqua che si riscalda non raggiunga le condizioni di saturazione

$$h_{v,in} = h(8bar, 220^\circ C) = 2884.967 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{v,out} = h(8bar, 165.41^\circ C) = 699.21 \text{ kJ/kg}$$



$$m_v / m_{\text{H}_2\text{O}} = [c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}}] / \Delta h_v = 4.1865 [160.41 - 120] / [2884.91 - 699.21] = 0.0744$$

$$m_v = 0.0744 * 20 = 1.548 \text{ kg/s}$$

Infine determiniamo la differenza minima di temperatura fra la corrente calda (vapore condensante) e quella fredda (acqua). La differenza in questione è minima in corrispondenza del ginocchio, ossia quando il vapore inizia a condensare, sulla curva limite superiore

$$m_{\text{H}_2\text{O}} [c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \Delta T'_{\text{H}_2\text{O}}] = m_v \Delta h_v = m_v [h_{\text{in}} - h_{\text{CLS}}] \rightarrow$$

$$\Delta T'_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0774 [2884.97 - 2768.3] / 4.186 = 2.16^\circ\text{C}$$

$$T'_{\text{H}_2\text{O}} = T_{\text{H}_2\text{O, out}} - \Delta T'_{\text{H}_2\text{O}} = 160.41 - 2.16 = 158.25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{min}} = T_{\text{sat}} - T'_{\text{H}_2\text{O}} = 170.41 - 158.25 = 12.16^\circ\text{C}$$



Si consideri l'impianto a vapore con pressione massima di 150 bar e temperatura massima del vapore pari a 520 °C.

Il rendimento isoentropico della turbina a vapore è pari all'81%.

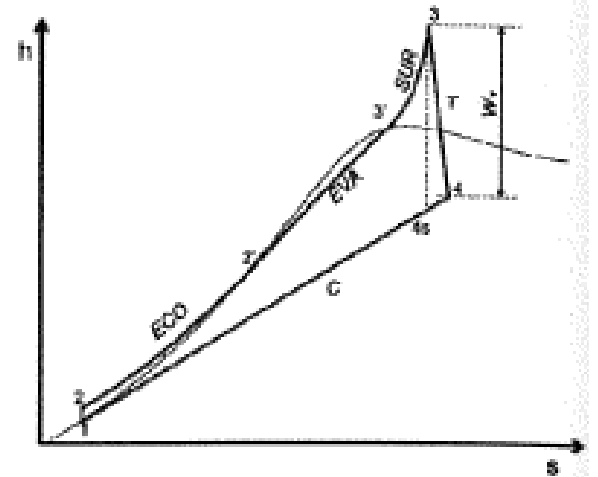
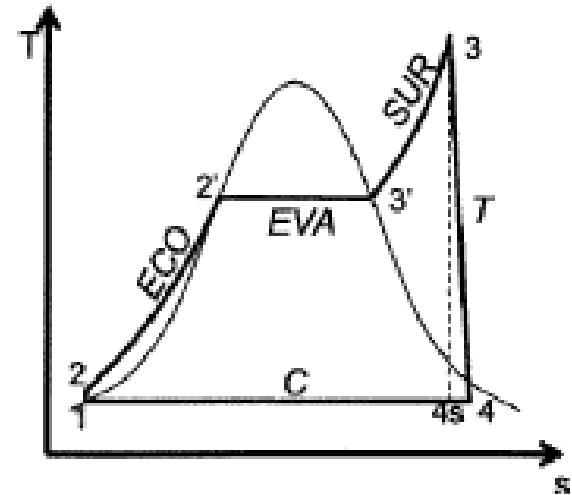
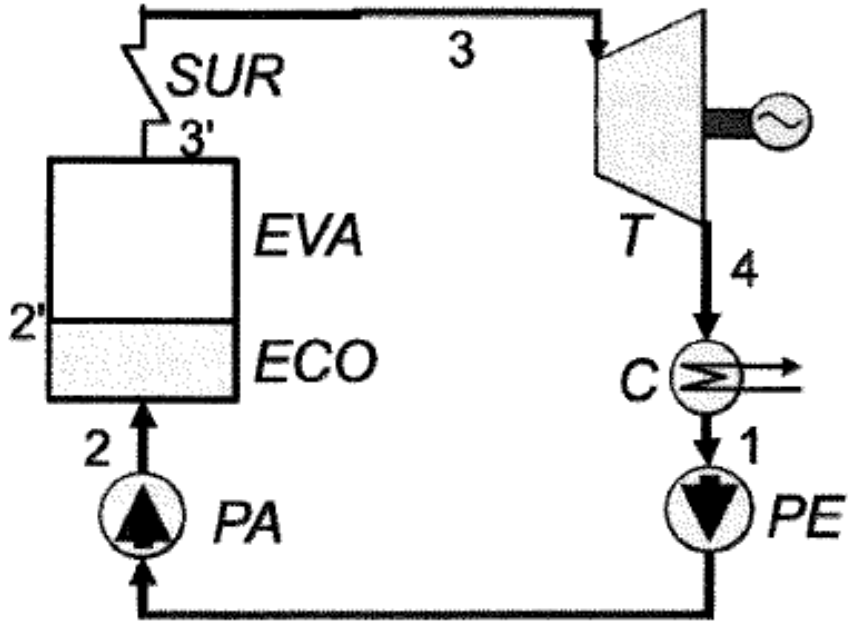
All'uscita della turbina è presente un condensatore raffreddato ad acqua la cui temperatura è pari a 15 °C, la massima temperatura di raffreddamento è pari a 10°C e la differenza di temperatura di *pinch point* al condensatore è pari a 12°C.

