

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
-Sede di Forlì-**

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe 10**

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Sistemi Energetici

Analisi delle prestazioni di impianti a gas, vapore e combinati

CANDIDATO

Alice Bandini

RELATORE

Prof. Ing. Davide Moro

Anno Accademico 2012/13
Sezione TERZA

Analisi delle prestazioni di impianti a gas, vapore e combinati

Indice

Pagina

Capitolo 1 – Introduzione.....7

1.1 – Conversioni energetiche negli impianti a vapore e a gas..... 8

1.2 – Ciclo di Carnot..... 10

Capitolo 2 – Impianti a vapore 12

2.1 – Ciclo ideale di Hirn..... 12

2.2 – Ciclo reale di Hirn..... 15

2.3 – Ciclo risurriscaldato 17

2.4 – Ciclo rigenerativo 19

2.5 – Condensatore 22

2.6 – Degasatore 25

2.7 – Generatore di vapore..... 26

2.8 – Turbine a vapore 29

2.9 – Usi principali..... 34

Capitolo 3 – Impianti di turbine a gas 36

3.1 – Principio di funzionamento..... 36

3.2 – Ciclo ideale di Brayton 38

3.3 – Ciclo reale di Brayton	42
3.4 – Componenti delle turbine a gas	46
3.5 – Usi principali.....	51

Capitolo 4 – Impianti a ciclo combinato52

4.1 – Principio di funzionamento.....	52
4.2 – Rendimento del ciclo combinato	54
4.3 – Generatore di vapore a recupero	58
4.4 – Confronto tra centrali termoelettriche classiche e centrali a ciclo combinato	61

Capitolo 5 – Linguaggio MATLAB62

5.1 – Introduzione all’ambiente Matlab.....	62
5.2 – GUI e <i>uicontrol</i>	63
5.3 – X Steam.....	64
5.4 – Introduzione al programma sviluppato	67

Capitolo 6 – Implementazioni numeriche del gruppo a vapore69

6.1 – Analisi del ciclo Rankine	69
6.2 – Analisi del ciclo Hirn	73
6.3 – Analisi del ciclo Hirn con spillamenti	76
6.4 – Analisi del ciclo Hirn con risurriscaldamenti	82

Capitolo 7 – Implementazioni numeriche del gruppo turbogas	86
7.1 – Analisi delle prestazioni del gruppo turbogas con c_p ideale.....	87
7.2 – Analisi delle prestazioni del gruppo turbogas con c_p reale	89
7.3 – Confronto tra caso con c_p ideale e caso con c_p reale.....	92
<hr/>	
Capitolo 8 – Implementazioni numeriche del gruppo combinato	95
8.1 – Analisi delle prestazioni del gruppo combinato con impostazione manuale del rapporto di compressione	96
8.2 – Analisi delle prestazioni del gruppo combinato con ottimizzazione automatica del rapporto di compressione	99
<hr/>	
Conclusioni e ringraziamenti	103
<hr/>	
Bibliografia	105

Capitolo 1 - Introduzione

La società moderna si basa fundamentalmente sul consumo e lo sfruttamento dell'energia, di cui una parte significativa è rappresentata dall'energia elettrica. Osservando la vita quotidiana ci si rende conto infatti che tutte le attività umane sono legate all'uso di qualche forma di energia.

L'assorbimento di energia dalla rete non è però costante nel tempo; infatti, se si rileva la potenza assorbita nella giornata, si ottiene un diagramma in cui si vedono due picchi; si nota, inoltre, che vi è un certo fondo di energia che deve essere sempre prodotta e che prende il nome di carico di base, mentre c'è una seconda aliquota di energia che varia nella giornata.

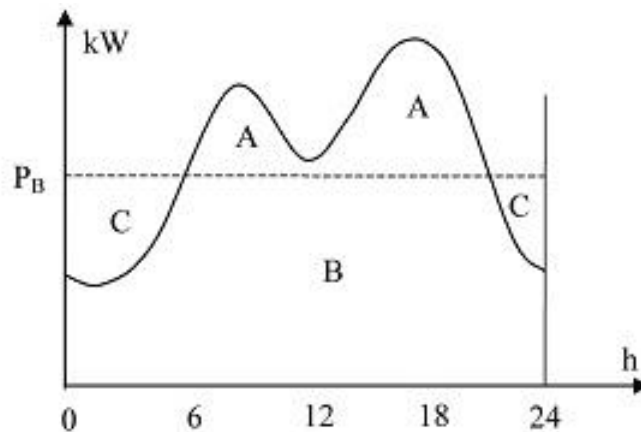


Diagramma di carico

Le centrali che forniscono il carico base non possono essere arrestate ed inoltre l'energia prodotta deve essere necessariamente sfruttata non appena prodotta, altrimenti diventa inservibile. Queste centrali sono: centrali ad acqua fluente, centrali nucleari, impianti a vapore e a ciclo combinato, consumando quindi la minor quantità possibile di combustibile.

Le centrali che forniscono il carico di punta devono invece disporre di un avviamento rapidissimo in modo da erogare il carico appena questo viene richiesto (in tempi dell'ordine del minuto o anche meno) dato che non si può prevedere con precisione in che istante avverrà la richiesta che porterà al carico di punta. Esse sono: centrali idroelettriche a serbatoio, centrali di pompaggio e turbine a gas a ciclo semplice.

La maggior parte della potenza installata per soddisfare il fabbisogno di energia è quindi suddivisa principalmente in impianti a vapore, impianti turbogas e impianti a ciclo combinato.

Gli impianti a vapore forniscono oggi la maggior parte dell'energia elettrica prodotta. Sono caratterizzati da valori di rendimento utile compresi tra 0.4 e 0.45 e, tra gli impianti di produzione di potenza, sono quelli che forniscono la maggior parte di potenza utile, potendo arrivare a valori compresi tra i 100MW ed i 2 GW, con portate di vapore di circa 1000 kg/s per 1 GW di potenza utile.

Negli impianti turbogas, grazie alle caratteristiche delle turbine a gas che le rendono particolarmente adatte a produrre grandi quantità di energia con ingombri assai limitati, l'energia fornita viene utilizzata specialmente per la propulsione di aerei, treni, navi e carri armati, ma anche per la produzione di energia elettrica mediante generatori.

Un impiego importante, di sviluppo piuttosto recente, è nella generazione elettrica negli impianti a ciclo combinato dove si arriva a rendimenti globali attorno al 60%.

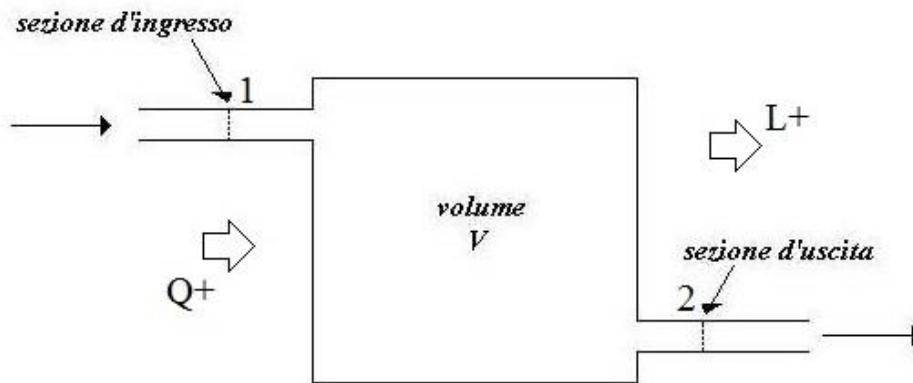
1.1 Conversioni energetiche negli impianti a vapore e a gas

Negli impianti a vapore e a gas sono presenti tre trasformazioni dell'energia: la prima avviene tramite una reazione di combustione e si tratta di una conversione energetica dei combustibili fossili in energia termica, a questo punto si avrà l'ottenimento di energia meccanica attraverso l'uso di cicli motori a fluido per poi, per mezzo di alternatori, arrivare all'ultima conversione in energia elettrica.

Ai fini dello studio di seguito affrontato la conversione in energia termica e quella in energia elettrica non verranno approfondite, passiamo dunque ad una preliminare illustrazione della seconda fase di trasformazione dell'energia, che consiste poi nella fase più articolata e il nucleo del sistema.

Un ciclo motore a fluido è definito come una successione chiusa di trasformazioni termodinamiche di un fluido che sfrutta l'energia termica e la converte in energia meccanica utile. Per spiegare meglio le trasformazioni che avvengono nel fluido si assume che il sistema sia in

condizioni di regime stazionario, cioè che le grandezze caratteristiche siano costanti nel tempo. A questo punto si può introdurre come prima equazione quella del primo principio della termodinamica applicato a sistemi aperti.



$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + (h_2 - h_1) = Q - L$$

Nel caso il fluido sia un gas e si possa considerare ideale si può applicare l'equazione di stato dei gas perfetti $pv=RT$, mentre quando il fluido è sottoposto a una trasformazione politropica allora si può adoperare la legge $pv^n=costante$.

In accordo con il secondo principio della termodinamica, il quale afferma che è impossibile realizzare una trasformazione ciclica il cui unico risultato sia la trasformazione in lavoro di tutto il calore assorbito ma bisognerà tenere conto che una certa quantità di calore sarà ceduta all'ambiente, si può introdurre dunque il concetto di rendimento energetico di un ciclo definito come il rapporto tra il lavoro ottenuto e il calore assorbito.

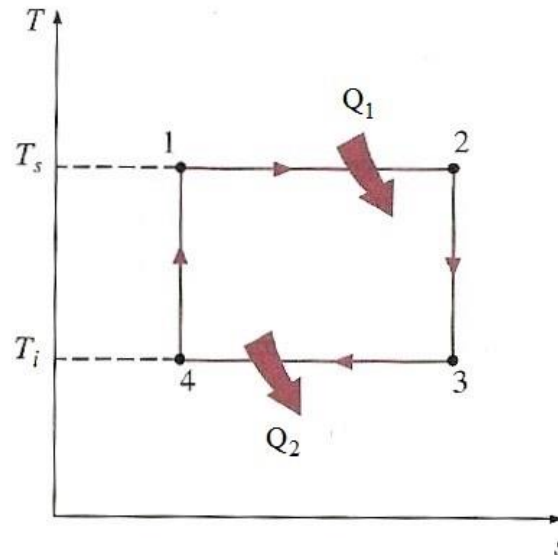
$$\eta = \frac{L}{Q_1}$$

Una grandezza indice della bontà di una trasformazione è l'entropia la cui variazione è definita come:

$$ds = \frac{dQ}{T}$$

1.2 Ciclo di Carnot

Il ciclo motore ottimale dal punto di vista termodinamico è il ciclo di Carnot ed è costituito da quattro trasformazioni reversibili, due isoterme e due adiabatiche.



La prima trasformazione (1-2) è un'isoterma in cui il gas preleva la quantità di calore Q_1 dalla sorgente più calda alla temperatura T_s . Segue l'espansione adiabatica (2-3) dove non c'è scambio di calore con l'esterno. Si passa poi alla isoterma (3-4) in cui viene ceduta la quantità di calore Q_2 alla sorgente fredda a temperatura T_i e infine tramite una compressione adiabatica (4-1) si ritorna alle condizioni iniziali.

Dalla formula della variazione di entropia si ottiene come il calore sia rappresentato nel diagramma T - s dall'area sottesa dalla curva della corrispondente trasformazione.

$$ds = \frac{dQ}{T} \quad \rightarrow \quad dQ = Tds \quad \rightarrow \quad Q = \int T(s)ds$$

Essendo le trasformazioni isoterme si ricavano facilmente le espressioni del calore assorbito e ceduto:

$$Q_1 = T_s \cdot \Delta s$$

$$\rightarrow L = Q_1 - Q_2 \quad \rightarrow \quad L = (T_s - T_i) \cdot \Delta s$$

$$Q_2 = T_i \cdot \Delta s$$

Il rendimento si può quindi scrivere come:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{T_i}{T_s}$$

Da quest'ultima formula si deduce quindi che per avere il valore di rendimento ottimale bisogna assorbire calore alla massima temperatura possibile e cederlo all'ambiente alla minore possibile.

Capitolo 2 - Impianti a Vapore

2.1 Ciclo ideale di Hirn

Gli impianti a vapore sono impianti a circuito chiuso e combustione esterna e possono essere alimentati dai più svariati tipi di combustibile, tipicamente dai combustibili fossili fino ai combustibili nucleari. I moderni impianti a vapore sono a portata variabile, cioè presentano portata diversa in sezioni diverse dell'impianto, e risultano impiantisticamente complessi.

Per iniziarne lo studio conviene partire dal ciclo semplice a portata costante, in cui le trasformazioni termodinamiche subite dall'acqua per convertire in lavoro la parte del calore sviluppato dalla combustione nel generatore di vapore sono ideali.

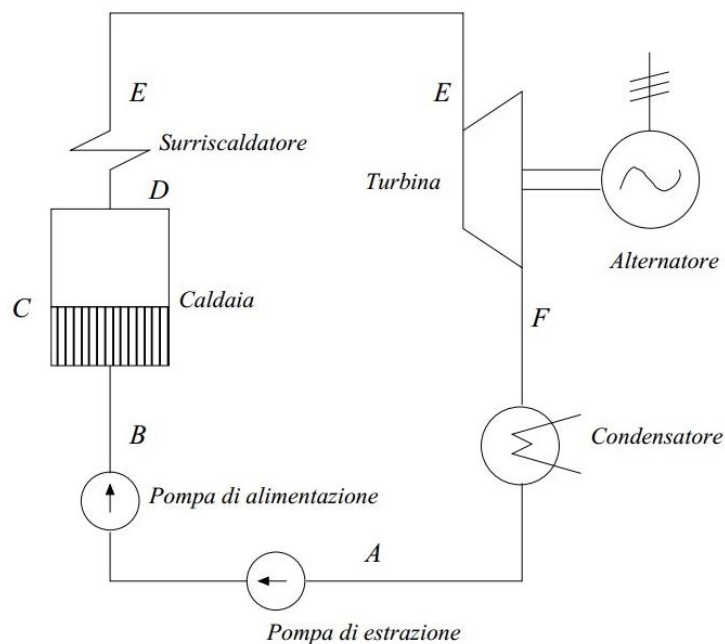


Figura 1. Schema base di un impianto a vapore

L'acqua in primo luogo viene compressa dalla pressione p_k , a cui si trova il vapore scaricato dalla turbina, fino alla pressione p_v che si ha in caldaia, subendo un incremento di temperatura (ed entalpia) trascurabile, dopodiché viene riscaldata fino alla temperatura corrispondente alla

pressione p_v , vaporizzata a pressione costante, quindi il vapore viene surriscaldato fino a una temperatura superiore a quella di vaporizzazione; il vapore si espande in turbina dalla pressione p_v alla pressione p_k , ottenendo lavoro, infine viene completamente condensato a pressione costante e ricondotto quindi alle condizioni iniziali del ciclo.

Il ciclo limite, di seguito tracciato nel piano T-s (fig. 2), è detto di Hirn.

La fase di compressione AB si svolge parte nella pompa di estrazione del condensato, parte in quella di alimentazione della caldaia; la fase BC riguarda il riscaldamento del liquido ed avviene parte nel preriscaldatore dell'acqua e parte nella caldaia. La fase DE, EF, ed FA si svolgono rispettivamente nel surriscaldatore, nella turbina e nel condensatore.

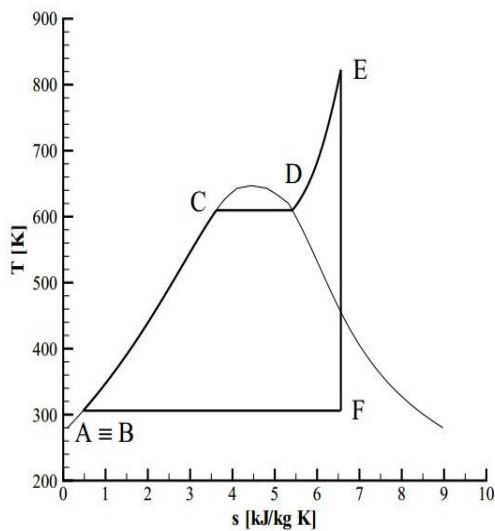


Figura 2. Rappresentazione del ciclo Hirn nel piano T-s

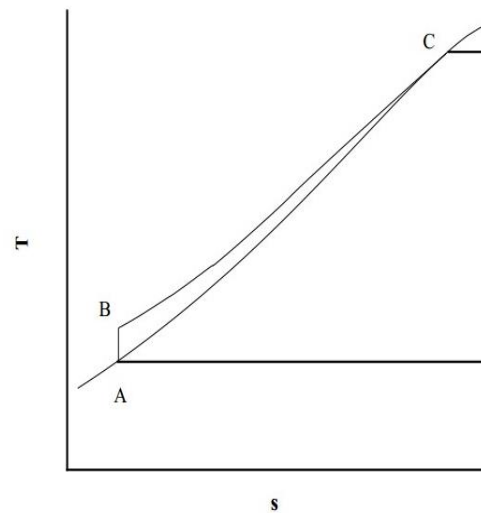


Figura 3. Fase di compressione del liquido nel piano T-s

Si nota che vi è un'inesattezza nel tracciamento della fase AB, dove i punti A e B coincidono, dovrebbe essere a entalpia e temperatura leggermente crescente lungo un'isoentropica, come in fig. 3. Il successivo tratto BC di riscaldamento del liquido a pressione costante dovrebbe quindi essere leggermente scostato rispetto alla curva limite inferiore che sarebbe raggiunta nel punto C.

Infatti, essendo la trasformazione isoentropica:

$$L_i = h_B - h_A = \frac{\Delta p}{\rho}$$

Supponendo $\Delta p = 100 \text{ bar}$ e $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, si ha $h_B - h_A = 104 \text{ J/kg}$. Tale variazione di entalpia risulta trascurabile rispetto a quella che si realizza negli altri componenti dell'impianto. Questo vale anche per la variazione di temperatura: usando la tabella delle proprietà dell'acqua si può verificare che nella compressione isoentropica con $\Delta p = 100 \text{ bar}$ la temperatura aumenta di circa $0.16 \text{ }^\circ\text{C}$. Pertanto, l'approssimazione della temperatura e dell'entalpia del punto B con quella del punto A risulta accettabile.

Il rendimento ideale di un ciclo è definito come il rapporto tra il lavoro utile ottenibile e il calore introdotto:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{L_u}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Con riferimento alle variazioni di entalpia:

$$Q_1 = h_E - h_A; \quad L_u = h_E - h_F; \quad Q_2 = h_F - h_A = r_k \cdot x_F$$

dove r_k indica il calore di vaporizzazione alla temperatura T_k che regna nel condensatore ed x_F il titolo del vapore ad inizio della condensazione.

Quindi:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{h_E - h_F}{h_E - h_A}$$

Al lavoro utile generato dal vapore in fase di espansione in turbina andrebbe sottratto il lavoro speso nella parte di compressione ma come già specificato il suo contributo risulta trascurabile.

2.2 Ciclo reale di Hirn

Sino ad ora la fase di espansione in turbina è stata considerata isoentropica mentre nella realtà esisterà sempre una perdita che dipende dalla turbina stessa, che in genere si aggira tra $0.8 \div 0.9$, la quale porta ad uno spostamento verso destra del punto F.

Questa perdita dipende da diversi fattori:

- Perdite fluidodinamiche nei condotti fissi e mobili
- Perdite all'imbocco di ogni schiera di palette e del condensatore
- Perdite per fughe
- Perdite per attriti ed effetto ventilante (velocità, densità, diametro, arco)
- Perdite per separazione del liquido
- Perdite per attriti dovuti ad incrostazioni sulle palette (silice)
- Perdite allo scarico:
 - perdite di distacco
 - raccordo tra turbina e condensatore
 - vortici ai bassi carichi o con alta pressione allo scarico
 - perdite meccaniche nei supporti

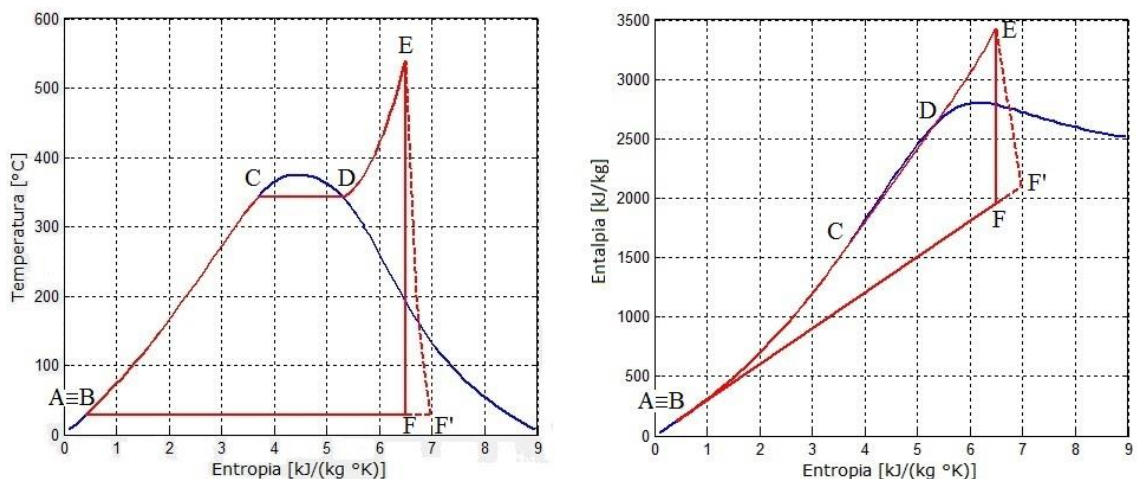


Figura 4. Diagrammi T-s ed h-s di un ciclo Hirn con tratteggiata l'espansione reale per una turbina con rendimento interno di 0.9

Nella pratica quello che si fa per tener conto di questa perdita senza complicare eccessivamente il calcolo è considerare il lavoro come generato in una trasformazione isoentropica per poi penalizzarlo per mezzo di un fattore compreso tra 0 e 1 detto rendimento isoentropico di espansione che quantifica sostanzialmente la bontà della trasformazione in turbina. Indicando con F' il punto di fine espansione reale si avrà:

$$\eta_{ie} = \frac{h_E - h_{F'}}{h_E - h_F}; \quad L_{u_{reale}} = L_{u_{ideale}} \cdot \eta_{ie} = (h_E - h_F) \cdot \frac{h_E - h_{F'}}{h_E - h_F} = h_E - h_{F'}$$

Quindi:

$$\eta_{th} \cdot \eta_{ie} = \frac{L_{ur}}{Q_1} = \frac{h_E - h_{F'}}{h_E - h_A}$$

Per massimizzare il rendimento è perciò necessario cercare di condensare il fluido alla minor temperatura possibile e di avere la fase di vaporizzazione alla maggior temperatura possibile. Quest'ultima dipende dalla temperatura di inizio espansione che nella pratica si aggira intorno ai 550/600°C a causa dei limiti connessi alla resistenza dei materiali con i quali sono realizzati i fasci tubieri del surriscaldatore.

Nella fig. 5 è riportato l'andamento del rendimento termodinamico di un ciclo Hirn in funzione della pressione di vaporizzazione nei casi di espansione ideale (in blu) e reale (in verde).

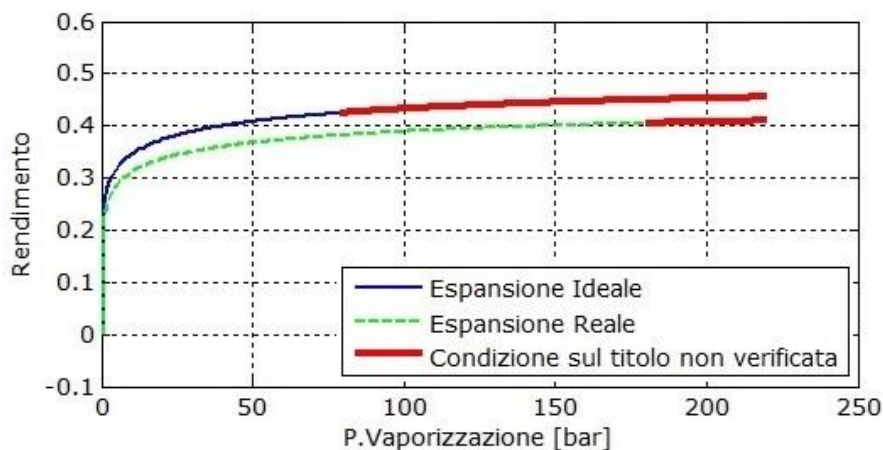


Figura 5. Andamento del rendimento termodinamico di un ciclo Hirn

Come si può notare sono indicati in rosso i valori di pressione di vaporizzazione che non verificano le condizioni di titolo minimo richiesto. Questo è dovuto al fatto che un eccessivo contenuto di liquido a fine espansione provoca la corrosione delle pale ed un aumento delle perdite di carico negli ultimi stadi della turbina, per questo motivo è richiesto un valore di titolo minimo ammesso per garantire alla turbina una certa vita utile.

2.3 Ciclo risurriscaldato

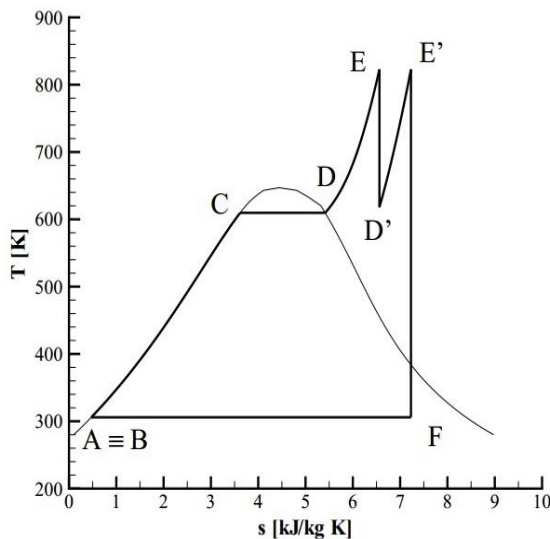


Figura 6. Ciclo Hirn risurriscaldato

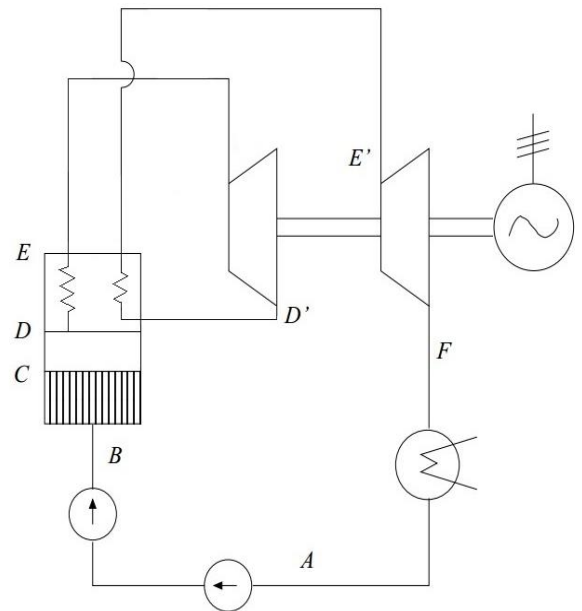


Figura 7. Schema di impianto con due surriscaldamenti

Con temperature di inizio espansione di 550/600°C un solo surriscaldamento non garantisce un titolo finale accettabile. Questo potrebbe essere ottenuto aumentando le temperature massime ma ciò richiederebbe l'uso di materiali speciali con conseguente incremento dei costi. A seguito di tale considerazione per ottenere valori ammissibili di titolo di vapore si preferisce realizzare un secondo surriscaldamento detto risurriscaldamento.

In questo modo, come si può notare dal diagramma T-s di fig. 6, dopo il surriscaldamento isobaro DE, il vapore si espande nella turbina di alta pressione sino alla condizione D', sempre nella fase surriscaldata; successivamente il vapore viene surriscaldato lungo l'isobara D'E' sino ad una temperatura uguale o minore di quella del punto E, per subire infine l'espansione E'F nella turbina di bassa pressione.

La pratica del surriscaldamento si traduce ovviamente in un maggior costo dell'impianto, schematizzato in fig. 7, per la maggior complessità della turbina, infatti il sistema a un'unica turbina del ciclo semplice viene sostituito da un gruppo di due turbine generalmente monoalbero, e della caldaia, che comprende una sezione aggiuntiva per la parte del surriscaldamento. Tale aumento è però compensato dal fatto che si ottiene anche un aumento del rendimento termodinamico e del lavoro utile ottenibile.

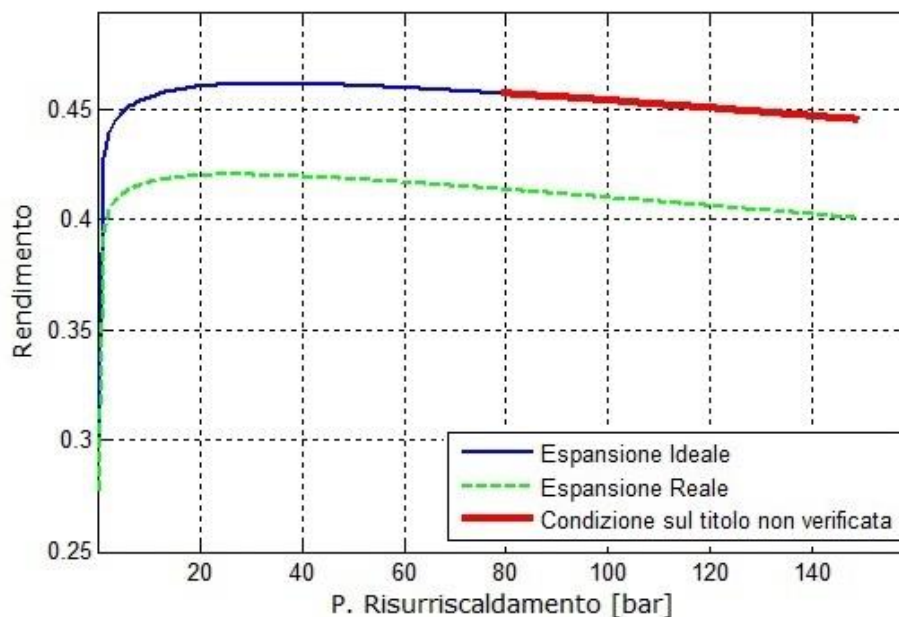


Figura 8. Andamento del rendimento termodinamico di un ciclo Hirn riscaldato in funzione della pressione di riscaldamento

Il grafico di fig. 8 mostra l'andamento del rendimento termodinamico nel caso di espansioni ideale e reale in funzione della pressione di riscaldamento. Da qui si può notare come scegliendo opportunamente il valore di pressione a cui si vuole far avvenire il secondo surriscaldamento si possa ottenere un aumento del rendimento.

2.4 Ciclo rigenerativo

Per aumentare il rendimento del ciclo sarebbe utile eliminare il ciclo di riscaldamento del liquido, essendo il corrispondente rendimento decisamente basso rispetto a quello che si realizza nelle rimanenti parti del ciclo Hirn. Questo si può ottenere annullandone il peso nell'equazione del rendimento termodinamico, fornendo calore non dall'esterno, ma per scambio termico all'interno del ciclo mediante rigenerazione.

