

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

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

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9**

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Sistemi Energetici

Valutazione delle prestazioni di cicli a gas, vapore e combinati

CANDIDATO

Damiano Rossi

RELATORE

Prof. Ing. Davide Moro

**Anno Accademico 2012/13
Sezione SECONDA**

Valutazione delle prestazioni di cicli a Gas, Vapore e Combinati

Indice

Capitolo 1 – Produzione di Energia

	Pagina
1.1 Conversione dell'Energia	7
1.2 Valore dell'Energia	7
1.3 Conversioni Energetiche negli Impianti a Vapore e a Gas	8
1.4 Equazioni Energetiche	8
1.5 Secondo Principio della Termodinamica ed Entropia	10
1.6 Generalità sui Cicli Motori a Fluido	11
1.7 Problema dell'Andamento della Richiesta Energetica	12

Capitolo 2 – Impianti a Vapore

	Pagina
2.1 Ciclo Hirn Ideale	14
2.2 Ciclo Hirn Reale	16
2.3 Ciclo Hirn Risurriscaldato	19
2.4 Ciclo Hirn a Spillamenti	21
2.5 Condensazione	24
2.6 Generazione del Vapore	26
2.7 Espansione in Turbina	28
2.8 Campi Applicativi degli Impianti a Vapore	32

Capitolo 3 – Impianti Turbogas

	Pagina
3.1 Principio Generale di Funzionamento di un Impianto a Gas	34
3.2 Ciclo di Brayton Ideale	35
3.3 Ciclo di Brayton Reale	40
3.4 Architettura del Gruppo Turbogas	44
3.5 Campi Applicativi degli Impianti Turbogas	48

Capitolo 4 – Impianti Combinati Gas-Vapore

	Pagina
4.1 Principio di Funzionamento di un Impianto Combinato	51
4.2 Analisi Energetica di un Gruppo Combinato	53

4.3	Caldia a Recupero	56
4.4	Controllo e Regolazione di un Impianto Combinato	58

Capitolo 5 – Programmazione in Linguaggio *Matlab*

	Pagina	
5.1	Ambiente <i>Matlab</i>	60
5.2	<i>Graphical User Interface</i> e <i>User Interface Control</i>	60
5.3	<i>X Steam</i>	62
5.4	Interfaccia Principale del Programma Sviluppato	64

Capitolo 6 – Analisi Numerica di un Gruppo a Vapore

	Pagina	
6.1	Ciclo Rankine	66
6.2	Ciclo Hirn	68
6.3	Ciclo Hirn con Spillamenti	70
6.4	Ciclo Hirn Risurriscaldato	80

Capitolo 7 – Analisi Numerica di un Gruppo Turbogas

	Pagina	
7.1	Pannello di Controllo	83
7.2	Diagrammi delle Prestazioni	85
7.3	Analisi Comparativa di Cicli a Gas	91

Capitolo 8 – Analisi Numerica di un Gruppo Combinato

	Pagina	
8.1	Scelta del Rapporto di Compressione	93
8.2	Impostazione Manuale del Rapporto di Compressione	94
8.3	Prestazioni dell'Impianto Combinato ad r Fisso	97
8.4	Ottimizzazione Automatica del Rapporto di Compressione	106
8.5	Prestazioni dell'Impianto Combinato ad r Ottimizzato	107

Prefazione

Nella stesura di questa tesi di laurea triennale ci si è posti come obiettivo l'elaborazione di un programma, scritto in linguaggio *Matlab*, che permetta, anche ad utenti inesperti di codici informatici, di approcciarsi alla valutazione delle prestazioni di impianti a gas, a vapore e combinati.

Si è cercato di raggiungere questo traguardo per mezzo di un accurato studio fisico dei sistemi sopra citati ed attraverso l'impiego di interfacce grafiche *user friendly* generate in ambiente *Matlab*.

Il risultato che abbiamo ottenuto è un programma che consente di effettuare numerose valutazioni di efficienza riguardo agli impianti su detti e pertanto può essere impiegato, specialmente in ambito didattico, per capire quali scelte di regolazione siano da intraprendere per ottimizzare tali sistemi.

Nella ricerca di dare anche maggiori risvolti pratici al software è stata posta particolare attenzione all'elaborazione di un modello completo che permetta di accostarsi il più possibile a soluzioni reali, soprattutto cercando di lasciare libero l'utente di spaziare nell'analisi energetica dei sistemi senza predefinire alcuno dei parametri fondamentali di regolazione di tali impianti.

Aggiungiamo che il livello di completezza raggiunta da questa opera non è frutto solamente del nostro lavoro ma anche di quello degli ingegneri Giulianelli e Perugini.

Va infatti riconosciuto a questi il merito di aver messo a nostra disposizione modelli termodinamici rispettivamente relativi a cicli a vapore e cicli turbogas i quali sono stati da noi rivisti, corretti, integrati ed infine completati con la parte aggiuntiva relativa ai cicli combinati.

Unitamente alla programmazione del software ci siamo dedicati inoltre alla stesura dello scritto che segue, il quale oltre ad introdurre il lettore all'utilizzo del codice, contiene una dettagliata analisi della fisica dei sistemi energetici trattati che ci si augura possa consentire all'utente di interpretare correttamente i dati che ricaverà dall'utilizzo del programma.

Faenza, 4 Settembre 2013

Damiano Rossi

1 Produzione di Energia

1.1 Conversione dell'Energia

Se si tralasciano le reazioni fisiche nucleari, che prevedono la trasformazione di massa in energia e viceversa, nelle applicazioni comuni si può assumere che l'energia si conservi sempre nelle varie trasformazioni alle quali può essere soggetto un sistema, ovvero si può considerare questa come una costante.

Per questo motivo quindi la dizione "produzione di energia", per quanto comunemente usata, è impropria, in quanto in tutti i sistemi energetici, eccetto quelli nucleari come detto, non si ha affatto creazione di energia quanto piuttosto una trasformazione di questa da una forma ad un'altra in modo da renderla meglio fruibile dalla società umana e le sue macchine.

E' possibile distinguere quindi una serie di "forme" nelle quali l'energia può presentarsi prima e dopo la conversione da parte dell'uomo.

Le forme nelle quali si presenta l'energia disponibile in natura e che vengono maggiormente convertite dall'uomo sono i combustibili fossili e nucleari, i venti, i corsi d'acqua e le maree, e la radiazione solare.

Le forme invece nelle quali è abitualmente convertita dall'uomo in quanto più congeniali al relativo sfruttamento in macchine ed impianti sono l'energia termica, l'energia meccanica e l'energia elettrica.

1.2 Valore dell'Energia

Occorre ora tenere presente che per la società umana uno stesso quantitativo di energia può aver un valore molto diverso, a seconda della forma nella quale è disponibile per essere utilizzato.

Questo è vero poiché l'uomo utilizza l'energia in macchine da egli costruite che richiedono questa in una ben determinata forma per poter funzionare che se non è tale necessita di essere convertita.

Da ciò discende che le forme energetiche più pregiate saranno quelle convertibili integralmente in qualsiasi altra forma mentre le meno pregiate saranno quelle tali per cui non sia possibile la trasformazione in nessun'altra tipologia.

Nel nostro caso, in cui tratteremo di impianti a vapore e a gas, considereremo di avere a disposizione in ingresso energia come combustibile fossile e di richiedere in uscita energia elettrica, come del resto avviene abitualmente in questo tipo di applicazioni. Questo perché in natura la maggior parte dell'energia è "stoccata" sotto forma di combustibili fossili quali petrolio, carbone, gas naturale, ecc. mentre la maggior parte delle macchine di comune uso richiedono in ingresso energia elettrica per poter adempiere al compito per il quale sono preposte.

1.3 Conversioni Energetiche negli Impianti a Vapore e a Gas

Per quanto riguarda il caso degli impianti a vapore e a gas quello che si fa è operare una prima conversione energetica dei combustibili fossili in energia termica tramite una reazione di combustione, quindi ci si avvale di un ciclo motore a fluido che consenta l'ottenimento di energia meccanica, infine si converte l'energia meccanica in energia elettrica per mezzo di alternatori.

Iniziamo ora considerando la prima di queste trasformazioni ovvero da combustibile a energia termica che è sicuramente la più facile da capire in quanto, come detto, non consiste in altro che una semplice reazione di combustione. L'unico problema che si deve affrontare in questa fase è quello tecnologico relativo alle apparecchiature che verranno adoperate nella realizzazione del bruciatore, le quali saranno sottoposte a forti sollecitazioni termiche dovute alle alte temperature.