Sapendo che la potenza prodotta è pari a 3 MW, determinare tutti i parametri termodinamici e la portata di vapore.

Inoltre, sapendo che la caldaia (rendimento di combustione pari al 94%) brucia olio combustibile (LHV = 41.3 MJ/kg) determinare il rendimento termodinamico dell'impianto.



Schema dell'impianto e rappresentazione sui piani termodinamici



Calcolo la p_1 al condensatore, che coincide con quella all'ingresso della pompa di estrazione

A tal fine prima determino la temperatura di saturazione nel condensatore:

$$T_{\text{SAT}} = T_{\text{H}_2\text{O,OUT}} + \Delta T_{\text{C}} = T_{\text{H}_2\text{O,OUT}} + \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta T_{\text{C}} = 15 + 10 + 12 = 37^\circ\text{C}$$

E dalle tabelle del vapore determino la pressione di saturazione corrispondente:

$$p_1 = p_{\text{SAT}}(37^\circ\text{C}) = 0.063 \text{ bar}$$

... nonché entalpia ed entropia, dato che il fluido esce dal condensatore in condizioni di liquido saturo (sulla curva limite inferiore) alla pressione p_1 che adesso è nota

$$h_1 = 155 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 0.5322 \text{ kJ/kgK}$$



Condizioni di ingresso nel generatore di vapore

Se trascuriamo le perdite di pressione in caldaia (che non sono in genere trascurabili, considerata la variazione di temperatura e densità del fluido riscaldato, ma risultano tuttavia ininfluenti sulle prestazioni dell'impianto dato lo scarso lavoro di pompaggio), la pressione di mandata della pompa sarà pari a 150 bar, dato che la trasformazione 2-3 è isobara. Pertanto il lavoro isoentropico della pompa sarà:

$$L_{p,S} = DP / \rho = [150 - 0.063] \cdot 105 / 1000 = 15.99 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro reale si ricava dal precedente conoscendo il rendimento della pompa:

$$L_p = L_{p,S} / \eta_p = 15.99 / 0.8 = 19.99 \text{ kJ/kg}$$

L'entalpia nel punto 2 sarà pari a quella in 1 + il lavoro della pompa:

$$h_2 = h_1 + L_p = 155 + 19.99 = 174.99 \text{ kJ/kg}$$



Condizioni di uscita dal generatore di vapore / ingresso in turbina

Noti h_2 e p_2 posso ricavare dalle tabelle del vapore le condizioni al punto 2:

$$T_2 = 38.3 \text{ °C}$$

$$s_2 = 0.5441 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_2 = 999.3 \text{ kg/m}^3$$

... Ed essendo note p_3 e T_3 posso ricavare le condizioni al punto 3:

$$h_3 = 3367.79 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6.421 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_3 = 46.09 \text{ kg/m}^3$$



Se consideriamo l'espansione isoentropica, possiamo identificare il punto 4' in quanto $s_{4s} = s_3 = 6.421$ kJ/kgK e $p_{4s} = p_4 = 0.063$ bar. Calcoliamo quindi il titolo in 4' come:

$$x_{4s} = [s_{4s} - s_{CLI}(p_4)] / [s_{CLS}(p_4) - s_{CLI}(p_4)] = [6.421 - 0.5322] / [8.313 - 0.5322] = 0.76$$

$$h_{4s} = h_{CLI}(p_4) + x_{4s} [h_{CLS}(p_4) - h_{CLI}(p_4)] = 155 + 0.76 [2568.2 - 155] = 1981 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro reale della turbina sarà pari a:

$$L_T = h_{T,S} [h_3 - h_{4s}] = 1123 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{E quindi: } h_4 = h_3 - L_T = 2245 \text{ kJ/kg} \quad x_4 = [h_4 - h_{CLI}(p_4)] / [h_{CLS}(p_4) - h_{CLI}(p_4)] = 0.866$$



