



*Ministero della Pubblica Istruzione*

**M950 - ESAME DI STATO DI ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE**

**CORSO DI ORDINAMENTO**

**Indirizzo: TERMOTECNICA**

**Tema di: TERMOTECNICA, MACCHINE A FLUIDO**

Una turbina a vapore sviluppa una potenza effettiva di 3000 kW, consumando vapore surriscaldato alla pressione effettiva di 1,3 MPa ed alla temperatura di 250°C.

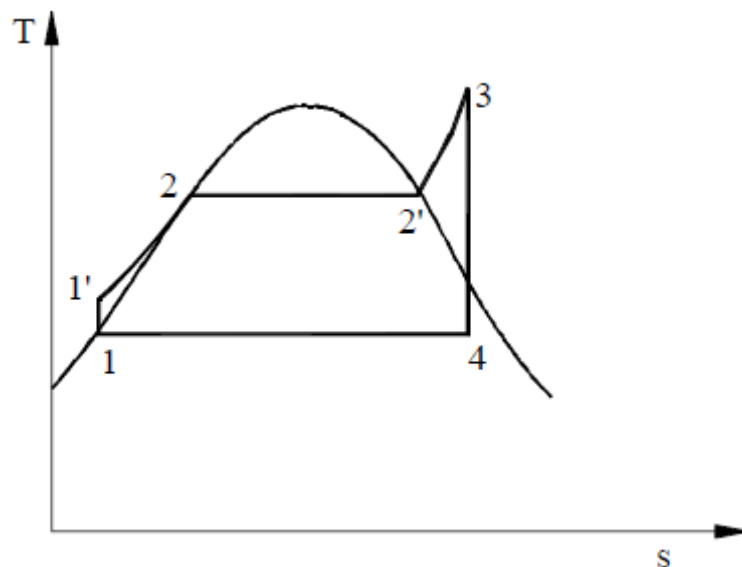
Lo scarico avviene in un condensatore a superficie che realizza un grado di vuoto del 95%.

Il candidato, assumendo a suo criterio i dati mancanti, determini:

- 1) il consumo orario di vapore;
- 2) la superficie complessiva del condensatore;
- 3) la quantità oraria di acqua necessaria alla condensazione;
- 4) il ciclo termodinamico nei diagrammi p,v T,s h,s;
- 5) lo schema dell'impianto e la descrizione del funzionamento, indicando anche, con l'ausilio di schizzi o schemi giustificativi, come potrebbe essere migliorato il rendimento del corrispondente ciclo Rankine.

**SVOLGIMENTO :**

Come è noto, nella fase 3-4 del diagramma T-s di Rankine-Hirn sotto riportato, il fluido, dalla pressione vigente P2 e temperatura T3, si espande nel distributore della turbina, trasformazione adiabatica, fino a raggiungere la pressione P1 e temperatura T1 che regna nel condensatore; la trasformazione si realizza nella turbina e fornisce il lavoro utile al ciclo.



Mediante le tabelle del vapore surriscaldato, possiamo ricavare le proprietà termodinamiche del punto 3, per cui :

$T_3 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$  ( valore del tema ministeriale );

$h_3 = 2931,3 \text{ kJ/Kg}$  ;

$s_3 = 6,79 \text{ kJ/Kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$  ;

$P_3 = P_2 = 1,3 \text{ MPa} \rightarrow 13 \text{ bar}$  ( valore del tema ministeriale ).

Il punto 4, come si nota nel ciclo termodinamico T-s , si trova all' interno della campana delle due curve limite, nella zona definita di vapore saturo umido a titolo elevato, il valore dell' entalpia non puo' essere letto direttamente sulle tabelle, ma deve essere calcolato tenendo conto che il titolo esprime un' aliquota di fluido allo stato liquido e la rimanente aliquota allo stato di vapore. La relazione utilizzata è la seguente :

$$h_4 = h_1 + ( h_v - h_1 ) \cdot X_4 .$$

dove :

$h_4$  è l' entalpia corrispondente al punto 4 all' interno della campana ;

$h_1$  è l' entalpia del fluido allo stato liquido, con titolo nullo  $X = 0$ , riferita al punto 1 del ciclo ;

$h_v$  è l' entalpia del fluido allo stato di vapore, alla temperatura  $T_1$  e alla pressione  $P_1$  del punto 4 con titolo unitario  $X = 1$  .