In questa fase, come in ogni altra del resto, non si otterrà una conversione integrale dell'energia in ingresso nella forma voluta dell'energia in uscita, in quanto sostanzialmente non tutta la potenzialità energetica del combustibile si esplicherà in energia termica a causa della natura reale imperfetta delle reazioni di combustione. Occorrerà perciò tener conto di questa perdita di potenzialità per mezzo di un termine denominato rendimento del generatore, che altro non è che il rapporto tra l'energia termica specifica ottenuta dalla combustione del combustibile e il relativo potere calorifico.

Tenendo ora presente che la terza fase di conversione, ovvero quella da energia meccanica ad energia elettrica, consiste in un problema di tipo spiccatamente elettrotecnico, che pertanto non verrà sviluppato in questa sede, non resta che occuparsi della fase di trasformazione dell'energia termica in energia meccanica che è sostanzialmente la più complessa ed il fulcro di tutto il sistema.

Come detto la conversione di energia termica in energia meccanica si avvale di un ciclo motore a fluido.

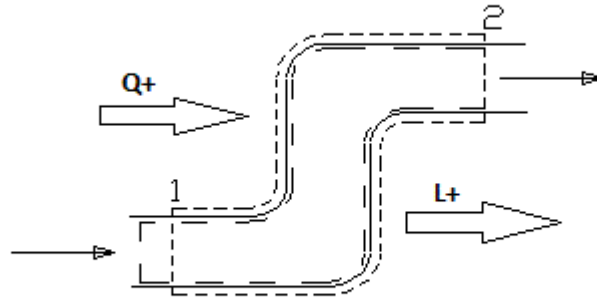
Definiamo allora ciclo motore a fluido una successione chiusa di trasformazioni termodinamiche di un fluido, ovvero ripetibili indefinitamente, in cui a spese di una cessione netta di energia termica, il bilancio di energia meccanica risulti positivo, ovvero in cui l'energia meccanica resa risulti maggiore dell'energia meccanica assorbita.

1.4 Equazioni Energetiche

Per poter affrontare correttamente lo studio dei cicli motori è necessario preliminarmente introdurre una serie di equazioni che siano di supporto alla spiegazione delle trasformazioni termodinamiche che avvengono in seno al fluido e permettono la conversione dell'energia.

Assumiamo per prima cosa che lo studio delle trasformazioni che hanno luogo negli impianti che tratteremo venga affrontato in condizioni di regime stazionario per il sistema.

Questo implica che considereremo le grandezze caratteristiche del sistema costanti nel tempo e sarà perciò possibile applicare l'equazione di bilancio energetico valida per sistemi aperti derivante direttamente dal primo principio della termodinamica:



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

Nel caso poi in cui il fluido evolvente si trovi in stato gassoso, si considererà questo come ideale, sarà perciò applicabile l'equazione dei gas perfetti:

$$pv = RT$$

Nel caso di fluidi comprimibili soggetti a compressione o espansione adotteremo poi il modello della trasformazione politropica:

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

1.5 Secondo Principio della Termodinamica ed Entropia

Riprendiamo brevemente i concetti espressi dal secondo principio della termodinamica ed il significato di entropia, in quanto rilevanti ai fini dello studio dei cicli a fluido che ci apprestiamo ad affrontare.

Mentre il primo principio afferma sostanzialmente che per una qualsiasi serie di trasformazioni subita da un sistema fisico l'energia è una costante, il secondo ci informa su come tali trasformazioni possano avvenire, ed in particolare afferma l'impossibilità di trasformare integralmente una determinata quantità di energia disponibile sotto forma di calore in una pari quantità di lavoro. In altre parole questo implica che per qualunque ciclo di trasformazioni volto alla conversione di calore in lavoro è impossibile ottenere in uscita solamente energia meccanica ma è necessario prevedere la cessione di una quantità di calore all'ambiente che, nel caso in cui si voglia ottenere il massimo valore possibile di lavoro a partire da uno stesso quantitativo di calore, dovrà essere il minore possibile in accordo con il primo principio.

Quanto detto permette l'introduzione del concetto di rendimento energetico di un ciclo come rapporto tra lavoro ottenuto e calore assorbito dal fluido in un ciclo:

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

Da quest'espressione appare chiaro quindi come diversi scambi energetici e trasformazioni termodinamiche possano essere più o meno vantaggiose a seconda dell'entità dell'effetto utile ottenuto nel ciclo in questione.

La grandezza che quantifica la bontà di uno scambio energetico è detta entropia ed esprime con il proprio aumento, dovuto a perdite per fenomeni irreversibili, una dissipazione di potenzialità energetiche, ovvero la trasformazione di una qualsiasi forma di energia in calore a bassa temperatura completamente inutilizzabile.

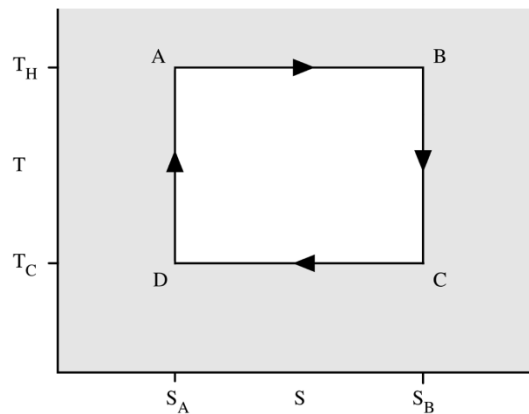
$$ds = \frac{dQ}{T}$$

A valle di ciò si definisce quindi isoentropica una trasformazione ideale che veda un aumento nullo di entropia, la quale sia cioè priva di perdite.

1.6 Generalità sui Cicli Motori a Fluido

Come già detto un ciclo motore è una successione chiusa di trasformazioni che, fatte avvenire in seno ad un fluido operatore, permettono la parziale conversione di energia termica in energia meccanica.

Il ciclo motore termodinamicamente ottimale prende il nome di Ciclo di Carnot e prevede che si comprima isoentropicamente il fluido, gli si ceda calore isotermicamente, quindi lo si espanda isoentropicamente ed infine questo ceda calore isotermicamente all'ambiente.



Dalla definizione di entropia si ricava:

$$ds = dQ/T \quad \rightarrow \quad dQ = Tds \quad \rightarrow \quad Q = \int T(s)ds$$

Il che implica che in ogni trasformazione tracciata sul piano termodinamico T-s l'area sottesa dalla curva rappresenta il calore scambiato.

Considerando che il sistema in questo caso assorbe e cede calore a temperatura costante è facile determinare le espressioni dei calori in entrata e in uscita:

$$Q_e = T_h \Delta s$$

$$Q_u = T_c \Delta s$$

Rifacendosi ora all'espressione del primo principio, essendo in un ciclo nulla la variazione di energia interna:

$$Q_e - Q_u = L \quad \rightarrow \quad L = (T_h - T_c) \Delta s$$

Si può quindi ricavare il rendimento di conversione dell'energia:

$$\eta = \frac{L}{Q_e} = 1 - \frac{T_c}{T_h}$$

Si conclude pertanto che le condizioni ottimali per un ciclo motore risultano essere quelle per cui il calore viene assorbito dal sistema alla massima temperatura possibile e il calore di scarto viene ceduto all'ambiente alla minor temperatura possibile.

Da quanto visto fino ad ora è possibile dedurre alcune importanti conclusioni:

Si osserva per prima cosa come il rendimento di conversione dell'energia nella pratica sia limitato dall'impossibilità di elevare troppo la temperatura massima del ciclo, per problemi tecnologici relativi alle apparecchiature nelle quali avviene la combustione, e dall'impossibilità di cedere il calore di scarto a temperatura inferiore a quella dell'ambiente, per l'evidente necessità di un salto termico positivo che consenta lo scambio termico con l'ambiente stesso.

Secondariamente si intuisce come sia impossibile ottenere un ciclo motore che, operando tra le stesse temperature massima e minima, fornisca un rendimento di conversione superiore a quello del Ciclo di Carnot. Questo perché ogni scostamento dallo scambio termico isotermico determina una perdita di lavoro utile percentualmente superiore al risparmio percentuale di calore ceduto al sistema, mentre ogni scostamento da compressione ed espansione isoentropiche è indice di perdite che diminuiscono il lavoro utile generato.

I cicli motori a fluido reali a vapore e a gas differiscono in maniera sostanziale dal Ciclo di Carnot, in primo luogo poiché è praticamente impossibile realizzare scambi termici a temperatura costante ed in secondo luogo poiché non si riescono a realizzare compressioni ed espansioni isoentropiche per via delle limitazioni tecniche di cui soffrono le macchine impiegate per questo tipo di trasformazioni.

Prima però di affrontare dettagliatamente lo studio di questi cicli e dei relativi impianti è opportuno aprire una parentesi su quello che è il problema della richiesta energetica nazionale e su come questa influisca sulla scelta della realizzazione di un tipo di impianto piuttosto che un altro.