Calcolo delle portate di vapore nell'impianto e di acqua nel condensatore

$$m_{\text{VAP}} = W / [LT - LP] = 30000 / [1123 - 18.74] = 27.2 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{H}_2\text{O,C}} = m_{\text{VAP}} * \Delta h_{41} / [C_{p,\text{H}_2\text{O}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}}] = 27.2 * [2245 - 155] / [4.186 * 10] = 1356 \text{ kg/s}$$



Quantità di calore scambiate e rendimento termodinamico

$$q_{\text{ECON}} = h_{\text{CLI}}(p_{2'}) - h_1 = 1436.4 \text{ kJ/kg}$$

$$+ q_{\text{EVA}} = h_{\text{CLS}}(p_{3'}) - h_{\text{CLI}}(p_{2'}) = 1000.7 \text{ kJ/kg}$$

$$+ q_{\text{SURR}} = h_3 - h_{\text{CLS}}(p_{3'}) = 756.9 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{TOT}} = q_{\text{TOT}} * m_{\text{VAP}} = 86771 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{TH}} = 30000 / 86771 = 34.6 \%$$



Impianto a vapore con rigeneratore a superficie e degasatore

Si consideri un impianto a vapore con pressione massima di 160 bar e temperatura massima di vapore pari a 550°C. Il vapore esausto è condotto a un condensatore che usa acqua di raffreddamento con temperatura di 15°C, la variazione di temperatura massima dell'acqua di raffreddamento è pari a 10°C e la differenza di temperatura di pinch point al condensatore è pari a 10°C.

Fra la pompa di estrazione PE e quella di alimentazione PA è presente un degasatore alla pressione di 6 bar, alimentato da uno spillamento dalla turbina.

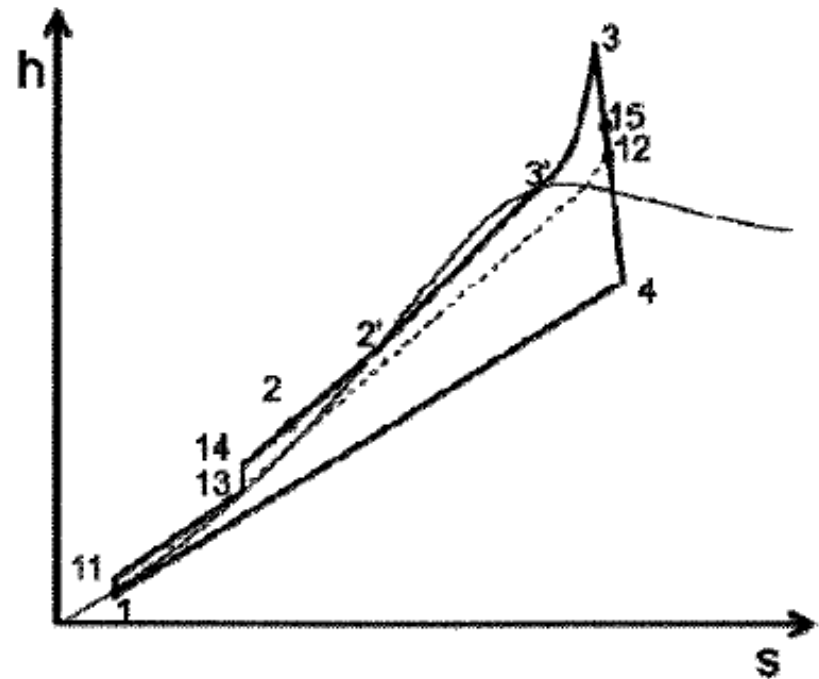
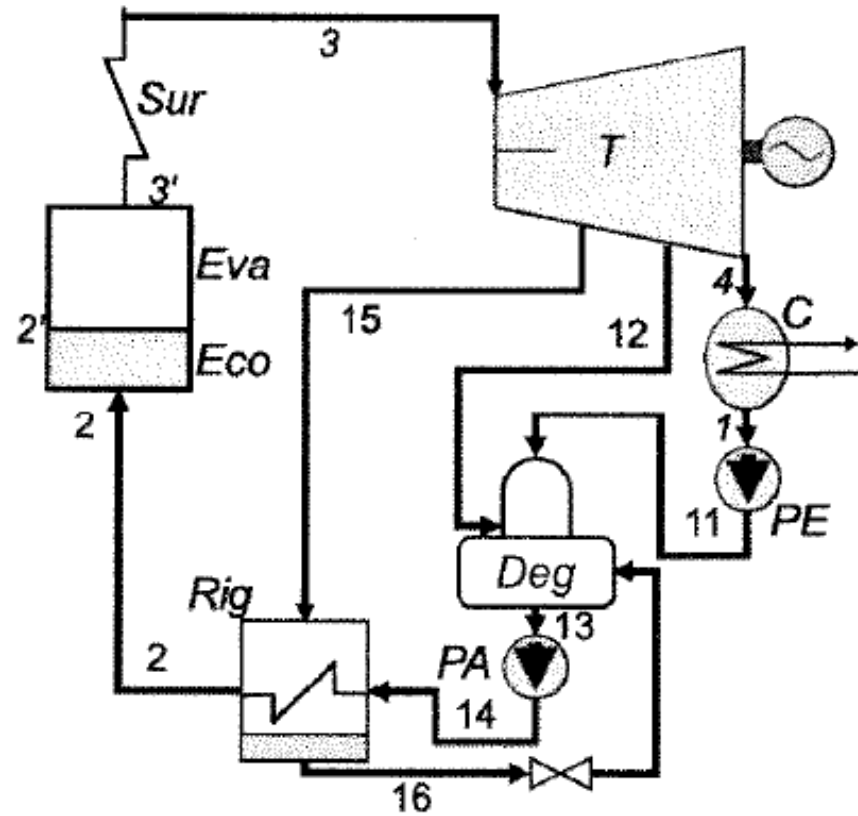
L'acqua in uscita dal degasatore è preriscaldata ulteriormente prima di entrare in caldaia da un rigeneratore a superficie che presenta un pinch point di 12°C e un sottoraffreddamento di 40°C. Il rigeneratore è alimentato da uno spillamento dalla turbina alla pressione di 15 bar.

