

Impianti turbogas



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

*Le note che trovate scritte a penna servono per sottolineare alcune cose importanti
che ho discusso a lezione*



Un impianto turbogas in ciclo semplice (aperto) lavora aspirando aria in condizioni ISO con calore specifico $c_{p,aria}=1004$ J/kgK e costante dei gas $R_{aria}=287$ J/kgK. Il compressore ha un rendimento isoentropico $\eta_{c,s}=0.88$ e da un rapporto di compressione $\beta_c=12$.

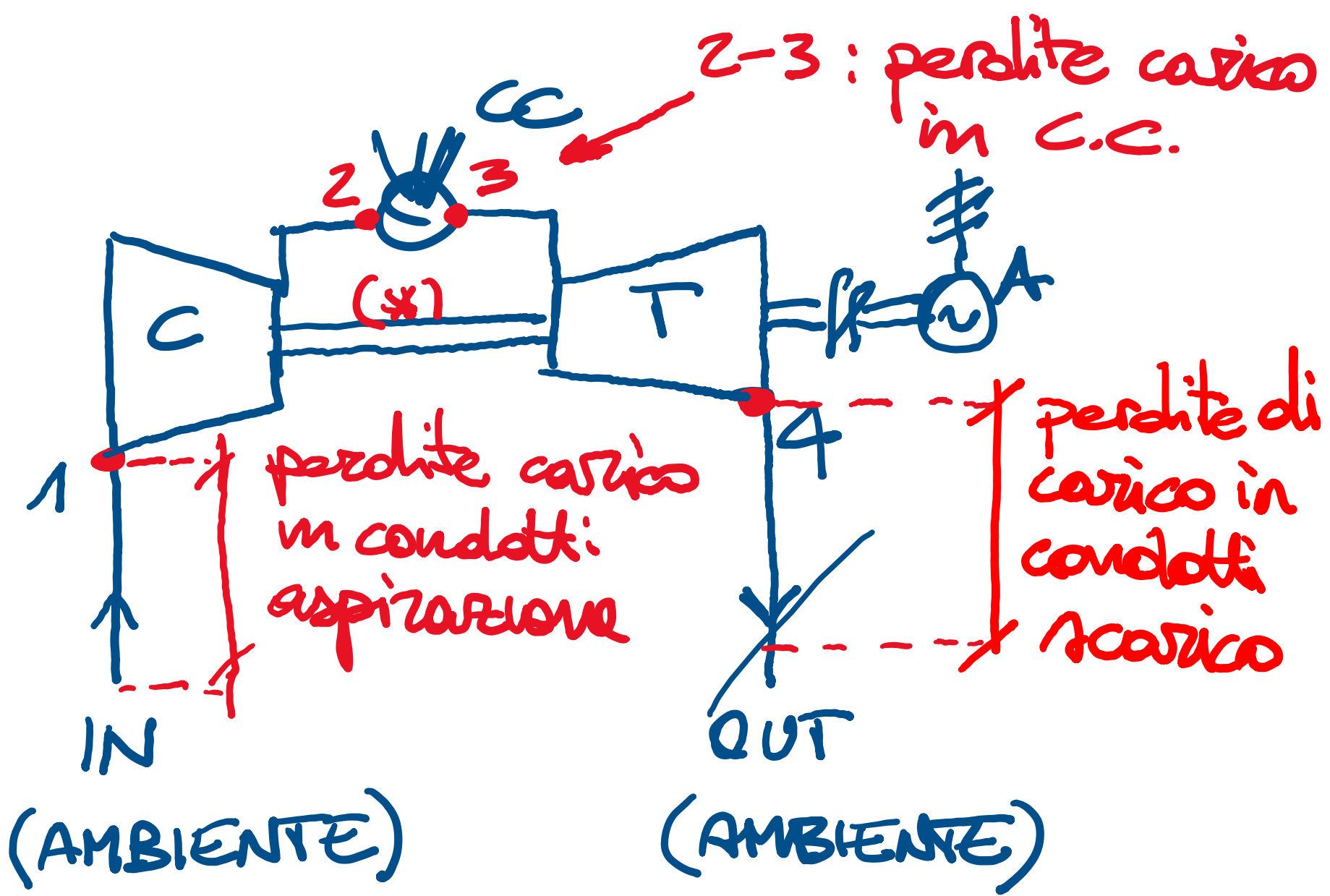
In camera di combustione viene impiegato gas naturale (potere calorifico inferiore LHV=47450 kJ/kgK), i gas raggiungono una $T_3=1400$ K e subiscono una perdita di carico $\Delta p_{CC}=4\%$. Si assuma un $\eta_{CC}=0.995$.

