

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

***Relazione per la prova finale  
«Modello di simulazione del ciclo  
termodinamico di una locomotiva a  
vapore»***

Tutor universitario: Prof.

Pierfrancesco Brunello

Laureando: *Davide Bassani*

Padova, 20/09/2022

Le locomotive a vapore FS 835 furono delle unità adibite al servizio di manovra dei rotabili, progettate a partire dal 1904 e costruite tra il 1906 e il 1922.




*Locomotiva italiana FS 835 nella stazione di Pola [1]*

- Ciclo termodinamico: ciclo Rankine a vapore saturo;
- Tipo di caldaia: caldaia cilindrica, a tubi bollitori lisci;
- Espansori: due espansori volumetrici alternativi esterni al telaio, a semplice espansione;
- Distribuzione: Walschaerts (ad ogni giro delle ruote viene introdotto due volte il vapore saturo all'interno degli espansori, una volta per corsa del pistone);
- Diametro ruote motrici: 1310 mm;
- Pressione in caldaia: 12 kg/cm<sup>2</sup>;
- Superficie di riscaldamento: 74,2 m<sup>2</sup>;
- Numero di tubi bollitori: 164;
- Alesaggio cilindri: 420 mm;
- Corsa pistoni: 580 mm;
- Cilindrata totale: 160 dm<sup>3</sup>;
- Velocità massima: 55 km/h;
- Forza di trazione massima: 56 kN;
- Potenza massima: 360 HP = 272 kW.

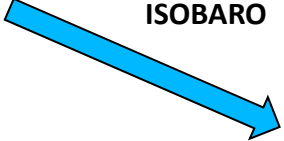
PROPRIETÀ	VALORI
t1	20 °C
p1	1,01325 bar
h1	84,01 kJ/kg
s1	0,296 kJ/kg*K

POMPAGGIO  
ISOENTROPICO



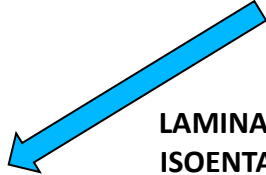
PROPRIETÀ	VALORI
t2i	20,02 °C
p2i	11,76 bar
h2i	85,08 kJ/kg
s2i	0,296 kJ/kg*K

RISCALDAMENTO  
ISOBARO



PROPRIETÀ	VALORI
t3	187,05 °C
p3	11,76 bar
h3	2783,04 kJ/kg
s3	6,529 kJ/kg*K

LAMINAZIONE  
ISOENTALPICA



PROPRIETÀ	VALORI
t5i	99,97 °C
p5i	1,01325 bar
h5i	2419,51 kJ/kg
s5i	6,668 kJ/kg*K
xv5i	0,89


ESPANSIONE  
ISOENTROPICA



PROPRIETÀ	VALORI
t4	177,70 °C
p4	8,5 bar
h4	2783,04 kJ/kg
s4	6,668 kJ/kg*K

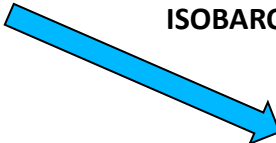
PROPRIETÀ	VALORI
t1	20 °C
p1	1,01325 bar
h1	84,01 kJ/kg
s1	0,296 kJ/kg*K

POMPAGGIO  
 $\eta_{is} = 0,8$



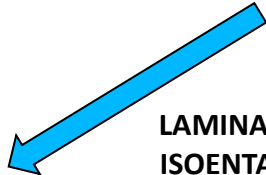
PROPRIETÀ	VALORI
t2r	20,08 °C
p2r	11,76 bar
h2r	85,35 kJ/kg
s2r	0,297 kJ/kg*K