I rendimenti isoentropici della turbina nei vari tratti di espansione sono pari a 80%, 82% e 82%.

Sapendo che la potenza prodotta è pari a 80 MW, determinare tutti i parametri termodinamici e la portata di vapore. Inoltre, sapendo che la caldaia ha rendimento di combustione pari al 94% e brucia olio combustibile (potere calorifico inferiore pari a 41.3 MJ/kg) determinare il rendimento termodinamico dell'impianto.



Impianto a vapore con rigeneratore a superficie e degasatore



Dati in ingresso ed individuazione delle portate nei vari rami dell'impianto

Dai dati sono direttamente forniti i tre punti caratteristici dell'impianto:

- Punto 3, vapore in ingresso alla turbina
- Punto 1, condizione di uscita dal condensatore
- Punto 13, condizioni in uscita dal degasatore

Infatti nei punti 1 e 13 l'acqua è in condizioni sature.

Infine sono individuate nell'impianto 4 differenti portate:

- Portata di acqua di alimento in alta pressione (a valle del degasatore):
 $m_A = m_{13} = m_{14} = m_2 = m_3$
- Portata di bassa pressione, estratta dal condensatore (a monte del degasatore):
 $m_E = m_4 = m_1 = m_{11}$
- Portata di alimento del rigeneratore: $m_{rig} = m_{15} = m_{16}$
- Portata di alimento del degasatore: $m_{deg} = m_{12}$



Calcolo del condensatore e determinazione delle condizioni punto 1

Iniziamo determinando come nel caso precedente la pressione in uscita dal condensatore, che coincide con quella in ingresso alla PE

La temperatura di saturazione del condensatore è pari a:

$$T_{\text{sat}} = T_{\text{H}_2\text{O},\text{out}} + \Delta T_{\text{pp}} = T_{\text{H}_2\text{O},\text{in}} + \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta T_{\text{pp}} \Rightarrow T_{\text{sat}} = 15 + 10 + 10 = 35^\circ\text{C}$$

...a cui corrisponde una pressione di saturazioni pari a:

$$P_1 = P_{\text{sat}}(35^\circ\text{C}) = 0.056 \text{ bar}$$

L'acqua in uscita dal condensatore è quindi in condizioni di saturazione corrispondenti a quelle sulla curva limite inferiore alla pressione di saturazione:

$$h_1 = h_{\text{CLI}}(P_1) = 146.64 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_{\text{CLI}}(P_1) = 0.5052 \text{ kJ/kg}$$