Sottraendo vapore durante l'espansione si fornirebbe contenuto termico al liquido lasciando inalterata la fase di espansione.

In pratica, durante l'espansione si prelevano, in numero discreto, frazioni di vapore che vengono inviate ad appositi scambiatori di calore dove avviene lo scambio termico col liquido. Il numero di tali spillamenti è tanto più alto quanto maggiore è la potenza installata, per arrivare ad un numero massimo di $8 \div 10$.

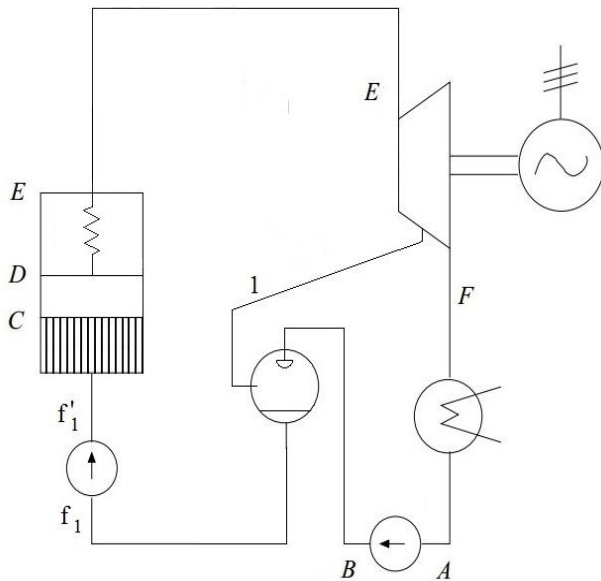


Figura 9. Schema di impianto con uno spillamento

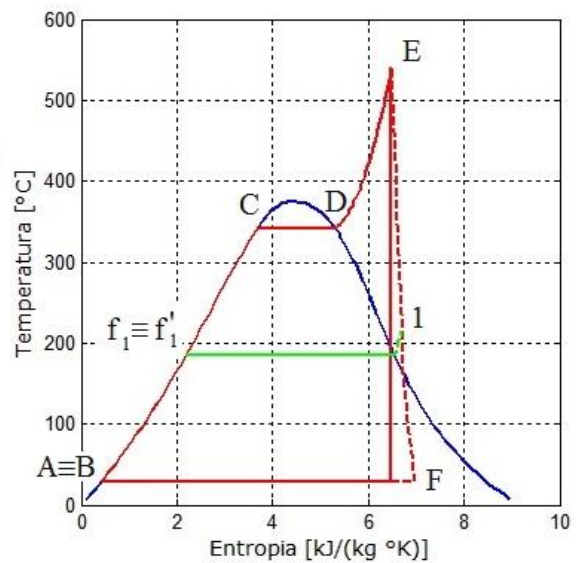


Figura 10. Ciclo Hirn con uno spillamento

Lo studio del singolo spillamento può essere condotto analizzando il bilancio energetico dello scambiatore, fig. 11. Dove \dot{m}_{cond} , \dot{m}_s ed \dot{m}_v indicano rispettivamente la portata proveniente dal condensatore, la portata spillata con entalpia h_1 e la portata somma delle precedenti con entalpia h_{f1} .

$$\dot{m}_{cond} + \dot{m}_s = \dot{m}_v ; \quad \dot{m}_{cond} \cdot h_A + \dot{m}_s \cdot h_1 = \dot{m}_v \cdot h_{f1}$$

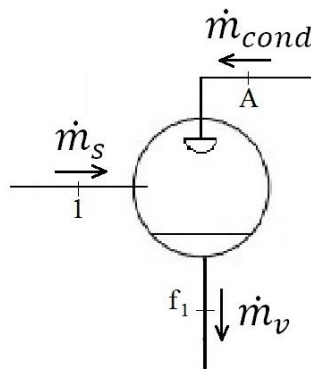


Figura 11. Bilancio energetico dello scambiatore

Gli scambiatori possono essere di due tipi: a miscelatore ed a superficie.

La prima soluzione è ottimale per lo scambio termico, ma risulta poco conveniente dal punto di vista impiantistico: gli scambiatori a miscela sono ingombranti e pesanti, ma soprattutto richiedono in uscita una pompa per portare il liquido alla pressione dello scambiatore rigenerativo successivo. Quindi si avrà un numero di pompe pari a quello degli scambiatori, e le pompe devono essere dimensionate per la portata al generatore. Questo comporta un onere impiantistico, ma anche un onere di gestione. Per evitare questi problemi si preferisce usare rigeneratori a superficie, in cui si fa scorrere l'acqua nei tubi ed il vapore all'esterno. Di norma viene inserito uno scambiatore a miscela con funzione di degasatore per l'espulsione di gas incondensabili.

Per quanto riguarda il rendimento di un ciclo ad n spillamenti si ottiene quindi:

$$\eta_{th} = \frac{h_E - h_{f'} + \sum_{i=1}^n m_i (h_E - h_i)}{h_E - h_A + \sum_{i=1}^n m_i (h_E - h_i)}$$

Dove m_i indica i valori delle masse spillate calcolati per chilogrammo di fluido al condensatore ed h_i i corrispondenti valori di entalpia.

Il grafico di fig. 12 mostra l'andamento del rendimento in funzione del numero di spillamenti e si può osservare come si riscontri un effettivo miglioramento di prestazioni rispetto al ciclo semplice di Hirn anche se tuttavia tende ad un asintoto orizzontale per cui oltre a un certo numero di spillamenti non si avrà un sensibile miglioramento e la rigenerazione non sarà più vantaggiosa economicamente.

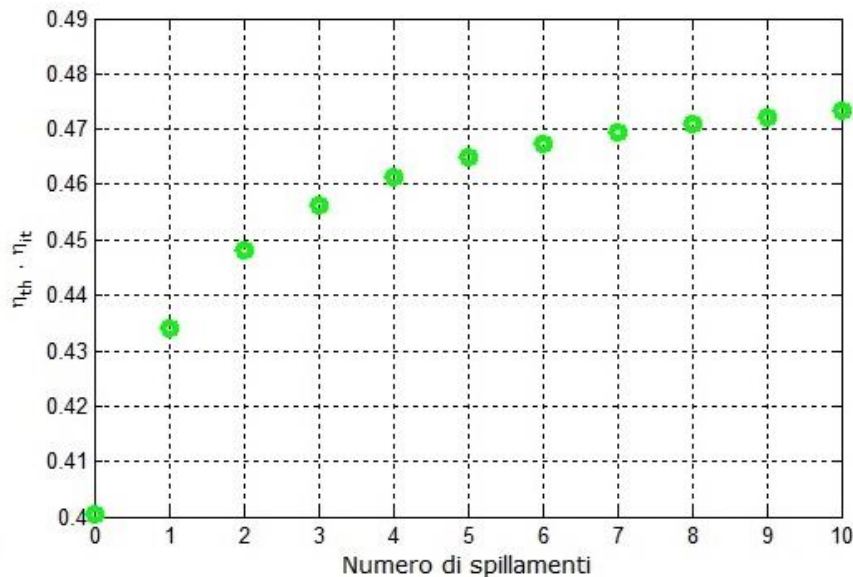


Figura 12. Andamento del rendimento termodinamico in funzione del numero di spillamenti

Per aumentare le prestazioni degli impianti a vapore si ricorre spesso all'accoppiamento di cicli risurriscaldati con cicli a spillamenti ottenendo così i vantaggi di entrambi.

Ad esempio lo schema di un impianto con risurriscaldamento e tre spillamenti rigenerativi è mostrato in fig. 13.

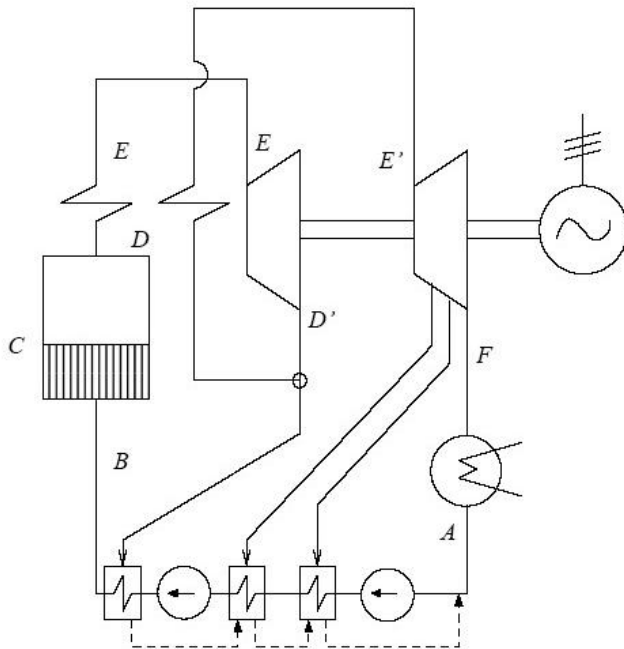


Figura 13. Schema di impianto risurriscaldato a tre spillamenti

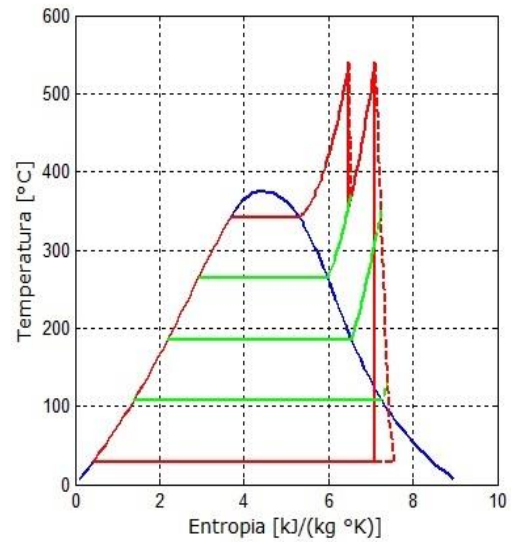


Figura 14. Ciclo Hirn per un impianto risurriscaldato a tre spillamenti

2.5 Condensatore

Il condensatore è uno scambiatore di calore a superficie a correnti incrociate. Il vapore che deve condensare lambisce i tubi al cui interno scorre il fluido refrigerante, generalmente acqua che circola in circuito aperto o chiuso, e su questi condensa venendo raccolta nel pozzo caldo.

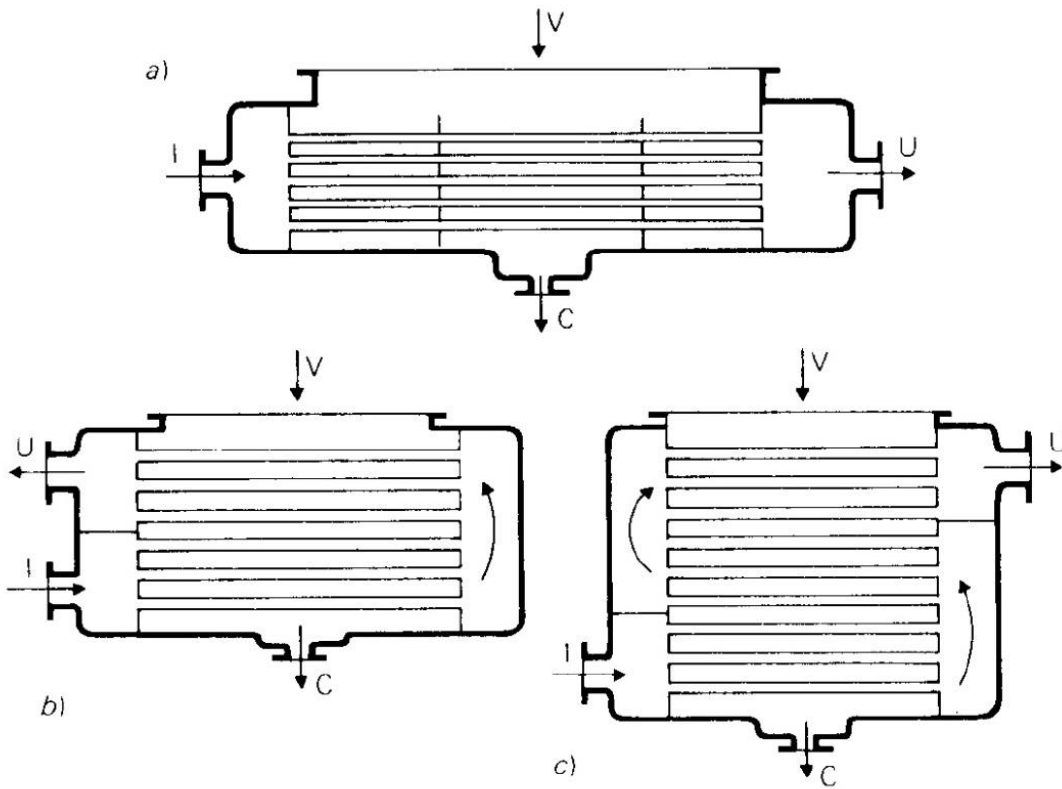


Figura 15. Schemi di condensatori a superficie

Tramite il bilancio termico del condensatore si può dimensionare la superficie di scambio termico e ricavare il quantitativo di acqua necessario per soddisfarne le esigenze.

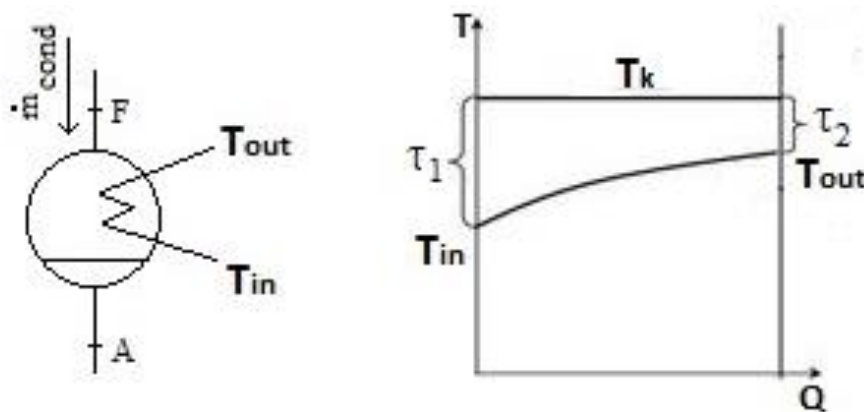


Figura 16. Bilancio termico del condensatore

La potenza termica che interessa il condensatore è:

$$\dot{m}_{\text{cond}} \cdot r_k \cdot x_F = \dot{m}_{\text{cond}} \cdot (h_F - h_A) = k_g \cdot S \cdot \frac{\tau_1 - \tau_2}{\ln \frac{\tau_1}{\tau_2}}$$

Dove r_k è il calore latente di condensazione, x_F il titolo del vapore allo scarico della turbina, k_g ed S rispettivamente il coefficiente globale e la superficie totale di scambio termico.

Una volta noto k_g , il quale tiene conto dei contributi degli scambi di calore per convezione interna ed esterna e per conduzione, si può dimensionare dunque la superficie.

$$k_g = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{est}}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{int}}}}$$

Mentre il calore ceduto all'acqua refrigerante può essere espresso come:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_1 \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

Dove $c_1 = 4.186 \text{ kJ/kgK}$ è il calore specifico dell'acqua.

A questo punto si può ricavare la quantità di acqua necessaria:

$$\frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\dot{m}_{\text{cond}}} = \frac{h_F - h_A}{c_1 \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}$$

2.6 Degasatore

Il degasatore (fig.17) posto successivamente al condensatore, in un impianto a vapore, può essere visto come uno scambiatore di calore a miscelazione. Il suo compito è quello di eliminare i gas e gli in condensabili:

- Riscalda il condensato per diminuire la solubilità dei gas nell'acqua, in particolare di O_2 (la solubilità è direttamente proporzionale alla pressione ed inversamente proporzionale alla temperatura)
- Separa l'acqua in goccioline
- Impedisce che l'acqua bollente riesca a trattenere i gas
- Scarica in atmosfera i gas
- Inoltre, costituisce un significativo polmone di accumulo acqua, per i transitori.

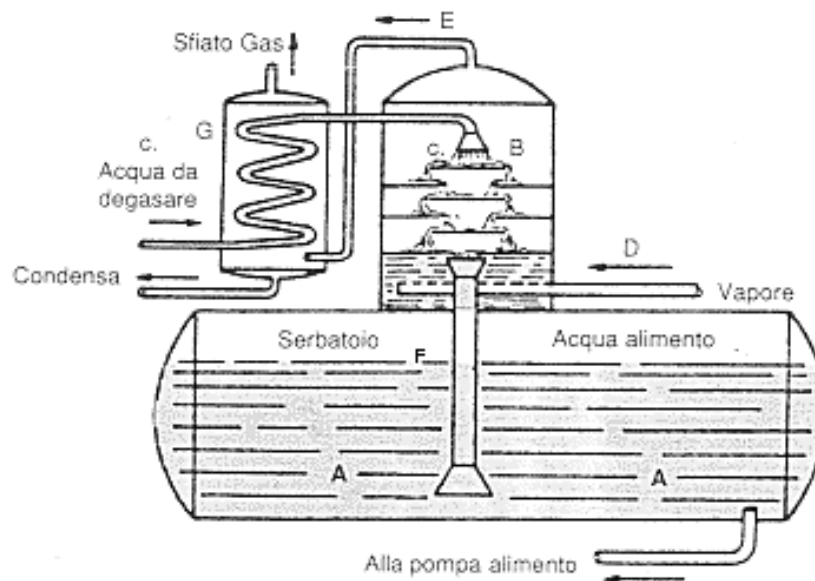


Figura 17. Schema di un degasatore

Nel degasatore, l'acqua viene introdotta in alto nella torre degasante a spruzzi e piatti, per essere frazionata, riscaldata e degasata. Il vapore viene poi prelevato da uno spillamento, mentre i getti d'acqua attraversano

la miscela di vapore e gas proveniente dalla zona sottostante: il vapore condensa e solo una piccola parte di esso viene scaricata in atmosfera con i gas. Nella parte inferiore, l'acqua si mescola al vapore e raggiunge una temperatura prossima a quella di saturazione. Di conseguenza cade nel serbatoio da dove viene convogliata all'aspirazione delle pompe di alimento.

2.7 Generatore di vapore

In fig.18 è mostrato un moderno generatore di vapore ad irraggiamento a circolazione forzata. I generatori ad irraggiamento, comunemente usati nelle centrali termoelettriche di grande potenza, presentano una zona principale in cui sono presenti i bruciatori, detta camera di combustione. La camera all'esterno è schermata e sulle sue pareti interne presenta i tubi vaporizzatori, all'interno dei quali avviene il passaggio di fase dell'acqua in vapore saturo. Questo risultato è conseguito grazie a due effetti concomitanti. Da un lato il preriscaldamento dell'aria comburente contribuisce a raggiungere temperature molto elevate in camera di combustione; dall'altro l'impiego di pressioni di esercizio elevate implica un calore di vaporizzazione ridotto che consente l'impiego di una minore superficie di scambio. All'uscita della camera di combustione vengono installati il surriscaldatore, l'eventuale risurriscaldatore e l'economizzatore. All'uscita dell'economizzatore i gas combusti passano attraverso il preriscaldatore d'aria, dove riscaldano l'aria il comburente, prima di essere rilasciati. Nei generatori a circolazione forzata l'acqua passa attraverso una pompa (di alimentazione o circolazione) prima di essere inviati al generatore. La caldaia è pertanto costituita da un circuito aperto, preceduto dall'economizzatore e seguito dal surriscaldamento, in cui la portata d'acqua deve essere pari a quella richiesta dall'impianto: in tal modo il dimensionamento delle tubazioni del generatore e della pompa deve essere effettuato in base alla massima portata dell'impianto.

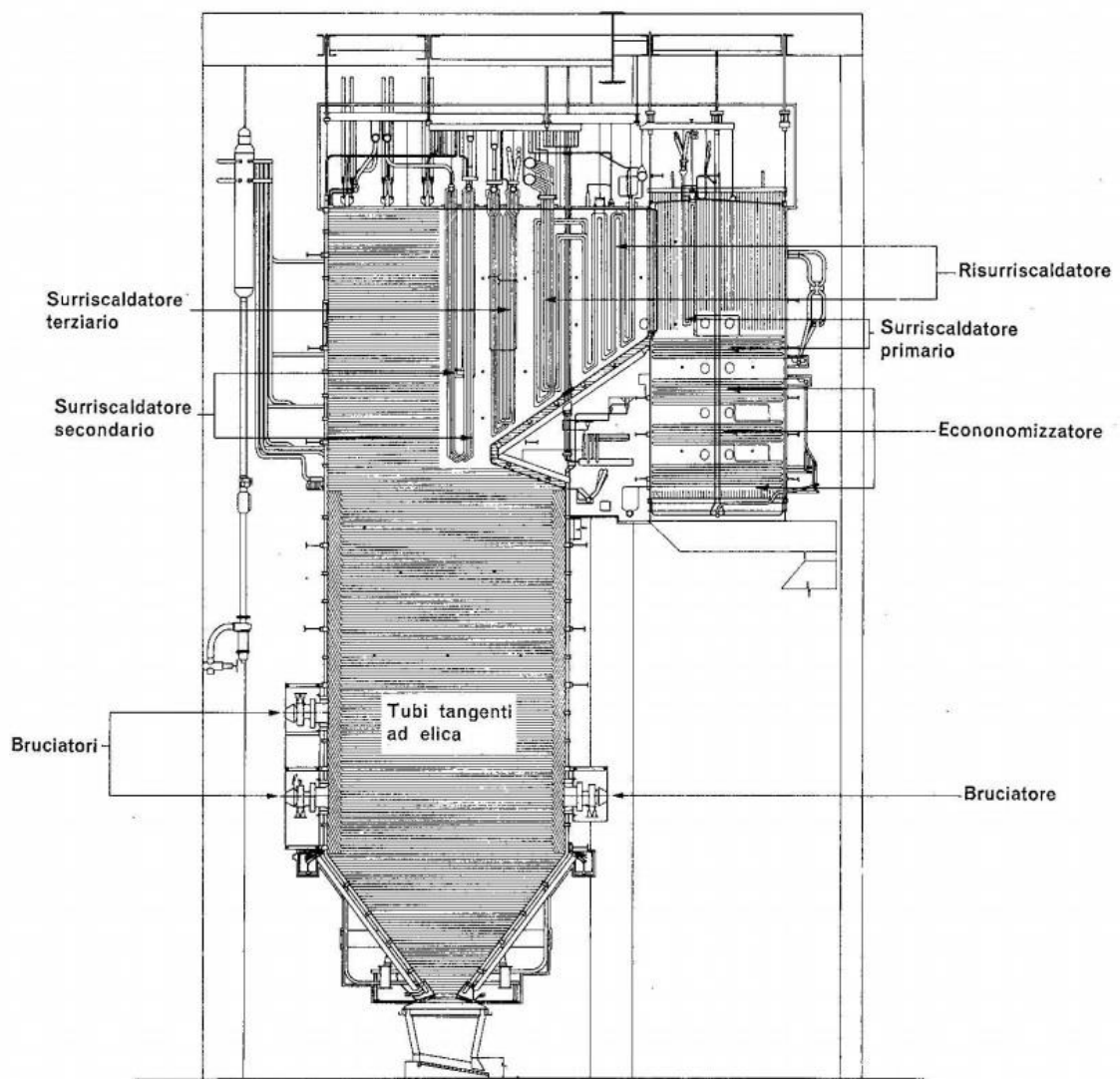


Figura 18. Generatore di vapore ad irraggiamento a circolazione forzata

Si definisce rendimento di un generatore di vapore il rapporto:

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_E - h_A)}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot k_i}$$

Dove h_E e h_A indicano rispettivamente l'entalpia del vapore all'uscita dal generatore e quella dell'acqua in ingresso, \dot{m}_v ed \dot{m}_{comb} le portate di fluido operatore e quella di combustibile e k_i il potere calorifico inferiore del combustibile.

Per il bilancio energetico, riferito all'unità di massa di combustibile introdotto, si ha:

$$\varepsilon \cdot k_i + m_a \cdot \Delta h_{aria} + \Delta h_{comb} = q_{diss} + (1 + m_a) \cdot \Delta h_{fumi}$$

Con:

$$m_a = \frac{\dot{m}_{aria}}{\dot{m}_{comb}} \quad ; \quad 1 + m_a = \frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aria}}{\dot{m}_{comb}} \quad ; \quad q_{diss} = \frac{\dot{Q}_{diss}}{\dot{m}_{comb}}$$

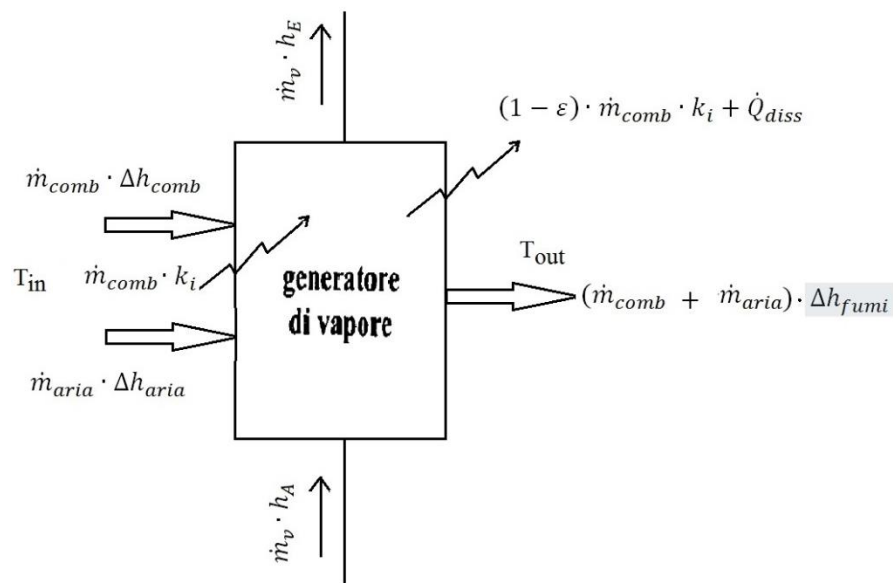


Figura 19. Bilancio energetico del generatore di vapore

Dove ε è il rendimento di combustione e rappresenta il rapporto tra la massa di combustibile bruciata e quella totale, q_{diss} il calore disperso attraverso le pareti del generatore, Δh_{aria} , Δh_{comb} e Δh_{fumi} le differenze tra le entalpie dell'aria, del combustibile e dei prodotti di combustione e l'entalpia di riferimento.

Il rendimento può essere scritto quindi come:

$$\eta_g = \varepsilon - \frac{(1 + m_a) \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) + q_{diss}}{k_i}$$

Se indichiamo con e l'eccesso d'aria si può esprimere $m_a = m_{\text{aria}} (1 + e)$
stech

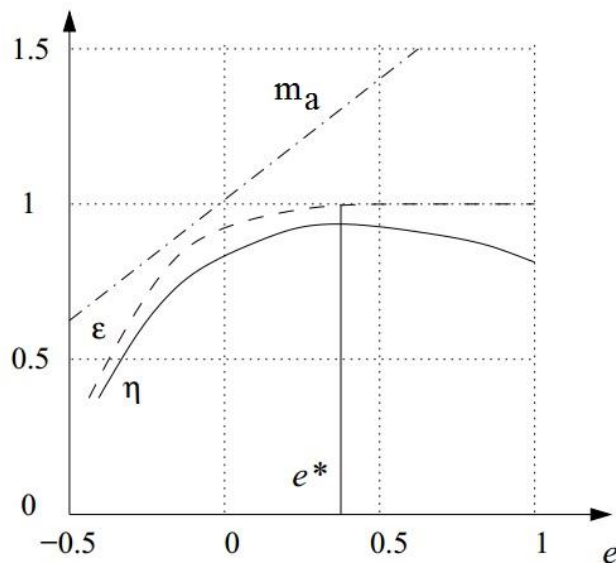


Figura 20. Variazione dei parametri di funzionamento del generatore di vapore al variare dell'eccesso d'aria. Con e^* è indicato il valore dell'eccesso d'aria ottimale

2.8 Turbine a vapore

Le turbine sono macchine motrici a flusso continuo costituite da uno o più stadi. Per stadio di una turbina si intende l'insieme del distributore e delle palettature mobili o rotore.

Poiché l'energia messa a disposizione dall'espansione di un vapore ad alta pressione e temperatura è molto grande rispetto al lavoro che si può ricavare con buon rendimento da un singolo stadio, le turbine a vapore saranno in genere costituite da più stadi ad azione e/o a reazione che possono essere raggruppati in una sola cassa (turbina monocorpo) o in più casse (a più corpi). Frequentemente le turbine sono distinte in gruppi di alta, media e bassa pressione e possono essere montate sullo stesso asse o più assi.

Una prima classificazione delle turbine può essere fatta in base al tipo di flusso e possono essere distinte in turbine assiali e radiali. Le prime, di gran lunga le più frequenti, sono caratterizzate dal fatto che il fluido è mediamente parallelo all'asse di rotazione. Quelle radiali si suddividono in

turbine centrifughe, quando il flusso entra assialmente e si muove in direzione radiale centrifuga, e in turbine centripete, quando il flusso entra radialmente nella girante e viene scaricato assialmente.

Con riferimento esclusivamente a palettature assiali, che sono quelle maggiormente utilizzate, verrà di seguito descritto il comportamento degli stadi di una turbina.

- *Stadi ad azione*, dove l'intero salto entalpico è elaborato nello statore della macchina. Sono generalmente usati in piccole turbine o come primi stadi delle turbine di medio-grandi dimensioni, grazie all'elevato salto entalpico producibile e grazie alla possibilità di regolazione della portata (parzializzazione del grado di ammissione del vapore). Le turbine ad azione pluristadio possono essere realizzate a "salti di velocità" oppure a "salti di pressione".