RISCALDAMENTO  
ISOBARO




PROPRIETÀ	VALORI
t3	187,05 °C
p3	11,76 bar
h3	2783,04 kJ/kg
s3	6,529 kJ/kg*K

LAMINAZIONE  
ISOENTALPICA

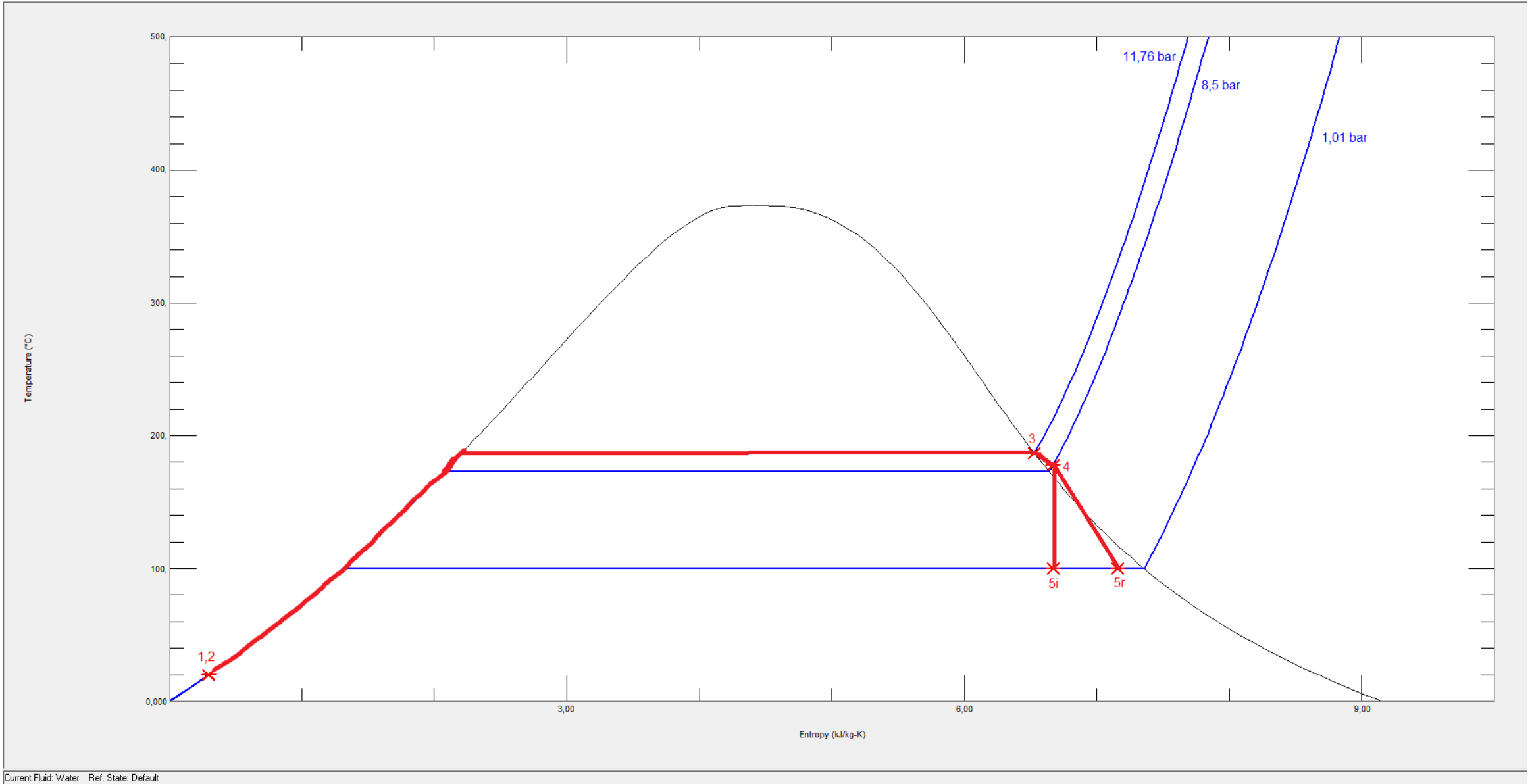


PROPRIETÀ	VALORI
t4	177,70 °C
p4	8,5 bar
h4	2783,04 kJ/kg
s4	6,668 kJ/kg*K

ESPANSIONE  
 $\eta_{is} = 0,5$



PROPRIETÀ	VALORI
t5r	99,97 °C
p5r	1,01325 bar
h5r	2601,27 kJ/kg
s5r	7,155 kJ/kg*K
xv5r	0,97