Determinazione punti 3 (ingresso turbina) e 15 (prima parte dell'espansione)

Essendo note le condizioni termodinamiche in ingresso alla turbina ($P_3=160$ bar e $T_3=550$ °C) si possono determinare i punti termodinamici dell'espansione:

$$h_3=3439.85 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3=6.483 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_3=46.83 \text{ kg/m}^3$$

Se l'espansione fosse isoentropica si avrebbe un punto finale 15s ad entropia $s_{15s}=s_3$ e alla pressione $P_{15s}=P_{15}=15$ bar. Possiamo quindi calcolare le condizioni per l'espansione isoentropica e quella reale:

$$h_{15s}=h(P_{15},s_{15s})=2810.10 \text{ kJ/kg (vapore surriscaldato)}$$

$$L_{T,1}=\eta_{is,1}*(h_3-h_{15s})=0.80*629.75=503.80 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{15}=h_3-L_{T,1}=2936.05 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{15}=s(P_{15},h_{15})=6.734 \text{ kJ/kgK}$$



Punto 12 (seconda parte espansione) e punto 4 (fine espansione)

Per calcolare il secondo tratto dell'espansione (compreso fra gli spillamenti che vanno al rigeneratore e al degasatore alle pressioni rispettivamente di 15 e 6 bar):

$$s_{12s} = s_{15} = 6734 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{12s} < s_{\text{CLS}}(P_{12}) = 6759 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{12s} = s_{12s} - s_{\text{CLI}}(P_{12}) / [s_{\text{CLS}}(P_{12}) - s_{\text{CLI}}(P_{12})] = 0.9948$$

$$h_{12s} = h_{\text{CLI}}(P_{12}) + x_{12s} [h_{\text{CLS}}(P_{12}) - h_{\text{CLI}}(P_{12})] = 2745.32 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{T2} = h_{\text{is}2} [h_{15} - h_{12s}] = 0.82 * 190.73 = 156.40 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = h_{15} - L_{T2} = 2446.60 \text{ kJ/kg (vapore surriscaldato)}$$

$$s_{12} = s(p_{12}, h_{12}) = 6813 \text{ kJ/kgK}$$

L'ultimo tratto di espansione compreso fra il punto di prelievo del degasatore e l'uscita dalla turbina ($P_4 = P_{\text{cond}} = 0.056 \text{ bar}$)

$$s_{4s} = s_{12} = 6.813 \text{ kJ/kgK} < s_{\text{CLS}}(P_4) = 8.352 \text{ kJ/kgK} \rightarrow$$

$$x_{4s} = s_{4s} - s_{\text{CLI}}(P_4) / [s_{\text{CLS}} - s_{\text{CLI}}] = 0.8039$$

$$h_{4s} = h_{\text{CLI}}(P_4) + x_{4s} [h_{\text{CLS}}(P_4) - h_{\text{CLI}}(P_4)] = 2090.40 \text{ kJ/kg}$$



Punto 4 (continua). Pompa di estrazione e punti 11 e 13

$$L_{T,3} = h_{is3}(h_{12} - h_{4s}) = 0.82 * 689.26 = 565.19 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_{12} - L_{T3} = 2214.47 \text{ kJ/kg}$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{CLI}}{[h_{CLS} - h_{CLI}]} = 0.8552$$

$$s_4 = s_{CLI} + x_4[s_{CLS} - s_{CLI}] = 7.216 \text{ kJ/kgK}$$

La pompa di estrazione deve innalzare – a meno delle perdite – la pressione fino a quella del degasatore pari a $P_{11} = 6 \text{ bar}$), quindi il suo lavoro specifico sarà pari a:

$$L_{PE,s} = \Delta P / \rho = [6 - 0.056] * 10000 / 1000 = 0.59 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{PE} = 0.59 / 0.8 = 0.74 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{11} = h_1 + L_{PE} = 146.64 + 0.74 = 147.38 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{11} = 35.07^\circ\text{C}$$

$$s_{11} = 0.5059 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_{11} = 994.2 \text{ kg/m}^3$$

Le condizioni in uscita al degasatore sono fissate (liquido saturo, CLI):

$$T_{13} = T_{\text{sat}}(6 \text{ bar}) = 158.83^\circ\text{C}$$

$$h_{13} = 670.5 \text{ kJ/kg}$$



La pompa di alimentazione innalza la pressione dell'acqua da quella del degasatore a quella massima, a meno delle perdite in caldaia:

$$L_{PA,s} = \Delta P / \rho = (160 - 6) * 1000000 / 1000 = 15.4 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{PA} = 15.4 / 0.8 = 19.25 \text{ kJ/kg}$$