$X_4$  è il titolo del fluido allo stato di vapore saturo umido, alla temperatura o pressione corrispondente al punto 4 all' interno della campana.

Per determinare il valore di  $h_1$ ,  $h_v$ ,  $s_1$ ,  $s_v$  è necessario consultare le tabelle del vapore d' acqua e interpolando con i valori noti di pressione e temperatura si ricava :

$$T4 = T1 = 32,90 \text{ } ^\circ\text{C} ;$$

$$h_v = 2561,6 \text{ KJ/Kg} ;$$

$$h_1 = 137,8 \text{ KJ/Kg} ;$$

$$s_v = 8,39 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{ } ^\circ\text{K} ;$$

$$s_1 = 0,47 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{ } ^\circ\text{K} ;$$

$$P_4 = P_1 = \text{grado di vuoto } 95\% \rightarrow 0,05 \text{ bar ( valore del tema ministeriale ) .}$$

Essendo la trasformazione della turbina isoentropica, come si evidenzia nel diagramma a entropia costante, si deduce che l' entropia nel punto 4 coincide con quella del punto 3, quindi, se :

$$s_4 = s_1 + ( s_v - s_1 ) \cdot X_4 .$$

Dall' inversione dell' espressione di cui sopra, avendo come incognita  $X_4$  e sapendo che  $s_4$  è uguale a  $s_3$ , si ottiene :

$$X_4 = ( s_3 - s_1 ) / ( s_v - s_1 ) .$$

$$X_4 = ( 6,79 - 0,47 ) / ( 8,39 - 0,47 ) = 0,79 .$$

Ritornando al calcolo dell' entalpia del punto 4, precedente, sapendo che  $h_1$  e  $h_v$  sono i valori corrispondenti e già ricavati alla condizione di liquido e di vapore alla pressione  $P_1$  , si ottiene :

$$h_4 = 137,8 + ( 2561,6 - 137,8 ) \cdot 0,79 = 2052,6 \text{ KJ/Kg} .$$

Consideriamo, per poter determinare il consumo orario di vapore, di utilizzare un rendimento della turbina pari a  $\eta_t = 0,70$  . Attraverso tale dato, assunto di proprio arbitrio, ma coerente, possiamo determinare il consumo di vapore con la seguente relazione :

$$G_v = N \cdot 3600 / ( h_3 - h_4 ) \cdot \eta_t .$$

$$G_v = 3000 \cdot 3600 / ( 2931,3 - 2052,6 ) \cdot 0,7 = 17558 \text{ Kg / h} .$$

Per determinare la superficie complessiva del condensatore, dobbiamo, dapprima, ricavare il calore scambiato per condensazione. Durante la trasformazione 4-1, il vapore scaricato dalla turbina alla pressione  $P_1$  viene completamente condensato a pressione costante e scaricato alla temperatura  $T_1 = T_4 = 32,90 \text{ } ^\circ\text{C}$ , riduzione di entropia; il fluido dallo stato di vapore-umido viene ricondotto allo stato liquido con cui aveva iniziato il ciclo.

Durante questa trasformazione il fluido cede dell' energia che possiamo determinare con la seguente relazione :

$$Q_c = ( h_4 - h_1 ) \cdot G_v / 3600 .$$

$$Q_c = ( 2052,6 - 137,8 ) \cdot 17558 / 3600 = 9339 \text{ Kw} .$$

Ora, conoscendo la potenza termica scambiata, e assumendo, non essendo specificato nel tema ministeriale, una temperatura di uscita dal condensatore  $T_u = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$  e una temperatura di ingresso al

condensatore  $T_i = 15\text{ }^\circ\text{C}$ , possiamo stabilire, dapprima, la differenza di temperatura al condensatore, ovvero:

$$\Delta T_c = T_4 - \left[ \frac{T_u + T_i}{2} \right].$$

$$\Delta T_c = 32,9 - \left[ \frac{25 + 15}{2} \right] = 12,9\text{ }^\circ\text{C}.$$