1.7 Problema dell'Andamento della Richiesta Energetica

Affrontando il problema della generazione dell'energia occorre sempre tener presente che il fine ultimo della costruzione di un impianto, ed in generale di tutta la rete di produzione e distribuzione, è il soddisfacimento di ben precise esigenze di quelli che sono gli utenti del prodotto, ovvero la società.

Le migliaia di utenze presenti sul territorio richiedono energia nelle più svariate forme, meccanica, termica, frigorifera ecc. poiché però queste sono difficilmente trasmissibili su grandi distanze, per via delle enormi perdite alle quali si andrebbe incontro, quello che si fa è utilizzare l'energia elettrica come vettore di trasporto, operando una

conversione sia a monte nell'impianto di produzione, che a valle in corrispondenza dell'utilizzatore.

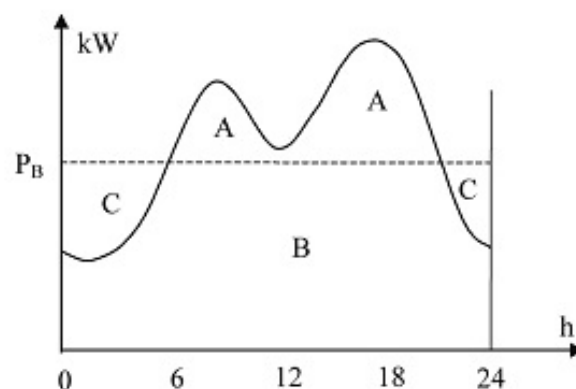
Per quanto questo approccio richieda la costruzione di tutte le apparecchiature di conversione il vantaggio che se ne ricava è infinitamente superiore, questo perché l'energia elettrica offre ottimi rendimenti sia di conversione che di trasporto, anche su lunghe distanze, con costi di impianto relativamente bassi.

Assunta quindi l'elettricità come forma energetica ottimale per la distribuzione alle utenze il problema che si incontra è quello dell'andamento generale della richiesta e dello stoccaggio dell'energia.

Ogni utenza appartenente alla società attinge energia dalla stessa rete nazionale, la quale perciò deve essere in grado di soddisfare contemporaneamente in ogni momento del giorno i bisogni di ogni utilizzatore, ovvero deve essere in grado di erogare una potenza pari alla somma delle potenze richieste da tutte le utenze collegate alla rete.

Poiché l'energia elettrica è nella pratica impossibile da stoccare se non per mezzo di costosi e antieconomici accumulatori quello che si è fatto è predisporre un sistema nazionale di generazione di potenza che sia in grado di sopperire alle variazioni della richiesta ovvero che sia in grado di coprire la curva di carico erogando maggiore o minore potenza in base alle esigenze generali.

Presentiamo ora un tipico diagramma di carico giornaliero che riporta l'andamento della potenza richiesta alla rete nazionale sulle ventiquattro ore:



Sono indicati con le lettere A i picchi di richiesta, con B il carico base e con C le eccedenze.

Quanto detto vuol far capire che, per quanto noi d'ora in avanti tratteremo gli impianti a vapore e gas solo dal punto di vista fisico-tecnico, in realtà nella scelta realizzativa è opportuno tener conto non solamente dei rendimenti e delle potenze erogabili ma anche dei tempi di avviamento e dei fattori di carico in quanto la progettazione dovrà sempre essere mirata al soddisfacimento di una ben determinata esigenza.

A questo proposito si avrà modo di osservare come gli impianti a gas abbiano generalmente rendimento minore rispetto a quelli a vapore o combinati ma come siano di contro molto più rapidi ad avviarsi, il che li rende spesso preferibili per la copertura delle brusche variazioni di richiesta.

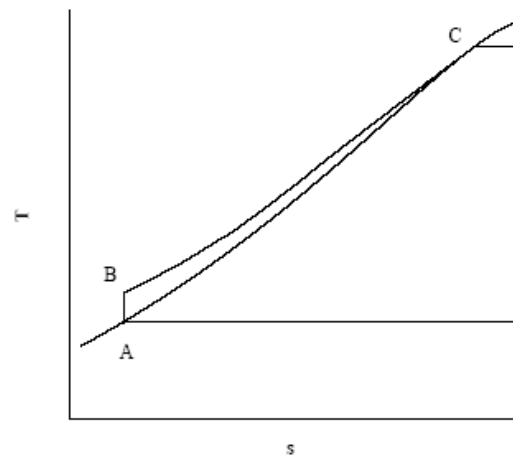
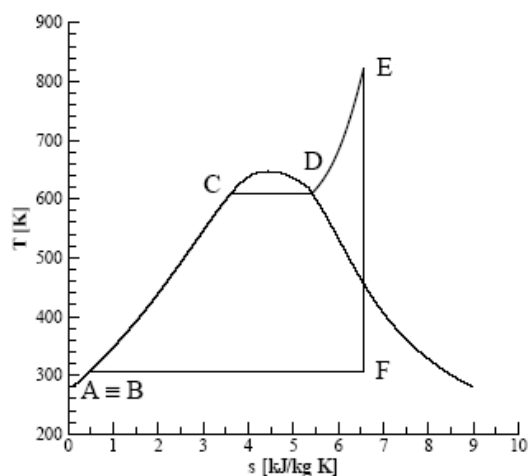
2 Impianti a Vapore

2.1 Ciclo Hirn Ideale

Il primo tipo di impianti che tratteremo sono quelli che sfruttano il vapore d'acqua come vettore per la produzione energetica i quali, per le limitate esigenze tecnologiche richieste, sono stati i primi a svilupparsi e ancora oggi coprono la fetta maggiore del fabbisogno energetico globale.

Sono impianti in cui il fluido operatore compie un ciclo chiuso e la combustione è esterna, il che permette l'alimentazione per mezzo dei più svariati tipi di combustibile, dal gas, al carbone, ai combustibili nucleari.

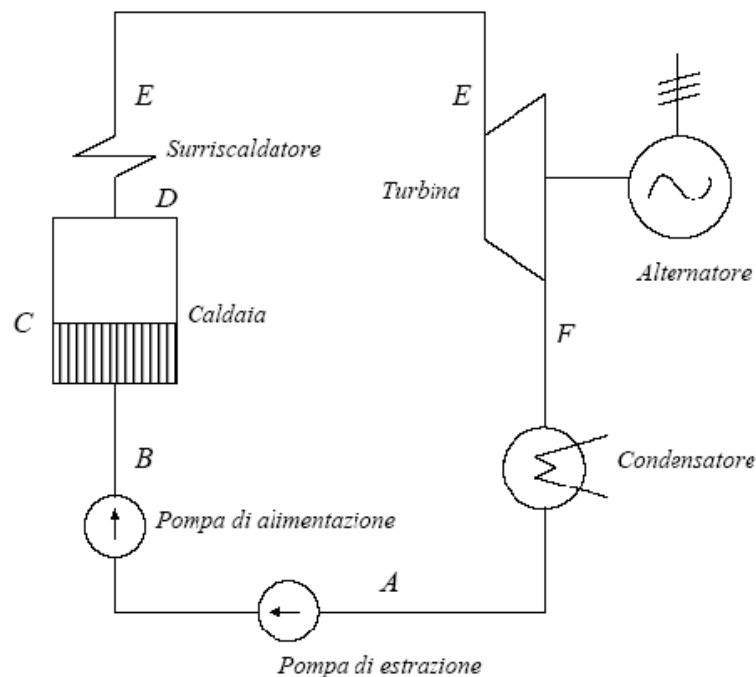
Il ciclo a vapore nel suo schema più classico, detto Ciclo Hirn, prevede che, a partire da acqua allo stato liquido e ad una determinata pressione di condensazione p_k si effettui una compressione del fluido nello stato incomprimibile fino ad una pressione p_v , con limitata spesa energetica, quindi gli si fornisca calore fino a portarlo a vaporizzare, lo si espanda poi in turbina riportandolo alla pressione p_k per poi infine condensarlo ritornando nelle condizioni iniziali del ciclo.



Si hanno quindi:

- trasformazione A-B di incremento di pressione nella pompa, che di norma viene assunta a temperatura costante.
- trasformazione B-C-D di riscaldamento e vaporizzazione in caldaia.
- trasformazione D-E di surriscaldamento nel surriscaldatore.
- trasformazione E-F di espansione in turbina.
- trasformazione F-A di condensazione nel condensatore.

Quello rappresentato è anche detto Ciclo limite di Hirn in quanto assume che le trasformazioni di pompaggio ed espansione siano delle isoentropiche, in realtà si avrà modo di osservare che nella pratica queste trasformazioni avverranno sempre ad entropia crescente, fatto che verrà trascurato per quanto riguarda il pompaggio, in quanto trascurabile nel bilancio energetico del ciclo, ma di notevole importanza per quanto riguarda l'espansione in quanto incidente direttamente sulla fase utile del ciclo.