I fumi in uscita ($c_{p,gas}=1.2$ kJ/kgK, $R_{gas}=291$ J/kgK) e raggiungono pressione atmosferica dopo l'espansione in due turbine con rendimento isoentropico $\eta_{T,s}=0.9$

Si ricavino i valori di temperatura e pressione in tutti i punti del ciclo, le portate di aria e combustibile e il rendimento termodinamico dell'impianto sapendo che la potenza complessiva è pari a $W_{GT}=50$ MW

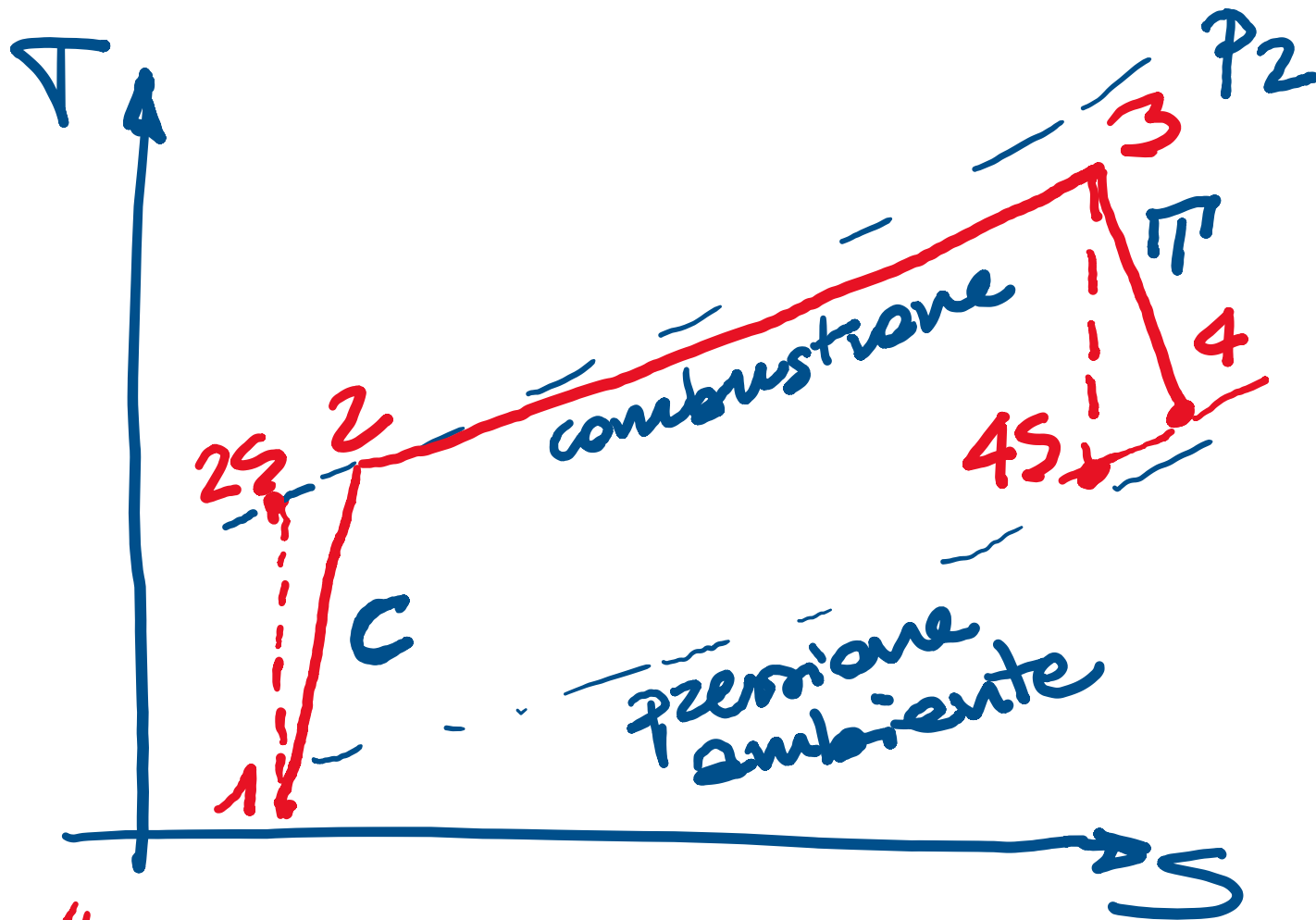
***'È UN VALORE DA RICORDARE'**





*Disegnare l'albero non è opzionale. Senza una connessione con la turbina avremmo bisogno di un motore per il compressore.





LE PERDITE DI CARICO SONO
VOLUTAMENTE ESAGERATE,



Ambiente in condizioni ISO:

$$T_{\text{amb}} = 288.15\text{K}$$

$$p_{\text{amb}} = 101\,325\text{ Pa}$$

Umidità relativa 60%

Ipotizziamo perdite di pressione nei condotti di aspirazione del compressore e nei condotti di scarico a valle della turbina:

$$\Delta p_{\text{in}} = \Delta p_{\text{out}} = 996\text{ Pa}$$

(è un valore suggerito in alcuni testi americani in cui si fa riferimento a 4 pollici di colonna d'acqua)



Condizioni ISO:

$$T_1 = 288.15\text{K}$$

$$p_1 = p_{\text{amb}} - \Delta p_{\text{in}} = 100\,329\text{ Pa}$$

$$\rho_1 = p_1 / R_A T_1 = 1.215\text{ kg/m}^3$$



$$k_A = C_{p,A} / (C_{p,A} - R_A) = \underline{1.4} \rightarrow \text{ANCHE QUESTO È UN VALORE DA RICORDARE!}$$

Compressione adiabatica isoentropica $\rightarrow T_{2s}$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_A-1}{k_A}} = \beta_{C,S}^{\frac{k_A-1}{k_A}}$$

$$T_{2s} = 586.3 \text{ K}$$

$$L_{C,S} = (h_{2s} - h_1) = c_{p,A}(T_{2s} - T_1) = 299.3 \text{ kJ/kg}$$

$$L_C = L_{C,S} / \eta_{C,S} = 340 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = T_1 + L_C / C_{p,A} = 626 \text{ K}$$

$$p_2 = \beta p_1 = 1\,203\,948 \text{ bar}$$



$$p_3 = p_2 - \Delta p_{cc} = 1\,155\,790 \text{ Pa}$$

Assumiamo un C_p medio per la combustione, è un'approssimazione pesante che poi valuteremo alla fine dell'esercizio

$$C_{p,\text{medio}} = 0.5 * [C_{p,A} + C_{p,G}] = 1102 \text{ kJ/kgK}$$

Bilancio entalpico compressore

$$(\alpha + 1) C_{p,\text{medio}} (T_3 - T_2) = \eta_{cc} * \text{LHV}$$

$$\alpha = 54.42$$

(operiamo con un forte eccesso d'aria rispetto al rapporto stechiometrico)



$$k_G = C_{p,G} / (C_{p,G} - R_G) = 1.32$$

$$p_4 = p_{\text{amb}} + \Delta p_{\text{out}} = 102\,321 \text{ Pa}$$

$$\beta_T = p_3 / p_4 = 11.296$$

Espansione adiabatica isoentropica $\rightarrow T_{4s}$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k_G - 1}{k_G}} = \beta_{T,s}^{\frac{k_G - 1}{k_G}}$$