In definitiva, determiniamo la superficie di scambio del condensatore; assumeremo, essendo non specificato nel testo ministeriale, un coefficiente di scambio termico  $K_c = 2000\text{ W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ :

$$S_c = Q_c / (K_c \cdot \Delta T_c).$$

$$S_c = 9339 \cdot 1000 / (2000 \cdot 12,9) = 362\text{ m}^2.$$

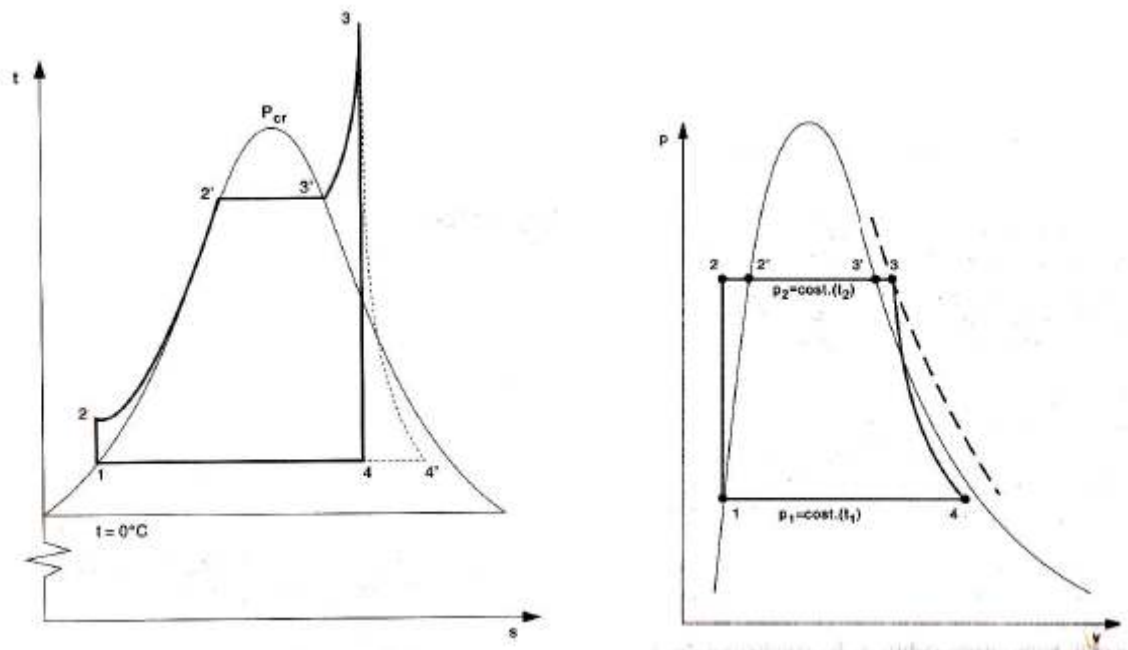
La portata di acqua al condensatore risulta:

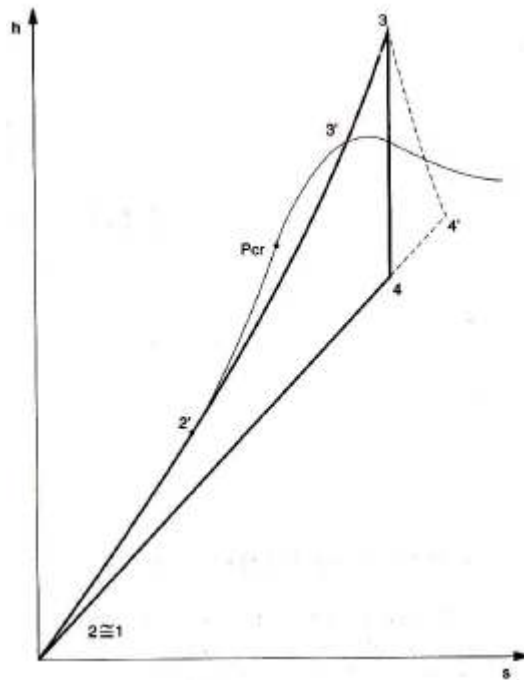
$$G_{H_2O} = Q_c / C_s \cdot (T_u - T_i).$$

$$G_{H_2O} = 9339 \cdot 1000 / 1 \cdot 4186 \cdot (25 - 15) = 223\text{ Kg / s} \rightarrow 802800\text{ Kg / h} \rightarrow 802800\text{ l / h}.$$