Il rendimento del ciclo corrisponderà al rapporto tra effetto utile e calore assorbito ed esprimendo gli scambi energetici per mezzo delle variazioni di entalpia si avrà:

$$Q_e = h_e - h_a$$

$$L = h_e - h_f$$

$$Q_u = h_f - h_a = r_k x f$$

Vediamo quindi che il calore ceduto corrisponde anche al prodotto del calore latente di condensazione relativo alla temperatura del liquido nel condensatore con il titolo del vapore all'inizio della condensazione.

$$\eta_{th} = \frac{L}{Q_e} = \frac{h_e - h_f}{h_e - h_a}$$

Appuntiamo che per esattezza di calcolo nel computo dell'effetto utile del ciclo andrebbe sottratto al lavoro generato in turbina dal vapore in espansione il lavoro speso nella pompa per l'aumento di pressione del fluido in forma liquida. Prendiamo l'espressione del lavoro speso o generato considerando queste trasformazioni isoentropiche:

$$L = \int_{p_1}^{p_2} v(p) dp$$

Se consideriamo ora che il volume specifico dell'acqua in forma liquida è di circa tre ordini di grandezza inferiore rispetto al volume specifico del vapore appare lecito trascurare il contributo della compressione rispetto all'espansione.

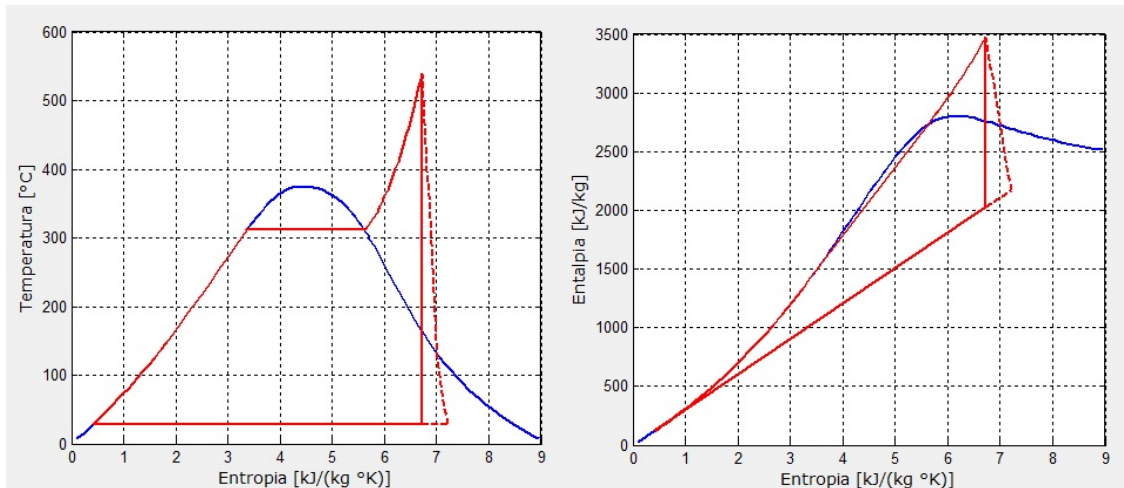
2.2 Ciclo Hirn Reale

Poiché, come su detto si trascurerà sempre il contributo energetico della trasformazione di pompaggio, nel passaggio dal ciclo ideale a quello reale occorrerà semplicemente tener conto in più della non isoentropicità dell'espansione del vapore in turbina.

Quello che si osserva in turbina è una serie di fattori quali:

- perdite fluidodinamiche nei condotti.
- perdite all'imbocco di ogni palettatura della turbina e del condensatore.
- perdite per fughe.
- perdite per attrito ed effetto ventilante.
- perdite allo scarico per distacco della vena fluida e vorticosità.
- perdite meccaniche nei supporti.

Tutti questi determinano un calo del salto entalpico associato alla trasformazione di espansione con conseguente aumento di entropia e diminuzione di effetto utile.



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.

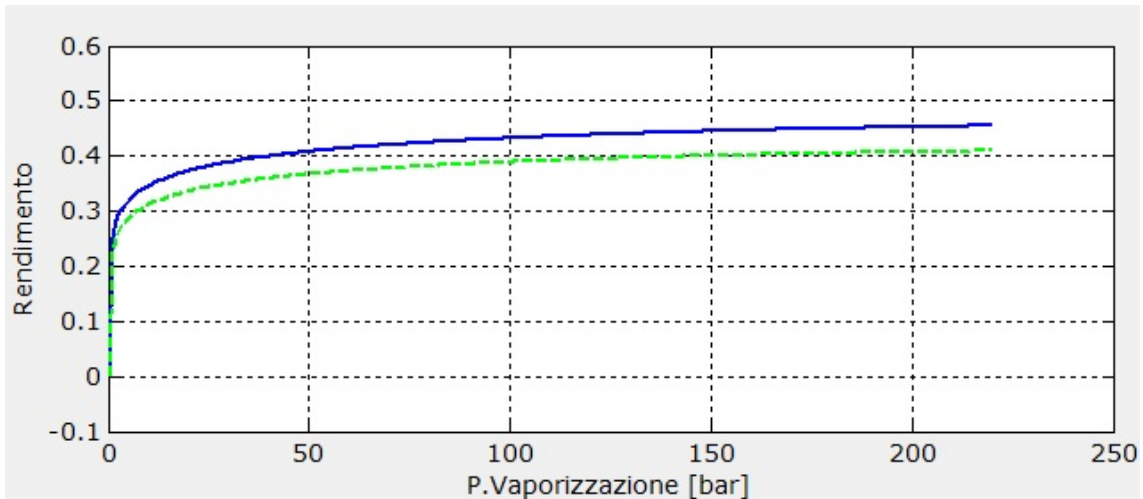
Indicando con E il punto di inizio espansione, con F il punto di fine espansione ideale e con F' il punto di fine espansione reale si avrà:

$$\eta_{ie} = \frac{h_e - h_{f'}}{h_e - h_f}$$

L'espressione del rendimento termodinamico del ciclo reale assumerà perciò la forma:

$$\eta_{th} = \frac{L}{Q_e} = \frac{h_e - h_{f'}}{h_e - h_a}$$

Appare perciò evidente come, in accordo con il principio di Carnot, sia necessario, per massimizzare il rendimento del Ciclo Hirn, cercare di vaporizzare il fluido alla maggiore temperatura possibile e quindi, nel campo del vapore saturo, alla maggior pressione possibile, e cercare di condensare il fluido alla minor temperatura possibile, ovvero alla minor pressione possibile.



Nel diagramma sopra, a testimonianza di quanto detto, sono riportati, in funzione della pressione di vaporizzazione: in blu l'andamento del rendimento ottenuto per via numerica di un Ciclo Hirn con espansione ideale, in verde l'andamento del rendimento ottenuto per via numerica di un Ciclo Hirn con espansione reale.

L'inserimento del surriscaldamento determina l'aumento sia del lavoro generato che del rendimento del ciclo.

Prendiamo infatti le espressioni del lavoro utile e del rendimento in caso reale:

$$L = h_e - h_{f'}$$

$$\eta_{th} = \frac{L}{Q_e} = \frac{h_e - h_{f'}}{h_e - h_a}$$

Incrementando la temperatura massima di surriscaldamento aumenta infatti il livello entalpico del punto E di inizio espansione, si ha quindi, a parità di pressione di condensazione, un salto entalpico disponibile via via superiore che determina direttamente un incremento del lavoro generato.

L'adozione di questo stratagemma per il miglioramento dell'efficienza del ciclo è tuttavia limitata da problemi tecnologici connessi alla resistenza dei materiali con i quali sono realizzati i fasci tubieri del surriscaldatore già sottoposti alla pressione del vapore, che nella pratica non consentono il superamento di temperature massime di surriscaldamento di 550/600°C.