L'entalpia dell'acqua di mandata alla pompa di alimento risulta essere:

$$h_{14} = h_{13} + L_{PA} = 670.50 + 19.25 = 689.75 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{14} = T(P_{14}, h_{14}) = 161.19^\circ\text{C}$$



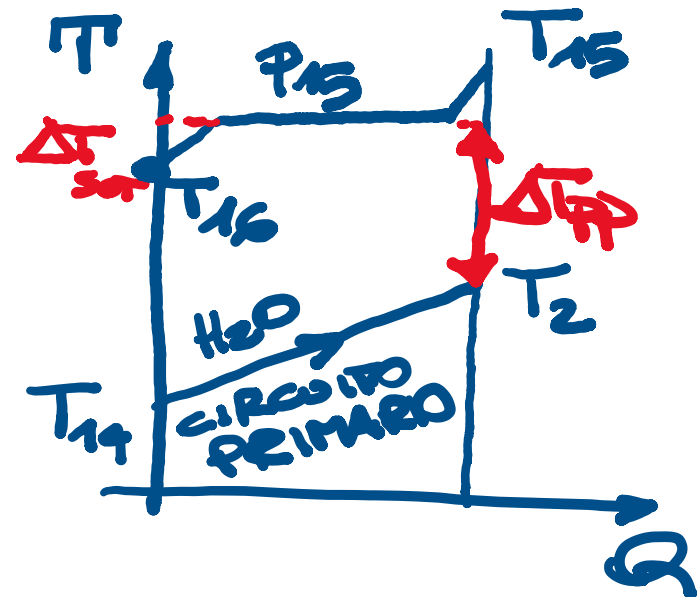
A questo punto possiamo eseguire il bilancio energetico del rigeneratore ricavando la temperatura di saturazione dello spillamento:

$$T_{\text{sat}}(15\text{bar}) = 198.3^{\circ}\text{C}$$

Così facendo si possono valutare la temperatura di uscita dell'acqua rigenerata e del vapore condensato:

$$T_{16} = T_{\text{sp,out}} = T_{\text{sat}} - \Delta T_{\text{sot}} = 198.3 - 40 = 158.3^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = T_{\text{H}_2\text{O,out}} = T_{\text{sat}} - \Delta T_{\text{pp}} = 198.3 - 12 = 186.3^{\circ}\text{C}$$



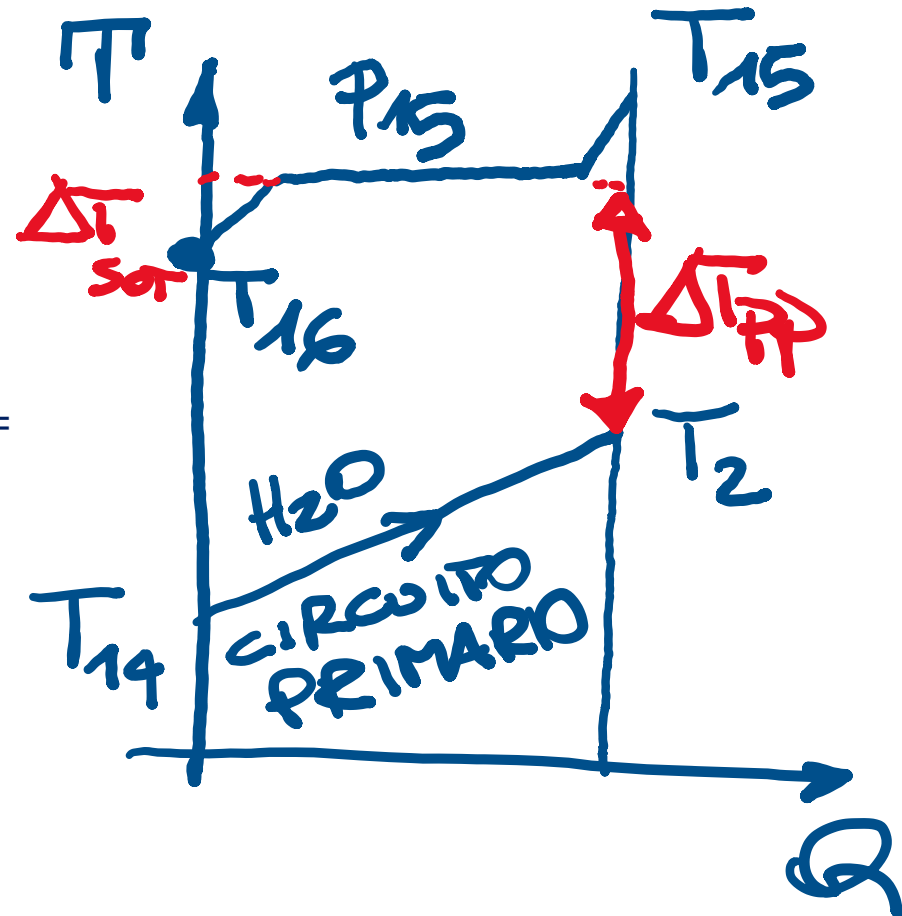
Frazione di vapore spillata per il rigeneratore