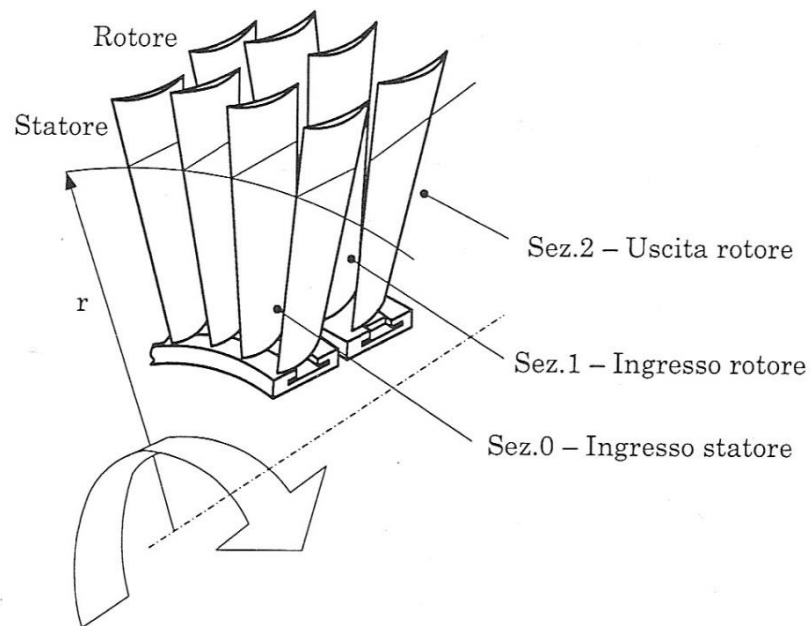


Figura 21. Schema dei canali palari statorici e rotorici di una turbina

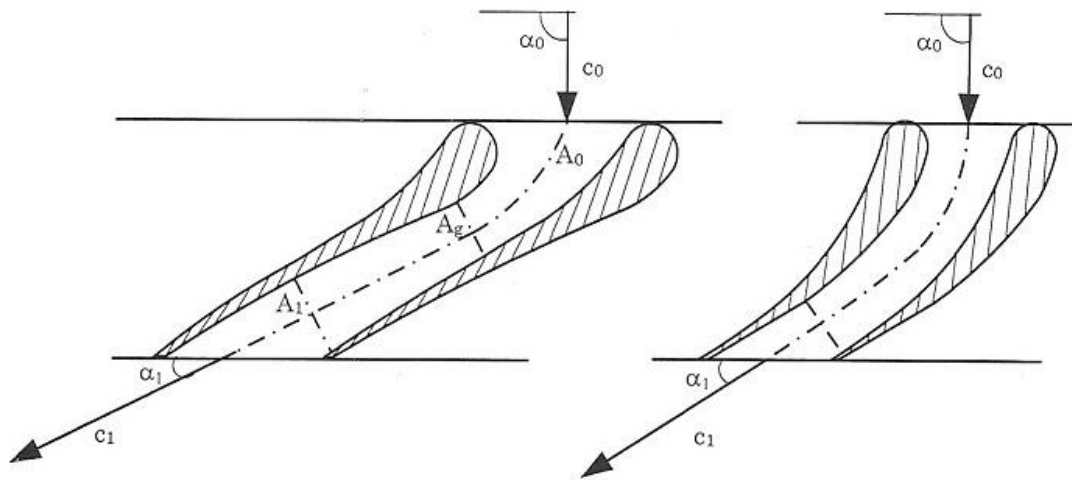


Figura 22. Sezione dei profili delle pale

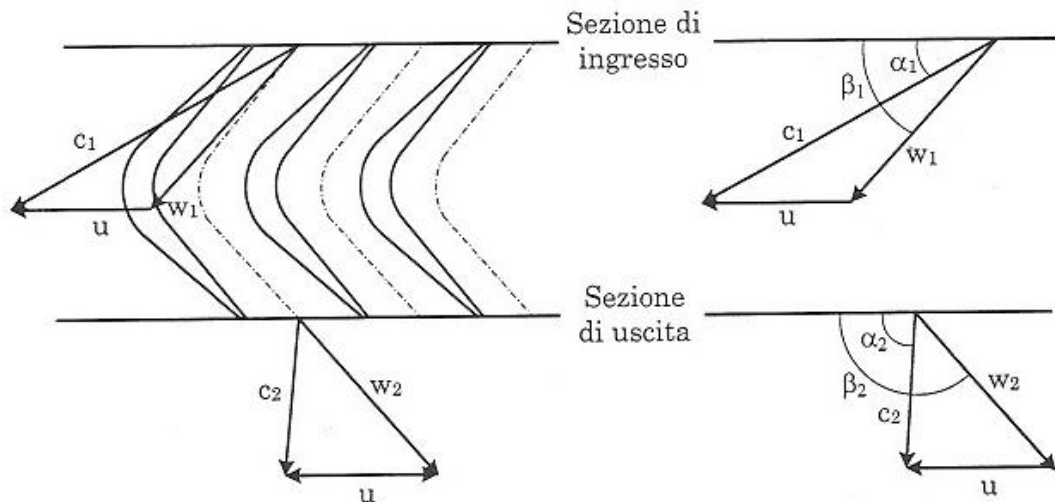


Figura 23. Triangoli di velocità di entrata e di uscita nelle sezioni 1 e 2

Dagli schemi di fig.22 si capisce come il flusso prevalentemente assiale del fluido subisca una pesante deviazione a causa della forma concava con la quale sono realizzati i canali, a causa di ciò, come si nota nella fig. 23, i triangoli di velocità in ingresso e uscita subiscono pesanti distorsioni realizzando la cessione di lavoro all'albero motore.

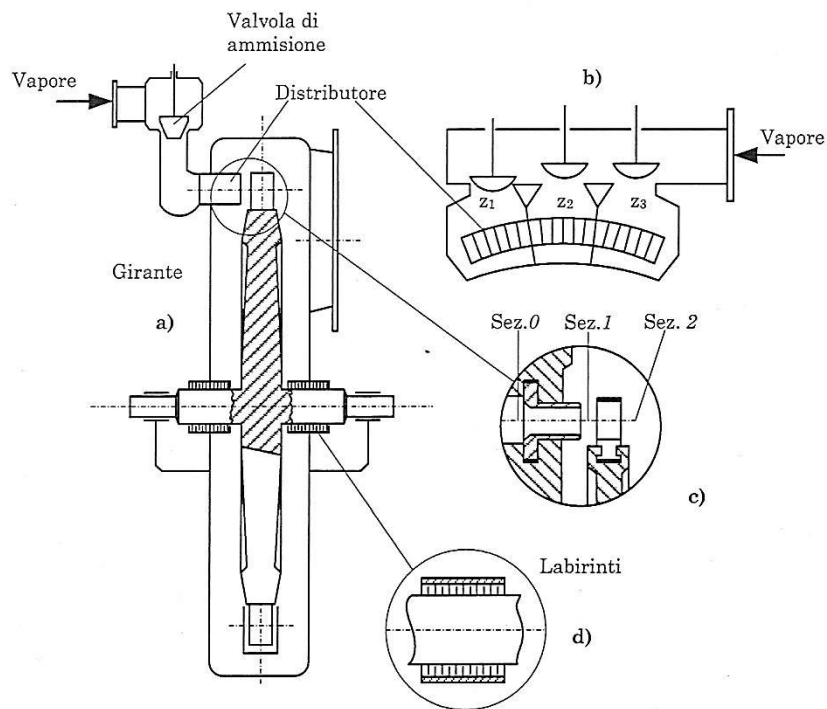


Figura 24. Schema di una turbina ad azione monostadio

In fig. 24 è mostrato lo schema di una turbina ad azione monostadio. Come si può notare il distributore è situato solo su un settore e non lungo l'intera circonferenza e in questo caso il fluido in entrata viene ripartito tramite valvole d'ammissione.

La turbina Curtis, fig. 25, è un esempio di turbina ad azione multistadio in cui il fluido viene accelerato completamente nel primo stadio statorico e passa attraverso la prima palettatura rotorica cedendo energia cinetica. All'uscita da questa palettatura si trova un raddrizzatore fisso che indirizza il fluido ad un'altra palettatura rotorica senza espanderlo.

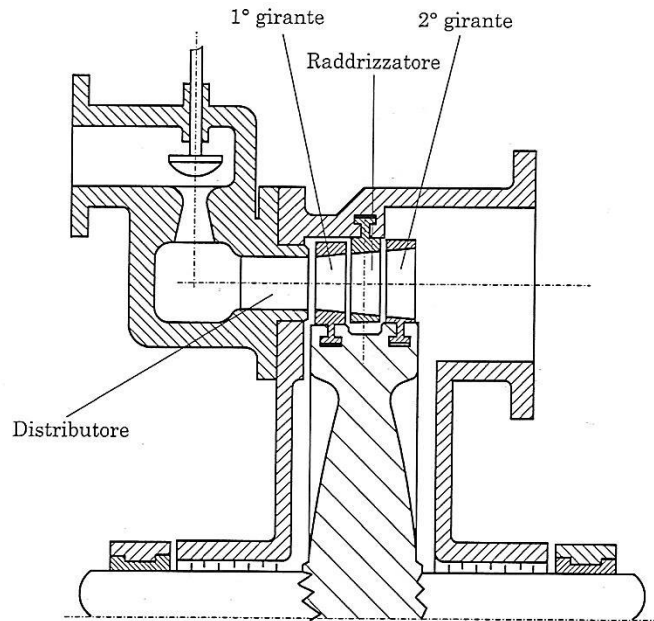


Figura 25. Schema di una turbina Curtis

- *Stadi a reazione*, dove l'espansione del vapore avviene sia nella parte statorica, sia nella parte rotorica o solo nella parte rotorica. L'accelerazione del fluido dovuta alla sua espansione nel rotore genera così un effetto di reazione che contribuisce a generare la spinta sulla palettatura. In questo caso quindi anche i canali palari della girante avranno andamento convergente facendo sì che la conversione dell'energia di pressione in energia cinetica avvenga con continuità in tutto lo stadio.

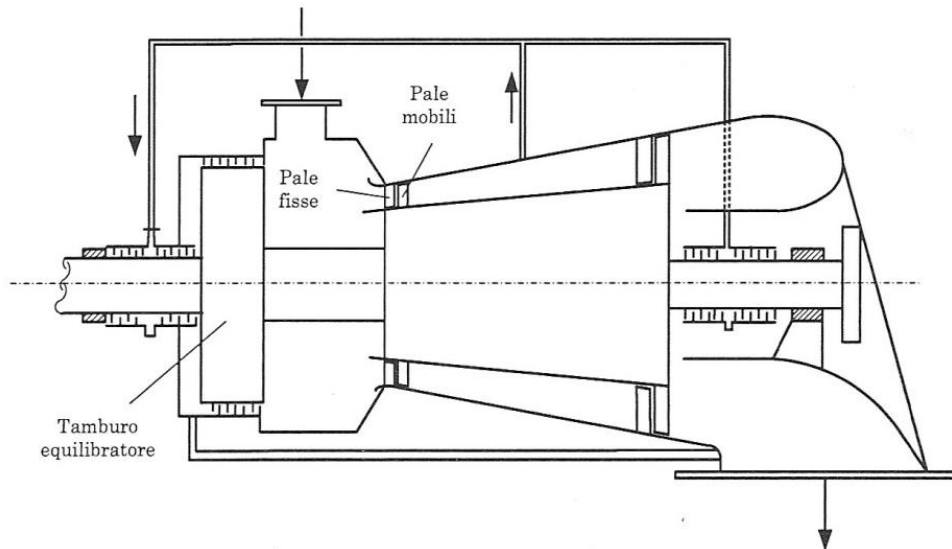


Figura 26. Schema di una turbina a reazione

Fra la sezione a monte e quella a valle di ogni corona mobile esiste una differenza di pressione che produce spinta sul rotore, per risolvere questo problema si è ricorso all'installazione di tamburi equilibratori nella testata anteriore. In questo modo si elimina la maggior parte della spinta, la piccola frazione che rimane viene invece compensata di solito con un reggispinga.

Gli stadi a reazione hanno rendimenti leggermente superiori a quelli ad azione e per questo sono ampiamente usati in ogni applicazione. Tuttavia sfruttando salti entalpici inferiori spesso si ricorre a turbine miste ad azione nelle sezioni di alta pressione, seguiti da stadi a reazione nelle sezioni successive. Questa soluzione progettuale realizza un compromesso tra esigenze di efficienza e di costo, in quanto pochi stadi ad azione riducono repentinamente la pressione, limitando dimensioni e caratteristiche strutturali degli stadi a valle.

2.9 Usi principali

Gli impianti a vapore in genere coprono il carico di base relativo alla richiesta di energia elettrica. Le turbine a vapore vengono accoppiate a

generatori, spesso senza la necessità di riduttori e gli alti costi di investimento sono compensati dal fatto che la turbina a vapore consuma meno combustibile, richiede meno manutenzione ed è di dimensioni più contenute rispetto ad un motore alternativo di pari potenza.

In fig. 27 è mostrato un esempio di schema di impianto a vapore.

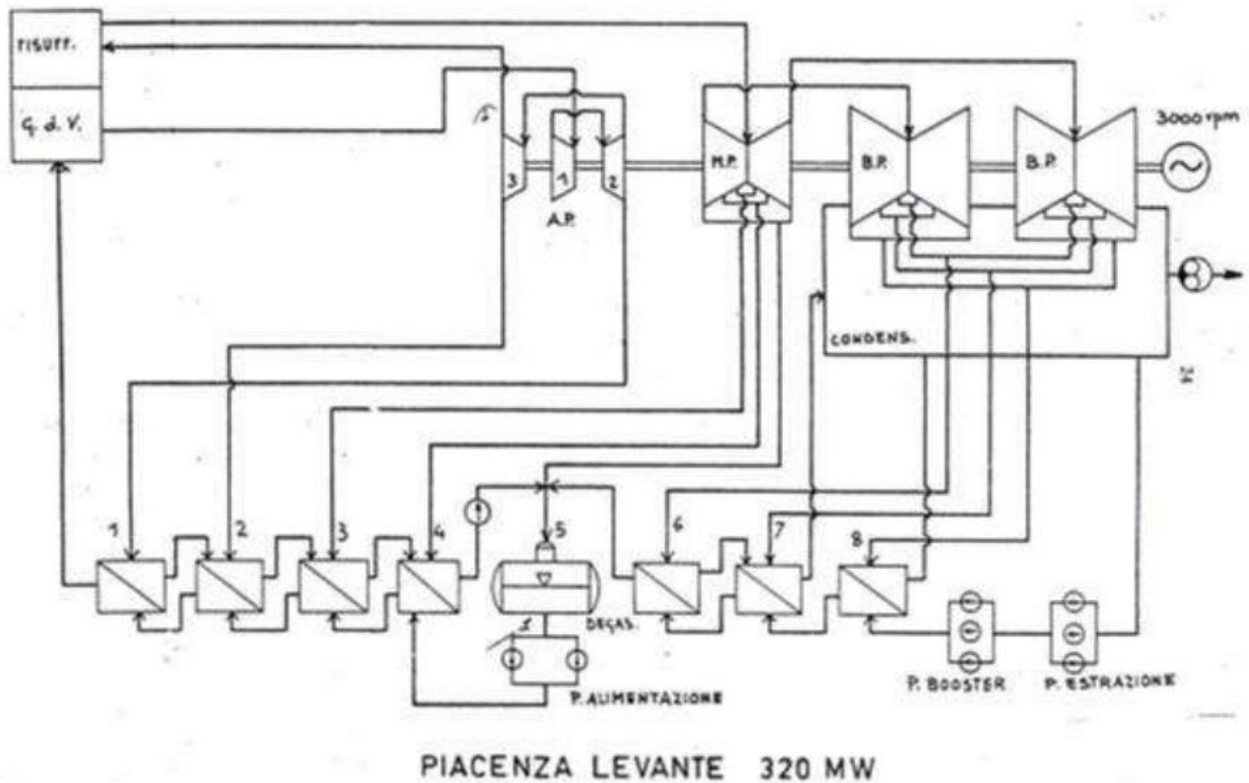


Figura 27. Schema del ciclo termico dell'impianto a vapore ENEL di Piacenza

Inoltre occorre ricordare che nella fase di realizzazione di un impianto di questo tipo oltre ai componenti descritti nei paragrafi precedenti andranno opportunamente dimensionati anche tutti i circuiti fluidodinamici di trasferimento del vapore, i sistemi di controllo, misura e monitoraggio, il motore di avviamento per la turbina, l'alternatore per la conversione elettromeccanica dell'energia e le infrastrutture necessarie.

Capitolo 3 - Impianti di turbine a gas

3.1 Principio di funzionamento

Una turbina a gas è costituita da un compressore accoppiato ad una turbina e da una camera di combustione situata tra queste due componenti.

L'energia è generata dal flusso di aria compressa, miscelata col combustibile e fatta bruciare in camera di combustione. La combustione aumenta la temperatura, la velocità ed il volume del flusso di gas e quindi l'energia in esso contenuta. Tale flusso è indirizzato verso le pale di turbina attraverso gli ugelli e fa ruotare la turbina, la quale genera energia meccanica sfruttabile per azionare macchine operatrici, accoppiate a ruote di veicoli o a eliche di velivoli. La stessa turbina fornisce anche l'energia necessaria ad azionare il compressore. Un propulsore basato sulla turbina a gas è il motore a reazione, in cui l'energia potenziale dei gas di scarico è sfruttata in forma di spinta, che consente agli aeroplani da questo motorizzati, il raggiungimento di elevate velocità.

Da un punto di vista termodinamico, il funzionamento delle turbine a gas è descritto dal ciclo Brayton, in cui l'aria è compressa isoentropicamente, la combustione avviene a pressione costante e l'espansione in turbina avviene isoentropicamente fino alla pressione di aspirazione.

Nel ciclo reale attrito e turbolenza provocano:

- Compressione non isoentropica - dato un certo rapporto di compressione, la temperatura allo scarico del compressore è più alta rispetto a quella ideale.
- Espansione non isoentropica - dato un certo rapporto di espansione, la temperatura allo scarico della turbina è più alta rispetto a quella ideale, quindi il lavoro utile diminuisce.
- Perdite di carico in camera di combustione - riducono il salto di pressione disponibile per l'espansione e quindi anche il lavoro utile.

In fig. 28 è mostrato un impianto di turbina a gas con combustione a pressione costante è, nel suo schema più semplice (ciclo base), composto da un compressore, da una camera di combustione e da una turbina.

L'aria prelevata dall'ambiente entra nel compressore e viene inviata, con pressione aumentata, nella camera di combustione dove il combustibile è iniettato (combustione interna) in modo continuo da un sistema di iniettori alimentati da una pompa. La combustione, innescata per mezzo di un dispositivo elettrico, si mantiene a pressione costante producendo un

aumento di temperatura e volume specifico nel fluido. Il fluido (costituito da gas combustibili), quindi, espandendosi nella turbina produce lavoro. Una parte di tale lavoro è utilizzata per trascinare il compressore mentre la quota rimanente costituisce il lavoro disponibile all'albero. Infine, all'uscita dalla turbina il fluido è scaricato nell'ambiente e il compressore aspira dall'ambiente la portata di aria.

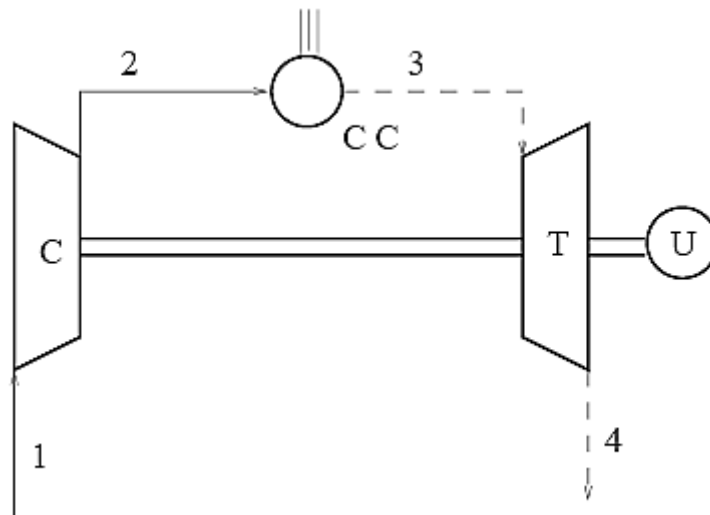


Figura 28. Schema di un impianto di turbina a gas a ciclo aperto

Esistono anche i cicli chiusi (fig. 29) in cui il fluido che circola all'interno dell'impianto mantiene inalterata la sua composizione chimica e non è soggetto ad un continuo ricambio. In questo caso la combustione non può avvenire all'interno del fluido motore ma avviene in un combustore separato dal condotto che unisce il compressore con la turbina (combustione esterna). Uno scambiatore di calore provvede a trasferire al fluido motore la potenza termica generata dalla combustione. Inoltre, non potendo scaricare il fluido nell'ambiente, un secondo scambiatore, installato sul condotto di ritorno dalla turbina al compressore, provvede a raffreddare il fluido motore dalla temperatura di uscita dalla turbina alla temperatura d'ingresso nel compressore. A fronte di evidenti complicazioni impiantistiche, gli impianti a ciclo chiuso, che tutta via hanno una diffusione abbastanza limitata, presentano i seguenti vantaggi:

- È possibile utilizzare un fluido diverso dall'aria con un rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costanti più alto che consente un miglior rendimento;
- È possibile utilizzare combustibili meno pregiati perché i gas combustibili non attraversano la turbina;

- È possibile far funzionare l'impianto con pressione minima maggiore di quella atmosferica in modo da ottenere ingombri minori a parità di potenza prodotta.

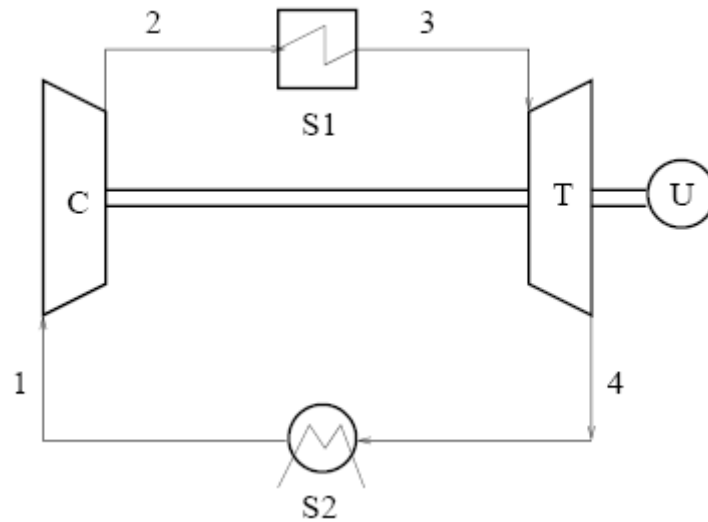


Figura 29. Schema di un impianto di turbina a gas a ciclo chiuso

3.2 Ciclo ideale di Brayton

L'ipotesi di ciclo ideale prevede che ciascun componente del ciclo si comporti idealmente. Tale ipotesi consente di poter descrivere il ciclo mediante relazioni molto semplici ed inoltre permette di valutare il limite massimo delle prestazioni ottenibili con un ciclo reale.

Il ciclo termodinamico su cui si basano le turbine a gas è il ciclo Joule-Brayton, rappresentato graficamente sul piano T-s in fig. 30, ed è composto, nel caso ideale, da due trasformazioni isobare unite da due trasformazioni isentropiche. Le ipotesi su cui si fonda sono le seguenti:

- macchine ideali: le trasformazioni di compressione e espansione sono reversibili ed adiabatiche e quindi isentropiche;
- la variazione di energia cinetica del fluido di lavoro fra ingresso e uscita di ogni componente è trascurabile;
- non ci sono cadute di pressione nel condotto di aspirazione, nelle camere di combustione, negli scambiatori di calore, nel condotto di scarico e nei condotti di collegamento dei componenti;

- il fluido di lavoro ha la stessa composizione in ogni punto del ciclo ed è un gas perfetto con calori specifici costanti;
- ciclo chiuso: la portata in massa è costante in ogni punto del ciclo;
- il calore viene scambiato reversibilmente cioè con differenze di temperature infinitesime tra fluido caldo e fluido freddo.

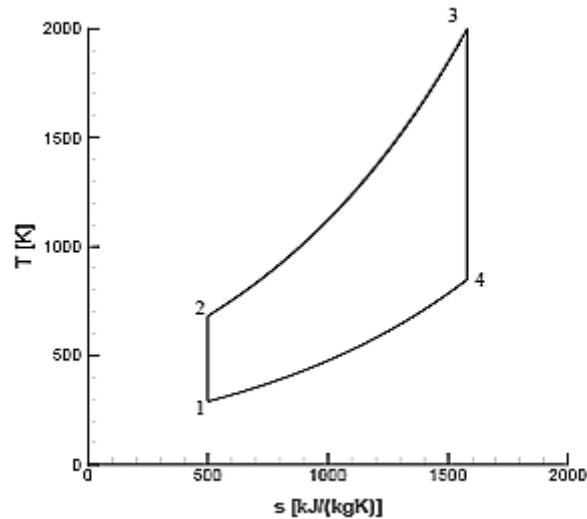


Figura 30. Ciclo ideale di Brayton sul piano T-s

Il ciclo termodinamico è costituito da una fase di compressione isoentropica, 1-2; una fase di fornitura di calore isobara, 2-3; una fase di espansione isoentropica, 3-4; una fase di sottrazione di calore isobara, 4-1.

L'area del ciclo rappresenta il lavoro netto ottenuto dal ciclo, L , pari alla differenza tra il lavoro ottenuto in turbina, L_t , e il lavoro di compressione, L_c . Mentre Q_1 e Q_2 rappresentano il calore fornito e il calore sottratto all'unità di massa del gas. Per il primo principio della termodinamica, si ha:

$$L = L_t - L_c = Q_1 - Q_2$$

Il rendimento del ciclo è definito come:

$$\eta_{id} = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Considerando il gas perfetto possiamo esprimere il calore fornito e ceduto come:

$$Q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad ; \quad Q_2 = c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

Sostituendo nella formula del rendimento otteniamo:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Per le isoentropiche di compressione ed espansione si ricava:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad ; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{con } k = \frac{c_p}{c_v}$$

Se indichiamo il rapporto di compressione come $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ si ottiene:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

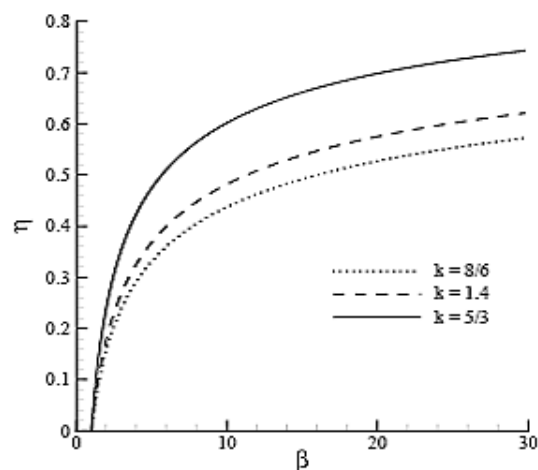


Figura 31. Rendimento ideale in funzione di β per valori diversi di k

Nel ciclo ideale di una turbina a gas, quindi, il rendimento dipende solo dalla natura del gas e dal rapporto di compressione e cresce con quest'ultimo. A parità di β , il rendimento è maggiore per un gas con valore di k più elevato.

Poiché nella pratica le temperature estreme del ciclo risultano fissate (la temperatura inferiore T_1 coincide con la temperatura ambiente, mentre la temperatura superiore T_3 è imposta dalle caratteristiche di resistenza dei materiali impiegati) il rapporto di compressione non può aumentare oltre un certo limite poiché questo significherebbe avere temperatura massima del ciclo oltre il valore ammesso.

Si ha perciò massimo rendimento con un rapporto di compressione limite per cui $T_2 \rightarrow T_3 = T_{\max}$ e $T_4 \rightarrow T_1 = T_{\min}$

Con il rapporto di compressione limite le due isobare, per la piccolissima variazione di entropia, possono essere confuse con due isoterme e il ciclo tende ad assumere la forma del ciclo di Carnot e ad averne il rendimento, che è quello massimo possibile tra due determinate temperature.

D'altra parte il lavoro netto compiuto da un simile ciclo tende a zero, in quanto tende ad annullarsi il calore introdotto nella trasformazione dal punto 2 al punto 3.

Dunque aumentare il rapporto di compressione fino al valore limite significa ottenere un ciclo degenerare, avente massimo rendimento ma non in grado di compiere lavoro utile.

Il lavoro utile è per definizione dato dal prodotto del calore fornito Q_1 per il rendimento η del ciclo.

Riferendoci al peso unitario di fluido, otteniamo:

$$L = \eta_{\text{id}} \cdot Q_1 = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)$$

Nella formula compare il rapporto T_3/T_1 : poiché T_1 è la temperatura ambiente, si nota come il lavoro utile sia fortemente influenzato dalla temperatura massima T_3 , oltre che dal rapporto di compressione β .

Il lavoro si annulla per $\beta = 1$ (lavoro nullo sia di compressione che di espansione) e per $\beta = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ ovvero per $T_2 = T_3$ e $T_4 = T_1$ (condizione in cui il lavoro isentropico di compressione è uguale a quello di espansione).

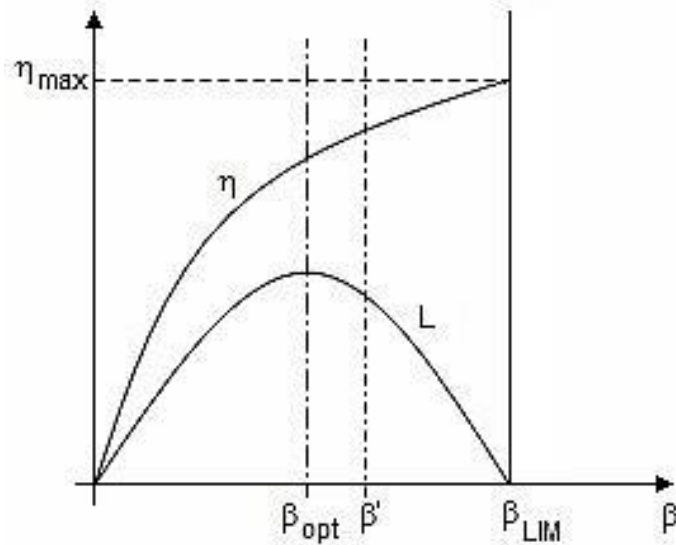


Figura 32. Rendimento e lavoro del ciclo ideale in funzione di β

Si può individuare un rapporto di compressione β_{opt} che massimizza il lavoro utile. Tale valore non fornisce però il massimo rendimento possibile. Si sceglie perciò un rapporto di compressione β' di compromesso tra quello con massimo lavoro utile e quello con massimo rendimento. In questo modo risulteranno contenuti sia i costi di costruzione (lavoro specifico elevato, dunque portate e sezioni di passaggio limitate e turbogas più snello) che i costi di esercizio (rendimento buono, quindi consumo specifico ridotto).

3.3 Ciclo reale di Brayton

Il ciclo reale tiene conto del comportamento reale dei diversi componenti costituenti il ciclo a gas, e cioè delle perdite che si verificano all'interno delle turbomacchine, nella camera di combustione e nei condotti di collegamento e inoltre si adotta un ciclo aperto con le seguenti caratteristiche:

- nella prima parte del ciclo il fluido di lavoro è l'aria, che è aspirata dal compressore alla pressione e alla temperatura ambiente;
- l'introduzione di calore nel ciclo avviene mediante un processo di combustione interna: l'aria, che è stata compressa dal compressore, perviene in una camera di combustione in cui viene iniettato il combustibile. I prodotti della combustione costituiscono il fluido di lavoro per la parte seguente del ciclo;

- la cessione di calore all'ambiente esterno avviene semplicemente disperdendo nell'atmosfera i gas combusti scaricati dalla turbina.