Definito il rendimento termodinamico del ciclo a vapore è possibile introdurre il rendimento totale effettivo di un gruppo a vapore semplice inteso come rapporto tra potenza utile ricavata e potenza introdotta nel generatore di vapore con il combustibile. Questo sarà il prodotto del rendimento termodinamico stesso con un fattore che tenga conto delle perdite dovute all'imperfetta combustione e un fattore

che comprenda le richieste di energia da parte degli ausiliari necessari al corretto funzionamento del sistema:

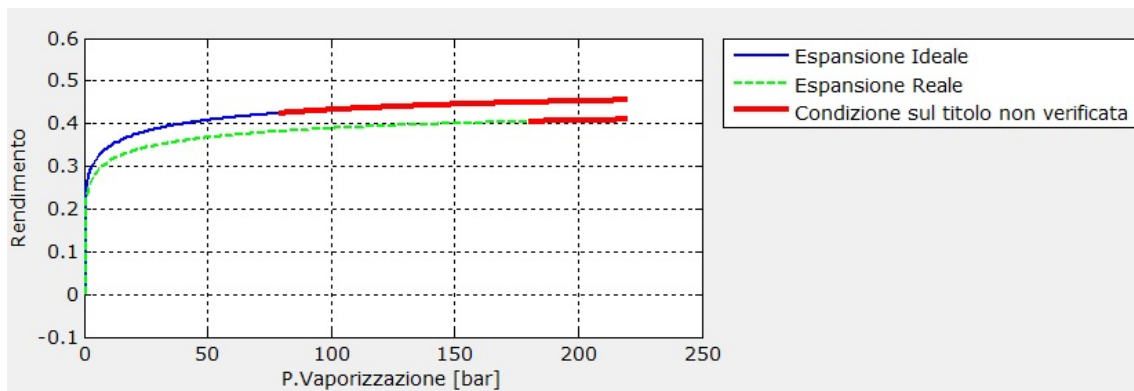
$$\eta_{t_{vap}} = \eta_{th}\eta_g\eta_{ov}$$

2.3 Ciclo Hirn Riscaldato

Il Ciclo Hirn semplice, se ottimizzato ai valori di pressione di vaporizzazione e di condensazione che ne consentano il massimo rendimento, vede lo scarico del vapore saturo in condizioni di titolo molto basso.

Questo determina la presenza nelle ultime schiere di palette della turbina di goccioline di liquido in transito, le quali, per via dell'elevata energia cinetica della quale dispongono, impattando contro le pale, ne provocano la progressiva erosione con conseguente malfunzionamento del sistema.

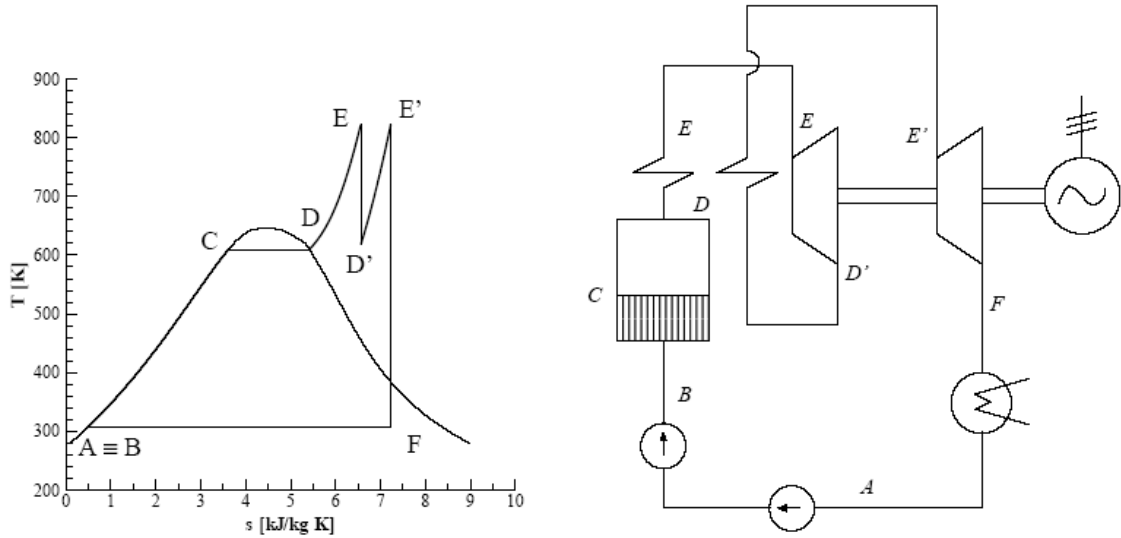
I costruttori di turbine forniscono perciò di norma un valore limite minimo del titolo oltre al quale è opportuno non scendere per garantire alla turbina una certa vita utile.



A questo proposito la figura riporta i già visti andamenti del rendimento di un Ciclo Hirn con espansione ideale e reale, con in aggiunta l'indicazione in rosso dei valori di pressione di vaporizzazione che non verificano una condizione di titolo minimo allo scarico pari a 0,8.

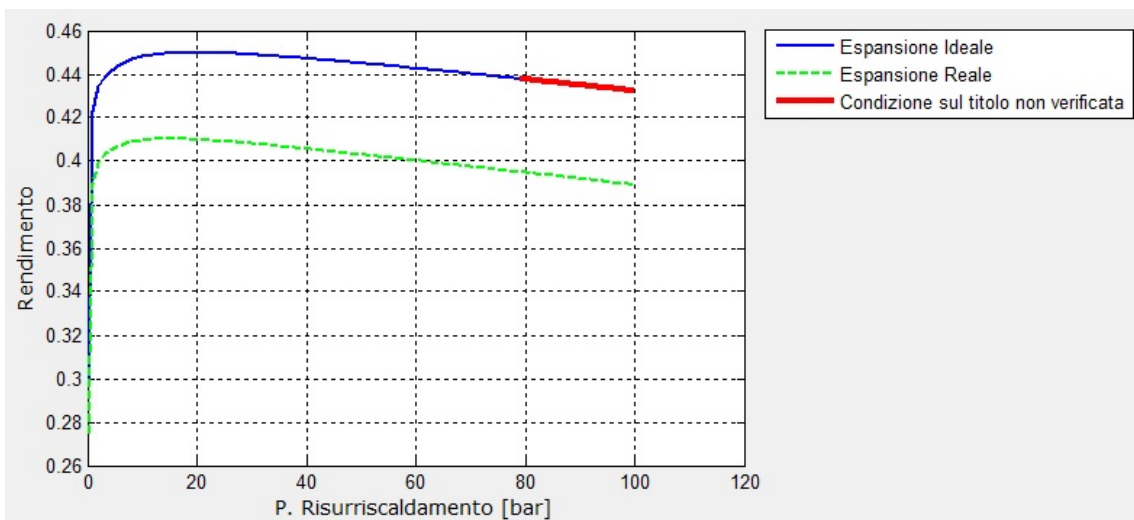
Per non penalizzare quindi il rendimento del ciclo semplice abbassando la pressione di vaporizzazione o aumentando la pressione di condensazione, quello che si fa, per rientrare nelle condizioni di titolo richieste, è operare, dopo il surriscaldamento, una prima espansione del vapore fino ad un punto D' quindi surriscaldare nuovamente fino ad un punto E' posto alla stessa temperatura di E ma a pressione inferiore.

Espandendo poi completamente il vapore dal punto E al punto F si osserva un notevole incremento del titolo allo scarico non che del rendimento del ciclo per via dell'aumento della temperatura media di somministrazione del calore nel ciclo.



In questo caso il prezzo da pagare per l'ottenimento di rendimenti e titoli allo scarico superiori è la maggior complicazione impiantistica che costringe ad aggiungere allo schema del ciclo semplice una sezione aggiuntiva di risurriscaldamento e a sostituire il sistema monoturbina con un gruppo costituito da due turbine generalmente monoalbero che si facciano carico una dell'espansione in alta pressione e l'altra dell'espansione in bassa pressione.

Si può calcolare per via numerica in questo tipo di soluzione impiantistica il valore ottimale di pressione di risurriscaldamento che ottimizzi il rendimento del ciclo:



Il diagramma riportato mostra appunto l'andamento del rendimento del Ciclo Hirn risurriscaldato in funzione della pressione di risurriscaldamento nei casi di espansione ideale e reale; in particolare è possibile notare come la scelta di basse pressioni di risurriscaldamento, oltre a scongiurare bassi titoli del vapore allo scarico, permetta anche l'ottenimento di valori di rendimento elevati, rendendo di fatto la soluzione risurriscaldata molto competitiva.

Per quanto riguarda il calcolo del rendimento, in questa situazione occorrerà tenere presente che l'effetto utile sarà dato dalla somma dei due contributi di espansione mentre il calore ceduto si comporrà del solito tratto A-E più la parte di risurriscaldamento D'-E':

$$\eta_{th} = \eta_{ie} \frac{(he' - hf) + (he - hd')}{(he - ha) + (he' - hd')}$$

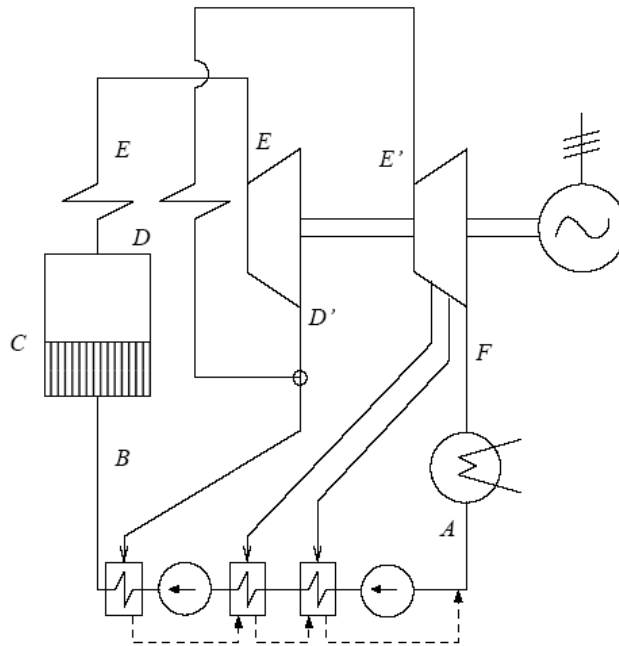
Nulla vieta infine di incrementare il numero di surriscaldamenti oltre a due, con conseguente decrescente miglioramento dell'efficienza del ciclo e crescente incidenza delle spese dovute alla complicazione del sistema fino al raggiungimento dell'antieconomicità dell'investimento.