$$T_{4s} = 777.65 \text{ K}$$

$$L_{T,S} = (h_3 - h_{4s}) = c_{p,G}(T_3 - T_{4s}) = 746.8 \text{ kJ/kg}$$

$$L_T = L_{T,S} \quad \eta_{T,S} = 672.11 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = T_3 - L_T / C_{p,G} = 830 \text{ K}$$



$$W_{GT} = W_T - W_C = m_G L_T - m_A L_C$$

$$W_{GT} = (m_A + m_F)L_T - m_A L_C$$

$$m_F = W_{GT} / [(1 + \alpha) L_T - \alpha L_C] = 2.668 \text{ kg/s}$$

$$m_A = \alpha m_F = 145.21 \text{ kg / s}$$

$$m_G = m_A + m_F = 147.88 \text{ kg / s}$$

$$\eta_{GT} = W_{GT} / [m_G \text{ LHV}] = 39.5 \%$$



(continuità): $m_A + m_F = m_G$

(cons. energia): $m_A (h_A - h_{RIF}) + m_F (h_F - h_{RIF}) + h_{CC} m_F LHV = (m_A + m_F) (h_G - h_{RIF})$

$$m_A (T_A - T_{RIF}) + m_F (T_F - T_{RIF}) + h_{CC} m_F LHV = (m_A + m_F) (T_G - T_{RIF})$$

Posto $T_{RIF} = 25^\circ\text{C}$

rifacendo tutti i calcoli otterrei:

$\alpha' = 46.6$ (era $\alpha = 54.42 \Rightarrow$ errore del 14%)

$m'_A = 144.34 \text{ kg/s}$ (era $m_A = 145.21 \text{ kg/s} \Rightarrow$ errore 0.6 %)

(l'errore è minimo e comunque lavoriamo con un elevato eccesso d'aria rispetto al valore stechiometrico)

$m'_G = 3.098 \text{ kg/s}$ (era $m_G = 147.88 \text{ kg / s} \Rightarrow$ **errore 14%**)

$\eta'_{GT} = 34 \%$ (era $\eta_{GT} = W_{GT} / [m_G LHV] = 39.5 \%$)