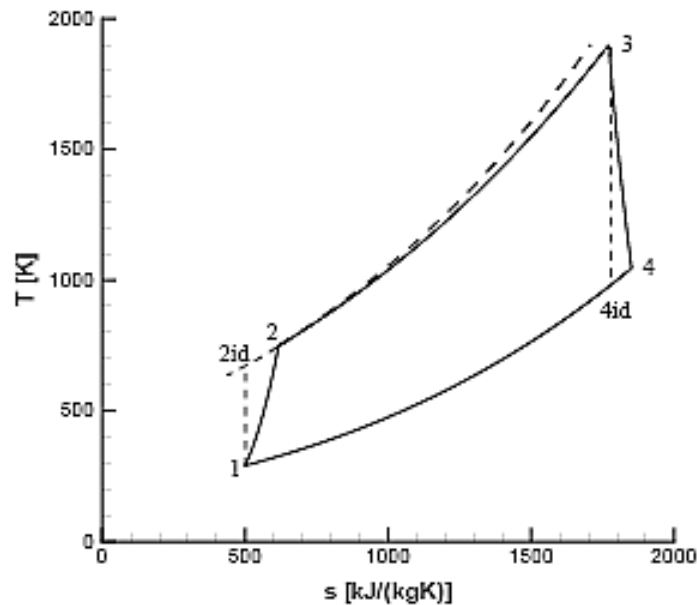


Figura 33. Ciclo reale di Brayton sul piano T-s di un impianto di turbina a gas con combustione a pressione costante

L'analisi termodinamica del ciclo aperto è più complessa del ciclo chiuso perché la trasformazione 2-3 comporta una variazione chimica del fluido di lavoro e quindi di tutte le sue variabili termodinamiche. La portata massica della compressione è diversa da quella dell'espansione e il calore specifico varia con la temperatura e con la composizione del fluido di lavoro.

Nel funzionamento reale bisogna poi tener conto che le trasformazioni nel compressore e in turbina non sono isentropiche ma politropiche e che vi sono perdite di pressione all'aspirazione, nei combustori, nei condotti di adduzione alla turbina e allo scarico.

Questo comporterà, a parità di temperature estreme, un lavoro reale di compressione superiore a quello ideale e viceversa un lavoro reale di espansione inferiore a quello ideale. Dunque, a parità di pressioni e temperature estreme, si avrà un lavoro utile inferiore rispetto a quello ideale.

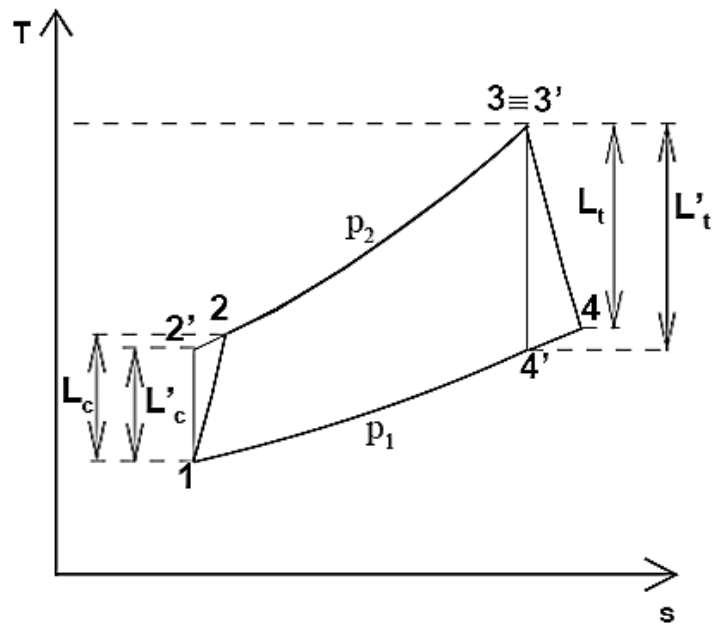


Figura 34. Confronto tra il lavoro di un ciclo ideale con quello di un ciclo reale

Queste perdite sono tenute in conto attraverso i rendimenti isoentropici del compressore, η_c , e della turbina, η_t , definiti come:

$$\eta_c = \frac{L'_c}{L_c} = \frac{h'_2 - h_1}{h_2 - h_1} \quad ; \quad \eta_t = \frac{L_t}{L'_t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h'_4}$$

Essendo:

$$L_c = c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot \frac{T'_2 - T_1}{\eta_c} = c_p \cdot \frac{T_1 \cdot (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c}$$

$$L_t = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot (T_3 - T'_4) \cdot \eta_t = c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \eta_t$$

Il rendimento termodinamico reale del ciclo sarà dato da:

$$\eta_{th} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \eta_t - \frac{T_1 \cdot (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c}}{T_3 - \frac{T_1 \cdot (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c} + T_1}$$

Per β tendente al valore limite reale il lavoro prodotto dal ciclo è nullo ma non è nullo il calore introdotto Q_1 : dunque si annulla anche il rendimento, a differenza del caso ideale dove al valore limite di β si annullava solo il lavoro utile.

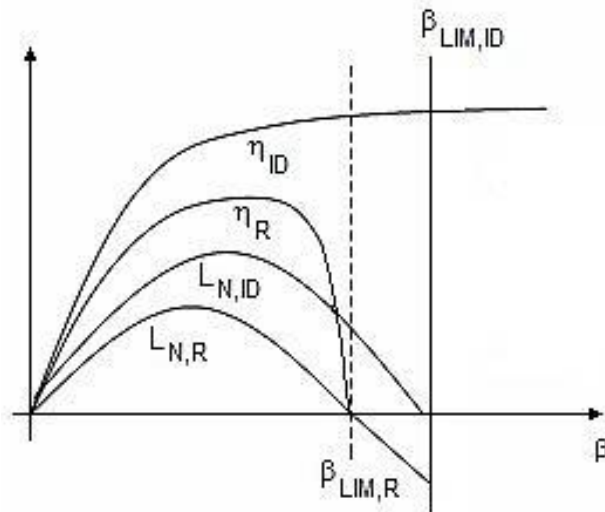


Figura 35. Rendimento e lavoro del ciclo reale in funzione di β

Il nuovo β limite reale è inferiore a quello determinato per il caso ideale.

Se si aumentasse il rapporto di compressione oltre $\beta_{LIM,R}$ il lavoro sarebbe negativo ed il ciclo necessiterebbe di un apporto esterno, oltre a quello del combustibile, per poter funzionare.

Come conseguenza si ha la presenza di un valore di β ottimo anche per il rendimento che risulterà essere sempre maggiore rispetto al valore di β ottimo per il lavoro specifico.

La scelta del rapporto di compressione dovrà dunque tenere conto degli utilizzi a cui è destinata la turbina a gas. A questo scopo si utilizzano dei diagrammi detti diagrammi a lobi (fig.36), si individua una zona nella quale sia rendimento che lavoro utile sono accettabili e, fissato l'uno, l'altro è il massimo possibile. In questa zona andrà scelto il rapporto di compressione più adatto alle esigenze.

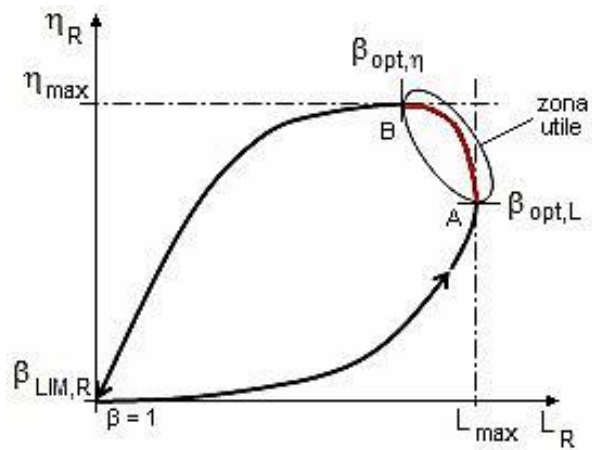


Figura 36. Diagramma a lobi

Se l'esigenza è quella di massimizzare il rendimento ci si sposterà verso il punto B, mentre se l'esigenza è quella di massimizzare il lavoro utile ci si sposterà verso il punto A.

3.4 Componenti delle turbine a gas

La turbina a gas è composta di tre macchine fondamentali:

- il *compressore*;
- la *camera di combustione*;
- la *turbina*.

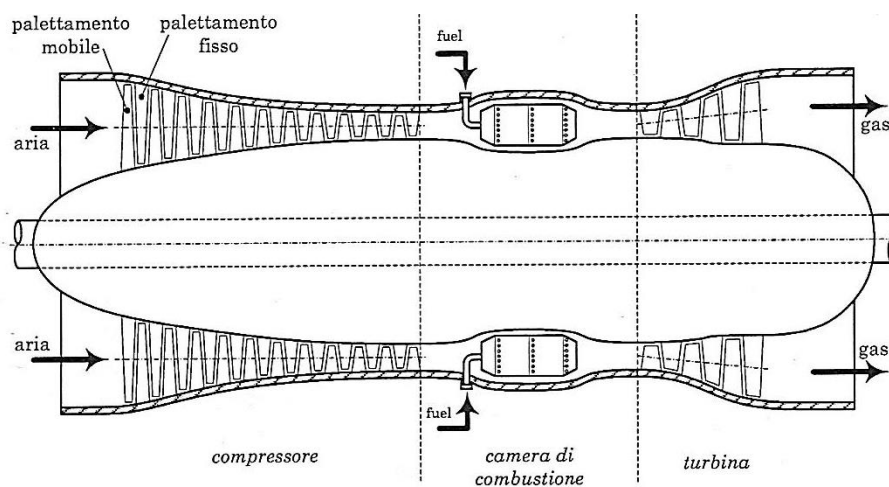


Figura 37. Schema di un gruppo turbogas

- Il *compressore* di una turbina a gas è sempre trascinato direttamente dalla turbina mediante un collegamento meccanico diretto.

Si tratta quasi sempre di un compressore assiale multistadio ed è il componente che innalza la pressione del fluido in ingresso riducendone il volume.

Normalmente una parte dell'aria trattata dal compressore viene "spillata" per poter essere utilizzata nel raffreddamento delle zone più calde del motore (tipicamente la turbina) o, in applicazioni aeronautiche, dall'impianto di condizionamento e pressurizzazione.

Le palette dei primi stadi del compressore assiale sono spesso costruite in titanio per ridurre le masse in rotazione ed aumentarne la resistenza meccanica. Negli ultimi stadi, in cui la temperatura aumenta a causa della compressione adiabatica, sono invece impiegate leghe al nichel. Il compressore, a differenza della turbina, trovandosi ad operare in un gradiente di pressione avverso (la pressione aumenta durante l'avanzamento del flusso), ha numero di stadi molto maggiore di quello della turbina pur operando praticamente sullo stesso salto di pressione. I profili delle palette sono a bassa curvatura, per evitare il distacco della vena fluida ed ogni stadio consente un rapporto di compressione modesto.

I primi stadi del compressore hanno le palette svergolate, cioè con un angolo di calettamento variabile dalla radice verso l'estremità per adeguare la direzione d'ingresso del fluido alla diversa velocità periferica.

- La *camera di combustione*, o combustore, ha il compito di innalzare la temperatura del ciclo mediante il calore generato dalle reazioni di ossidazione del combustibile.

Per quanto riguarda i combustibili impiegati, bisogna tener conto che le turbine a gas sono motori a combustione interna in cui i gas combusti partecipano direttamente al ciclo termodinamico. E' pertanto necessario che i gas siano chimicamente e fisicamente non aggressivi, il combustibile adottato tradizionalmente è il gas naturale.

Poiché la temperatura raggiunta dai gas combusti è limitata dalla resistenza dei materiali, la quantità di combustibile utilizzata è notevolmente inferiore a quella corrispondente ad una combustione stechiometrica dell'aria uscente dal compressore. Nelle turbine a gas infatti il rapporto tra la quantità di aria effettiva rispetto a quella stechiometrica risulta essere compreso tra 2,5 e 3,5 per contenere l'aumento di temperatura nel combustore. Conseguentemente, il tenore di ossigeno presente nei gas combusti è assai elevato e rende possibile utilizzare lo scarico di tali gas come comburente in ulteriori processi di combustione.

Mantenere la combustione in presenza di elevati eccessi d'aria può di fatto risultare problematico, poiché esiste un limite inferiore di infiammabilità di una miscela aria/combustibile. Occorre quindi creare nella camera di

combustione una zona, detta zona primaria, in cui affluisce solo una parte dell'aria comburente, in modo da realizzarvi un corretto rapporto aria/combustibile, non lontano da quello stechiometrico. La rimanente portata d'aria verrà introdotta nella zona secondaria, per completare l'ossidazione del combustibile a valle della zona primaria, e quindi nella zona di diluizione, per ottenere una temperatura dei gas combusti adeguata per l'ammissione in turbina.

Tutto ciò è realizzato da un "liner", ovvero un cilindro forato, che contiene dapprima la fiamma e permette poi il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori.

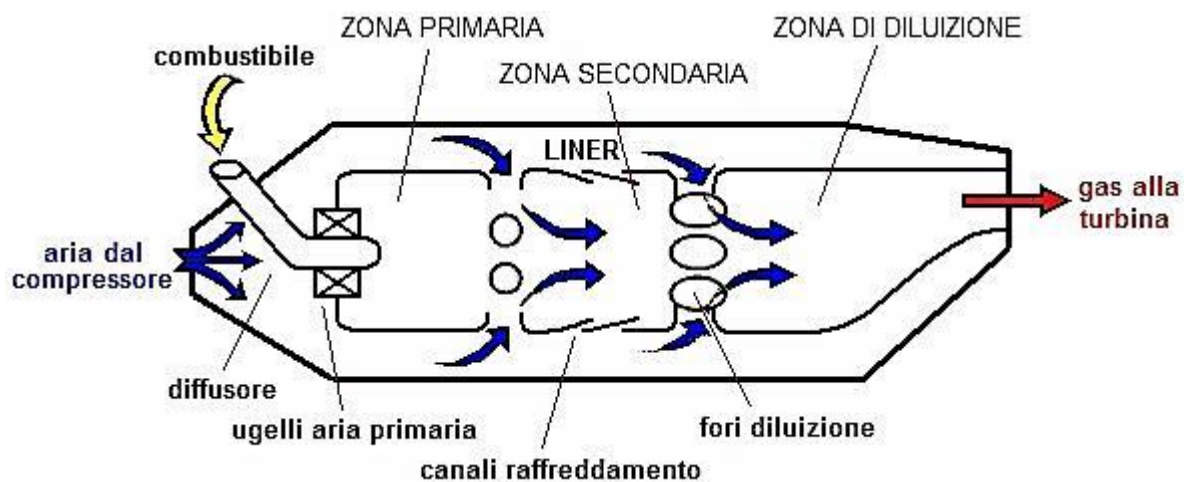


Figura 38. Schema della camera di combustione

Il liner è raffreddato al suo esterno dal flusso di aria di diluizione: ha quindi anche l'importante funzione di isolare termicamente la zona di fiamma dalle pareti esterne del combustore.

Il liner è dunque sottoposto ad intense sollecitazioni termiche, trovandosi a contatto con la fiamma: essendo realizzato in materiale metallico, necessita di un'azione raffreddante estremamente vigorosa da parte dell'aria di diluizione. La sua superficie è caratterizzata da fori e canalizzazioni che hanno lo scopo di aumentare lo scambio convettivo e di creare film e getti di aria fresca tale da mantenere la parete metallica a temperature sopportabili dal materiale.

Tre sono i tipi fondamentali di combustori impiegati nelle turbine a gas:

- il combustore anulare, detto così perché il liner costituisce un anello che collega direttamente l'uscita del compressore con l'ingresso della turbina. La geometria di questo tipo di combustore è più compatta, con minime perdite di carico, ed è adottata soprattutto nei motori aeronautici.

- il combustore monotubolare, che è il sistema più semplice, con liner e camera di combustione cilindrici. Tale tipo di combustore va sistemato esternamente, a fianco della turbina a gas, per cui offre perdite di carico elevate e necessita di un condotto di adduzione dei gas caldi alla turbina sottoposto a grandi sollecitazioni termiche. Il combustore monotubolare è adottato per la sua semplicità soprattutto nelle piccole unità.
- il combustore multitubolare (o tubo-anulare), che dispone di numerosi combustori tubolari nell'anello di adduzione dei gas alla turbina. E' la soluzione oggi preferita per le turbine industriali perché elimina gran parte degli svantaggi della soluzione monotubolare mantenendone la semplicità intrinseca. Ha inoltre il vantaggio di essere modulare: è quindi più facile da sviluppare e da applicare in macchine di diversa potenza, variando solo il numero e non il progetto dei combustori.

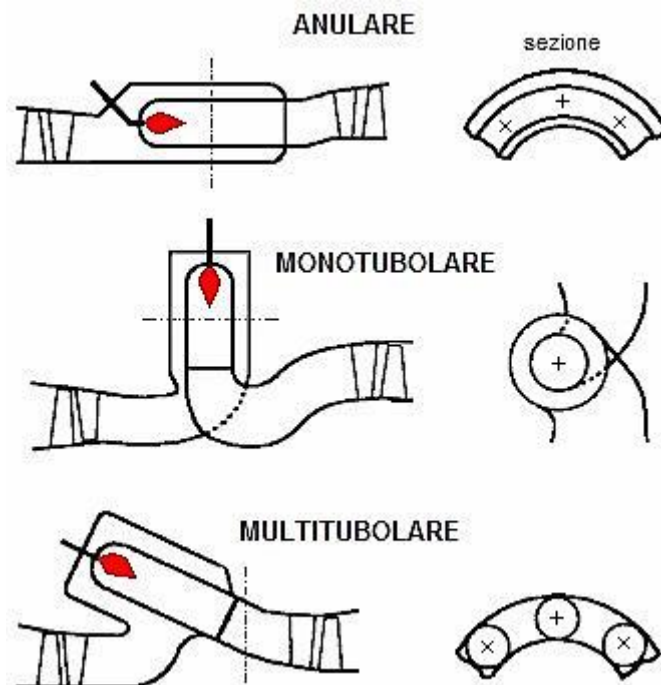


Figura 39. Tipi di combustori

- La *turbina*, o espansore, può essere considerata l'elemento più peculiare e più critico, in relazione alle temperature estreme a cui è sottoposto in modo continuativo.

A differenza del compressore, le palette della turbina, operando sull'espansione del gas e avendo meno problemi fluidodinamici, hanno una curvatura accentuata e una sezione che varia molto dalla base alla sommità.

Le palette più sollecitate termicamente sono quelle dei primi stadi (primo e secondo), su queste quindi si è riposta la maggiore attenzione dei progettisti, al fine di migliorare i rendimenti.

Le temperature raggiunte dai gas di scarico all'uscita del combustore sono ben superiori alla temperatura massima sopportata dai materiali metallici.

Si adottano quindi due tecnologie per ovviare a tale limitazione:

- Si raffredda (per convezione e a film) il corpo metallico della palettatura fissa e mobile di turbina con aria spillata dal compressore. L'aria percorre canali interni alle palette, asportando calore per convezione, e fluisce anche, attraverso forellini, sulla superficie esterna creando un film di raffreddamento che agisce come barriera termica tra i gas caldi e la parete metallica delle palette.

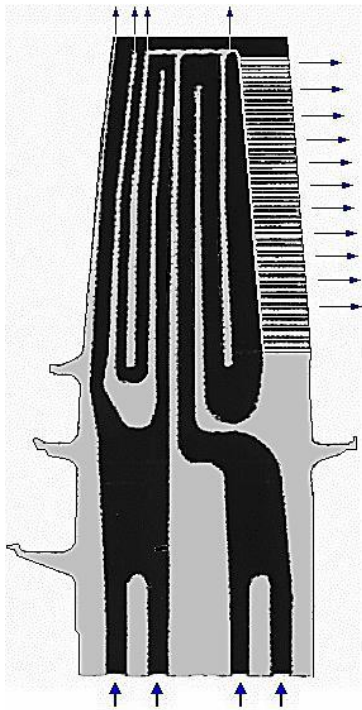


Figura 40. Raffreddamento per convezione

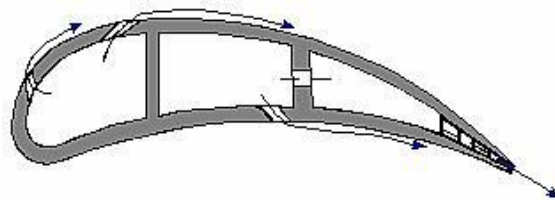


Figura 41. Raffreddamento a film

- Si impiegano materiali non-metallici o rivestimenti ceramici. L'adozione di tali materiali può eliminare totalmente o parzialmente i sistemi di raffreddamento delle palette, potendo sopportare temperature operative da 1400°C ad oltre 2000°C. Tuttavia difficoltà di ordine meccanico (scarsa resistenza, fragilità, mancanza di comportamento plastico) ne limitano per ora l'impiego alle turbine di piccole dimensioni.

3.5 Usi principali

Le caratteristiche delle turbine a gas le rendono adatte alla produzione di grandi quantità di energia con ingombri assai limitati. Un utilizzo naturale è quindi quello della propulsione, soprattutto aerea e marina. Anche il calore dei gas di scarico può essere sfruttato per produrre ulteriore energia elettrica oppure per usi industriali o civili.

Gli impianti con turbina a gas sono oggi utilizzati sia negli impianti fissi che in quelli mobili. In particolare i settori nei quali tale tipologia di macchina trova applicazione sono:

- Produzione di energia elettrica: gli impianti turbogas sono utilizzati soprattutto per far fronte ai picchi di richiesta di energia sulla rete grazie alla caratteristica della velocità di avviamento. In alcuni specifici contesti (combustibile disponibile in loco a basso costo, mancata disponibilità di fluidi di refrigerazione) le turbine a gas possono essere utilizzate per servizi di base. Occorre inoltre ricordare l'impiego dei turbogas in unione agli impianti a vapore negli impianti combinati.
- Gasdotti ed oleodotti: gli impianti turbogas sono largamente utilizzati soprattutto per l'azionamento di grossi compressori destinati alla compressione del gas naturale lungo i gasdotti. Inoltre la turbina a gas trova applicazione per l'azionamento di pompe destinate al trasferimento del greggio dai giacimenti di estrazione alle raffinerie attraverso oleodotti.
- Piattaforme offshore: nelle piattaforme di perforazione offshore la turbina a gas viene largamente utilizzata grazie alle sue doti di compattezza, leggerezza e assenza di vibrazioni. Inoltre spesso può utilizzare come combustibile lo stesso prodotto che viene estratto, evitando i problemi di rifornimento ed i gas di scarico sono impiegati per altri servizi sulla piattaforma che richiedono calore (dissalazione acqua di mare, riscaldamento, ecc.).
- Propulsione navale: a parte sporadiche applicazioni su navi mercantili, la turbina a gas è largamente utilizzata sulle navi militari per le caratteristiche di leggerezza, rapidità di avviamento, ridotto ingombro che costituiscono aspetti strategici dello specifico settore.
- Trazione ferroviaria e stradale: nel campo ferroviario ed in quello della trazione stradale la turbina a gas ha avuto solo sporadiche applicazioni, per lo più sperimentali. In entrambi i settori i motori a combustione interna risultano decisamente preferibili per i più elevati valori di rendimento che raggiungono. Inoltre i turbogas non sono in grado di rispondere con sufficiente rapidità alle continue e brusche variazioni di carico richieste dal traffico stradale, hanno alti consumi di combustibile ed elevata rumorosità al minimo.

Capitolo 4 - Impianti a ciclo combinato

4.1 Principio di funzionamento

In un impianto a ciclo combinato l'energia elettrica viene prodotta da alternatori mossi da turbine a gas e da turbine a vapore tra loro "combinare" per il fatto che i gas di scarico della turbina a gas, per mezzo di un generatore di vapore a recupero, generano il vapore necessario per alimentare la turbina a vapore.

Questo tipo di impianto ha trovato recentemente un grande sviluppo per i suoi alti rendimenti. In effetti l'efficienza di un qualsiasi processo di trasformazione di energia termica in energia meccanica è tanto migliore quanto maggiore è la differenza delle temperature estreme fra cui opera il processo stesso, cioè quanto più è alta la temperatura della fase in cui il calore è fornito al sistema e quanto più è bassa la temperatura della fase in cui il calore è ceduto dal sistema all'esterno.

I cicli sfruttati industrialmente, quello a vapore e quello a gas, possiedono in realtà solo una delle proprietà richiamate e non riescono perciò a raggiungere, se presi singolarmente, dei rendimenti molto elevati. Infatti il ciclo a vapore opera con una temperatura media relativamente bassa durante la fase di apporto di calore e presenta una temperatura bassa, assai vicina a quella ambientale, nella fase di cessione del calore residuo all'ambiente esterno. Ciò comporta limitati rendimenti totali ed il trasferimento all'ambiente esterno di una notevolissima quota di energia termica ad una temperatura così bassa da non consentirne praticamente il recupero.

Il ciclo della turbina a gas presenta invece una situazione inversa e complementare: la temperatura media durante la fase di apporto del calore è ben più alta che nel caso precedente, ma anche quella di cessione del calore residuo è molto elevata. Nello stesso tempo, però, l'energia che viene ceduta all'esterno con i gas di scarico proprio per la sua elevata temperatura può essere riutilizzata per produrre vapore da far operare in un ciclo a vapore, realizzando così la "combinazione" fra i due cicli.

Il processo complessivo impiega dunque il calore alla temperatura elevata della turbina a gas e cede al serbatoio freddo il calore alla temperatura bassa del condensatore della turbina a vapore, realizzando in definitiva le condizioni ottimali per rendimenti eccellenti, nettamente superiori al 50%. Il processo di produzione dell'impianto a ciclo combinato si basa perciò sull'accoppiamento in cascata di due cicli termodinamici, per cui il calore scaricato dal primo ciclo costituisce il calore d'ingresso del secondo ciclo.

Lo schema di massima di un ciclo combinato è riportato in fig. 42. La sezione a ciclo Brayton è detta “topper” (cioè quello che sta sopra) mentre quella del ciclo Hirn è detta “bottomer” (cioè quello che sta sotto).

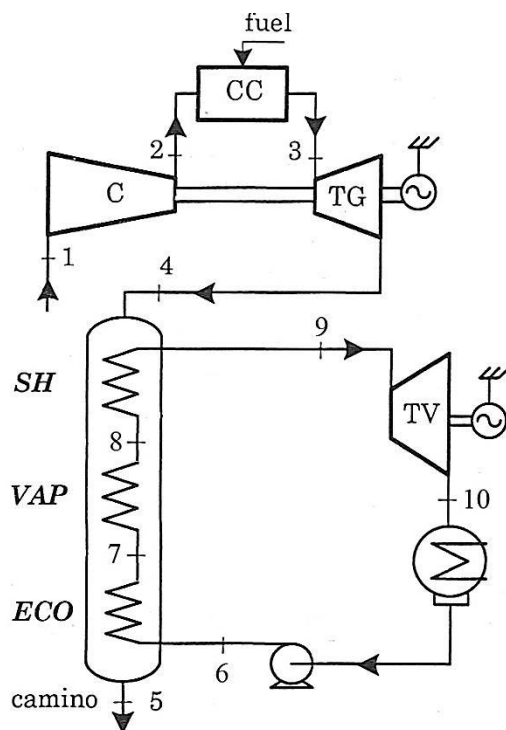


Figura 42. Schema di in impianto a ciclo combinato

Nel primo ciclo termodinamico a gas, il calore viene fornito in camera di combustione (trasformazione 2-3) e i gas prodotti si espandono nella turbina (trasformazione 3-4) permettendo la conversione parziale del calore in energia meccanica. I gas, dopo l’espansione in turbina, vengono convogliati in un generatore di vapore a recupero, quindi sono inviati al camino (punto 5).

Nel secondo ciclo termodinamico a vapore, l’acqua viene riscaldata (dal punto 6 al punto 7), subisce il cambiamento di stato da liquido a vapore saturo secco (trasformazione 7-8) e si surriscalda fino al punto 9: tutto ciò avviene a spese del calore posseduto dai gas di scarico del turbogas. Il vapore si espande poi in turbina da 9 a 10, fornendo energia meccanica, e viene successivamente condensato (da 10 a 6), cedendo calore nel condensatore ad una temperatura prossima a quella ambiente.

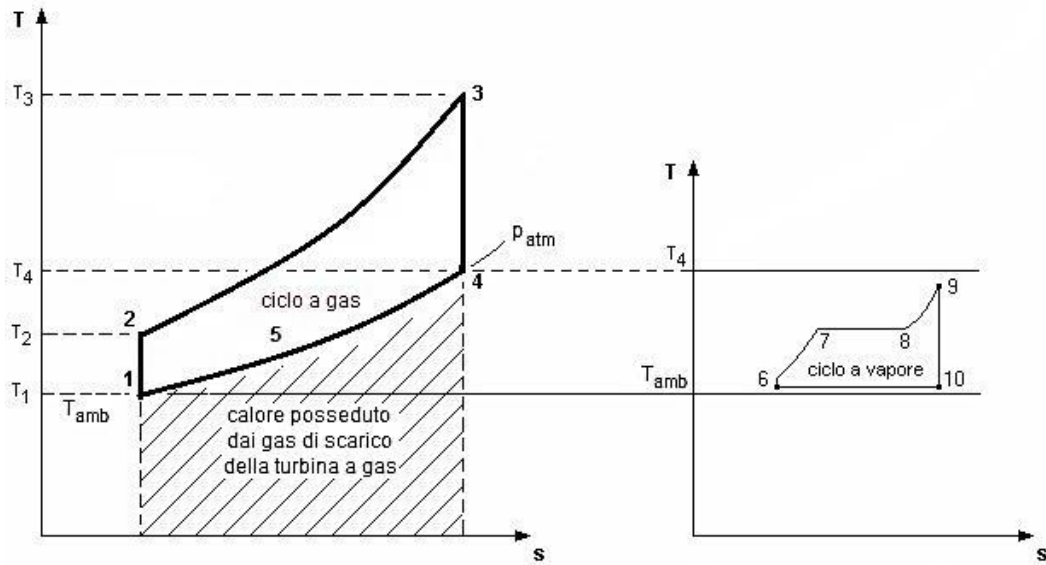


Figura 43. Diagramma T-s per un ciclo combinato

La turbina a gas converte in energia elettrica più di un terzo dell'energia termica prodotta nella combustione; la restante energia termica è rilasciata come calore residuo nei gas di scarico. Nella caldaia a recupero tale calore produce vapore che, operando in una turbina a condensazione, genera una ulteriore quantità di energia elettrica pari a circa la metà di quella prodotta dal turbogas.

4.2 Rendimento del ciclo combinato

Il rendimento globale dell'impianto è dato dal rapporto tra la somma delle potenze utili del turbogas (P_g) e dell'impianto a vapore (P_v) e la potenza termica introdotta con il combustibile nel solo impianto a gas ($Q_{1,g}$).

$$\eta_{CC} = \frac{P_g + P_v}{Q_{1,g}} = \eta_g + \frac{P_v}{Q_{1,g}}$$

D'altra parte si osserva che $P_v = Q_{1,v} \cdot \eta_v$, essendo $Q_{1,v}$ la potenza termica assorbita dal ciclo a vapore e η_v il suo rendimento globale. Consideriamo i gas come perfetti, caratterizzati da un calore specifico costante.

La potenza termica $Q_{1,v}$ assorbita dal ciclo a vapore sarà pari a quella scambiata con i gas nella caldaia a recupero, mentre la potenza termica $Q_{2,g}$ ceduta dal turbogas sarà quella che ancora possedevano i gas all'ingresso nella caldaia a recupero:

$$Q_{1,v} = m_g \cdot c_p \cdot (T_4 - T_5) \qquad Q_{2,g} = m_g \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

Il rapporto $\sigma = \frac{Q_{1,v}}{Q_{2,g}}$, indica la frazione di calore ceduto dal turbogas che alimenta il ciclo a vapore ed è indice dell'efficienza del generatore di vapore a recupero.