2.4 Ciclo Hirn a Spillamenti

Come già più volte detto l'espressione di Carnot ci suggerisce come, per incrementare il più possibile il rendimento di un ciclo, sia necessario fare in modo che il sistema assorba calore alla temperatura più alta possibile.

Osservando l'andamento del Ciclo Hirn si capisce quindi come la parte che più penalizza il rendimento sia quella relativa al riscaldamento del liquido in caldaia in quanto consistente in una cessione di calore al sistema a temperatura variabile tra quella di saturazione alla pressione di condensazione e quella di saturazione alla pressione di vaporizzazione.

In base a ciò si può quindi pensare di eliminare la fase di riscaldamento del liquido per scambio termico con l'esterno sostituendola con uno scambio interno al sistema. Questo è realizzabile fornendo l'energia termica al liquido in riscaldamento scambiandola con il vapore in espansione che viene perciò spillato in frazioni dalla turbina.

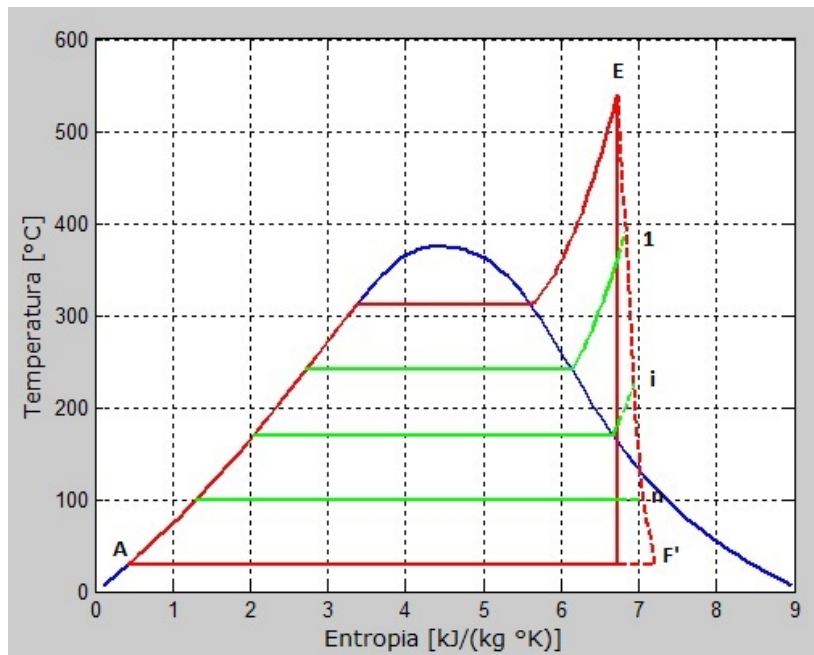


Quello che occorre fare a livello impiantistico è inserire delle prese di spillamento del vapore in corrispondenza di determinate sezioni della turbina, ovvero a determinate pressioni di spillamento, che derivino parte del vapore in espansione verso scambiatori di calore attraversati controcorrente dal liquido proveniente dal condensatore. Si ottiene perciò una perdita di effetto utile dovuta alla minor portata di vapore che si espande unita ad un risparmio di energia primaria da cedere al fluido in caldaia con complessivo incremento del rendimento.

Il vapore spillato ad una determinata pressione cede tutto il relativo calore latente nello scambiatore verso il quale è convogliato, viene quindi laminato e inviato allo scambiatore precedente dove cede altra energia termica in quanto portato ad una minor pressione e quindi temperatura di saturazione.

Gli scambiatori possono essere del tipo a miscela o a superficie, questi ultimi, per quanto meno efficienti nello scambio termico, in quanto necessitanti sempre di una differenza di temperatura finita tra i due fluidi affinché si realizzi lo scambio, sono di norma preferiti in quanto meno ingombranti e più economici poiché privi della necessità di una pompa di estrazione. Di scambiatori a miscela ne viene di norma inserito uno con funzione di degasatore per l'espulsione dei gas incondensabili.

Il calcolo delle portate da spillare e delle superfici di scambio termico si ottiene semplicemente dai bilanci energetici sui vari scambiatori.

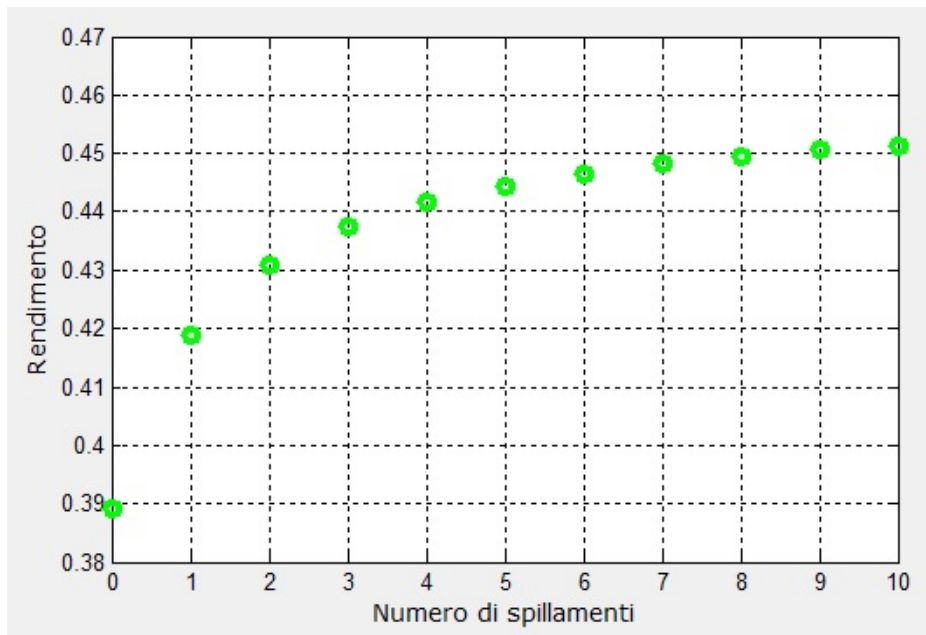


Il grafico riporta il diagramma T-s di un ciclo a spillamenti, è possibile osservare in verde le linee di spillamento del vapore che attraversano tutta la campana; in questa fase il fluido cede tutto il relativo calore latente per raggiungere quindi la curva limite inferiore ed essere poi laminato fino alla pressione di spillamento immediatamente inferiore, il calore ceduto come detto viene scambiato con il liquido in uscita dal condensatore che aumenta così il proprio livello entalpico prima di entrare in caldaia.

In questo caso quindi come preannunciato l'espressione del rendimento coinciderà con quella del Ciclo Hirn nella quale il numeratore sarà diminuito di una quantità pari alla perdita di effetto utile per diminuzione della portata di vapore in espansione mentre il denominatore sarà diminuito di una quantità pari al risparmio di energia termica da fornire al fluido in caldaia in quanto ottenuta dal vapore spillato. Esprimendo le masse di vapore spillato in funzione dell'unità di massa di vapore in transito al condensatore si avrà:

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

Si osserva quindi un andamento monotono crescente del rendimento in funzione del numero di spillamenti; anche in questo caso occorrerà tener conto che, essendo l'incremento di rendimento sempre minore all'aumentare del numero degli spillamenti, vi sarà un numero ottimale di spillamenti oltre il quale la rigenerazione non sarà più vantaggiosa economicamente a causa della crescita lineare dei costi di impianto.



Quanto appena detto è rintracciabile anche nel diagramma sovrastante nel quale sono riportati i valori del rendimento di un Ciclo Hirn rigenerativo in un range di numero di spillamenti che va da 0 a 10.