Per il calcolo della portata di vapore, si sfruttano le informazioni sulla locomotiva: conoscendo la velocità della locomotiva, il diametro delle ruote motrici, la cilindrata, la distribuzione e ipotizzando un grado d'introduzione pari a 0,3, si trova la portata volumetrica di vapore che alimenta gli espansori:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot \frac{55}{3,6}}{\pi \cdot 1,310} = 222,74 \text{ giri/min} \quad \longrightarrow \quad V_v = i \cdot 2 \cdot 160 = 96 \text{ dm}^3 \quad \longrightarrow \quad Q_v = \frac{V_v}{1000} \cdot \frac{n}{60} = \frac{96}{1000} \cdot \frac{222,74}{60} = 0,3564 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con il software MiniRefprop si può trovare la densità del vapore all'ingresso degli espansori; la portata di vapore, perciò, risulta:

$$\dot{m}_v = Q_v \cdot \rho = 0,3564 \cdot 4,345 \cong 1,55 \text{ kg/s}$$

Conoscendo la portata e le caratteristiche del ciclo Rankine, è possibile calcolare le prestazioni della locomotiva (potenza meccanica, scambio termico e rendimento):

$$P_{tot} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{2r}) + \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_{5r}) \cong 279,6 \text{ kW}$$

$$q_{2 \rightarrow 3} = \dot{m}_v \cdot (h_3 - h_{2r}) \cong 4181,5 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{tot}}{q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{279,6}{4181,5} \cong 0,0669 \cong 6,7 \%$$

- I dati rilevati della locomotiva FS 835 riportano una potenza massima alle ruote di 360 HP, corrispondenti a 272 kW
- Dalla simulazione del ciclo Rankine mediante software e dal calcolo della portata di vapore, è stata calcolata una potenza meccanica scambiata dal ciclo termodinamico pari a circa 280 kW; questo è un valore ragionevole, se si considerano le perdite meccaniche dovute alla trasmissione del moto dai cilindri espansori alle ruote ( $\cong 8$  kW)
- Per ottenere questo risultato, si è dovuto introdurre nel ciclo Rankine una laminazione isoentalpica dopo il riscaldamento: il vapore, infatti, subisce delle perdite di pressione passando attraverso i condotti e le valvole presenti tra il duomo e i cilindri. Tali perdite portano la pressione da 11,76 bar a circa 8,5 bar.



Il riscaldamento dell'acqua in caldaia avviene grazie al calore ceduto dai fumi della reazione di combustione aria-carbone; si considera la combustione di antracite, composta per il 96 % da carbonio, per il 2% da idrogeno e per il 2% da ossigeno, avente potere calorifico inferiore pari a 31 MJ/kg. Il bilancio energetico della reazione di combustione, adiabatica verso l'esterno, è pari a:

$$0 = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_0 - t_{ia}) + \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_0 - t_{ic}) - \dot{m}_c \cdot H_0 + (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot c_{pf} \cdot (t_{uf} - t_0)$$

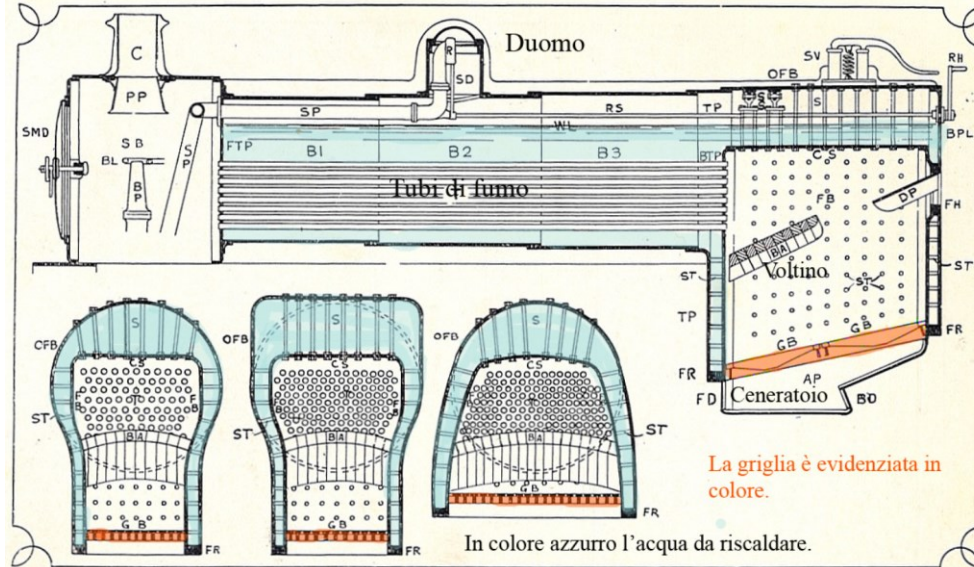
Mediante la composizione dell'antracite è possibile calcolare il rapporto stechiometrico aria-combustibile e, da questo, il rapporto vero e proprio, considerando un eccesso d'aria pari a 1,5:

$$\mu_a^* = \frac{2,667}{0,232} \cdot 0,96 + \frac{8}{0,232} \cdot 0,02 - \frac{1}{0,232} \cdot 0,02 \cong 11,64 \quad \longrightarrow \quad \mu_a = 1,75 \cdot \mu_a^* = 1,75 \cdot 11,64 \cong 20,4$$

L'equazione di bilancio, dunque, fornisce la temperatura dei fumi all'entrata in caldaia:

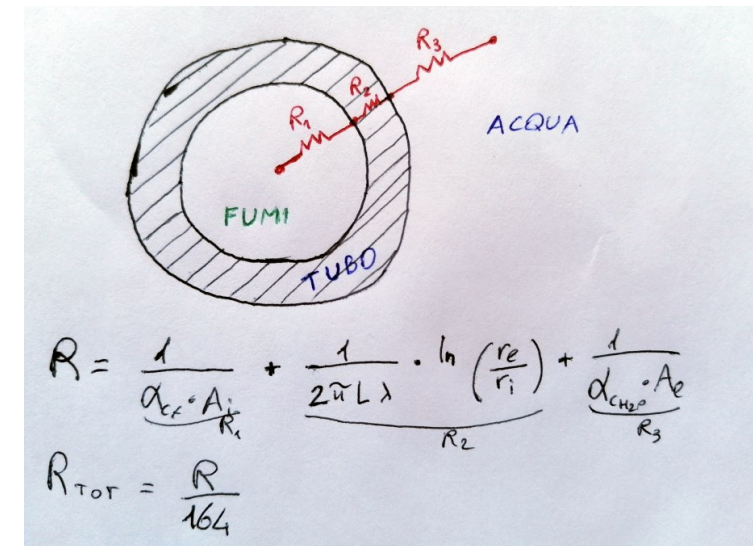
$$t_{uf} = t_0 + \frac{\mu_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ia} - t_0) + c_{pc} \cdot (t_{ic} - t_0) + H_0}{(1 + \mu_a) \cdot c_{pf}} \cong 1338,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La caldaia della locomotiva FS 835 era costituita da una fascio tubiero di 164 tubi bollitori d'acciaio, lisci. Per il calcolo dello scambio termico, è stato utilizzato il metodo  $\epsilon$ -NTU.



Esempio di caldaia a fascio tubiero presente nelle locomotive a vapore saturo [2]

La resistenza termica relativa allo scambio di un singolo tubo è valutata considerando gli scambi convettivi e conduttivi, trascurando, per semplicità, quelli radiativi. Essendoci 164 tubi in serie di uguale resistenza, allora la resistenza totale è valutabile come 1/164 della resistenza di un singolo tubo.



L'efficienza  $\varepsilon$  dello scambiatore è valutabile come:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

Dove NTU è pari a:

$$NTU = \frac{K \cdot A}{\dot{m}_f \cdot c_{pf}} = \frac{1}{R_{tot} \cdot \dot{m}_f \cdot c_{pf}}$$

La potenza termica scambiata tra i fumi e l'acqua in caldaia è nota, ed è pari a:  $q_{2 \rightarrow 3} = 4181,5$  kW.