Note queste temperature, tramite il bilancio entalpico, possiamo ricavare la frazione di vapore spillata necessaria a riscaldare l'unità di portata di acqua

$$h_{15} = 2936.05 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{16} = h(15\text{bar}, 158.3^\circ\text{C}) = 668.70 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} m_{15}/m_{14} &= C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} / [h_{\text{in}} - h_{\text{out}}] = \\ &= 4.186 [186.3 - 161.19] / [2936.05 - 668.70] = \\ &= 0.0464 \end{aligned}$$



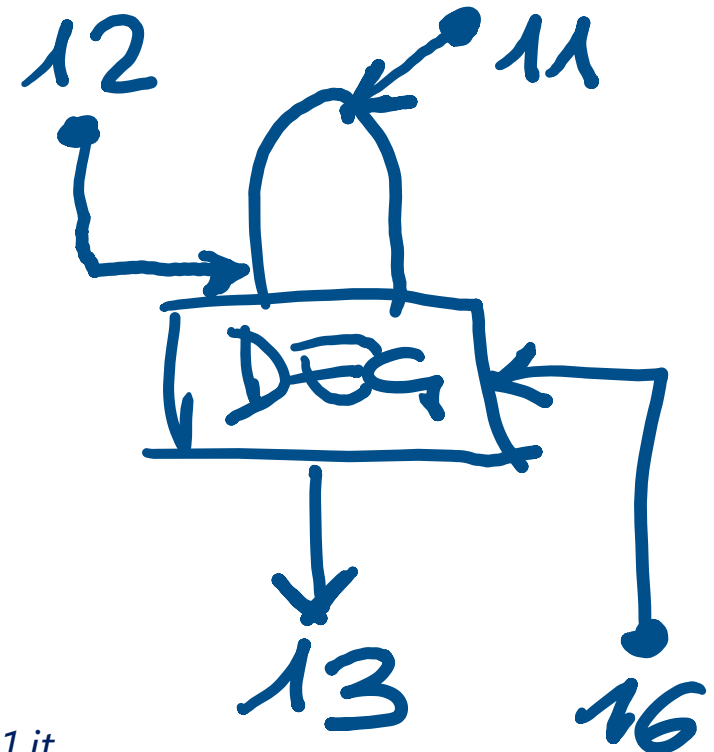
L'acqua condensata all'uscita del rigeneratore viene laminata, tramite una valvola, per diminuirne la pressione da 15 a 6 bar. La trasformazione è isoentalpica, per cui l'entalpia al suo reintegro nel degasatore risulta essere:

$$h_{16a} = h_{16} = 668.7 \text{ kJ/kg}$$

E di conseguenza le condizioni risultano essere:

$T_{16a} = T(6\text{bar}, h = 668.7 \text{ kJ/kg}) = 158.44^\circ\text{C} < T_{\text{sat}}(6\text{bar})$ e quindi è assicurato il reintegro allo stato liquido.

Conoscendo le condizioni in ingresso possiamo calcolare le condizioni del degasatore, ipotizzando condizioni sature per l'acqua in uscita