Quindi:

$$P_v = Q_{1,v} \cdot \eta_v = Q_{2,g} \cdot \sigma \cdot \eta_v \quad \rightarrow \quad \eta_{CC} = \eta_g + \frac{Q_{2,g}}{Q_{1,g}} \cdot \sigma \cdot \eta_v$$

Esprimendo il rendimento globale del ciclo di turbina a gas η_g e quello del ciclo a vapore η_v come:

$$\eta_g = \eta_{comb} \cdot \eta_{thg} \cdot \eta_{orgG} \qquad e \qquad \eta_v = \eta_{thv} \cdot \eta_{orgV}$$

Dove, per la sezione a gas, sono indicati con:

η_{comb} il rendimento di combustione;

η_{thg} il rendimento termodinamico reale del ciclo Brayton;

η_{orgG} il rendimento organico

e, per la sezione a vapore, con:

η_{thv} il rendimento termodinamico reale del ciclo Hirn;

η_{orgV} il rendimento organico

Tenendo inoltre presente l'espressione del rendimento termodinamico del turbogas otteniamo:

$$\eta_{CC} = \eta_{comb} \cdot [\eta_{thg} \cdot \eta_{orgG} + (1 - \eta_{thg}) \cdot \sigma \cdot \eta_{thv} \cdot \eta_{orgV}]$$

Se supponiamo fissato e ottimale il rendimento del turbogas, è evidente che l'ottimizzazione del rendimento del ciclo combinato dipenderà esclusivamente dal prodotto $\sigma \cdot \eta_v$. Per ottimizzare il rendimento del ciclo combinato occorre quindi che il ciclo a vapore fornisca la massima potenza utile possibile, ricavabile recuperando il calore posseduto dai gas all'uscita del turbogas. La scelta del ciclo a vapore è però dettata da esigenze diverse rispetto al caso in cui si consideri tale ciclo isolato e pertanto prima di eseguire operazioni che tendano ad alzare η_v bisogna calcolare il valore che assumerebbe σ .

L'obiettivo è quindi quello di massimizzare il lavoro del ciclo a vapore alimentato dal ciclo a gas. Per fare ciò occorre agire sul valore della pressione di vaporizzazione del ciclo a vapore. Nei semplici cicli a vapore la pressione in caldaia non ha un massimo termodinamico, ma è solo limitata da problemi tecnologici ed economici. Nel ciclo combinato, invece, esiste una pressione di vaporizzazione ottimale determinata da soli motivi termodinamici. Occorre cercare il valore ottimo di temperatura media equivalente a cui introdurre il calore per avere il massimo rendimento complessivo; noto tale valore, si ricaverà la pressione di vaporizzazione necessaria per ottenerlo.

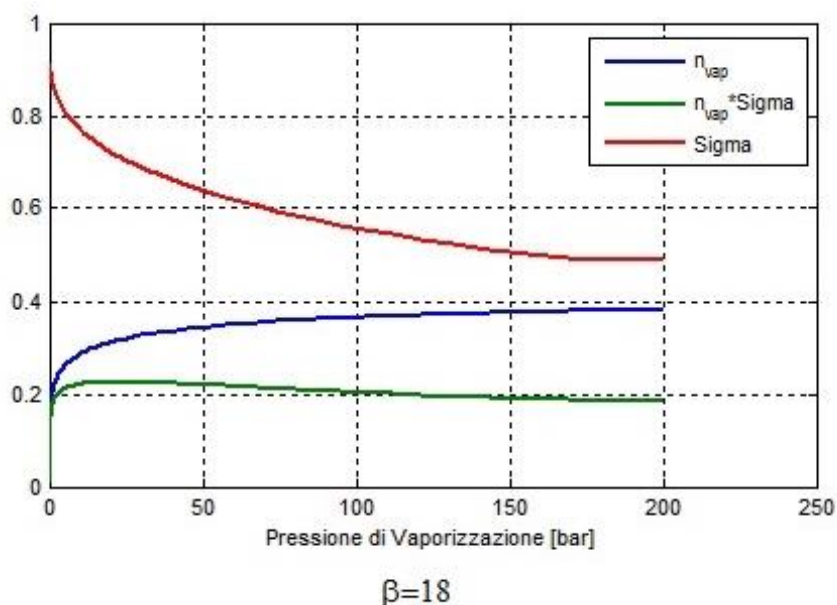


Figura 44. Andamento del rendimento del ciclo a vapore, dell'efficienza del GVR e del loro prodotto in funzione della pressione di vaporizzazione

Dalla fig. 44 si può notare come un aumento della pressione di vaporizzazione comporti un aumento del rendimento della sezione a vapore ma una diminuzione dell'efficienza del generatore di vapore a recupero, σ .

Nel caso in cui il rendimento del turbogas non sia già determinato bisognerà ottimizzare anche questo per il ciclo combinato. Anche per il rendimento del ciclo a gas bisogna dire come un suo miglioramento non necessariamente ottimizza il rendimento del ciclo combinato, anzi talvolta si verifica esattamente il contrario.

In generale il rendimento del ciclo combinato è scarsamente influenzato dal rapporto di compressione β del turbogas perché l'energia termica ad alta temperatura dispersa allo scarico da un ciclo con β basso viene comunque recuperata dal ciclo a vapore aumentando il rendimento della sezione a valle. Il lavoro specifico invece cresce al diminuire di β per la maggiore potenza sviluppata dalla turbina a vapore. Si considera come β ottimale un valore che va da 12 a 18.

Nella fig. 45 sono riportati alcuni esempi di diagrammi entropici per un ciclo combinato al variare di β .

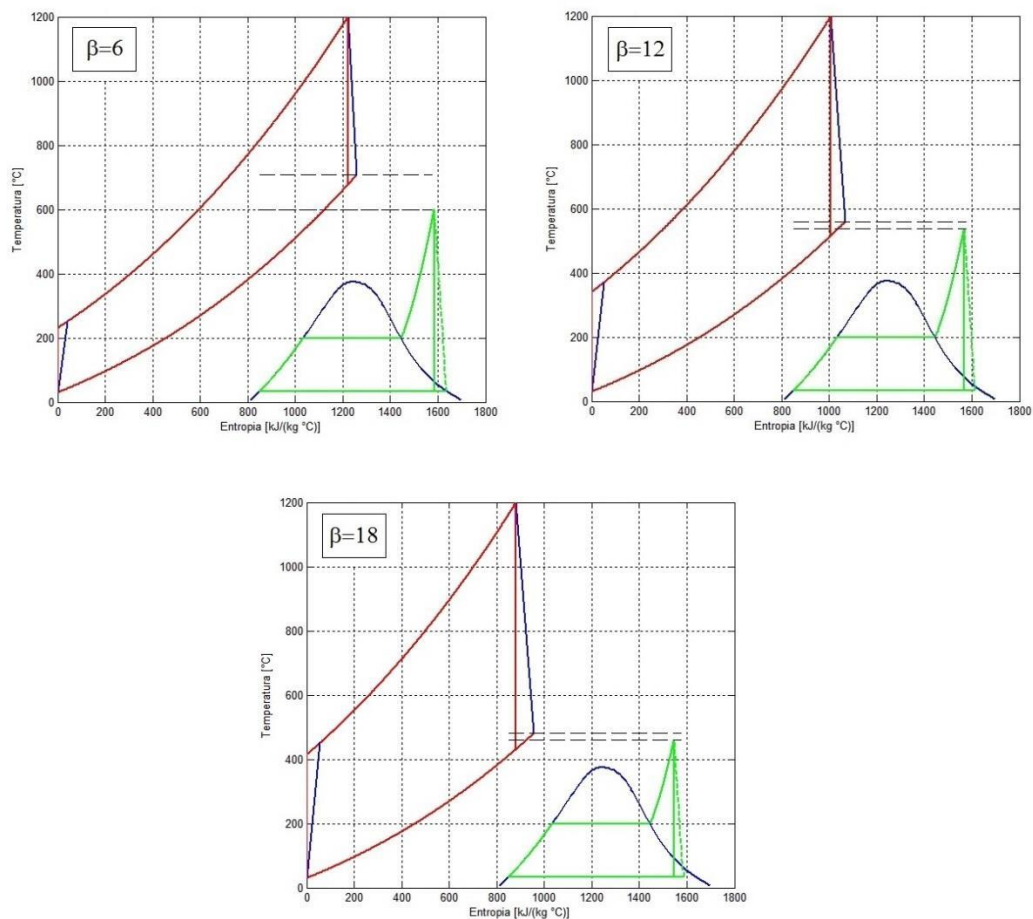


Figura 45. Diagramma T-s di un ciclo combinato per diversi valori di β

4.3 Generatore di vapore a recupero

Il generatore di vapore a recupero (GVR), o caldaia a recupero, è sede del trasferimento di calore tra i gas uscenti dalla turbina a gas e il fluido (acqua-vapore) che percorre il ciclo Rankine. Facendo riferimento al ciclo più semplice, cioè a un ciclo a vapore con un unico livello di pressione, il GVR deve provvedere a tre operazioni di scambio termico ben individuabili:

- il riscaldamento dell'acqua, proveniente dal condensatore, nell'economizzatore;
- vaporizzare l'acqua nel vaporizzatore;
- il surriscaldamento del vapore nel surriscaldatore.

La situazione è delineata nella fig. 46, che evidenzia la separazione fisica dei banchi di tubi che provvedono alle tre diverse operazioni.

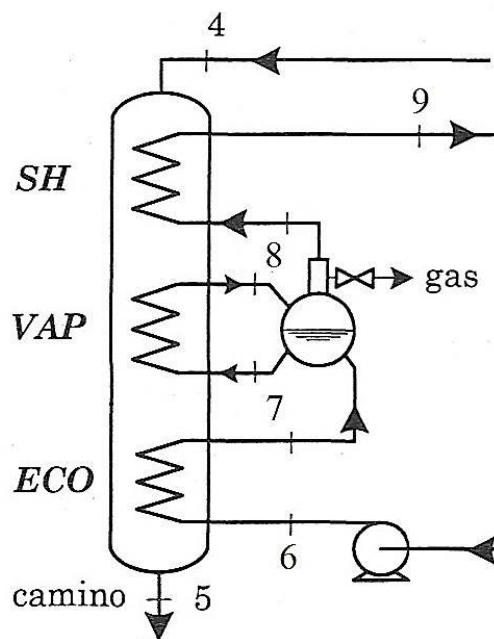


Figura 46. Schema del GVR

La disposizione in controcorrente è essenziale per poter surriscaldare il vapore a beneficio del rendimento del ciclo e per poter sfruttare la fase di preriscaldamento del liquido per recuperare una quota ulteriore di calore dai gas (per questo motivo lo scambiatore relativo viene chiamato economizzatore, in analogia con le caldaie a combustione). La possibilità di preriscaldare il liquido sfruttando il contenuto termico, altrimenti irrecoverabile, del gas uscente dalla sezione di evaporazione fa capire

come la pratica degli spillamenti rigenerativi, ampiamente utilizzata nei cicli a vapore convenzionali, sia solo controproducente nei cicli a recupero: essa comporterebbe un'inutile dissipazione dei gas ancora caldi nell'ambiente, accompagnata da una perdita di potenza della turbina a vapore, per la presenza degli spillamenti, non recuperabile da un minor consumo di combustibile.

Lo scambio termico tra il gas e il vapore è caratterizzato da tre differenze di temperatura significative:

- il ΔT al pinch-point, ΔT_{pp} , che è il minimo ΔT nell'evaporazione (cioè tra il gas uscente dai banchi evaporatori e la temperatura di evaporazione),
- il ΔT all'approach point, ΔT_{ap} , che è il minimo ΔT nel surriscaldamento (cioè tra il gas entrante nel GVR e la massima temperatura del vapore),
- il ΔT di sottoraffreddamento (sub-cool), ΔT_{sc} , che è la differenza tra la temperatura di evaporazione e quella dell'acqua all'uscita dell'economizzatore.

Tali differenze di temperature possono essere rappresentate nel diagramma di scambio termico di fig. 47 dove sono disegnate la curva di raffreddamento dei gas di scarico (il raffreddamento avviene da sinistra verso destra) e quella di riscaldamento dell'acqua, vaporizzazione e surriscaldamento (da destra verso sinistra).

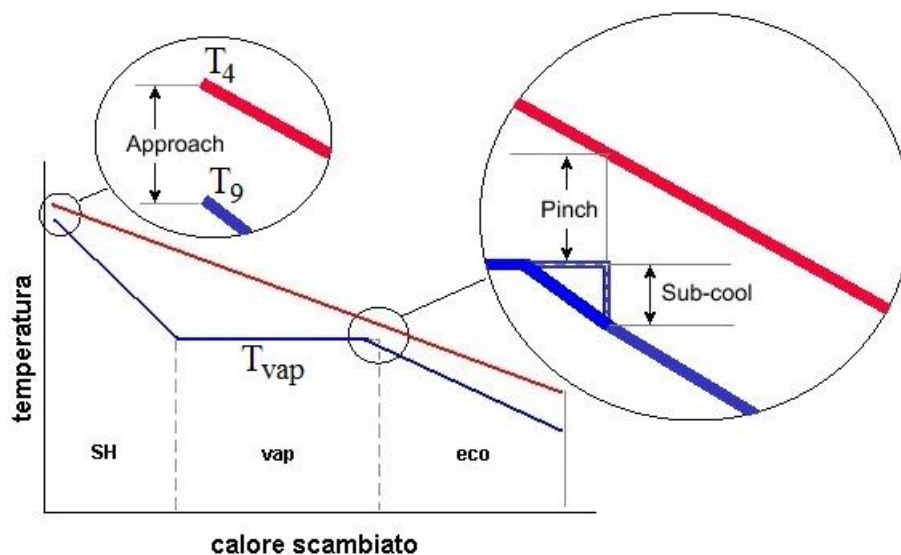


Figura 47. Profilo delle temperature di un ciclo combinato

Il ΔT_{pp} e il ΔT_{ap} stabiliscono le differenze di temperatura che stanno alla base del progetto termico della caldaia a recupero.

Una variazione del ΔT_{pp} modifica, infatti, la pendenza della retta di raffreddamento dei gas, variando lo scambio termico, il rendimento di caldaia e la temperatura dei fumi al camino. Al suo aumentare, a parità di temperatura di evaporazione, aumenterà la temperatura dei gas di scarico e diminuirà l'efficienza del recupero termico, la portata di vapore prodotta e di conseguenza la potenza del ciclo a vapore. Nonostante il fatto che per ottenere un miglioramento delle prestazioni termodinamiche si richieda la massima riduzione del ΔT_{pp} , vi è un limite imposto essenzialmente dai costi iniziali della caldaia a recupero, perché un valore estremamente basso di tale differenza di temperatura implicherebbe l'adozione di superfici di scambio termico grandissime. La scelta dunque del ΔT_{pp} è dettata da considerazioni oltre che tecniche anche economiche ed un buon compromesso di solito è dato da un valore pari a 10 °C.

Anche la scelta del ΔT_{ap} può influenzare il rendimento del ciclo a vapore, dal momento che un suo aumento vede come conseguenza un abbassamento della temperatura massima del ciclo a vapore, dato che è fissata la temperatura di ingresso dei gas. Un tipico valore di ΔT_{ap} è 25 °C.

Il ΔT_{sc} di sottoraffreddamento è invece necessario per evitare il rischio di inizio di evaporazione nell'economizzatore, il che comporterebbe un blocco temporaneo di portata nei tubi a causa del volume occupato dalla bolla di vapore e conseguenti oscillazioni di pressione. Un aumento di ΔT_{sc} comporta una diminuzione di calore che i gas forniscono all'acqua nell'economizzatore, influenzando quindi le prestazioni del ciclo a vapore. Di solito il ΔT_{sc} è scelto intorno ai 10 °C.

Dal punto di vista costruttivo e morfologico, rispetto a una caldaia a combustione, in una caldaia a recupero diviene possibile:

- realizzare la disposizione in controcorrente e in particolare porre il surriscaldatore a contatto con i gas a temperatura più elevata;
- realizzare una zona dedicata all'evaporazione con semplici fasci tubieri in cui lo scambio termico avviene per convezione;
- utilizzare, almeno per l'evaporatore e l'economizzatore, tubi alettati che rendono la costruzione assai più compatta ed economica.

Questo grazie al fatto che non sono mai presenti zone in cui i gas combustibili si trovino a temperature particolarmente elevate. Infatti la temperatura massima è imposta dalle condizioni del gas uscente dalla turbina a gas (circa 600°C) mentre in una caldaia a combustione la zona della fiamma è prossima ai 2000°C.

4.4 Confronto tra centrali termoelettriche tradizionali e centrali a ciclo combinato

Rispetto agli altri impianti di generazione le centrali a ciclo combinato presentano le caratteristiche principali seguenti:

- I costi di investimento e di produzione risultano inferiori. Il costo di realizzazione di un impianto a ciclo combinato è infatti sensibilmente minore rispetto a quello di un corrispondente impianto a vapore, e quello del kWh prodotto risulta inferiore per minori costi di esercizio (spese per il combustibile e per il personale).
- Il consumo specifico è nettamente migliore rispetto a quello degli impianti termoelettrici classici. I prodotti di combustione possono essere rilasciati a temperature relativamente più basse, poiché il combustibile impiegato è il gas naturale. Gli sviluppi tecnologici attuali sembrano consentire rendimenti globali massimi fino al 60%.
- Le caratteristiche termodinamiche sono ottime anche nelle taglie minori.
- I tempi di avviamento sono molto ridotti. La turbina a gas eroga già i 2/3 della potenza della centrale in circa 30 minuti. La restante parte del ciclo raggiunge la piena potenza dopo tempi dell'ordine di un'ora o al massimo di alcune ore, a seconda che si tratti di avviamenti da caldo o da freddo. Le variazioni di carico possono essere eseguite con gradienti circa 4 volte superiori rispetto a quelli di un impianto termoelettrico convenzionale. Poiché inoltre gli impianti a ciclo combinato sono costituiti generalmente da più moduli, è agevole eseguire le variazioni di carico facendo entrare in funzione un numero diverso di macchine con rendimento sempre vicino a quello nominale.
- Le prestazioni ambientali risultano eccellenti. Infatti gli impianti a ciclo combinato occupano superfici limitate e con uno sviluppo verticale ridotto. Il fabbisogno di raffreddamento è pari a circa la metà rispetto ai gruppi tradizionali di pari potenza: questo significa un carico termico dimezzato sull'acqua condensatrice. Questi impianti sfruttano inoltre i vantaggi del gas naturale: i fumi sono virtualmente privi di polvere e di composti solforati, mentre gli ossidi di azoto, inevitabilmente prodotti, possono essere ridotti a valori del tutto compatibili con le necessità di rispetto e di difesa dell'ambiente utilizzando idonee tecniche nelle camere di combustione delle turbine a gas.
- La centrale a ciclo combinato è un impianto relativamente semplice. Esso è costituito da componenti per la maggior parte standard. Ciò consente termini di consegna estremamente ridotti.

Capitolo 5 - Linguaggio MATLAB

5.1 Introduzione all'ambiente Matlab

Matlab è un linguaggio di supporto per il calcolo scientifico, si occupa dello sviluppo, dell'implementazione e dell'analisi degli algoritmi numerici utili per l'impiego di modelli matematici.

Oggi Matlab non si limita più al solo calcolo matriciale e numerico, ma ha sviluppato tutta una serie di funzioni, le 'toolboxes', per le applicazioni più diverse nei campi quali l'elettronica, l'analisi dei segnali, l'elaborazione di immagini, la chimica, la statistica e numerosi altri. Inoltre è già implementato tutto il calcolo con i numeri complessi e la semplicità del linguaggio permette di risolvere problemi molto articolati senza dover sviluppare programmi in C o altri linguaggi di programmazione. Matlab integra il calcolo, la visualizzazione e la programmazione in un ambiente di facile impiego in cui i problemi e le soluzioni sono espressi in notazione matematica familiare. Grazie a questi aspetti Matlab risulta uno dei programmi di maggior diffusione.

Matlab è un ambiente di lavoro basato principalmente su comandi in linea, come potrebbe essere l'ambiente DOS. Tutte le operazioni che vengono date al 'prompt' dei comandi nell'ambiente di Matlab possono essere integrate in un file testo che può essere richiamato ed eseguito dall'interno dell'ambiente. Questi programmi, chiamati 'script', devono avere l'estensione .m. Con un qualsiasi editor si può creare questo file testo, salvarlo con l'estensione .m e poi richiamarlo a piacere. Esiste la possibilità di inserire istruzioni come il caricamento di file o variabili o compilare funzioni che permettono di ottenere in uscita valori numerici, vettori, matrici, diagrammi, interfacce grafiche.

Di seguito verranno approfondite le principali toolboxes utilizzate come supporto all'elaborazione del programma per la valutazione delle prestazioni di impianti a vapore, a gas e combinati.

5.2 GUI e *uicontrol*

Una GUI (Graphical User Interface) è un'interfaccia costruita con oggetti grafici, come bottoni, caselle di testo, menu a scorrimento.

Per creare una GUI occorre per prima cosa progettare e realizzarne l'aspetto grafico e quindi definire quali oggetti inserire e come disporli; quindi per ogni oggetto occorre definire l'azione (sequenza di comandi), detta callback, che deve essere eseguita quando l'oggetto viene attivato.

Matlab mette a disposizione un ambiente grafico, chiamato GUIDE, GUI Design Environment (ambiente di progettazione GUI), che rappresenta un semplice strumento per la realizzazione di interfacce grafiche e per costruire la struttura della GUI. Al momento dell'avvio, Matlab genera in modo automatico due file: un file con estensione .fig, che contiene la completa descrizione grafica della GUI; e un M-file che contiene le funzioni che avviano e gestiscono la GUI e le callback relative a tutti i controlli presenti nella GUI. In particolar modo per ogni controllo è presente l'intestazione della funzione che si deve avviare quando si genera l'evento relativo al controllo in esame. Il programmatore non deve fare altro che inserire il codice voluto all'interno della callback.

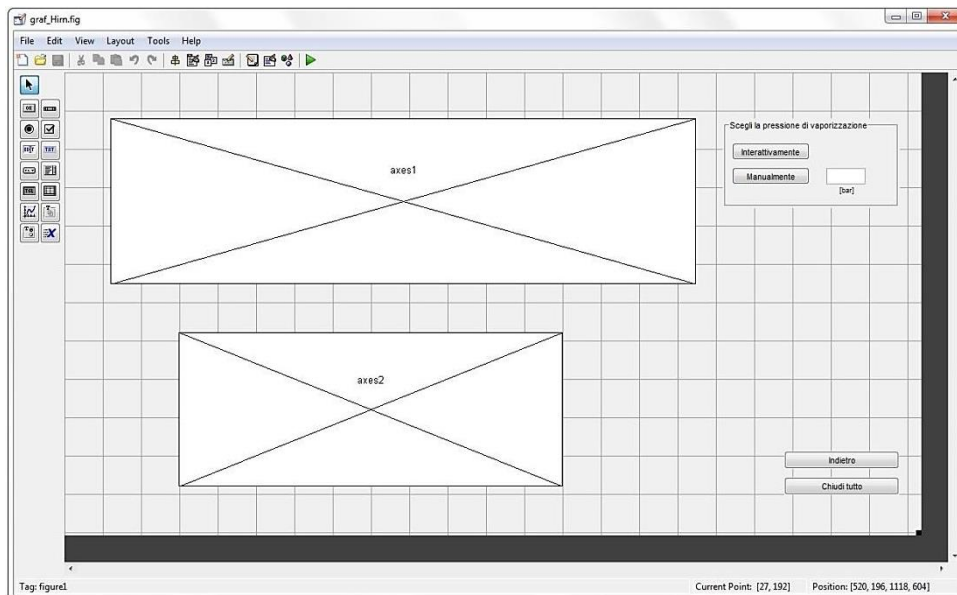


Figura 48. Esempio di ambiente di progettazione GUI (GUIDE)

Un altro metodo per costruire delle interfacce grafiche è l'utilizzo della funzione *uicontrol* che, anche se risulta più complesso, permette di svincolarsi dalle architetture della GUI e di creare file di testo più snelli e compatti.

Questo comando consente quindi di creare diversi elementi grafici senza precedentemente impostare nessuna interfaccia grafica ma costruendola direttamente all'interno del file di testo modificando i valori di default delle proprietà stabilendone posizione e funzione di callback.

```

1 function A_General_opening
2
3     close all
4     clc
5     clear all
6
7     %Interfaccia Base
8     handles.fig0=figure('numbertitle','off','resize','off','name','Sistemi Energetici','position',[500 300 400 400],'color','default');
9     handles.titolo=uicontrol('style','text','position',[50 350 300 40],'string','Sistemi Disponibili','fontsize',20,'fontname','verdana');
10
11     %Pushbuttons di controllo
12     handles.pb1=uicontrol('string','Gruppo a Vapore','position',[70 300 260 20],'callback',@Intro_pan);
13     handles.pb2=uicontrol('string','Gruppo Turbogas','position',[70 250 260 20],'callback',@pannello);
14     handles.pb3=uicontrol('string','Gruppo Combinato','position',[70 200 260 20],'callback',{@Gruppo_combinato_0,handles});
15     handles.pbclose=uicontrol('string','Esci','position',[150 50 100 20],'callback',@termina);
16
17     %Impostazione dei colori della finestra grafica
18     C = get(0, 'DefaultUIControlBackgroundColor');
19     set(handles.fig0, 'Color', C)
20
21     %Callback Functions
22     function termina(~,~)
23         close all
24         clc
25         clear all

```

Figura 49. Esempio di file di testo con la funzione uicontrol

5.3 X Steam

Per l'elaborazione del programma per l'analisi numerica dei cicli di impianti a vapore, di turbine a gas e combinati è necessario conoscere i parametri fondamentali dei fluidi evolventi nei punti significativi dei cicli.

Negli impianti turbogas il fluido è l'aria per la quale non ci sono grossi problemi perché una volta noti i valori di pressioni e temperature sarà sufficiente inserire il valore del calore specifico a pressione costante il cui andamento, nonostante vari con la temperatura, può essere descritto attraverso semplici funzioni oppure utilizzando dei valori medi.

Nel caso in cui si operi con l'acqua, come nel caso di cicli a vapore, bisogna tenere presente che il suo stato di aggregazione varia, diversamente dall'aria, con l'aumentare di pressione e temperatura. Sarà necessario fornire una serie di codici su Matlab che permettano di valutare gli andamenti limite e poter disegnare la curva limite inferiore e superiore, in funzione di tutti i parametri che si conoscono. Questo allo scopo di poter disegnare i diagrammi su cui descrivere il ciclo stesso.

Analiticamente si procederebbe ricavando i valori delle variabili tramite le tabelle del vapore d'acqua o con il diagramma di Mollier che rappresenta i valori delle variabili di stato del vapore d'acqua in un piano h-s. La conoscenza dei valori di due qualunque delle variabili termodinamiche di un sistema permette di individuare i valori di tutte le altre variabili.

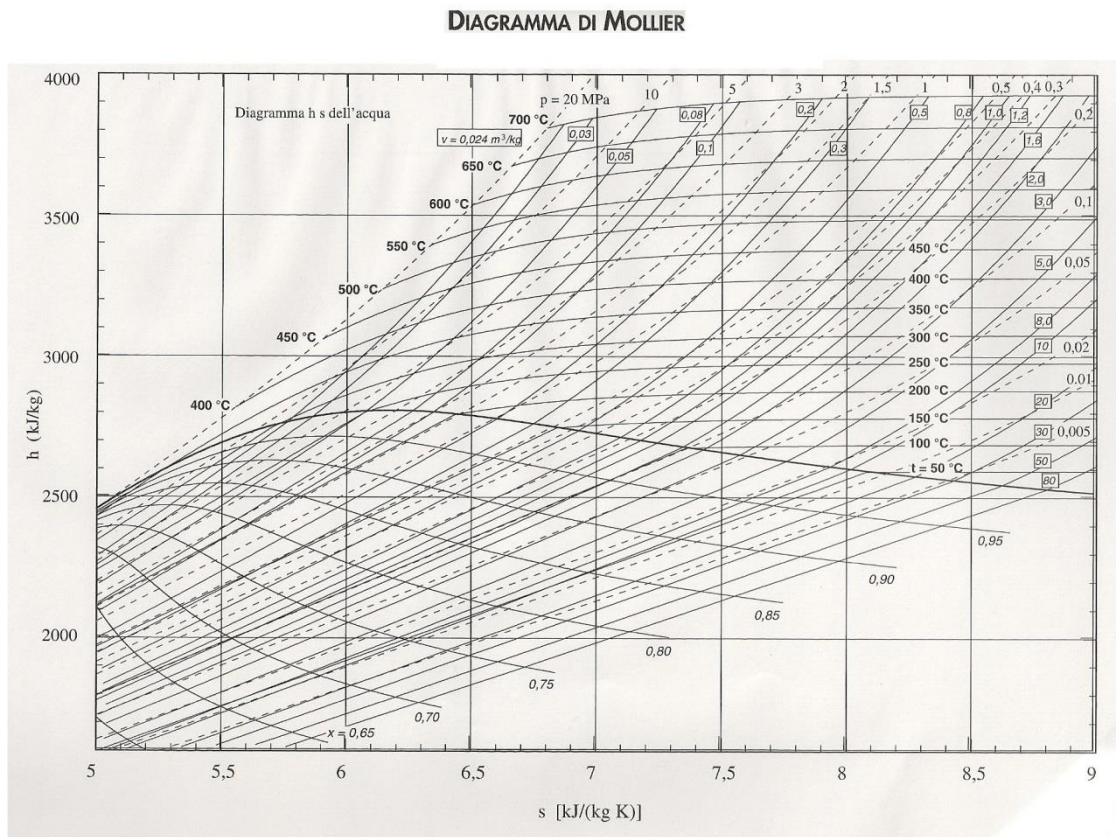


Figura 50. Diagramma di Mollier dell'acqua

Nel codice sviluppato si è utilizzata la funzione *X Steam* con la quale si possono ottenere i dati in funzione di una o più variabili.

Il codice di *X Steam* è usato nel seguente modo:

Out = XSteam('function name', In1, In2)

Ad esempio:

```
ha=XSteam('h_pT', pv, TS);
h0=XSteam('hL_p', pk);
sa=XSteam('s_pT', pv, TS);
hb=XSteam('h_ps', pk, sa);
Tc=XSteam('Tsat_p', pv);
T0=XSteam('Tsat_p', pk);
```

Nella tabella di fig. 51 sono riportati alcuni esempi di funzioni da inserire nel codice.