### CICLO TERMODINAMICO NEI DIAGRAMMI $p, v, T, s, h, s$ .

Il ciclo limite, detto ciclo Rankine-Hirn può essere rappresentato sui vari piani cartesiani: costruiremo quello, richiesto dal tema ministeriale: di calore  $T-S$ , di lavoro  $p-V$  e di Mollier  $h-s$ .



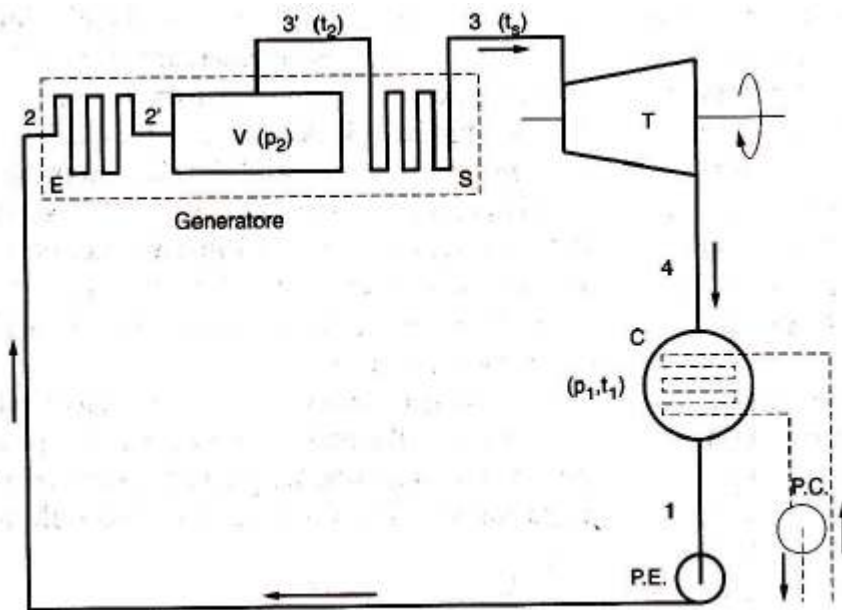


La fase di compressione 1-2 si svolge nella pompa di estrazione del condensato , la fase 2-3' riguarda il riscaldamento del liquido e avviene parte nell' economizzatore 2-2' e parte nella caldaia propriamente detta. La fase 2'-3' di vaporizzazione si compie nei tubi bollitori o nei grossi corpi della caldaia. Le fasi 3-3', 3'-4, 4-1, si svolgono rispettivamente nel surriscaldatore, nella turbina e nel condensatore. Il punto 4' è caratterizzato da una entropia e una entalpia maggiore rispetto al caso limite, evidenziando contemporaneamente un minor lavoro utile in turbina T e un maggior calore rilasciato al condensatore C.

#### **SCHEMA DELL' IMPIANTO CIRCUITO ELEMENTARE**

Schematicamente l' impianto, nella sua configurazione essenziale e sotto riportato, è costituito da :

- Una pompa di estrazione P.E. ;
- Un generatore di calore ( preriscaldatore, caldaia e surriscaldatore ) ;
- Una turbina a vapore T ;
- Un condensatore C ;



Iniziamo lo studio, considerando il ciclo semplice a portata costante, in cui le trasformazioni termodinamiche ideali subite dall' acqua per convertire in lavoro parte del calore sviluppato dalla combustione nel generatore di vapore sono, facendo riferimento alla sopra riportata figura, le seguenti :

1-2) TRASFORMAZIONE ADIABATICA : l' acqua viene compressa dalla pressione  $P_1$ , a cui si trova il vapore all' uscita del condensatore, fino alla pressione  $P_2$ , all' interno della caldaia, subendo un incremento di temperatura (entalpia) trascurabile ( lavoro speso dalla pompa ); quindi, possiamo considerare, praticamente, la temperatura del punto 1 corrispondente alla temperatura del punto 2 e la chiameremo  $T_1$ .