Condizioni acqua in ingresso $h_{11}=147.38$ kJ/kg

Condizioni vapore in ingresso $h_{12}=2779.66$ kJ/kg

Condizioni acqua satura in uscita $h_{13}=h_{CL}(6\text{bar})=670.5$ kJ/kg

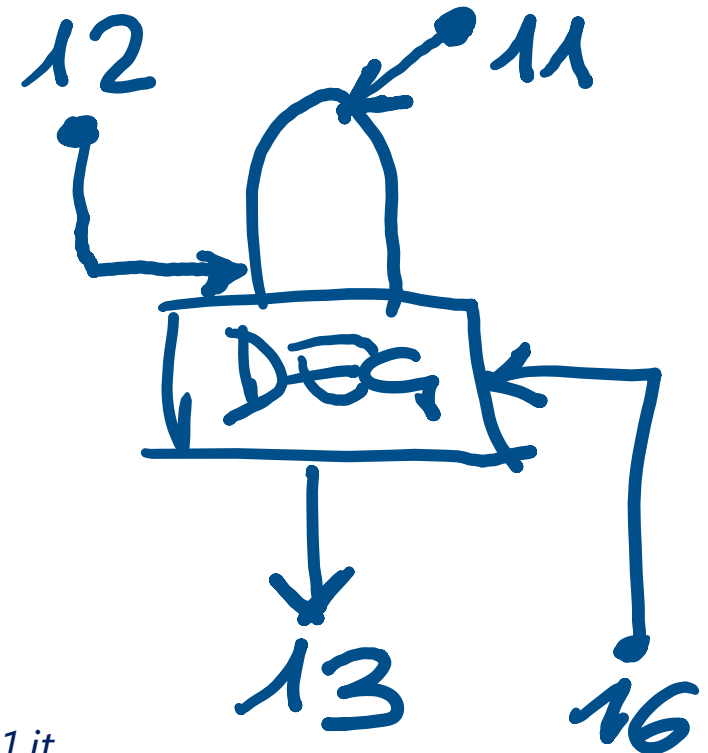
Possiamo quindi determinare la portata di vapore necessaria eseguendo un bilancio entalpico:

$$m_{13} \cdot h_{13} = m_{11} \cdot h_{11} + m_{12} \cdot h_{12} + m_{16} \cdot h_{16}$$

$$m_{13} = m_{11} + m_{12} + m_{16}$$

$$(m_{15}/m_{14}) = m_{16}/m_{13} = m_{sp,rig}/m_A = 0.04636$$

Risolvendo il sistema di equazioni otteniamo:



$$m_{16}/m_{13} = m_{sp,rig}/m_A = 0.04636$$

$$m_{12}/m_{11} = 0.2480$$

$$m_{13}/m_{11} = [m_{11} + m_{11}(m_{12}/m_{11})]/(1 - 0.04636) \rightarrow m_{13}/m_{11} = m_A/m_E = 1.3087$$

$$m_E/m_A = 0.7641$$



Si calcolano quindi i vari corpi della caldaia:

$$q_{ECO} = h_{CLI}(P_2) - h_2 = 851.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{EVA} = h_{CLS}(P_3) - h_{CLI}(P_2) = 931.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{SURR} = h_3 - h_{CLS}(P_3) = 859.0 \text{ kJ/kg}$$

Il calore fornito dall'intera caldaia è la somma dei tre: $q_{cald} = 2641.4 \text{ kJ/kg}$



Calcolo della portata di vapore e delle altre portate

Essendo nota la potenza dell'impianto si può valutare la portata di vapore, ricordando che ogni tratto della turbina presenta una portata differente:

$$W = m_A(h_3 - h_{15}) + (m_A - m_{sp,rig})(h_{15} - h_{12}) + (m_A - m_{sp,rig} - m_{sp,deg})(h_{12} - h_4) - m_E L_{PE} - m_A L_{PA}$$

$$W = m_A L_{T1} + (m_A - m_{sp,rig})(L_{T2}) + (m_A - m_{sp,rig} - m_{sp,deg})(L_{T3}) - m_E L_{PE} - m_A L_{PA}$$

Sono già note le portate adimensionalizzate e quindi possiamo fare riferimento ad una stessa portata, per esempio quella di ingresso in turbina o quella in uscita dal condensatore o dal degasatore

$$W = m_A [L_{T1} + (1 - m_{sp,rig} / m_A)(L_{T2}) + (m_E / m_A)(L_{T3}) - (m_E / m_A)L_{PE} - L_{PA}]$$

$$m_A = 75.12 \text{ kg/s} (= m_{13} = m_{14} = m_2 = m_3)$$

$$m_{sp,rig} = m_{15} = m_{16} = (m_{15} / m_3) m_3 = 3.48 \text{ kg/s}$$



$$m_E = m_4 = m_1 = m_{11} = (m_1/m_3) m_3 = 57.4 \text{ kg/s}$$

$$m_{sp,deg} = m_{12} = (m_{12}/m_1) m_1 = 14.23 \text{ kg/s}$$

Infine possiamo determinare il rendimento termodinamico dell'impianto come:

$$\eta = W/Q_{cald} = W/[m_A * q_{cald}] = 80000/[75.12 * 2641.4] = 40.32\%$$