Notation	Quantity	Unit
T	Temperature	°C
p	Pressure	bar
h	Enthalpy	kJ/kg
v	Specific volume	m ³ /kg
s	Specific entropy	kJ/(kg °C)

Specific entropy

Function	In1	In2	Out
sV_p	p		Saturated vapour entropy
sL_p	p		Saturated liquid entropy
sV_T	T		Saturated vapour entropy
sL_T	T		Saturated liquid entropy
s_pT	p	T	Specific entropy as a function of pressure and temperature (Returns saturated vapour entalpy if mixture.)
s_ph	p	h	Specific entropy as a function of pressure and enthalpy

Temperature

Function	In1	In2	Out
Tsat_p	p		Saturation temperature
T_ph	p	H	Temperature as a function of pressure and enthalpy
T_ps	p	S	Temperature as a function of pressure and entropy
T_hs	h	S	Temperature as a function of enthalpy and entropy

Pressure

Function	In1	In2	Out
psat_T	T		Saturation pressure
p_hs	h	s	Pressure as a function of h and s.

Enthalpy

Function	In1	In2	Out
hV_p	p		Saturated vapour enthalpy
hL_p	p		Saturated liquid enthalpy
hV_T	T		Saturated vapour enthalpy
hL_T	T		Saturated liquid enthalpy
h_pT	p	T	Entalpy as a function of pressure and temperature.
h_ps	p	s	Entalpy as a function of pressure and entropy.

Specific volume

Function	In1	In2	Out
vV_p	p		Saturated vapour volume
vL_p	p		Saturated liquid volume
vV_T	T		Saturated vapour volume
vL_T	T		Saturated liquid volume
v_pT	p	T	Specific volume as a function of pressure and temperature.
v_ph	p	h	Specific volume as a function of pressure and enthalpy
v_ps	p	s	Specific volume as a function of pressure and entropy.

Figura 51. Tabella con le notazioni usate nella funzione X Steam

Con questa funzione si è potuto quindi ricavare i valori dei dati che hanno permesso di descrivere al meglio il ciclo termodinamico.

5.4 Introduzione al programma sviluppato

Richiamando da Command Window la funzione “A_General_opening” si apre l'interfaccia mostrata in fig. 52.



Figura 52. Aspetto dell'interfaccia iniziale

Questa, come si nota, è molto semplice e contiene unicamente quattro bottoni con i quali è possibile scegliere il gruppo da analizzare. Questa interfaccia, il cui script è rappresentato in fig. 53, è stata realizzata con la funzione *uicontrol*.

```
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base fx
- 1.0 + ÷ 1.1 x
1 function A_General_opening
2
3 close all
4 clc
5 clear all
6
7 %Interfaccia Base
8 handles.fig0=figure('numbertitle','off','resize','off','name','Sistemi Energetici','position',[500 300 400 400],'color','default');
9 handles.titolo=uicontrol('style','text','position',[50 350 300 40],'string','Sistemi Disponibili','fontsize',20,'fontname','verdana');
10
11 %Pushbuttons di controllo
12 handles.pb1=uicontrol('string','Gruppo a Vapore','position',[70 300 260 20],'callback',@Intro_pan);
13 handles.pb2=uicontrol('string','Gruppo Turbogas','position',[70 250 260 20],'callback',@pannello);
14 handles.pb3=uicontrol('string','Gruppo Combinato','position',[70 200 260 20],'callback',{@Gruppo_combinato_0,handles});
15 handles.pbclose=uicontrol('string','Esci','position',[150 50 100 20],'callback',@termina);
16
17 %Impostazione dei colori della finestra grafica
18 C = get(0, 'DefaultUIControlBackgroundColor');
19 set(handles.fig0, 'Color', C)
20
21 %Callback Functions
22 function termina(~,~)
23 close all
24 clc
25 clear all
```

Figura 53. Script dell'interfaccia iniziale

Attraverso le proprietà 'style', 'string', 'position' e 'callback' sono stati definiti la tipologia dell'oggetto da inserire (una stringa di testo e quattro bottoni), la didascalia associata, il vettore che ne definisce la posizione all'interno della finestra e la funzione o lo script da richiamare.

Nei capitoli seguenti verranno analizzati i singoli studi dei gruppi indicati.

Capitolo 6 - Implementazioni numeriche del gruppo a vapore

L'interfaccia che si presenta selezionando "Gruppo a Vapore" nella finestra grafica iniziale viene generata dallo script "Intro_pan" ed è mostrata di seguito:



Figura 54. Interfaccia generata dallo script 'Intro_pan'

Da qui si può scegliere di studiare un ciclo Rankine o un ciclo Hirn o, attraverso l'ultimo bottone, di uscire dal ciclo.

6.1 Analisi del ciclo Rankine

Se da "Intro_pan" si clicca il bottone con scritto "Rankine" si attiva un nuovo pannello riportato in fig. 55. In esso si inseriscono i dati necessari per la successiva interfaccia, nella quale sarà possibile visualizzare i grafici di efficienza.



Figura 55. Interfaccia per l’inserimento dei dati di input per lo studio di un ciclo Rankine

L’interfaccia seguente, potrà essere avviata solo cliccando il bottone con scritto “Grafici”. Può essere possibile anche tornare all’interfaccia precedente cliccando su “Indietro” o uscire da tutto il programma con “Chiudi tutto”. Inoltre, è presente un quarto bottone chiamato “Reset”, che consente di riportare i dati di input a quelli di default forniti al programma stesso. Ovviamente i dati in input possono sempre essere cambiati inserendoli nelle caselle di testo.

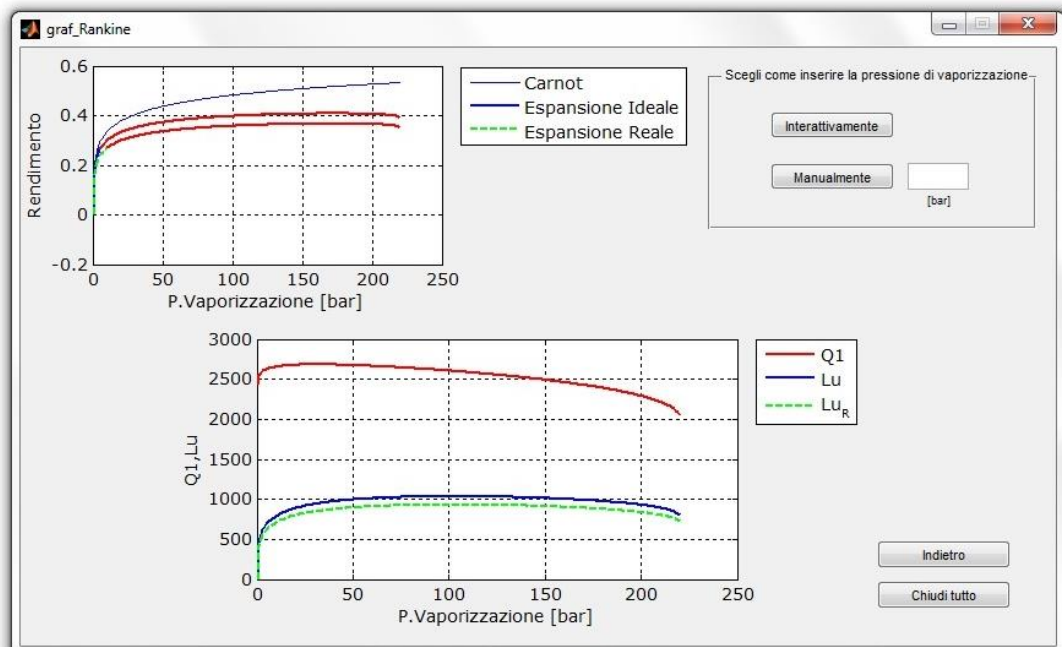


Figura 56. Interfaccia dei grafici dell’efficienza di un ciclo Rankine

A questo punto, una volta cliccato “Grafici” si vengono a caricare i grafici inerenti all’efficienza del ciclo di Rankine (fig. 56) con, in ingresso, i dati precedentemente forniti.

Ora sarà possibile visualizzare il ciclo di Rankine ma sarà necessario inserire l’ultima informazione, relativa alla pressione di vaporizzazione, che potrà essere fornita o interattivamente o manualmente. Nel primo caso si va a cliccare sul bottone “interattivamente”, attivando un comando che permette di catturare un valore di pressione, cliccando sul grafico rendimento-pressione di vaporizzazione. Nel secondo caso, si inserisce un preciso valore nella casella di testo e cliccando il bottone “manualmente” è ancora possibile andare alla successiva interfaccia. Fornita la pressione di vaporizzazione, si hanno tutti i dati necessari per costruire il ciclo di Rankine sui diagrammi T-s, p-v, h-s, e p-h. Inoltre, sarà possibile cambiare il grafico attraverso la tendina a lato (fig. 57).

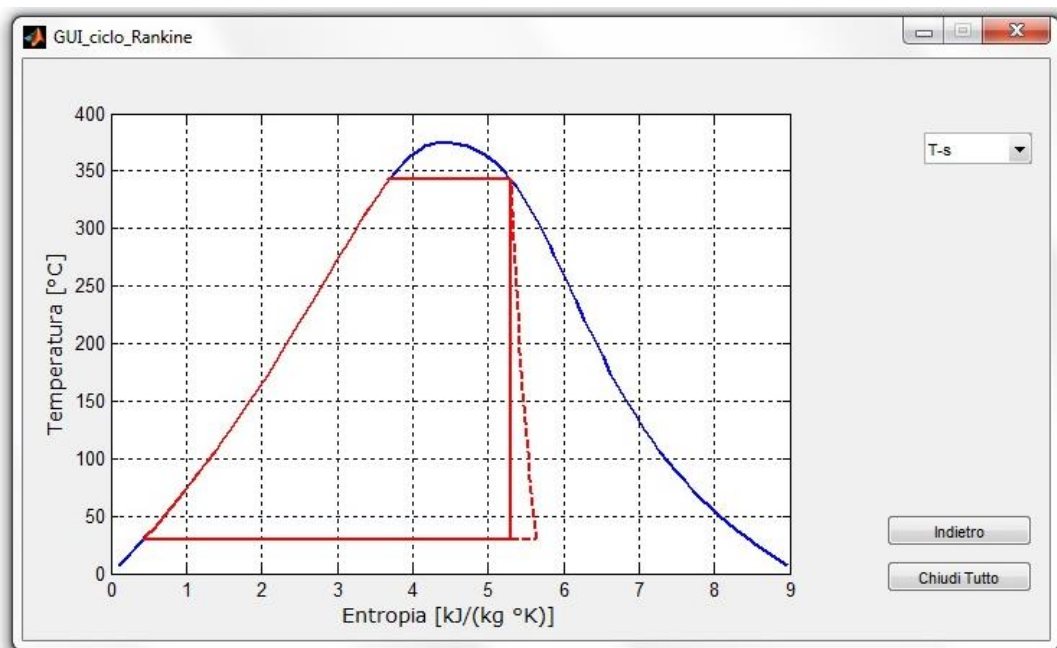


Figura 57. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Rankine

I calcoli dell’efficienza sono stati effettuati attraverso cicli iterativi che calcolano di volta in volta i valori delle grandezze fondamentali con la funzione *X Steam*. I diagrammi con le curve caratteristiche del ciclo e i grafici delle prestazioni sono stati creati con le funzioni *axes* e *plot*.

```

1 function rendimento_Rankine(pk,eta_it,title,handles)
2 %la funzione esprime l'andamento del rendimento di Carnot,del ciclo Rankine
3 % (ideale e reale) del calore in ingresso, e del lavoro utile in funzione
4 % della pressione pk variando la pressione di vaporizzazione a partire da pk
5 % stessa fino al valore di 220.43in corrispondenza del punto critico.
6
7 % creo il vettore di pressione
8 p=pk:1:220.43;
9 %calcolo i valori del fluido ad inizio ciclo, fissati dal valore di
10 %pressione di condensazione
11 h0=XSteam('hL_p',pk);
12 Tk=XSteam('T_ph',pk,h0);
13 %calcolo i valori dipendenti dal vettore di pressione
14 for v=1:length(p)
15     ha(v)=XSteam('hV_p',p(v));
16     sa(v)=XSteam('sV_p',p(v));
17     if isnan(ha(v))==1
18         disp('break')
19         break
20     if isnan(sa(v))==1
21         disp('break')
22         break
23     end
24     end
25     hb(v)=XSteam('h_ps',pk,sa(v));
26     hb_reale(v)=ha(v)-eta_it*(ha(v)-hb(v));
27     T(v)=XSteam('T_ph',p(v),ha(v));
28     %cerco il titolo a fine espansione
29     x(v)=XSteam('x_ph',pk,hb(v));
30     x1(v)=XSteam('x_ph',pk,hb_reale(v));
31     eta_carnot(v)=1-((Tk+273.15)/(T(v)+273.15));
32     eta(v)=(ha(v)-hb(v))/(ha(v)-h0);
33     eta_reale(v)=(ha(v)-hb_reale(v))/(ha(v)-h0);
34     Q1(v)=ha(v)-h0;
35     Lu(v)=Q1(v)*eta(v);
36     Lu_reale(v)=(ha(v)-hb_reale(v));
37 end
38 %creo una copia dei vettori di pressione e rendimento
39 etal=eta;
40 etal_reale=eta_reale;
41 p1=p;
42 %elimino i valori di pressione e rendimento a cui corrispondono valori di
43 %titolo maggiori a 0.8
44 leva=find(x>title);
45 p1(leva)=[];
46 etal(leva)=[];
47 p2=p;
48 leva=find(x1>title);
49 p2(leva)=[];
50 etal_reale(leva)=[];
51
52 axes(handles.axes1);
53 set(handles.axes1,'fontsize',9,'fontname','verdana')
54 cla
55 ylabel('Rendimento','fontsize',9,'fontname','verdana');
56 xlabel('P.Vaporizzazione [bar]','fontsize',9,'fontname','verdana');
57 hold on
58 plot(p,eta_carnot,'b','linewidth',1)
59 hold on
60 plot(p,eta,'b',p,eta_reale,'--g','linewidth',2)
61 box
62 legend('Carnot','Espansione Ideale','Espansione Reale','location','northEastoutside')
63 grid on
64 %plotto i valori compresi tra titolo 0.8 e 1
65 hold on
66 plot(p1,etal,'r',p2,etal_reale,'r','linewidth',2)
67 zoom on
68
69 axes(handles.axes2);
70 set(handles.axes2,'fontsize',9,'fontname','verdana')
71 cla
72 hold on
73 plot(p,Q1,'r',p,Lu,'b',p,Lu_reale,'--g','linewidth',2)
74 box
75 legend('Q1','Lu','Lu_R','location','northEastoutside')
76 ylabel('Q1, Lu','fontsize',9,'fontname','verdana');
77 xlabel('P.Vaporizzazione [bar]','fontsize',9,'fontname','verdana');
78 grid on
79
80

```


6.2 Analisi del ciclo Hirn

Se da “Intro_pan” si clicca il bottone con scritto “Hirn” si attiva un nuovo pannello riportato in fig. 58. Anche in questo caso sarà possibile inserire i dati necessari per la successiva interfaccia, nella quale sarà possibile visualizzare i grafici di efficienza.

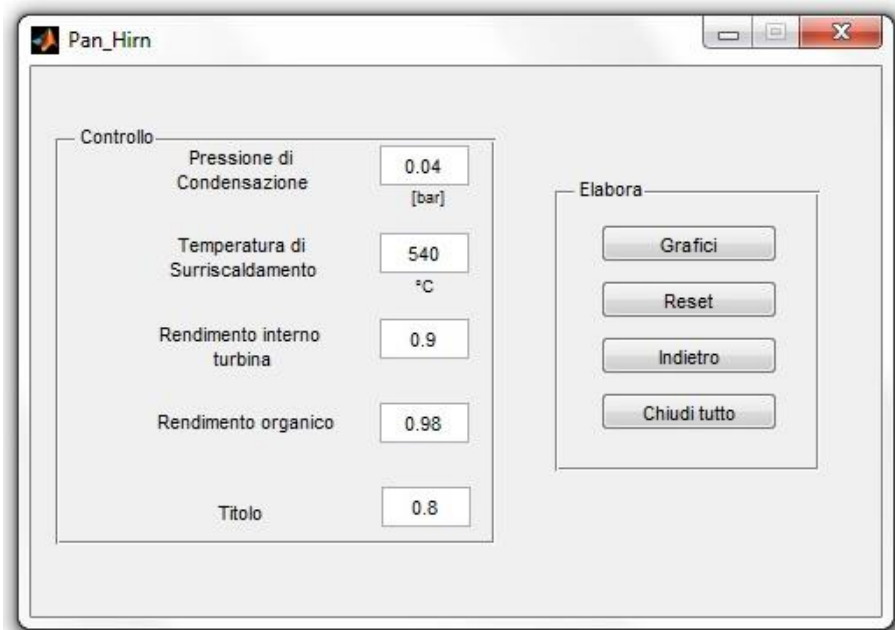


Figura 58. Interfaccia per l’inserimento dei dati di input per lo studio di un ciclo Hirn

Lo schema è uguale a quello del Rankine, infatti troviamo i tasti “Reset”, “Indietro”, “Chiudi tutto” e quello per procedere con le interfacce nominato “Grafici”.

Anche qui, una volta fornita una prima serie di dati, si possono visualizzare gli andamenti di rendimento-calore-lavoro in funzione della pressione di vaporizzazione, ma questa volta per un ciclo di Hirn, come mostrato in figura 59. Allo stesso modo del caso di Rankine, per visualizzare il ciclo di Hirn, si dovrà fornire la pressione di vaporizzazione che potrà essere fornita o manualmente o interattivamente.

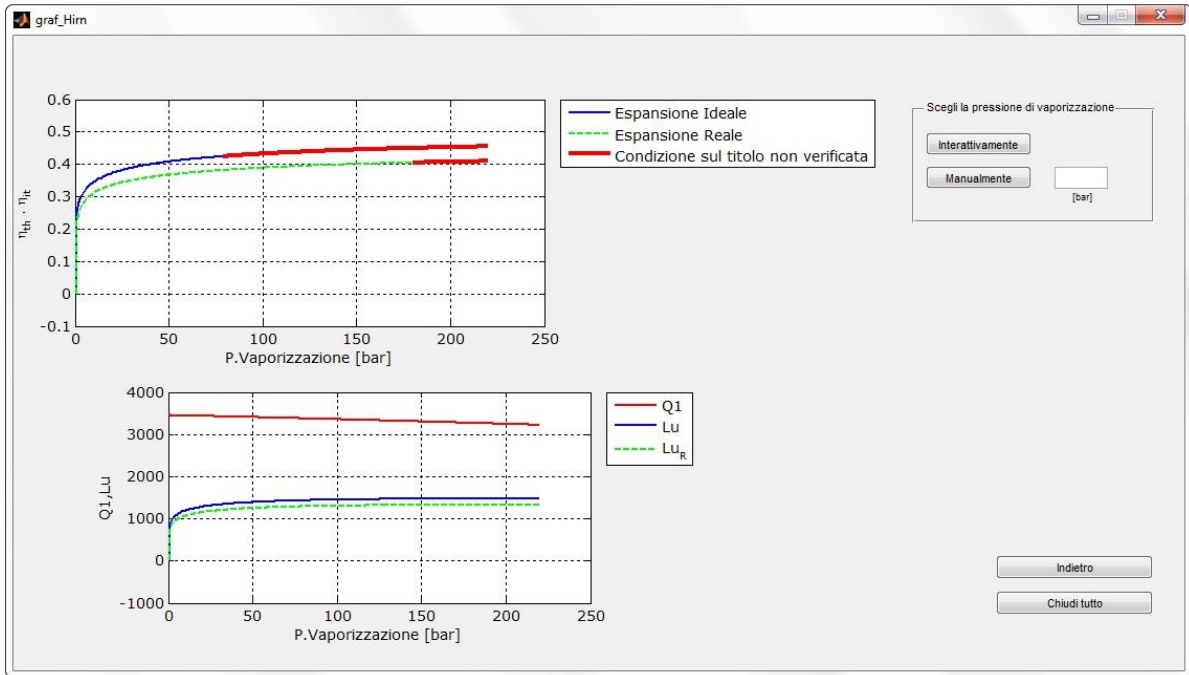


Figura 59. Interfaccia dei grafici dell'efficienza di un ciclo Hirn

Una volta inserita la pressione di vaporizzazione si visualizza il successivo pannello.

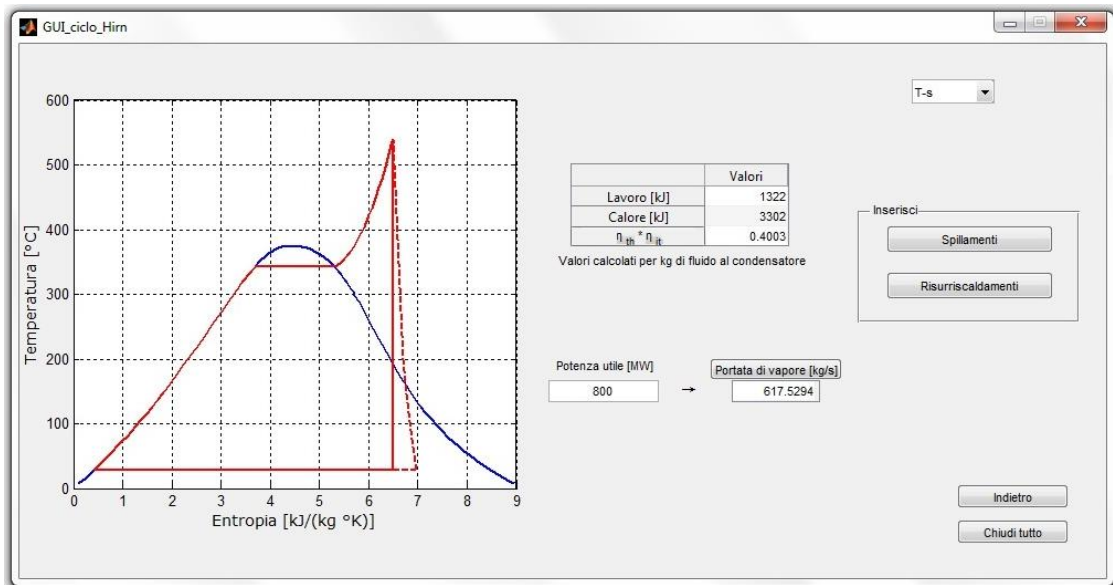


Figura 60. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn

Inserendo tra i dati anche la pressione di vaporizzazione, si visualizzerà l'interfaccia che mostra il ciclo di Hirn relativo ai dati forniti con la tabella che indica i valori del lavoro e del calore specifici e del rendimento termodinamico reale, come mostrato in fig. 60. Da qui è possibile variare il diagramma su cui si vuole visualizzare il ciclo tramite la tendina che permettere di scegliere tra T-s, p-v, h-s e p-h. Inoltre inserendo il valore della potenza utile (in MW) nell'apposita casella si può ricavare la portata di vapore che circola nell'impianto (in kg/s) premendo sull'omonimo tasto.

Il calcolo delle prestazioni e la realizzazione dei diagrammi e dei grafici sono stati effettuati in modo del tutto analogo al caso del ciclo di Rankine con la sola aggiunta della parte di surriscaldamento.

```

11      %trovo i valori nei punti a pressione pk
12 -   h0=XSteam('hL_p',p_k);
13 -   sx=XSteam('sV_p',p_k);
14 -   Tv=XSteam('T_ps',p_k,sx);
15      %comincio lo studio dell'andamento di eta,Q1,Lu, variando la pv
16 -   for v=1:length(p)
17       %entalpia a fine surriscaldamento
18 -   ha(v)=XSteam('h_pT',p(v),T_S);
19       %entropia a fine surriscaldamento
20 -   sa(v)=XSteam('s_pT',p(v),T_S);
21 -   if isnan(ha(v))==1
22 -       disp('break')
23 -       break
24 -       if isnan(sa(v))==1
25 -           disp('break')
26 -           break
27 -       end
28 -   end
29 -   hb(v)=XSteam('h_ps',p_k,sa(v));
30 -   hb_reale(v)=ha(v)-eta_it*(ha(v)-hb(v));
31       %ricavo il titolo a fine espansione
32 -   x(v)=XSteam('x_ph',p_k,hb(v));
33 -   x1(v)=XSteam('x_ph',p_k,hb_reale(v));
34 -   eta(v)=(ha(v)-hb(v))/(ha(v)-h0);
35 -   eta_reale(v)=(ha(v)-hb_reale(v))/(ha(v)-h0);
36 -   Q1(v)=ha(v)-h0;
37 -   Lu(v)=Q1(v)*eta(v);
38 -   Lu_reale(v)=(ha(v)-hb_reale(v));
39 -   Tc(v)=XSteam('T_ps',p_k,sa(v));
40 - end

```

Nel caso di Hirn poi, diversamente da quello di Rankine, è possibile osservare come varia il ciclo termodinamico e l'efficienza inserendo o degli spillamenti o dei risurriscaldamenti cliccando sui bottoni "Spillamenti" o "Risurriscaldamenti".

6.3 Analisi del ciclo Hirn con spillamenti

Se dall'interfaccia "GUI_ciclo_Hirn" (fig. 60) si sceglie di voler visualizzare un ciclo a spillamenti, si deve andare a cliccare su "Spillamenti". A questo punto, verrà aperto il pannello "Pan_spill" dove si può decidere se analizzare il ciclo nel caso di uno spillamento, due spillamenti o per più spillamenti.

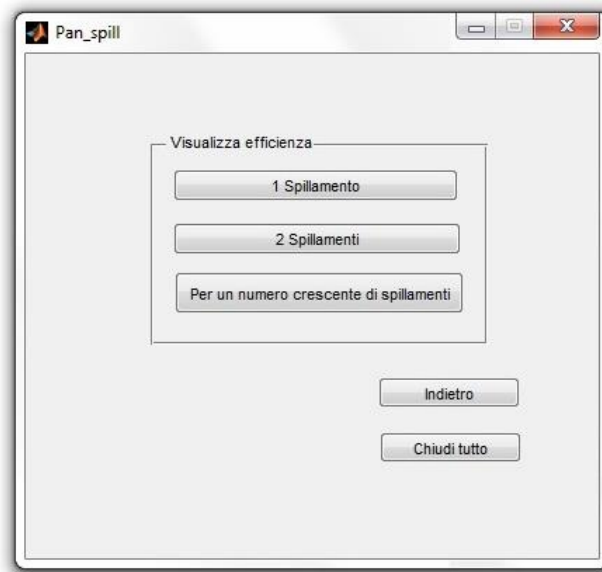


Figura 61. Interfaccia dello script "Pan_spill"

Cliccando il bottone "1 Spillamento" è possibile visualizzare l'interfaccia in cui viene riportato, per un ciclo ad uno spillamento, l'andamento del rendimento in funzione della pressione di spillamento e del grado di rigenerazione.

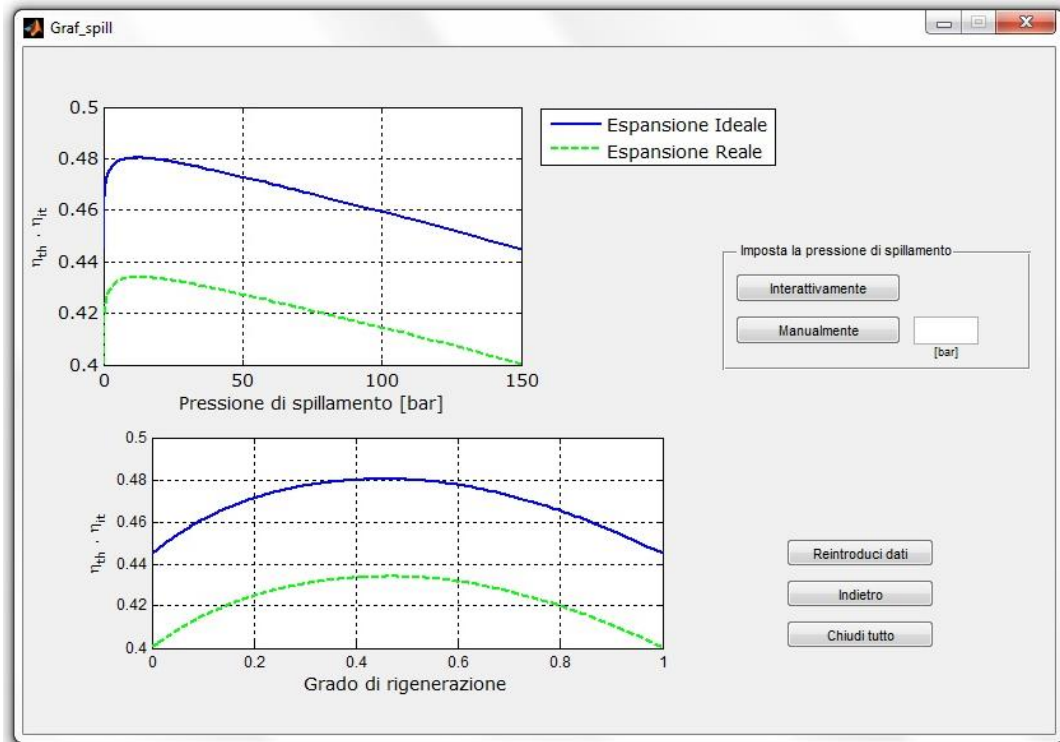


Figura 62. Interfaccia del rendimento di un ciclo Hirn a uno spillamento

Da qui, si può decidere di modificare i dati inseriti precedentemente cliccando sul bottone "Reintroduci dati". Inserendo il valore di pressione di spillamento manualmente o interattivamente si aprirà un'interfaccia che mostra il ciclo Hirn a uno spillamento dove vengono forniti i valori della massa spillata, del lavoro utile specifico, del calore introdotto e del rendimento (fig. 63).

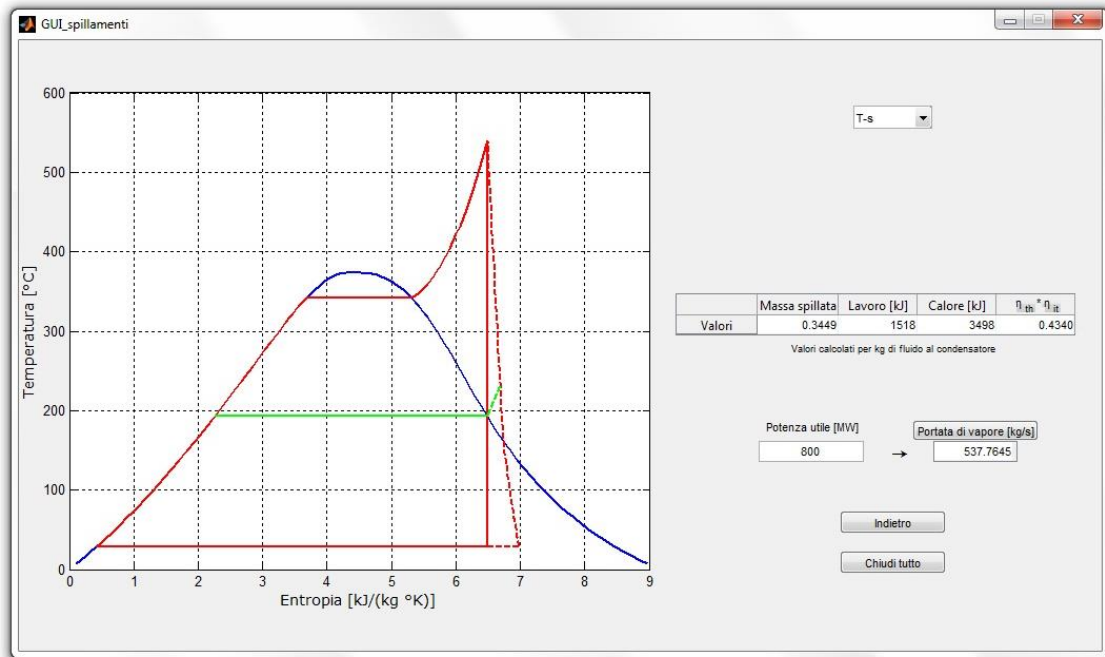


Figura 63. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn a uno spillamento

Anche qui c'è la possibilità di poter variare il tipo di grafico su cui plottare il ciclo, scegliendo dall'apposita tendina tra T-s, p-v, h-s, e p-h e di ricavare la portata di vapore che circola nell'impianto fornendo il valore della potenza utile.