Utilizzando il metodo dell'efficienza, essa può essere scritta anche come:

$$q_{2 \rightarrow 3} = \varepsilon \cdot q_{max} = \varepsilon \cdot \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{if} - t_w)$$

L'unica incognita è la portata di fumi, che viene calcolata con un metodo numerico iterativo (Newton-Raphson):

$$\dot{m}_f \cong 3,398 \text{ kg/s}$$

Dalla portata di fumi richiesta, è possibile ricavare la portata di combustibile, sapendo che il rapporto aria-combustibile è pari a 20,4:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_f}{(1 + \mu_a)} = \frac{3,398}{21,4} \cong 0,159 \text{ kg/s}$$

Un consumo che corrisponde a circa 9,54 kg/min, ovvero a circa 572,4 kg/h.



*Fuochista introduce carbone nel forno della locomotiva [3]*

Le locomotive FS 625 furono delle macchine costruite tra il 1910 e il 1923, utilizzate come traino per treni diretti e leggeri su linee pianeggianti



*Locomotiva italiana FS 625 [4]*



- Ciclo termodinamico: ciclo Rankine a vapore surriscaldato;
- Tipo di caldaia: caldaia cilindrica, con due tipi di tubi: 116 tubi bollitori da 45 mm di diametro esterno utilizzati solo per far bollire l'acqua e 21 tubi da 125 mm di diametro esterno utilizzati per far bollire l'acqua e per surriscaldare il vapore, convogliato all'interno di tubicini a U;
- Espansori: due espansori volumetrici alternativi esterni al telaio, a semplice espansione;
- Distribuzione: Walschaerts (ad ogni giro delle ruote viene introdotto due volte il vapore saturo all'interno degli espansori, una volta per corsa del pistone);
- Diametro ruote motrici: 1510 mm;
- Pressione in caldaia: 12 kg/cm<sup>2</sup>;
- Temperatura di surriscaldamento: 400 ° C
- Alesaggio cilindri: 490 mm;
- Corsa pistoni: 700 mm;
- Cilindrata totale: 264 dm<sup>3</sup>;
- Velocità in marcia: 60 km/h;
- Forza di trazione massima: 100 kN;
- Potenza (a 60km/h): 800 CV = 588 kW.

PROPRIETÀ	VALORI
t1	20 °C
p1	1,01325 bar
h1	84,01 kJ/kg
s1	0,296 kJ/kg*K

POMPAGGIO  
ISOENTROPICO

PROPRIETÀ	VALORI
t2i	20,02 °C
p2i	11,76 bar
h2i	85,08 kJ/kg
s2i	0,296 kJ/kg*K

RISCALDAMENTO  
ISOBARO FINO A  
VAPORE SATURO

PROPRIETÀ	VALORI
t3	187,05 °C
p3	11,76 bar
h3	2783,04 kJ/kg
s3	6,529 kJ/kg*K

PROPRIETÀ	VALORI
t5i	121,08 °C
p5i	1,01325 bar
h5i	2718,68 kJ/kg
s5i	7,467 kJ/kg*K

ESPANSIONE  
ISOENTROPICA

PROPRIETÀ	VALORI
t4	400 °C
p4	10 bar
h4	3264,47 kJ/kg
s4	7,467 kJ/kg*K

SURRISCALDAMENTO  
DEL VAPORE (CON  
PERDITE DI CARICO)