2-3) TRASFORMAZIONE ISOBARA : l' acqua viene riscaldata dalla temperatura  $T_1$  corrispondente alla pressione  $P_2$ , fino alla temperatura  $T_2$  corrispondente alla pressione  $P_2$  e quindi vaporizzata a pressione costante; eventualmente, come riportato nello schema, il vapore viene surriscaldato, sempre a pressione costante  $P_2$ , a temperatura  $T_3$  superiore a quella di vaporizzazione  $T_2$ . Il processo avviene nel cosiddetto generatore di vapore all' interno del quale si evidenziano l' economizzatore, il vaporizzatore ed il surriscaldatore.

3-4 ) TRASFORMAZIONE ADIABATICA : consiste nell' espansione del fluido dalla pressione  $P_2$  vigente nel generatore a quella del condensatore  $P_c$ ; la trasformazione si realizza nella turbina e fornisce il lavoro utile al ciclo;

4-1 ) TRASFORMAZIONE ISOBARA : il vapore scaricato dalla turbina alla pressione  $P_1$  viene completamente condensato a pressione costante, riduzione di entropia, dallo stato di vapore-umido viene ricondotto allo stato liquido con cui aveva iniziato il ciclo.

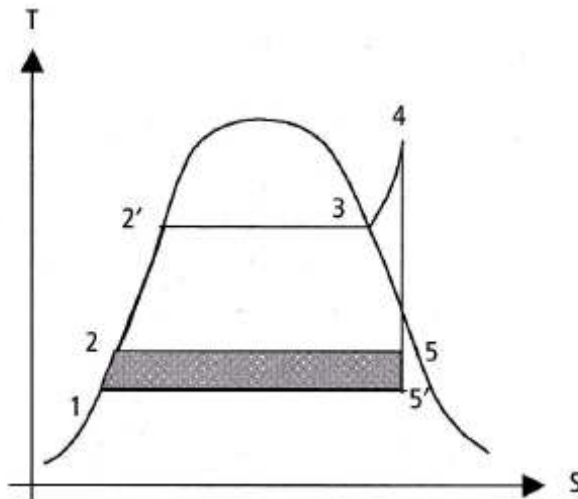
Sapendo che il valore del rendimento per gli impianti a vapore è generalmente basso, si è cercato il modo di trovare dei metodi efficienti per migliorare il rendimento globale. I metodi principali per migliorare il rendimento di un ciclo Rankine sono quattro :

- 1) Condensare a bassa pressione;
- 2) Vaporizzare ad alta pressione ;

- 3) Surriscaldare ripetutamente ;
- 4) Utilizzare un ciclo rigenerativo o spillamenti .

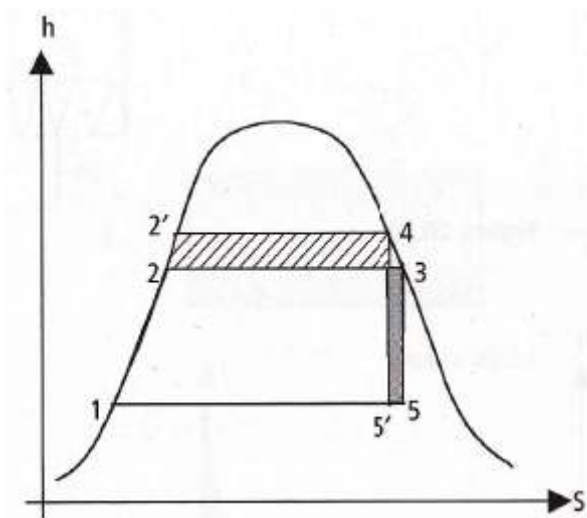
Passiamo ora ad analizzare i casi singolarmente in maniera approfondita .