Se dall'interfaccia "Pan_spill" (fig. 61) si sceglie di voler visualizzare un ciclo a due spillamenti, si deve andare a cliccare su "2 Spillamenti" e si andrà ad aprire la successiva interfaccia.

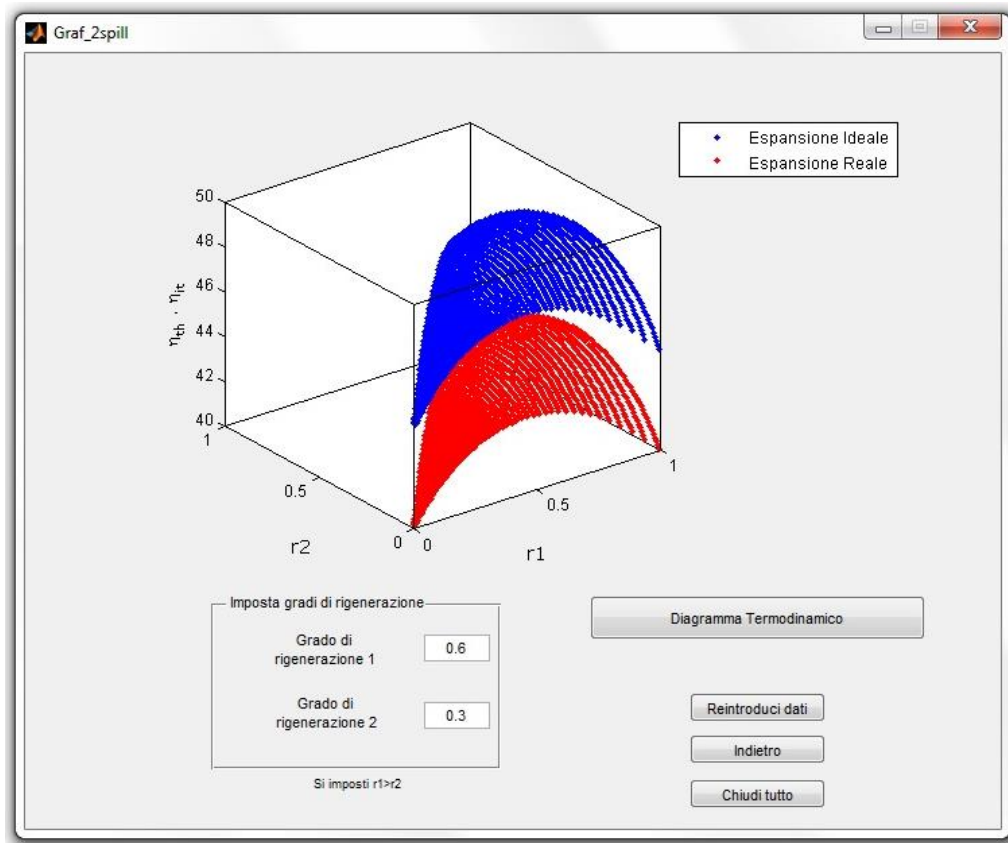


Figura 64. Interfaccia del rendimento di un ciclo Hirn a due spillamenti

In “Graf_2spill” si riporta l’andamento del rendimento di un ciclo a due spillamenti in funzione dei due gradi di rigenerazione su un diagramma tridimensionale. Anche qui, come in “Graf_spill” (fig. 62), c’è la possibilità di fare un aggiornamento dei dati per valutare altri andamenti, cliccando sul bottone “Reintroduci dati”. Se invece si clicca su “Diagramma Termodinamico” si aprirà un’ulteriore finestra (fig. 65) che mostra il diagramma T-s per il ciclo a due spillamenti relativo ai dati forniti e la tabella con i valori delle masse spillate, del lavoro, del calore e del rendimento.

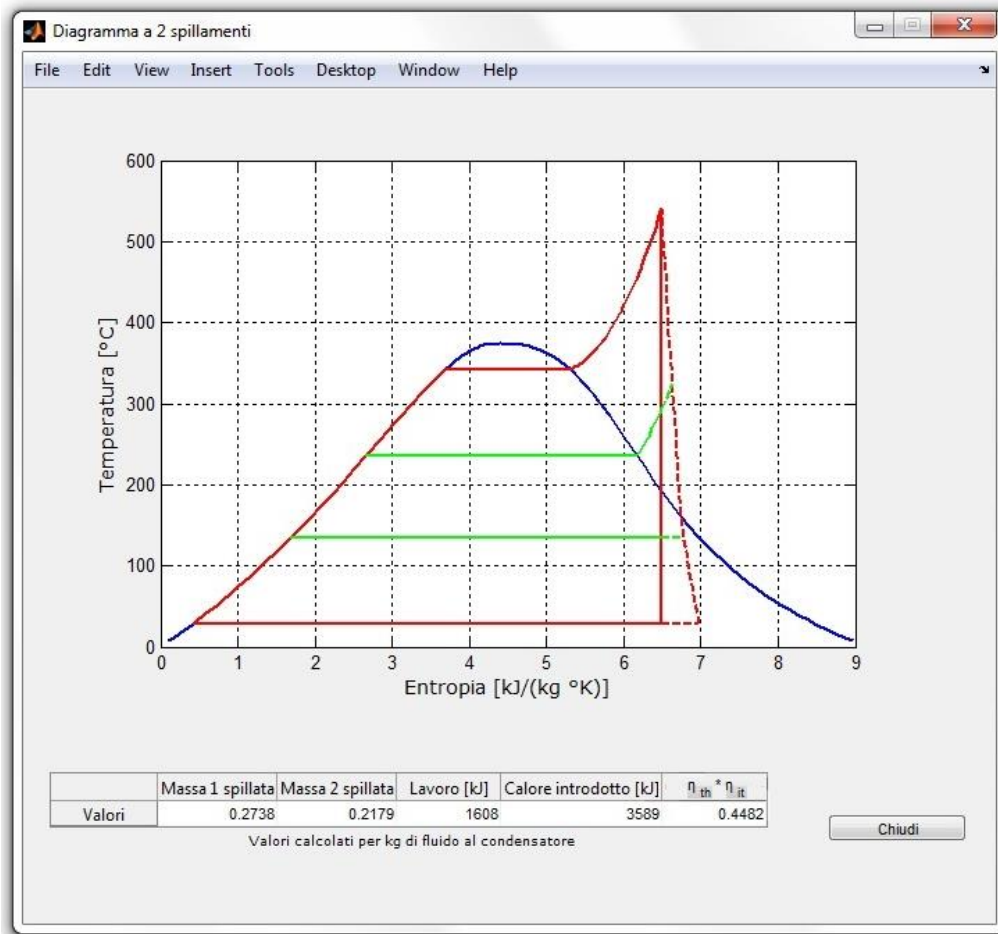


Figura 65. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn a due spillamenti

Come ultimo caso dell'implementazione di cicli con spillamenti si può scegliere di analizzare un ciclo con un numero di spillamenti compreso tra 1 e 10, questo cliccando sul bottone "Per un numero crescente di spillamenti" dall'interfaccia "Pan_spill" (fig. 61).

A questo punto si aprirà la seguente finestra (fig. 66). Questa interfaccia mostra l'andamento del rendimento in funzione del numero di spillamenti e il diagramma termodinamico del ciclo con il numero di spillamenti scelto tramite la tendina a lato. Inoltre, come nei casi precedenti, è sempre possibile variare il tipo di grafico scegliendo tra T-s, p-v, h-s, e p-h e di ricavare la portata di vapore che circola nell'impianto fornendo il valore della potenza utile.

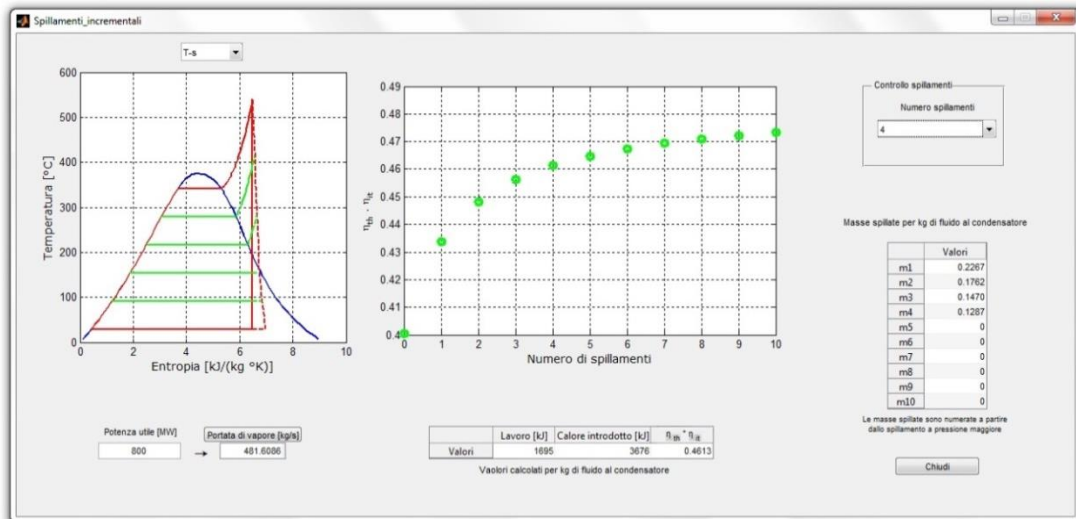


Figura 66. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn a più spillamenti

Infine sono presenti due tabelle che indicano, una, il lavoro utile specifico, il calore introdotto e il rendimento del ciclo analizzato e, l'altra, il valore delle masse da spillare.

In questo caso le linee degli spillamenti vengono tracciate imponendo che la differenza di temperatura tra uno spillamento e l'altro sia costante e pari al rapporto tra la temperatura di saturazione alla p_v meno la temperatura alla p_k e il numero totale degli spillamenti più 1.

```

27 | %Calcolo delle pressioni di spillamento ottimali
28 |
29 | hf=XSteam('hL_p',pv);
30 | ho=XSteam('hL_p',pk);
31 |
32 | Tf=XSteam('Tsat_p',pv);
33 | To=XSteam('Tsat_p',pk);
34 |
35 |
36 | dt_opt=(Tf-To)/(n+1);
37 |
38 |
39 | for i=1:n
40 |     T(i)=To+dt_opt*i;
41 | end
42 |
43 |
44 | for i=1:n
45 |     p(i)=XSteam('psat_T',T(i));
46 | end

```

Una volta calcolati i valori delle masse spillate risolvendo il bilancio energetico sugli scambiatori per tutti i casi possibili sono determinati anche i valori di lavoro, calore e rendimento che saranno poi quelli visualizzati nella tabella.

```

:
:
:
490 - elseif n==1
491
492 -     hr=hr(n:-1:1);
493 -     hf=hf(n:-1:1);
494
495 -     m(n)=(hf(n)-h0)/(hr(n)-hf(n));
496 -     re(n)=(ha-hbr+m(n)*(ha-hr(n)))/(ha-h0+m(n)*(ha-hr(n)));
497 -     L(n)=ha-hbr+m(n)*(ha-hr(n));
498 -     Q(n)=ha-hf(n)+m(n)*(ha-hf(n));
499
500 -     l=num2str(L(n),4);
501 -     L(n)=str2double(l);
502
503 -     q=num2str(Q(n),4);
504 -     Q(n)=str2double(q);
:
:
:
510 - elseif n==2
511
512 -     hr=hr(n:-1:1);
513 -     hf=hf(n:-1:1);
514
515 -     m(n)=(hf(n)-h0)/(hr(n)-hf(n));
516 -     m(n-1)=(1+m(n))*(hf(n-1)-hf(n))/(hr(n-1)-hf(n-1));
517 -     re(n)=(ha-hbr+m(n)*(ha-hr(n))+m(n-1)*(ha-hr(n-1)))/(ha-h0+m(n)*(ha-hr(n))+m(n-1)*(ha-hr(n-1)));
518 -     L(n)=ha-hbr+m(n)*(ha-hr(n))+m(n-1)*(ha-hr(n-1));
519 -     Q(n)=ha-hf(n-1)+m(n)*(ha-hf(n-1))+m(n-1)*(ha-hf(n-1));
520
521 -     l=num2str(L(n),4);
522 -     L(n)=str2double(l);
523
524 -     q=num2str(Q(n),4);
525 -     Q(n)=str2double(q);
:
:
:

```

6.4 Analisi del ciclo Hirn con risurriscaldamenti

Cliccando nel pannello “GUI_ciclo_Hirn” il bottone “Risurriscaldamenti” (fig. 60) si apre un’interfaccia che mostra l’andamento del rendimento in funzione della pressione di risurriscaldamento, valutando il tutto con i dati inseriti sino ad ora.

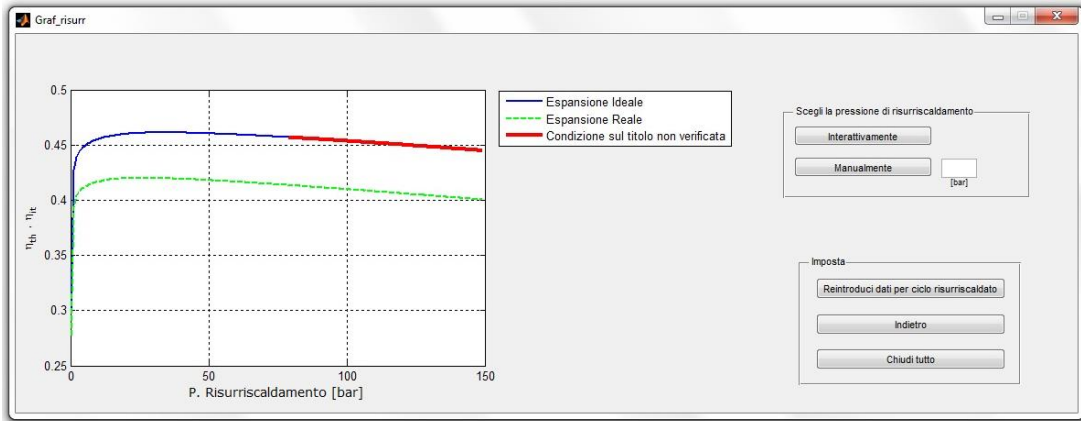


Figura 67. Interfaccia del rendimento di un ciclo Hirn risurriscaldato

A questo punto è possibile fornire una pressione di risurriscaldamento in modo interattivo o manuale e passare ai relativi diagrammi termodinamici nella successiva interfaccia (fig. 68).

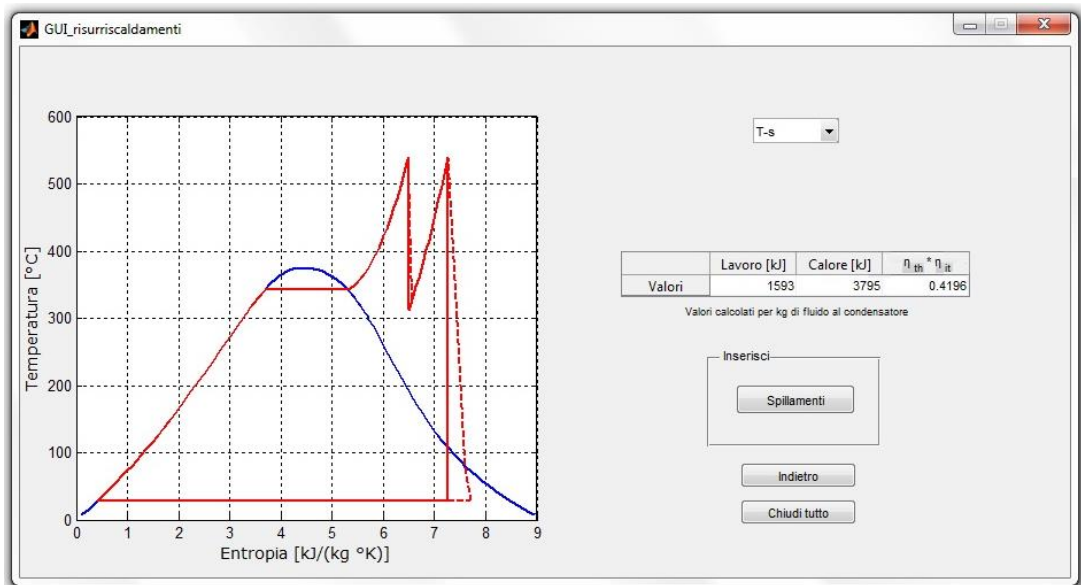


Figura 68. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn risurriscaldato

Anche qui è presente una tendina, attraverso la quale si può scegliere il diagramma che più si ritiene opportuno tra T-s, p-v, h-s e p-h.

È presente poi, come per gli altri casi, la tabella che riporta i valori del lavoro utile e del calore introdotto specifici e del rendimento

termodinamico reale. Anche qui inoltre è possibile osservare come varia il ciclo termodinamico e l'efficienza inserendo degli spillamenti cliccando sul bottone "Spillamenti".

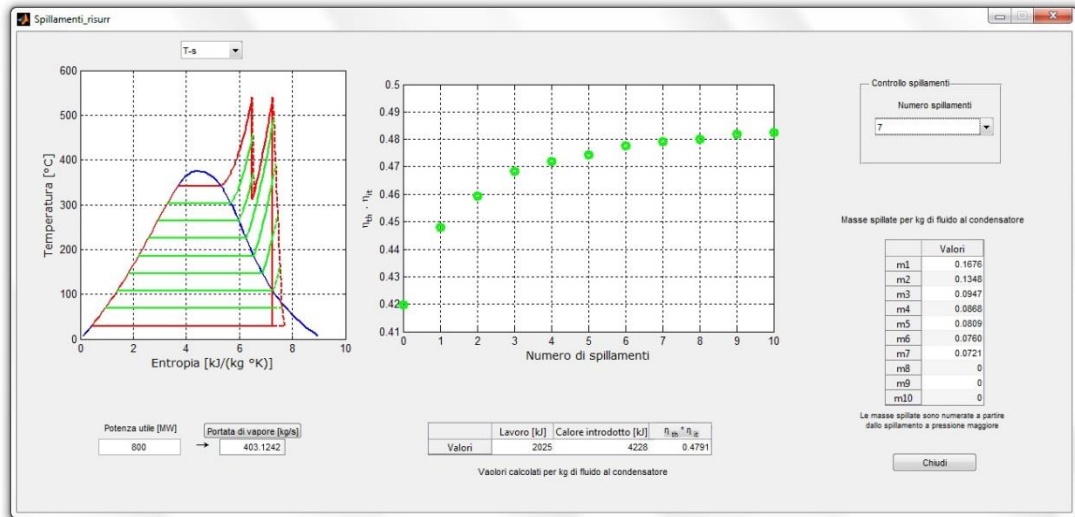


Figura 69. Interfaccia del diagramma T-s di un ciclo Hirn risurriscaldato con più spillamenti

La finestra che si apre non presenta sostanziali variazioni rispetto a quella del ciclo Hirn con più spillamenti, infatti sono mostrati i grafici del rendimento e quello termodinamico con la possibilità di scegliere tra T-s, p-v, h-s e p-h, le due tabelle relative ai valori utili e la sezione che permette di calcolare la portata di vapore che circola nell'impianto.

Il codice relativo a questa parte è del tutto simile a quello del ciclo Hirn con più spillamenti. In questo caso però viene tenuto conto degli effetti della parte risurriscaldata nel calcolo delle masse spillate, del rendimento, del lavoro utile ottenuto e del calore introdotto facendo distinzione tra i casi in cui le pressioni di spillamento siano maggiori o minori della pressione di risurriscaldamento.

```

595 | %troviamo le h di inizio spillamento
596 - | for i=1:1:n
597 - |     if p(i)<=num_risurr
598 - |         h(i)=XSteam('h_ps',p(i),sa1);
599 - |         hr(i)=hal-eta_it*(hal-h(i));
600 - |     else
601 - |         h(i)=XSteam('h_ps',p(i),sa);
602 - |         hr(i)=ha-eta_it*(ha-h(i));
603 - |     end
604 - | end
    |
    |
    |
644 - | elseif n==1
645 - |
646 - |     hr=hr(1:1:n);
647 - |     hf=hf(1:1:n);
648 - |     p=p(1:1:n);
649 - |
650 - |     m(n)=(hf(n)-h0)/(hr(n)-hf(n));
651 - |     if p(n)<=num_risurr
652 - |         re(n)=((ha-h_rz)+(hal-hbr)+m(n)*(hal-hr(n))+m(n)*(ha-h_rz))/((ha-h0)+(hal-h_rz)+m(n)*(hal-hr(n))+m(n)*(ha-h_rz));
653 - |         L(n)=(ha-h_rz)+(hal-hbr)+m(n)*(hal-hr(n))+m(n)*(ha-h_rz);
654 - |         Q(n)=(ha-h0)+(hal-h_rz)+m(n)*(hal-hr(n))+m(n)*(ha-h_rz);
655 - |     else
656 - |         re(n)=((ha-h_rz)+(hal-hbr)+m(n)*(ha-hr(n)))/((ha-h0)+(hal-h_rz)+m(n)*(ha-hr(n)));
657 - |         L(n)=(ha-h_rz)+(hal-hbr)+m(n)*(ha-hr(n));
658 - |         Q(n)=(ha-h0)+(hal-h_rz)+m(n)*(ha-hr(n));
659 - |     end
    |
    |
    |

```

Capitolo 7 - Implementazioni numeriche del gruppo turbogas

Selezionando “Gruppo Turbogas” nella finestra grafica iniziale si apre un’interfaccia generata dallo script “pannello” ed è mostrata di seguito:



Figura 70. Interfaccia generata dallo script “pannello”

Con il tasto “Recupera dati” è possibile caricare i valori inseriti all’ultimo avvio del programma, cliccando invece “Hold on figure” è possibile memorizzare i risultati ottenuti. È presente poi il tasto “Grafici” che permette di visualizzare i diagrammi delle prestazioni dopo aver scelto se si vuole analizzare il ciclo di un impianto turbogas nel caso si consideri il calore specifico ideale o reale tramite l’apposita tendina.

7.1 Analisi delle prestazioni del gruppo turbogas con c_p ideale

Se da “pannello” si seleziona il valore del calore specifico ideale e si clicca “Grafici” si aprono le successive finestre che mostrano il diagramma a lobi (fig. 71) e l’andamento del lavoro ottenuto, del calore introdotto e del rendimento in funzione del rapporto tra le temperature di fine e di inizio compressione α . Nella stessa interfaccia sono riportati i valori di α e del rapporto di compressione relativi al massimo lavoro e massimo rendimento ottenibili (fig. 72).

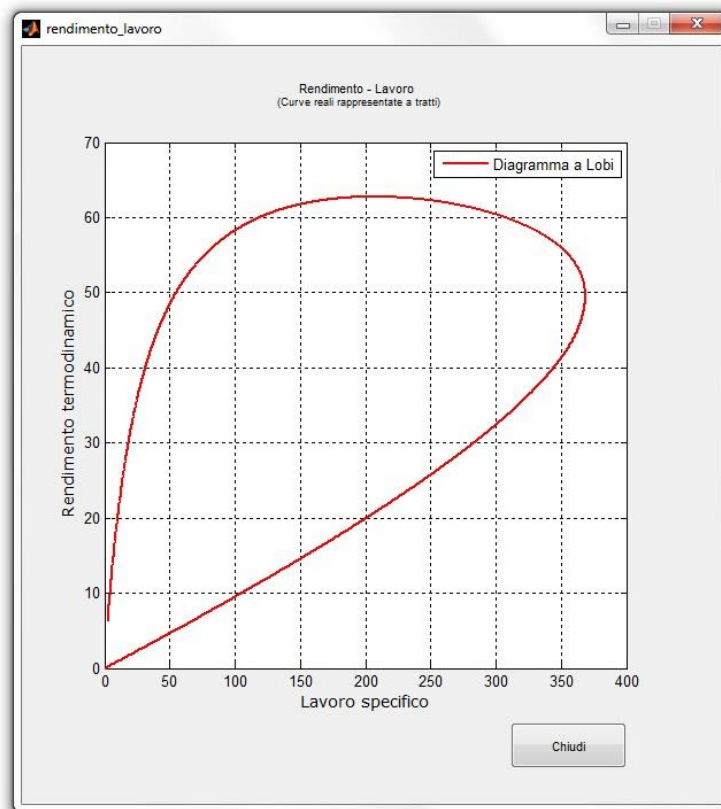


Figura 71. Diagramma a lobi nel caso di c_p ideale

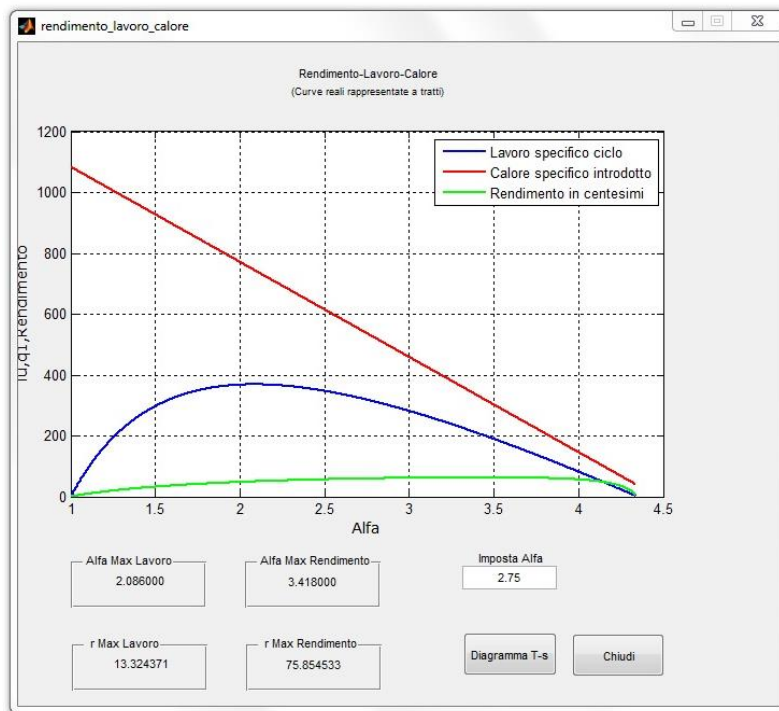


Figura 72. Diagramma delle prestazioni nel caso di c_p ideale

Il calore introdotto e il lavoro ottenuto vengono calcolati tenendo conto che il c_p non varia con la temperatura ma è costante ed assume il valore di 1010,8.

```

275 -     gamma=double(t3/t1);
276 -     gammaf=gamma*ricc*rit;
277 -     al_alfa=1:0.001:gammaf-0.01;
278 -     cp = 1010.8;
279 -     k=1.3965;
280
281 -     %rendimento-lavoro-calore
282 -     lu=cp*t1*(gamma*rit-(gamma ./al_alfa)*rit-(al_alfa-1)/ricc);
283 -     q1=cp*t1*((gamma-1)-((al_alfa-1)/ricc));
284 -     eta=lu ./ q1;
285
286 -     [maxLciclo, ind2]=max(lu);
287 -     maxlav=al_alfa(ind2);
288 -     [maxeta, ind]=max(eta);
289 -     maxren=al_alfa(ind);
290 -     rmaxlav=maxlav^(k/(k-1));
291 -     rmaxren=maxren^(k/(k-1));
292
293
294 -     rendimento_lavoro_calore
295 -     plot(al_alfa, lu/1000, 'b', al_alfa, q1/1000, 'r', al_alfa, eta*100, 'g', 'linewidth', 2);
296 -     if button_state == get(handles.holdon, 'Max')
297 -         hold on
298 -         set(handles.holdon, 'String', 'Hold On')
299
300 -     end

```


Se si inserisce il valore di α nell'apposita casella si può inoltre visualizzare il diagramma termodinamico come mostrato in fig. 73.

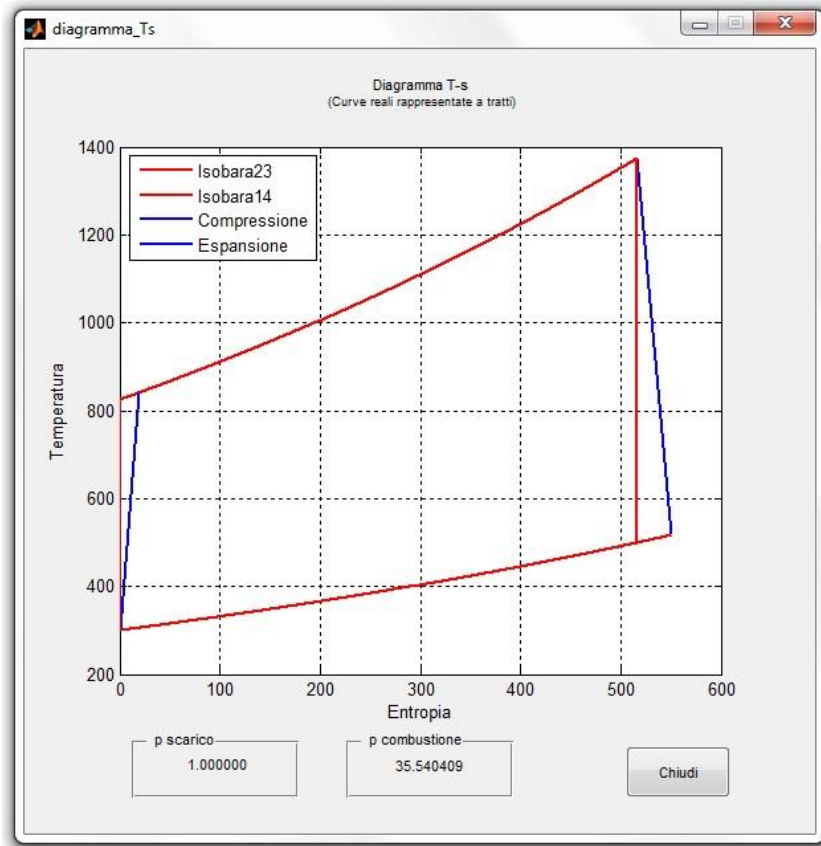


Figura 73. Diagramma termodinamico nel caso di c_p ideale

La linee di compressione e di espansione sono tracciate sia per il caso ideale, in rosso (rendimento interno di compressore e rendimento interno di turbina uguali a 1), che per quello reale, in blu. Sono inoltre indicati in basso i valori delle pressioni relativi alla fase di scarico e di combustione.