PROPRIETÀ	VALORI
t1	20 °C
p1	1,01325 bar
h1	84,01 kJ/kg
s1	0,296 kJ/kg*K

POMPAGGIO  
 $\eta_{is} = 0,8$

PROPRIETÀ	VALORI
t2r	20,08 °C
p2r	11,76 bar
h2r	85,35 kJ/kg
s2r	0,297 kJ/kg*K

RISCALDAMENTO  
ISOBARO FINO A  
VAPORE SATURO

PROPRIETÀ	VALORI
t3	187,05 °C
p3	11,76 bar
h3	2783,04 kJ/kg
s3	6,529 kJ/kg*K

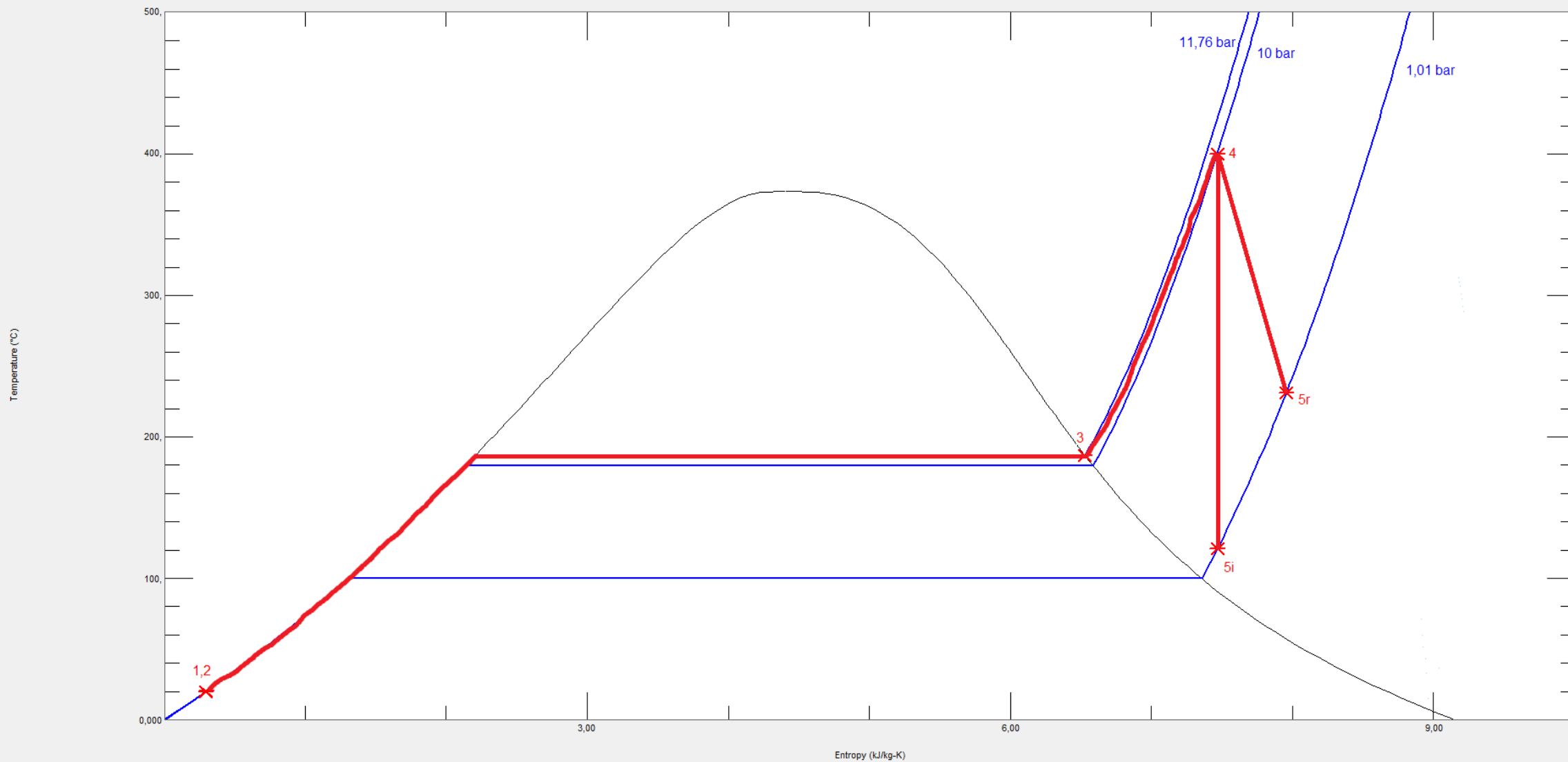
SURRISCALDAMENTO  
DEL VAPORE (CON  
PERDITE DI CARICO)

PROPRIETÀ	VALORI
t4	400 °C
p4	10 bar
h4	3264,47 kJ/kg
s4	7,467 kJ/kg*K

ESPANSIONE  
 $\eta_{is} = 0,6$

PROPRIETÀ	VALORI
t5r	231,13 °C
p5r	1,01325 bar
h5r	2937,00 kJ/kg
s5r	7,955 kJ/kg*K