**CONDENSARE A BASSA PRESSIONE.**



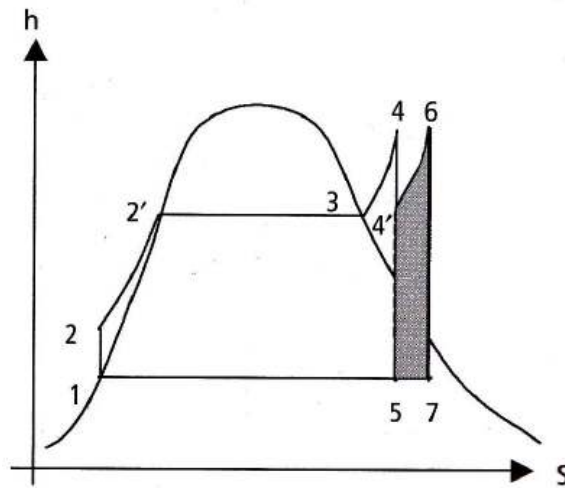
Scaricando il fluido in un condensatore in cui si mantiene bassa la temperatura e , di conseguenza, la pressione ( minore di quella atmosferica ) per effetto di un fluido refrigerante, il lavoro utile aumenta, vedi area grigia del diagramma soprastante, perché il calore ceduto dal condensatore alla sorgente fredda diminuisce, e , quindi, aumenta il salto entalpico  $h_4 - h_5$  sfruttato dalla turbina. A livello teorico si potrebbe diminuire ulteriormente la pressione di condensazione, ma a livello pratico, ci sono limiti tecnologici che lo sconsigliano. Allo stato attuale, la più bassa temperatura raggiungibile è di circa 30 °C a cui corrisponde una pressione di 0,04 bar.

**VAPORIZZARE AD ALTA PRESSIONE.**



Per semplicità, si confronta il vantaggio che si ottiene con un ciclo privo di surriscaldamento. L' aumento di temperatura di vaporizzazione in caldaia, comporta un aumento di calore fornito che, a parità di calore ceduto, aumenta l' area del ciclo e quindi il rendimento. L' aumento è rappresentato dall' area campita in grigio nella figura sopra, alla quale bisogna detrarre l' area piena in grigio; questa, tuttavia, rappresenta un' aliquota molto piccola rispetto alla quantità in aumento. Anche con questo metodo, ci sono dei limiti pratici a ulteriori aumenti della temperatura di vaporizzazione : primo fra tutti, l' innalzamento della temperatura oltre certi valori non comporta più dei benefici, perché l' area grigia piena diventerebbe maggiore di quella campita. Inoltre, la temperatura di ingresso in turbina non supera mai i 600 °C.

### SURRISCALDAMENTI RIPETUTI.



Come abbiamo appurato, la presenza del surriscaldamento comporta un incremento del rendimento del ciclo unitamente a quello del lavoro ottenuto. A parità di pressione in caldaia, tale incremento è tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura di ingresso in turbina. Tale valore è, comunque, limitato dall' esigenza di usare materiali di basso costo nella costruzione del generatore di vapore, per cui, le temperature all' uscita dal surriscaldatore non superano i 550 – 600 °C .

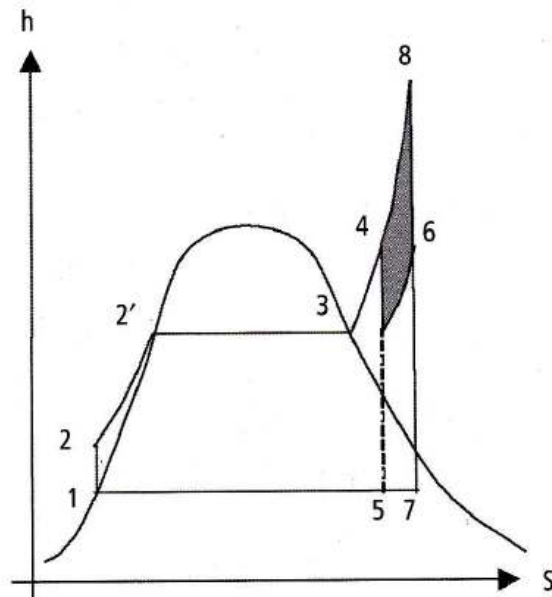
Questi valori, insieme a quelli relativi alle pressioni in caldaia, comportano titoli troppo bassi del vapore all' uscita della turbina ( ingresso condensatore ) con conseguente riduzione del rendimento dell' espansione.