2.5 Condensazione

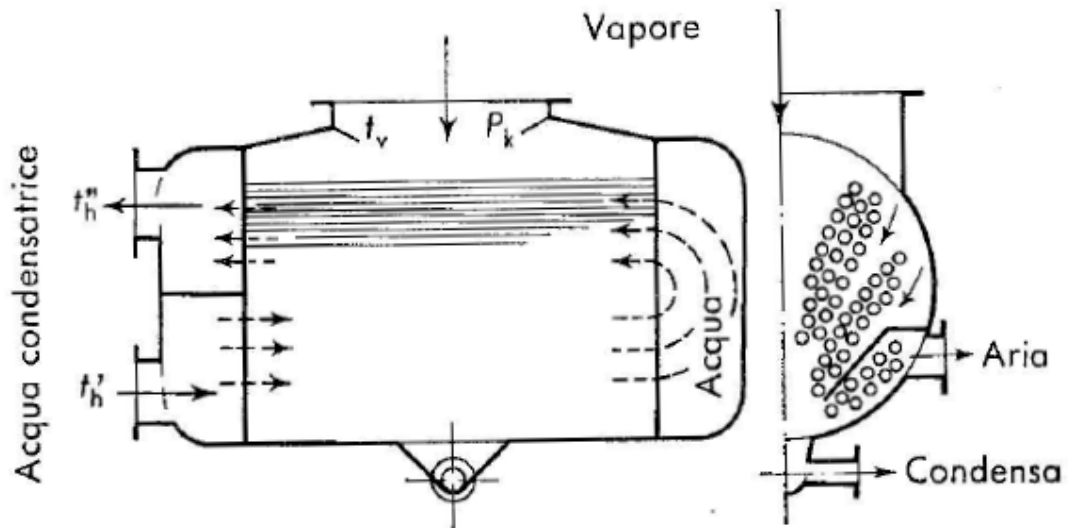
Passiamo ora all'analisi delle trasformazioni termodinamiche caratteristiche dei cicli a vapore.

La condensazione è la trasformazione isobara che permette al vapore saturo ad alto titolo in uscita dalla turbina di tornare nelle condizioni di liquido pronto per essere messo in pressione dalla pompa.

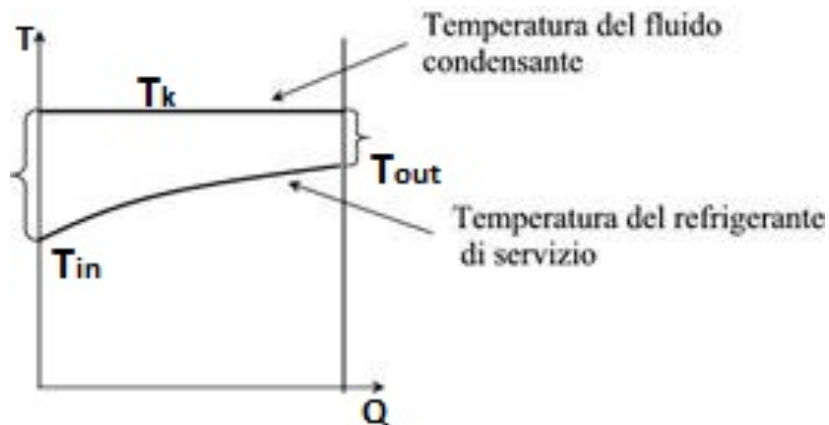
Perché questo processo abbia luogo è necessario sottrarre al vapore il calore latente di condensazione eseguendo uno scambio termico con un fluido refrigerante, generalmente acqua, che può circolare sia in circuito aperto che chiuso.

Al fine di ottenere alti rendimenti è opportuno che la condensazione avvenga a bassa temperatura, questo però di fatto riduce il salto termico disponibile tra vapore da condensare e acqua refrigerante peggiorando lo scambio termico e costringendo ad aumentare le superfici di scambio per riuscire ad asportare tutta la potenza termica necessaria.

Mediando tra le opposte esigenze di bassa temperatura di condensazione e superfici di scambio di area ragionevole si arrivano a definire le dimensioni del condensatore:



Sarà nota la potenza di condensazione dalle caratteristiche fisiche del ciclo, eseguendo quindi i bilanci energetici dal lato vapore e dal lato fluido refrigerante sarà possibile dimensionare la superficie di scambio del condensatore e determinare la portata di acqua necessaria allo scambio di tutta la potenza termica:



$$Q = \dot{m}_{h_2o} c_l (T_{out} - T_{in})$$

$$Q = k_g A \Delta T_{ml} = k_g A \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left(\frac{T_k - T_{in}}{T_k - T_{out}}\right)}$$

Abbiamo indicato con k_g il coefficiente di scambio termico globale composto dalla somma dei contributi di convezione lato vapore, conduzione attraverso la parete di separazione dei fluidi e convezione lato acqua:

$$k_g = \frac{1}{\frac{1}{k_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{k_{h2o}}}$$

2.6 Generazione del Vapore

La generazione del vapore avviene in un corpo di grandi dimensioni costituito da più scambiatori dove l'energia generata dalla combustione viene trasferita al fluido operatore per irraggiamento e scambio convettivo tramite i fumi ad alta temperatura. Nella parte bassa vi è la camera di combustione le cui pareti sono rivestite da tubi nei quali scorre il liquido proveniente dall'economizzatore che si riscalda fino a vaporizzare ricevendo calore per irraggiamento.

Il combustibile è iniettato dagli angoli della camera verso il centro nel quale si ha la fiamma viva in modo da conferirgli un moto vorticoso che favorisca la combustione stessa.

Percorsi i tubi vaporizzatori il fluido bifase raggiunge un corpo separatore C nel quale viene diviso il vapore saturo dal liquido che ritorna alla base dei tubi.

Dall'alto del separatore viene prelevato il vapore saturo secco ed inviato ad un primo surriscaldatore S1 equicorrente nel quale si compie una prima fase di surriscaldamento; questo viene quindi completato facendo transitare il vapore in un secondo surriscaldatore S2 controcorrente.

A questo punto il fluido si trova nelle condizioni di massima temperatura e pressione di tutto il ciclo ed entra perciò nella turbina di alta pressione per espandersi e generare lavoro utile.

In uscita dalla turbina il vapore entra in un primo risurriscaldatore RS1 controcorrente e quindi in un secondo RS2 riportandosi nuovamente alla massima temperatura di ciclo.

Si ha quindi la seconda fase di espansione nella turbina di bassa pressione dalla quale il vapore esce a bassa pressione e viene convogliato verso il condensatore.

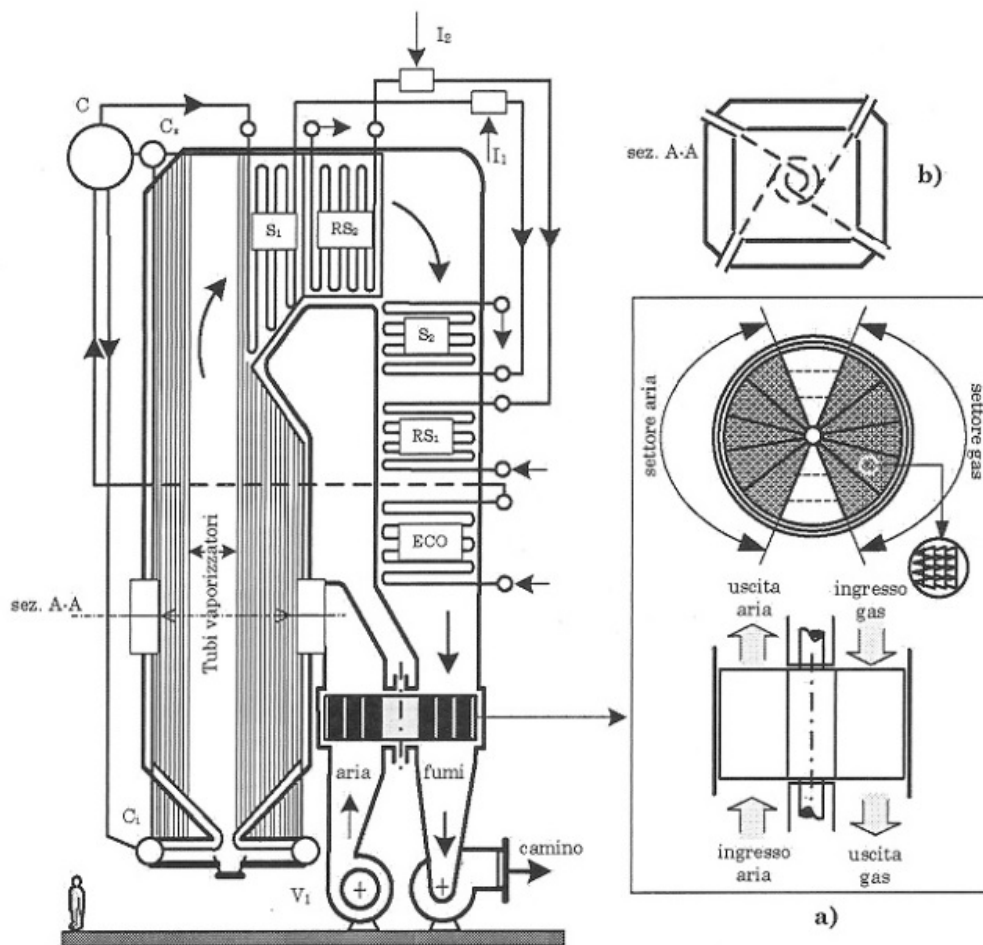
Il corpo generatore è completato dagli attemperatori I1 ed I2, dispositivi atti ad evitare il raggiungimento di temperature troppo elevate per il vapore, dal ventilatore V1, necessario a introdurre l'aria comburente nei condotti di alimentazione, dal camino di espulsione dei fumi e dallo scambiatore Ljungstrom inserito al fine di recuperare l'entalpia residua dei gas di scarico tramite scambio termico indiretto con l'aria in ingresso alla camera di combustione.