Current Fluid: Water Ref. State: Default

Per il calcolo della portata di vapore, si sfruttano le informazioni sulla locomotiva: conoscendo la velocità della locomotiva, il diametro delle ruote motrici, la cilindrata, la distribuzione e ipotizzando un grado d'introduzione pari a 0,3, si trova la portata volumetrica di vapore che alimenta gli espansori:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot \frac{60}{3,6}}{\pi \cdot 1,510} = 210,80 \text{ giri/min} \longrightarrow V_v = i \cdot 2 \cdot 264 = 158,4 \text{ dm}^3 \longrightarrow Q_v = \frac{V_v}{1000} \cdot \frac{n}{60} = \frac{158,4}{1000} \cdot \frac{210,80}{60} = 0,5565 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con il software MiniRefprop si può trovare la densità del vapore all'ingresso degli espansori; la portata di vapore, perciò, risulta:

$$\dot{m}_v = Q_v \cdot \rho = 0,5565 \cdot 3,262 \cong 1,815 \text{ kg/s}$$

Conoscendo la portata e le caratteristiche del ciclo Rankine, è possibile calcolare le prestazioni della locomotiva (potenza meccanica, scambio termico e rendimento):

$$P_{tot} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{2r}) + \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_{5r}) \cong 592,06 \text{ kW}$$

$$q_{tot} = q_{2 \rightarrow 4} = \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_{2r}) \cong 5770,11 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{tot}}{q_{tot}} = \frac{592,06}{5770,11} \cong 0,1026 \cong 10,3 \%$$

- I dati rilevati della locomotiva FS 625 riportano una potenza massima alle ruote di 800 CV, corrispondenti a 588 kW
- Dalla simulazione del ciclo Rankine mediante software e dal calcolo della portata di vapore, è stata calcolata una potenza meccanica scambiata dal ciclo termodinamico pari a circa 592 kW; questo è un valore ragionevole, se si considerano le perdite meccaniche dovute alla trasmissione del moto dai cilindri espansori alle ruote ( $\cong 4$  kW)
- Per ottenere questo risultato, si è considerato che durante il surriscaldamento del vapore la pressione passi da 11,76 bar a circa 10 bar a causa delle perdite di carico dovute al passaggio del vapore nei condotti surriscaldatori.

Il riscaldamento dell'acqua in caldaia avviene grazie al calore ceduto dai fumi della reazione di combustione aria-carbone; si considera la combustione di antracite, composta per il 96 % da carbonio, per il 2% da idrogeno e per il 2% da ossigeno, avente potere calorifico inferiore pari a 31 MJ/kg. Il bilancio energetico della reazione di combustione, adiabatica verso l'esterno, è pari a:

$$0 = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_0 - t_{ia}) + \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_0 - t_{ic}) - \dot{m}_c \cdot H_0 + (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot c_{pf} \cdot (t_{uf} - t_0)$$

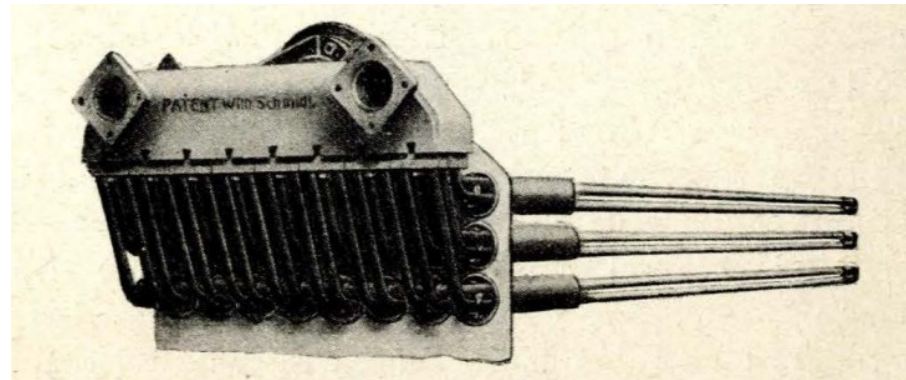
Mediante la composizione dell'antracite è possibile calcolare il rapporto stechiometrico aria-combustibile e, da questo, il rapporto vero e proprio, considerando un eccesso d'aria pari a 1,5:

$$\mu_a^* = \frac{2,667}{0,232} \cdot 0,96 + \frac{8}{0,232} \cdot 0,02 - \frac{1}{0,232} \cdot 0,02 \cong 11,64 \quad \longrightarrow \quad \mu_a = 1,75 \cdot \mu_a^* = 1,75 \cdot 11,64 \cong 20,4$$