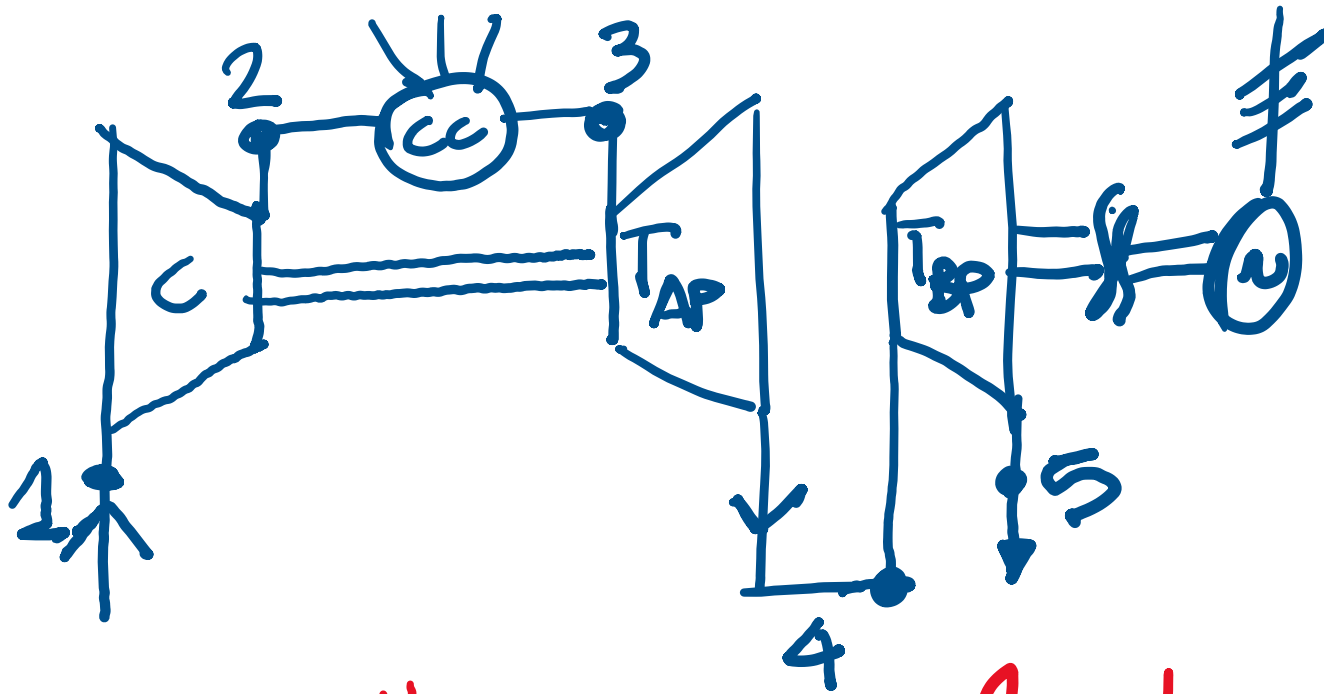


Un impianto turbogas bialbero in ciclo semplice (aperto) lavora aspirando aria in condizioni ISO con calore specifico $c_{p,aria}=1004$ J/kgK e costante dei gas $R_{aria}=287$ J/kgK. Il compressore ha un rendimento isoentropico $\eta_{c,s}=0.89$ e da un rapporto di compressione $\beta_c=15$.

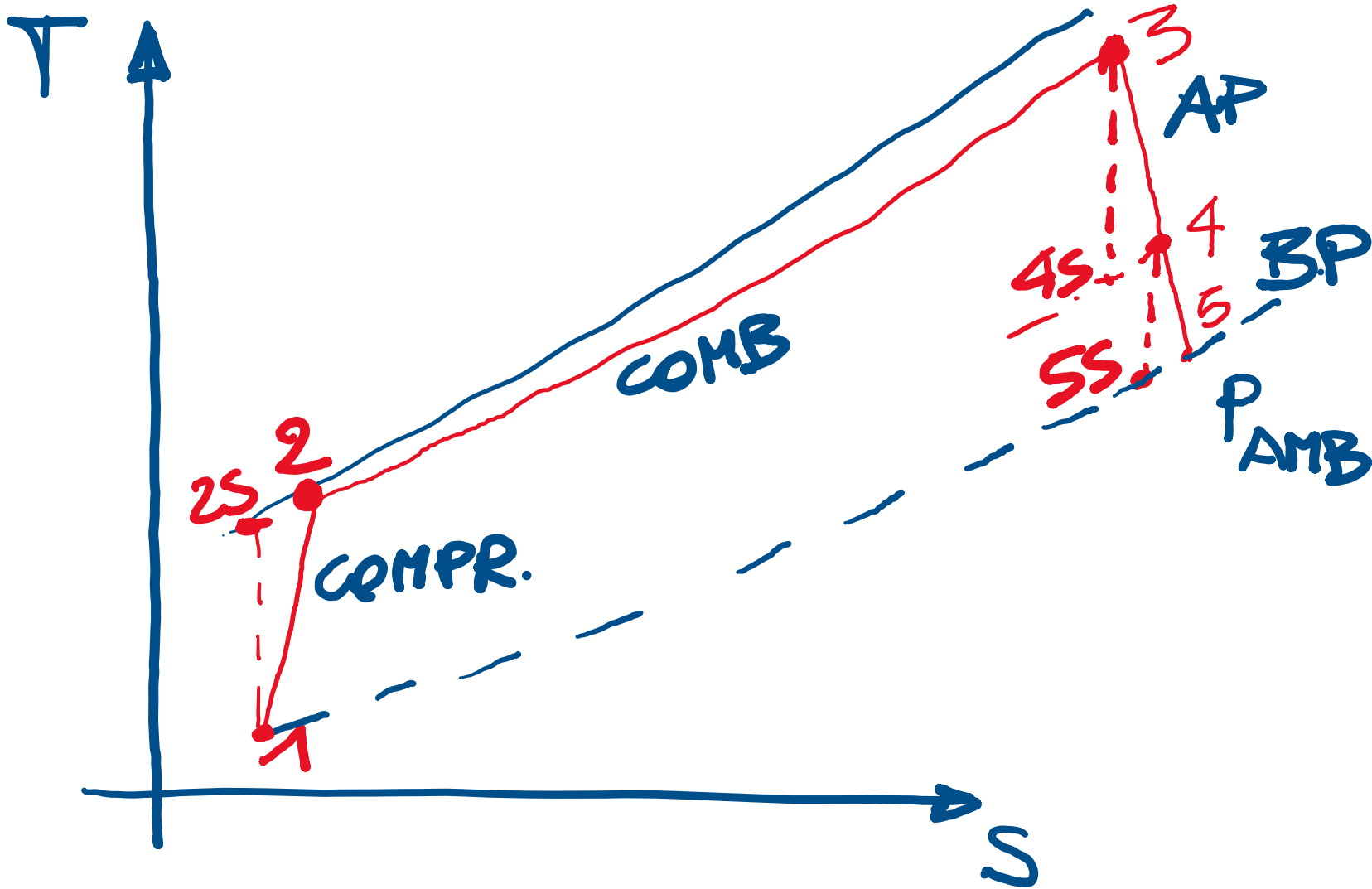
In camera di combustione viene impiegato gas naturale (potere calorifico inferiore=47450 kJ/kgK), i gas subiscono una perdita di carico $\Delta p_{CC}=3\%$. Si assuma un $\eta_{CC}=0.995$. I fumi in uscita hanno una portata di 350 kg/s e una temperatura di 823K. ($c_{p,gas}=1.2$ kJ/kgK, $R_{gas}=291$ J/kgK) e raggiungono pressione atmosferica dopo l'espansione in due turbine con rendimento isoentropico $\eta_{T1,s}=0.87$ $\eta_{T2,s}=0.89$