7.2 Analisi delle prestazioni del gruppo turbogas con c_p reale

Nel caso in cui si selezioni c_p reale si considera che il calore specifico vari in funzione della temperatura, fornendo risultati più simili alla realtà.

Si considerano una serie di valori di c_p compresi tra una temperatura minima e una massima.

```
330 -         if (a==1)
331 -
332 -             load('coeff_polinomio_per_cpmedio_in_K')
333 -             cp0t1=polyval(coeff_cpmedio,t1);           %Valore di cp alla temperatura T1
334 -             cp0t3=polyval(coeff_cpmedio,t3);           %Valore di cp alla temperatura T3
335 -             eps=0.0001;
336 -             R=287;
```

La finestra che si aprono una volta cliccato “Grafici” dopo aver selezionato “reale” nella tendina corrispondente al calore specifico sono del tutto simili a quelle per il caso in cui si consideri c_p ideale.

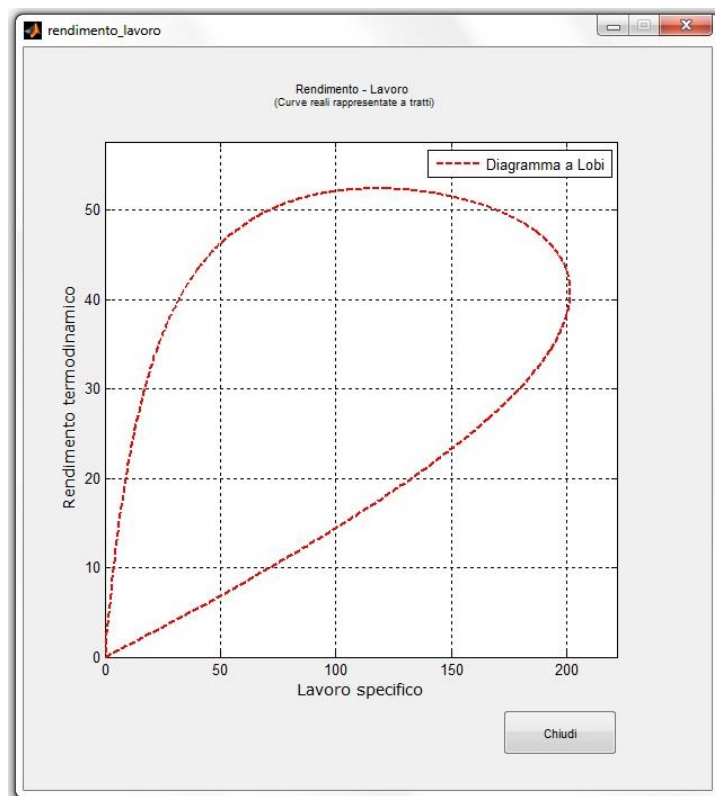


Figura 74. Diagramma a lobi nel caso di c_p reale

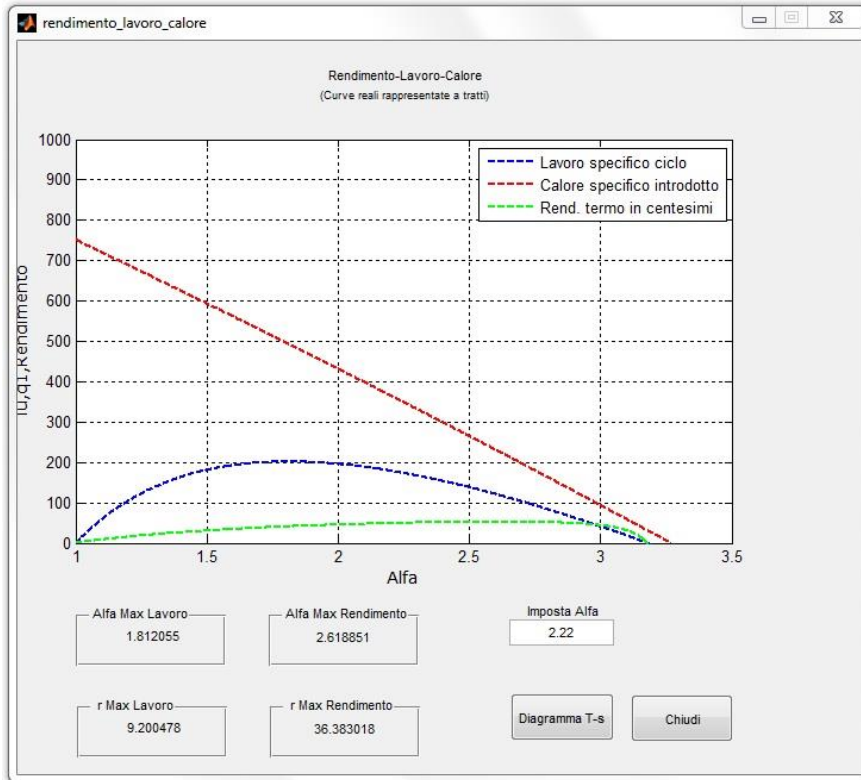


Figura 75. Diagramma delle prestazioni nel caso di c_p reale

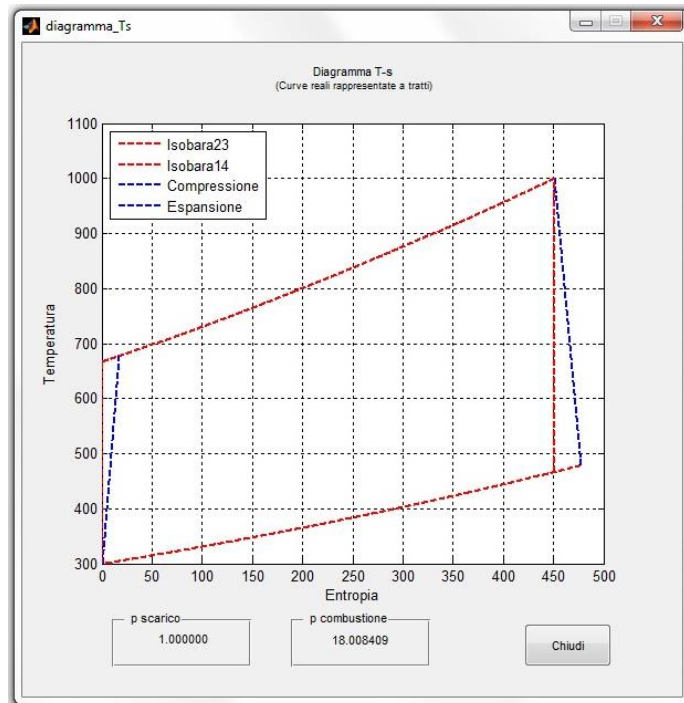


Figura 76. Diagramma termodinamico nel caso di c_p ideale

7.3 Confronto tra caso con c_p ideale e caso con c_p reale

A questo punto è interessante fare un confronto tra i due casi visti finora.

Attivando nell'interfaccia "pannello" (fig. 70) il taso "Hold on figure", che permette di memorizzare i risultati ottenuti analizzando un determinato ciclo, è possibile fare un confronto grafico tra diversi cicli cambiando i valori dei parametri principali o scegliendo un coefficiente reale o ideale.

Ad esempio si può mettere a confronto il caso in cui c_p sia costante e il caso in cui c_p varia in funzione della temperatura, a parità di temperatura e pressione del gas ad inizio compressione (T_1 e p_1), temperatura di fine riscaldamento (T_3) e rendimenti interni di compressore e di turbina.

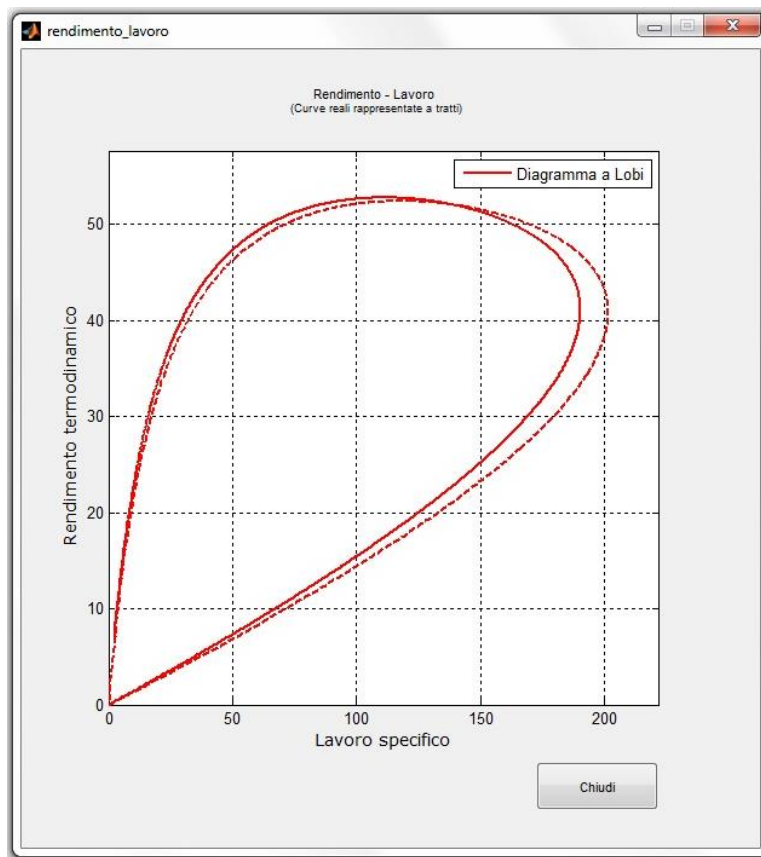


Figura 77. Confronto tra diagrammi a lobi nel caso di c_p ideale (linea continua) e di c_p reale (linea tratteggiata)

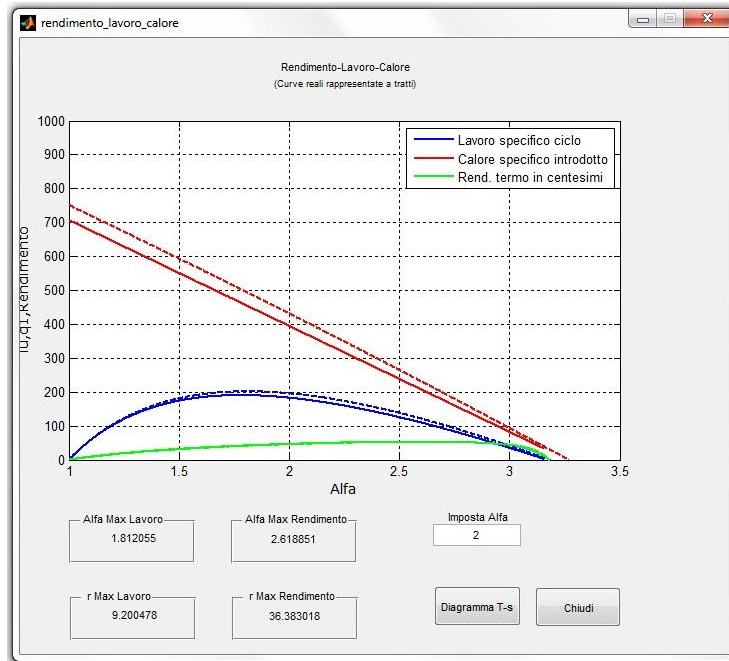


Figura 78. Confronto tra diagrammi delle prestazioni nel caso di c_p ideale (linea continua) e di c_p reale (linea tratteggiata)

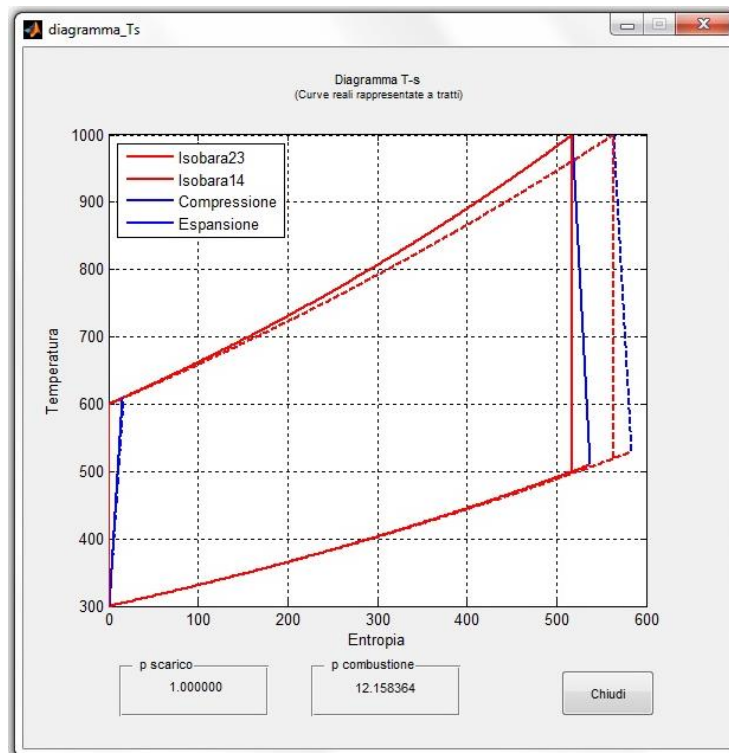


Figura 79. Confronto tra diagrammi termodinamici nel caso di c_p ideale (linea continua) e di c_p reale (linea tratteggiata)

Dal confronto grafico dei diagrammi rendimento-lavoro-calore si nota che nel caso con c_p ideale si ha un rendimento maggiore e minori calore introdotto e lavoro ottenuto rispetto al caso con c_p reale, mentre nel confronto tra diagrammi termodinamici si può osservare come le isobare del caso reale siano più distese rispetto a quelle del caso ideale.

Capitolo 8 - Implementazioni numeriche del gruppo combinato

Dalla finestra grafica iniziale del programma si può scegliere infine di analizzare un gruppo combinato selezionando l'omonimo tasto.

L'interfaccia che si apre è generata dallo script "Gruppo_combinato_0" ed è la seguente:



Figura 80. Interfaccia generata dallo script "Gruppo_combinato_0"

Qui è possibile scegliere se analizzare il ciclo di un gruppo combinato con un rapporto di compressione determinato dall'utente oppure con un rapporto di compressione che sia lasciato libero di variare.

8.1 Analisi delle prestazioni del gruppo combinato con impostazione manuale del rapporto di compressione

Se si vogliono valutare le prestazioni di un gruppo combinato con un rapporto di compressione imposto si deve cliccare su “Impostazione manuale”.

The screenshot shows a software window titled "Gruppo Combinato" with a menu bar (File, Edit, View, Insert, Tools, Desktop, Window, Help). The main area is divided into four sections:

- Parametri del Gruppo a gas (Topper):**
 - p1 [bar]: 1.05
 - T1 [°C]: 30
 - T3 [°C]: 1200
 - n_ic: 0.91
 - n_it: 0.94
 - r: 18
- Parametri del Gruppo a vapore (Bottomer):**
 - T5_min: 70
 - DT_max: 20
 - DT_pp: 20
 - pk [bar]: 0.05
 - n_it_v: 0.88
 - T_max_surr [°C]: 600
- Rendimenti di impianto:**
 - n_Combustione: 0.98
 - n_mecc_gas: 0.97
 - n_mecc_vapore: 0.98
- Controllo del sistema:**
 - Recupera ultimi dati
 - Calcola Ciclo Combinato
 - Esci

Figura 81. Interfaccia per l’inserimento dei parametri nell’impostazione manuale

Qui dovranno essere inseriti i dati del ciclo combinato che si vuole analizzare e lo si può fare o manualmente o cliccando su “Recupera ultimi dati” che permette di caricare i valori inseriti durante l’ultimo avvio del programma.

Nella sezione dedicata al gruppo a gas dovranno essere inseriti i valori della pressione e temperatura di inizio compressione, della temperatura di fine riscaldamento, dei rendimenti interni di compressore e di turbina e il rapporto di compressione.

Nella sezione per il gruppo a vapore sono invece richiesti i valori della temperatura minima dei gas di scarico in uscita dalla caldaia a recupero,

della differenza di temperatura tra il gas all'uscita della turbina e il vapore nel punto massimo di surriscaldamento, della differenza di temperatura al pinch-point, della pressione di condensazione, del rendimento interno di turbina e della massima temperatura di surriscaldamento consentita.

Infine devono essere inseriti i valori dei rendimenti di impianto quali il rendimento della camera di combustione e i rendimenti meccanici della parte a gas e a vapore.

Nel caso quindi si scelga "Impostazione manuale" la parte relativa alla sezione a gas non ha parametri liberi ed è interamente determinata mentre l'unica variabile libera è la pressione di vaporizzazione della sezione a vapore in funzione della quale si andranno a valutare le prestazioni del ciclo.

Tali prestazioni vengono visualizzate cliccando "Calcola ciclo combinato" dopo che il programma verifica la possibilità di aggiungere la sezione a vapore effettuando dei controlli sul ciclo a gas.

```
42 | %Controllo A %Controllo condizione di autostentamento
43 | if L_gas<0
44 |     MSG1=msgbox('Condizione di autosostentamento non verificata','Errore nella sezione gas','warn');
45 |     close (gfc)
46 | end
47 |
48 | T4=T4-273.15; %Portiamo la temperatura in °C
49 |
50 | %Controllo B %Controllo T4min
51 | if T4<110
52 |     MSG2=msgbox('Temperatura dei gas in uscita dalla turbina troppo bassa','Errore nella sezione gas','warn');
53 |     close (gfc)
54 | end
55 |
56 | %Controllo C %Temperatura massima di surriscaldamento °C
57 | Ta=T4-DT_max;
58 | if Ta>T_max_surr
59 |     Ta=T_max_surr;
60 | end
61 |
62 | Tb=XSteam('Tsat_p',pk);
63 |
64 | %Controllo D %Pressione massima che si può raggiungere alla temperatura Ta
65 | p_limite=XSteam('psat_T',Ta);
66 |
67 | if p_limite<200
68 |     PV=logspace(log10(0.055),log10(p_limite),100);
69 | else
70 |     PV=logspace(log10(0.055),log10(200),100);
71 | end
```

L'interfaccia che si apre è la seguente:

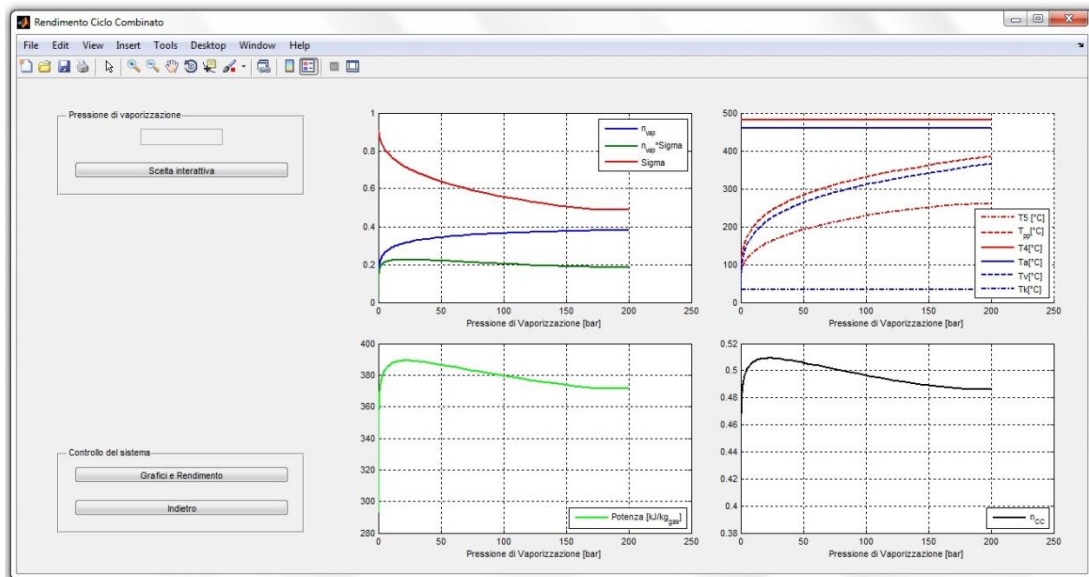


Figura 82. Diagrammi delle prestazioni di un gruppo combinato con rapporto di compressione fisso

Nel primo grafico sono riportati gli andamenti del rendimento del ciclo a vapore η_{vap} , dell'efficienza della caldaia σ e del prodotto dei due $\eta_{vap} \cdot \sigma$ in funzione della pressione di vaporizzazione.

Nel secondo vengono invece riportati per quanto riguarda la sezione a gas, in rosso, gli andamenti delle temperature nel punto di uscita dei gas dalla turbina, al pinch-point e all'uscita della caldaia a recupero, mentre per la parte a vapore, in blu, gli andamenti delle temperature al picco termico del ciclo, di vaporizzazione e di condensazione il tutto sempre in funzione della pressione di vaporizzazione.

Gli ultimi due grafici riportano rispettivamente gli andamenti della potenza totale dell'impianto e del rendimento.

A questo punto si dovrà fornire la pressione di vaporizzazione che potrà essere fornita o manualmente o interattivamente. Una volta effettuata la scelta, cliccando su "Grafici e rendimento", si aprirà l'interfaccia che mostra i diagrammi termodinamici del ciclo combinato con i dati inseriti finora (fig. 83).

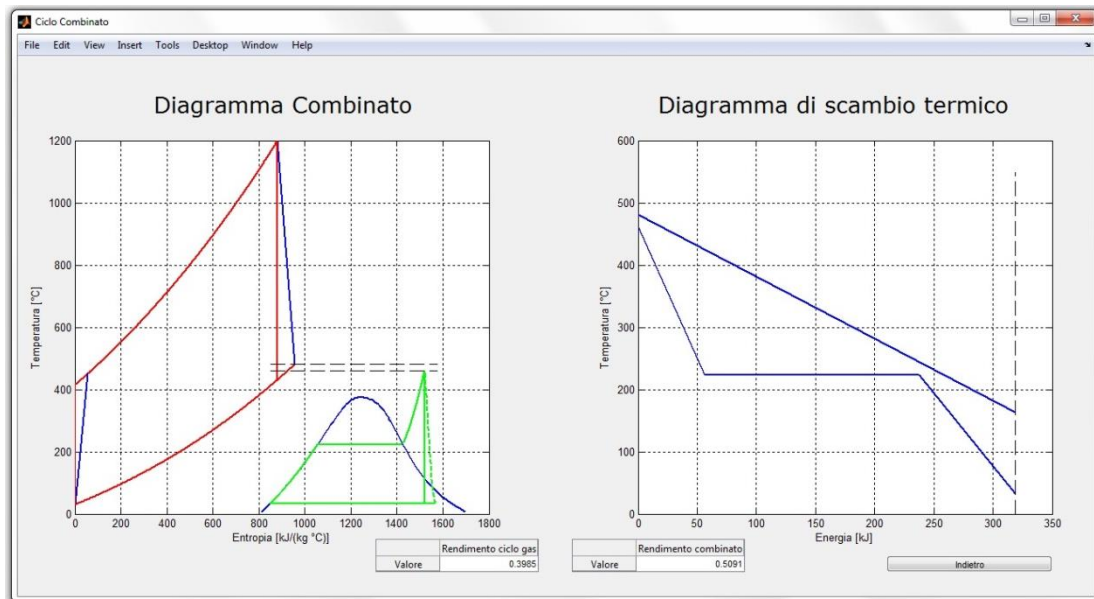


Figura 83. Diagramma T-s e diagramma di scambio termico di un ciclo combinato con rapporto di compressione fissato

Inoltre sono presenti due tabelle che riportano i valori del rendimento della parte a gas e del rendimento complessivo del ciclo combinato.

8.2 Analisi delle prestazioni del gruppo combinato con ottimizzazione automatica del rapporto di compressione

È possibile valutare le prestazioni di un gruppo combinato in funzione del rapporto di compressione oltre che della pressione di vaporizzazione scegliendo “Ottimizzazione automatica” dalla finestra grafica “Scelta del rapporto di compressione” (fig. 80). L’interfaccia che si apre consente l’inserimento dei dati caratteristici del sistema ed è simile a quella per l’impostazione manuale, differisce solo per la mancanza della casella per l’inserimento del valore del rapporto di compressione.

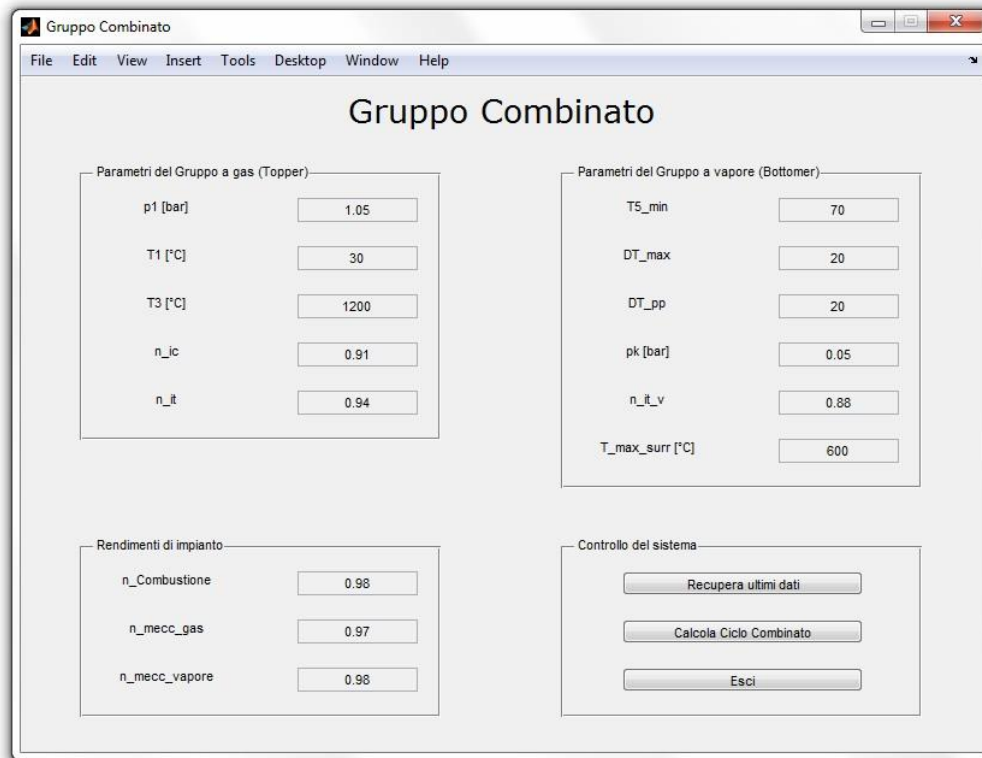


Figura 84. Interfaccia per l’inserimento dei parametri nell’ottimizzazione automatica

Anche qui si possono inserire i dati manualmente oppure, utilizzando il pulsante “Recupera ultimi dati”, si possono caricare i valori inseriti durante l’ultimo avvio del programma. A questo punto si può procedere col valutare le prestazioni dell’impianto accedendo alla successiva interfaccia cliccando su “Calcola ciclo combinato” (fig. 85). In questa finestra sono presenti quattro diagrammi che mostrano come variano alcune grandezze caratteristiche del ciclo combinato in funzione del rapporto di compressione e della pressione di vaporizzazione.

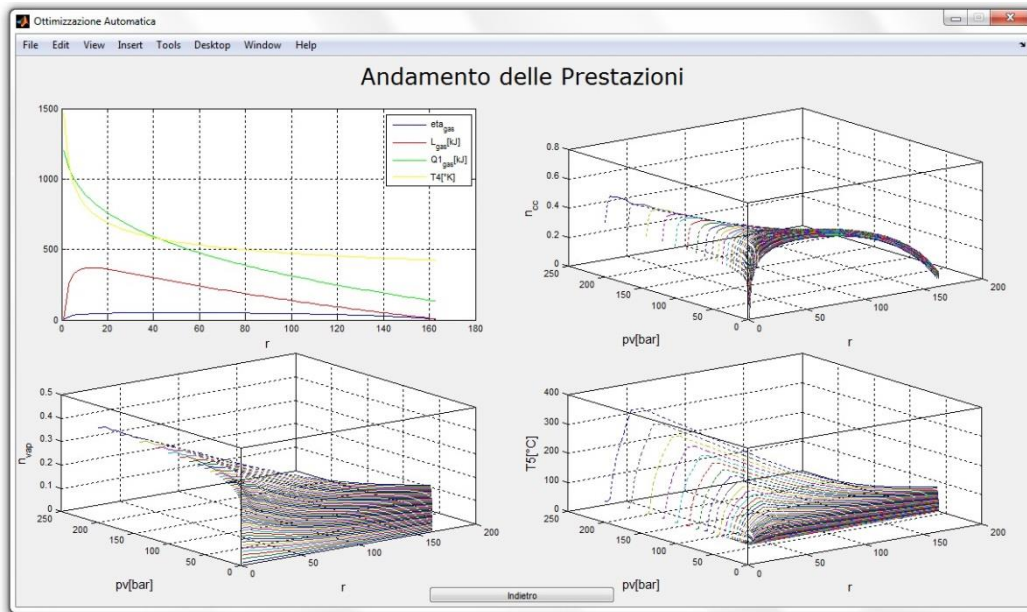


Figura 85. Diagrammi delle prestazioni di un gruppo combinato in funzione del rapporto di compressione e della pressione di vaporizzazione

Nel primo grafico sono riportati gli andamenti del rendimento, del lavoro utile e del calore introdotto relativi alla sezione a gas e della temperatura dei gas in uscita dalla turbina in funzione del rapporto di compressione.

Gli altri grafici invece riportano rispettivamente gli andamenti del rendimento del ciclo combinato, del rendimento della sezione a vapore e della temperatura dei gas all'uscita della caldaia a recupero in funzione di entrambi i parametri liberi, rapporto di compressione e pressione di vaporizzazione.

Conclusioni e ringraziamenti

Il lavoro svolto ha permesso di creare uno strumento utile per studiare la termodinamica di impianti a gas, a vapore e combinati in grado di valutarne l'efficienza e i rispettivi cicli termodinamici.

Si è cercato il più possibile di elaborare un modello che meglio si approssima a soluzioni reali e può dunque essere impiegato per capire quali scelte di regolazione permettano di ottimizzare tali sistemi.

Va aggiunto infine che la realizzazione del programma non è stata il risultato solo del mio lavoro ma di tutti coloro che hanno collaborato a questo progetto, in particolar modo si ringraziano il professore Davide Moro e l'ing. Rossi per il supporto didattico e conoscitivo, i materiali forniti e per la loro disponibilità.

Vorrei ringraziare poi tutti coloro che mi hanno aiutato, incoraggiato e dato il loro supporto in questi anni, principalmente i miei genitori che con la loro fiducia e pazienza mi hanno dato la possibilità di giungere a questo traguardo, ma anche gli amici più cari che mi sono stati vicini durante questo percorso.

Bibliografia

G. Negri di Montenegro, M. Bianchi, A. Peretto, “*Sistemi energetici e loro componenti*”.

S. Mancò, “*Sistemi energetici*”.

M. Napoletano, P. De Palma, G. Pascazio, “*Impianti e turbine a vapore*”.

G. Cornetti, “*Macchine a fluido*”.

“*Appunti del corso di Sistemi energetici*”, Davide Moro.

“*Appunti di Fisica tecnica e macchine termiche*”, P. Di Marco.