L'equazione di bilancio, dunque, fornisce la temperatura dei fumi all'entrata in caldaia:

$$t_{uf} = t_0 + \frac{\mu_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ia} - t_0) + c_{pc} \cdot (t_{ic} - t_0) + H_0}{(1 + \mu_a) \cdot c_{pf}} \cong 1338,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

In questo caso la caldaia contiene sia tubi bollitori, sia tubi più grandi all'interno dei quali si collocano dei tubi a U, detti surriscaldatori. In questi ultimi scorre il vapore che, prelevato dal duomo in condizioni di equilibrio con il liquido, viene surriscaldato dai prodotti della combustione.



*Esempio di tubi surriscaldatori [5]*

Siccome in questo caso i fumi scambiano calore sia con l'acqua in ebollizione, sia con il vapore, non è più possibile adottare il metodo  $\epsilon$ -NTU; sarebbe più opportuno utilizzare un metodo accurato ad elementi finiti per modellizzare la caldaia. In alternativa, si può supporre che la caldaia abbia lo stesso rendimento di quella di una locomotiva a vapore saturo: la portata di fumi, quindi, si può valutare con una semplice proporzione, dalla quale risulta che:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f625} = \frac{q_{625}}{q_{835}} \cdot \dot{m}_{f835} = \frac{5770,11}{4181,5} \cdot 3,398 \cong 4,689 \text{ kg/s}$$

Anche in questo caso, dalla portata di fumi richiesta, è possibile ricavare la portata di combustibile, sapendo che il rapporto aria-combustibile è pari a 20,4:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_f}{(1 + \mu_a)} = \frac{4,689}{21,4} \cong 0,219 \text{ kg/s}$$

Un consumo che corrisponde a 13,14 kg/min, cioè a circa 788,4 kg/h.

Il lavoro svolto ha permesso di modellizzare i cicli Rankine di due locomotive a vapore a partire dalla conoscenza delle loro caratteristiche tecniche. Inoltre, grazie alla modellizzazione della reazione di combustione e degli scambiatori, si è stimata la portata di combustibile richiesta per il funzionamento delle macchine.

Si può notare come le prestazioni di questi cicli termodinamici siano piuttosto basse: il rendimento della FS 835, a vapore saturo, è del 7%, mentre quello della FS 625, a vapore surriscaldato, è poco oltre il 10 %; questi risultati, uniti all'elevato apporto di carbone richiesto, rendono ben ragione della sostituzione di queste locomotive con motrici Diesel e, in seguito, elettriche.

I cicli Rankine possono essere anche piuttosto diversi e più complicati rispetto a quelli esaminati. In particolare, le migliorie che possono essere apportate per aumentare il rendimento termodinamico dei cicli sono:

- L'aumento di pressione di ebollizione;
- L'adozione del condensatore a valle degli espansori;
- L'impiego di turboespansori al posto degli espansori volumetrici alternativi;
- L'impiego del risurriscaldamento;
- La rigenerazione tramite spillamento.

- Prof. Pierfrancesco Brunello, “Lezioni di Fisica Tecnica”, Napoli, 2017;
- Ing. Carlo Abate, “La locomotiva a vapore”, Milano, 1924, [5]
- [https://it.wikipedia.org/wiki/Locomotiva\\_FS\\_835](https://it.wikipedia.org/wiki/Locomotiva_FS_835), [1]
- <https://www.museoferroviariodellapuglia.it/collezione/locomotiva-a-vapore-835-244/>;
- <http://scienzasalento.unisalento.it/tramdelmare/tramway/aisaf/gr835244.htm>;
- [https://it.wikipedia.org/wiki/Locomotiva\\_FS\\_625](https://it.wikipedia.org/wiki/Locomotiva_FS_625);
- <https://www.ale883.it/2018/02/06/625-177/>, [4]
- [https://it.wikipedia.org/wiki/Griglia\\_%28termotecnica%29](https://it.wikipedia.org/wiki/Griglia_%28termotecnica%29), [2]
- <https://www.ale883.it/2012-2/>, [3]