Per ridurre questi inconvenienti, si utilizza la pratica del doppio surriscaldamento del vapore o surriscaldamenti ripetuti.

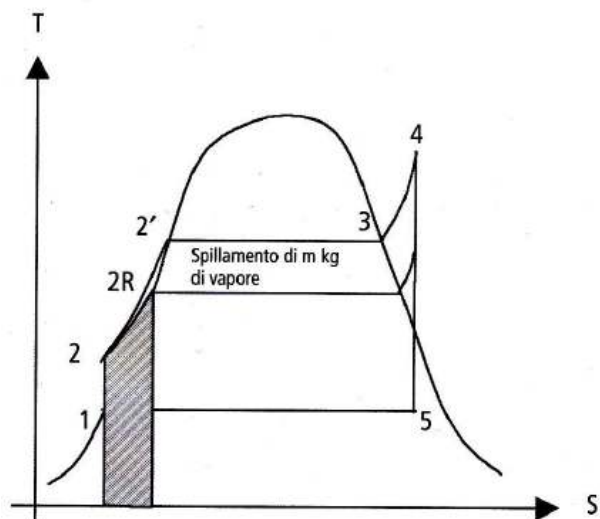
Come riportato nello schema soprastante, dopo il surriscaldamento isobaro 3-4 il vapore si espande nella turbina di alta pressione sino alla condizione 4' , sempre nel campo del vapore surriscaldato; successivamente, il vapore viene nuovamente surriscaldato lungo l' isobara 4'-6 sino ad una temperatura uguale o minore di quella precedente, per, poi, subire l' espansione 6-7 nella turbina di bassa pressione. Il vantaggio di questa pratica è evidente nell' aumento dell' area grigia piena, che implica un aumento del lavoro utile ottenibile e di conseguenza in un aumento di rendimento. In teoria, con un solo surriscaldamento, si potrebbe raggiungere la temperatura in corrispondenza del punto 8 della figura sottostante, si otterrebbe, così, come nel doppio surriscaldamento, un ulteriore incremento di area del



ciclo termico, evidenziata in grigio. In pratica è impossibile, per i materiali impiegati, introdurre all' ingresso in turbina delle temperature troppo elevate, per cui, rimane possibile e conveniente adottare il sistema dei surriscaldamenti ripetuti.



**CICLO RIGENERATIVO O SPILLAMENTI.**



I tre metodi precedenti hanno lo scopo di aumentare il lavoro utile ottenibile in turbina. Quest' ultimo metodo ha lo scopo di diminuire il calore da fornire in caldaia, cercando di recuperare una parte di calore posseduta dal vapore, che non completa l' espansione in turbina, e preriscaldare l' acqua di condensazione prima che entri in caldaia; effettuare uno spillamento di vapore.

Il tutto avviene all' interno del ciclo mediante rigenerazione. Nella rigenerazione il fluido stesso fornisce la quantità di calore necessaria per il suo riscaldamento; cioè il calore sottratto al fluido in fase vapore, viene somministrato allo stesso in fase liquida, mediante opportuni scambiatori detti rigeneratori . In pratica, durante la fase di espansione, si preleva una frazione di vapore a una determinata temperatura e si invia al rigeneratore, dove arriva anche l' aliquota di vapore restante, che, nel frattempo, è stata condensata.

Il vantaggio del metodo è evidente, come si nota dal diagramma, l' area in grigio rappresenta il risparmio di calore da fornire al fluido; quindi minor consumo di combustibile in caldaia, la quale deve fornire calore soltanto lungo l' isobara  $2R-2'$ , lungo l' isoterma  $2'-3$  e nel surriscaldatore  $3-4$ .

Autore : Guarda Luca