Si ricavino i valori di temperatura e pressione in tutti i punti del ciclo, le portate di aria e combustibile e il rendimento termodinamico dell'impianto





* con 2 alberi vincolato la linea di alta pressione dalla velocità di rotazione della bassa, imposta dalla frequenza di rete



Condizioni ISO:

$$T_1 = 288.15\text{K}$$

$$p_1 = p_{\text{amb}} = 101\,325\text{ Pa}$$

$$\rho_1 = p_1 / R_A T_1 = 1.215\text{ kg/m}^3$$



$$k_A = C_{p,A} / (C_{p,A} - R_A) = \mathbf{1.4}$$

Compressione adiabatica isoentropica $\rightarrow T_{2s}$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_A-1}{k_A}} = \beta_{C,S}^{\frac{k_A-1}{k_A}}$$

$$T_{2s} = 625 \text{ K}$$

$$L_{C,S} = (h_{2s} - h_1) = c_{p,A}(T_{2s} - T_1) = 384.2 \text{ kJ/kg}$$

$$L_C = L_{C,S} / \eta_{C,S} = 340 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = T_1 + L_C / C_{p,A} = 671 \text{ K}$$

$$p_2 = \beta p_1 = 1\,504\,935 \text{ Pa}$$



$$p_3 = p_2 - \Delta p_{CC} = 1\,504\,936 \text{ Pa}$$

Essendo incognita la T_3 non è possibile stimare la portata di combustibile. Possiamo quindi solo scrivere le equazioni delle trasformazioni nei vari componenti dell'impianto.



$$T_{RIF} = 25^{\circ}\text{C}$$

1. Bilancio camera di combustione:

$$\alpha = \frac{m_A}{m_F} = \frac{\eta_C LHV}{C_{p,G}(T_3 - T_{RIF}) - C_{p,A}(T_2 - T_{RIF})}$$

2. Equilibrio fra le potenze della TAP e del Compressore.

$$W_C = W_{AP} \Rightarrow m_C \cdot L_C = m_G (T_3 - T_4) \Rightarrow L_C = (1 + 1/\alpha) C_{p,G} (T_3 - T_4)$$

3. Calcolo T_{4S}

$$\eta_{T,APS} = [h_3 - h_4] / [h_3 - h_{4S}] \stackrel{*}{\cong} [T_3 - T_4] / [T_3 - T_{4S}]$$

$$* \overline{C_P}_{3,4} \cong \overline{C_P}_{3,4S} \Rightarrow \frac{Q_{a,3 \div 4}}{Q_{a,3 \div 4S}} \cong 1$$



4. Calcolo trasformazione adiabatica isoentropica $T_{AP} \Rightarrow$ trovo p_4

$$\frac{T_3}{T_{4S}} = \left(\frac{p_3}{p_{4S}} \right)^{\frac{k_G-1}{k_G}} = \beta_{TAP,S}^{\frac{k_G-1}{k_G}}$$

5. Calcolo T_{5S}

$$\eta_{T,BPS} = [h_4 - h_5] / [h_4 - h_{5S}] \cong [T_4 - T_5] / [T_4 - T_{5S}]$$

6. 4. Calcolo trasformazione adiabatica isoentropica T_{BP}

$$\frac{T_4}{T_{5S}} = \left(\frac{p_4}{p_{5S}} \right)^{\frac{k_G-1}{k_G}} = \left(\frac{p_4}{p_{amb}} \right)^{\frac{k_G-1}{k_G}} = \beta_{TBP,S}^{\frac{k_G-1}{k_G}}$$



Ho un sistema non lineare di 6 equazioni in 6 incognite che non accetta una soluzione analitica semplice. Occorre l'applicazione di un metodo iterativo di soluzione. Ce ne sono tanti (metodo delle corde, metodo di bisezione, metodo delle secanti) e sono tutti più o meno equivalenti per un sistema del genere con pochi gradi di libertà. Potete per esempio fare riferimento al metodo delle secanti che, se ben inizializzato, converge molto velocemente. È palese che siccome parliamo di tecnologie mature e ben documentate in letteratura potete usare quelle informazioni per inizializzare il problema e giungere velocemente a convergenza, ad esempio tenendo conto che la T_3 è generalmente compresa fra 1400 e 1500 K.

(In ambienti Python, Excel o Matlab avete l'imbarazzo della scelta, ovviamente)

Vediamo come risolvere il problema.



- a. Ipotizzo $T_3 = 1400 \text{ K}$
- b. Dalla 1) ricavo $\alpha = 48.8$
- c. Dalla 2) ricavo $T_4 = 1086 \text{ K}$
- d. Dalla 3) ricavo $T_{4S} = 1040 \text{ K}$
- e. Dalla 4) ricavo $\beta_{\text{TAP}} = 3.415$ e $p_4 = 4.317 \text{ bar}$ [dall'esercizio precedente dovrete aver capito che usare i Pascal è abbastanza scomodo]
- f. Dalla 5) ricavo $T_{5S} = 760 \text{ K}$
- g. Dalla 6) ricavo $p_5 = 98928 \text{ Pa}$
- h. Essendo $p_5 < p_{\text{amb}}$ itero aumentando T_3 finchè non arrivo a convergenza



- a. $T_3 = 1441 \text{ K}$
- β . $\alpha = 46.3$
- c. $T_4 = 1128 \text{ K}$
- d. $T_{4S} = 1081 \text{ K}$
- ε . $\beta_{\text{TAP}} = 3.274$ e $p_4 = 4.503 \text{ bar}$
- f. $T_{5S} = 785.5 \text{ K}$
- g. $p_5 = 101\,325 \text{ Pa}$



$$L_{\text{TAP}} = h_3 - h_4 = C_{p,G} (T_3 - T_4) = 376 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{\text{TBP}} = h_4 - h_5 = C_{p,G} (T_4 - T_5) = 365 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{GT}} = m_G L_{\text{TBP}} = 128 \text{ MW}$$

$$m_F = m_G / (1 + \alpha) = 7.4 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{\text{GT}} = W_{\text{GT}} / (m_F * \text{LHV}) = 36.5 \%$$