Come anticipato è possibile definire un rendimento del generatore di vapore come rapporto tra l'energia utilmente ceduta alla portata G_v di fluido operatore e l'energia

chimicamente disponibile nel combustibile quantificata dal relativo potere calorifico k_i :

$$\eta_g = \frac{G_v(h_e - h_a)}{G_c k_i}$$

Ricordiamo che h_a ed h_e rappresentano gli stati entalpici del fluido operatore all'ingresso e all'uscita del generatore di vapore mentre si è indicato con G_c la portata di combustibile in camera di combustione.



2.7 Espansione in Turbina

La trasformazione di espansione del vapore è la fase chiave di tutto il ciclo in quanto è qui che si genera l'effetto utile desiderato.

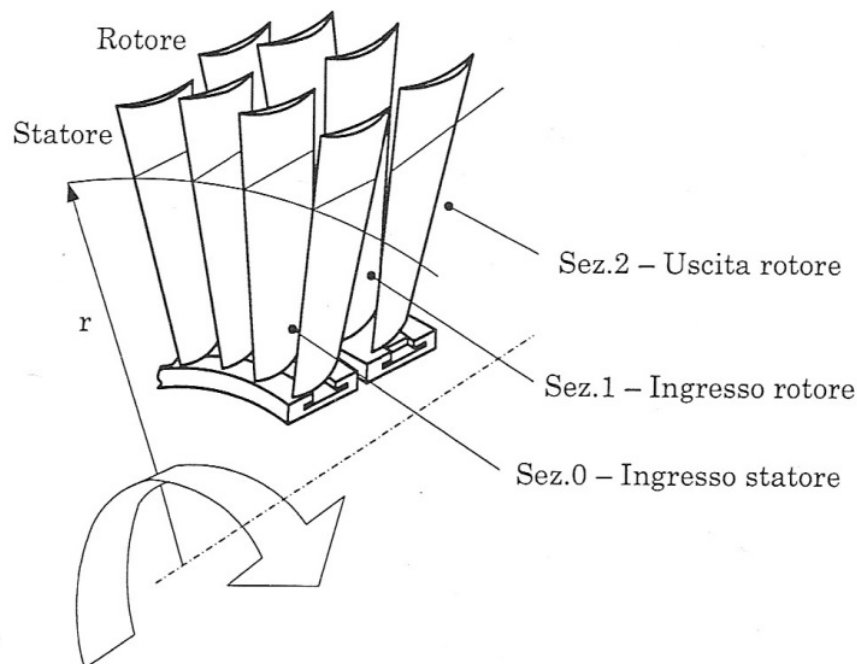
Il principio che si sfrutta per ricavare lavoro, ovvero energia meccanica, è quello di far espandere il vapore in canali convergenti fissi, in modo tale da convertirne l'energia di pressione posseduta dal vapore in energia cinetica, per poi raccogliere quest'ultima mettendo in rotazione una serie di palettature calettate su un albero mobile.

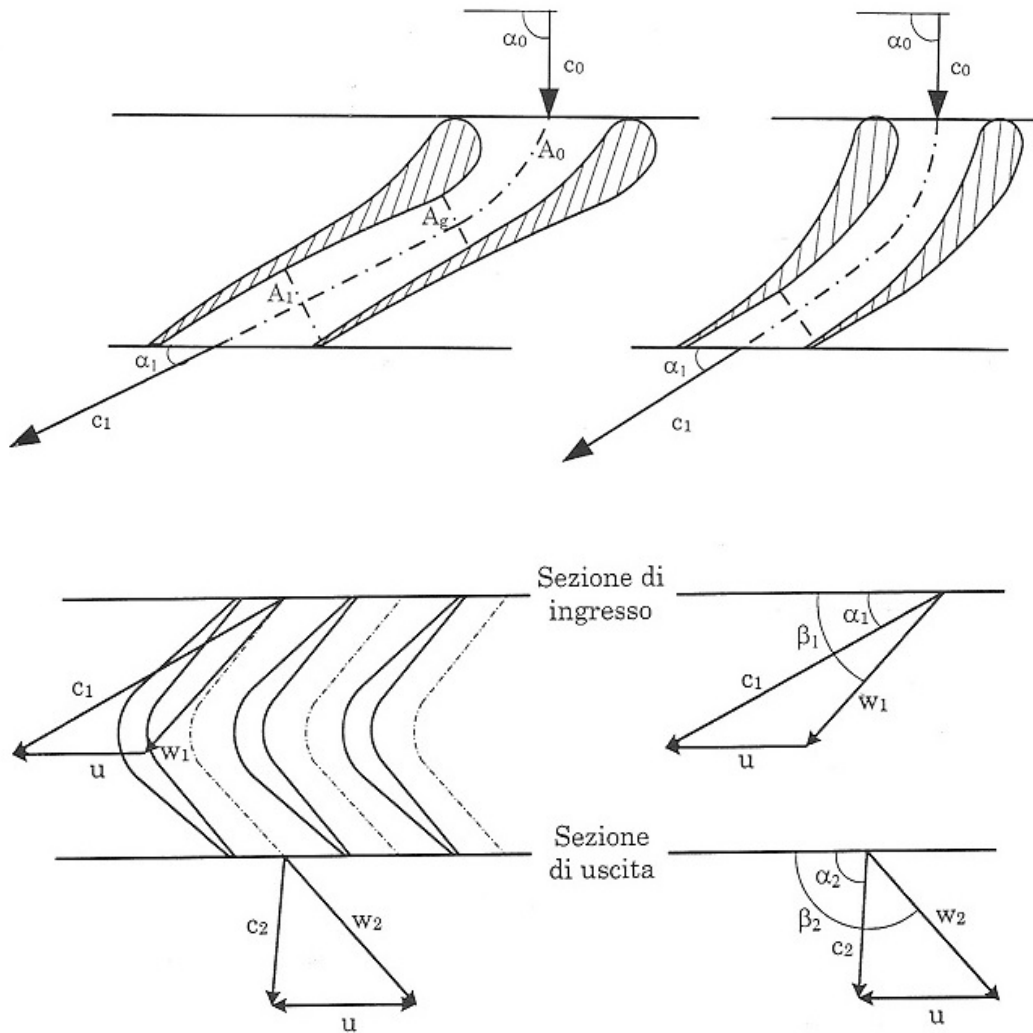
La struttura fisica della turbina nella quale avvengono questa serie di trasformazioni è detto stadio della turbomacchina, generalmente la macchina è costituita da un numero considerevole di stadi, in ognuno dei quali il fluido abbassa il proprio livello entalpico cedendo energia alla palettatura mobile.

L'insieme delle palettature mobili di ogni stadio della turbomacchina è detto rotore, mentre l'insieme delle palettature fisse, ovvero dei canali convergenti atti ad accelerare il fluido prima che questo entri nella parte rotorica, è detto statore.

Come già visto nel caso in cui la trasformazione di espansione fosse ideale l'entropia si manterrebbe costante, nella realtà però le perdite fluidodinamiche dovute ad urti ed attriti determinano una perdita di salto entalpico disponibile con conseguente riduzione del lavoro utile raccolto all'albero.

Analizziamo ora più dettagliatamente quello che avviene in uno stadio di una turbomacchina motrice e come si presenta questo dal punto di vista costruttivo.





Nel primo disegno è possibile distinguere i canali palari statorici e rotorici, dalla sezione cilindrica a raggio r discende la seconda rappresentazione nella quale è possibile osservare l'andamento dei profili delle pale, nella terza immagine sono invece riportati i triangoli di velocità del fluido nelle sezioni 1 e 2 rispettivamente di entrata e di uscita della girante motrice.

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 i triangoli di velocità in ingresso e uscita subiscono pesanti distorsioni realizzando la cessione di lavoro all'albero motore.

E' possibile distinguere stadi ad azione e stadi a reazione.

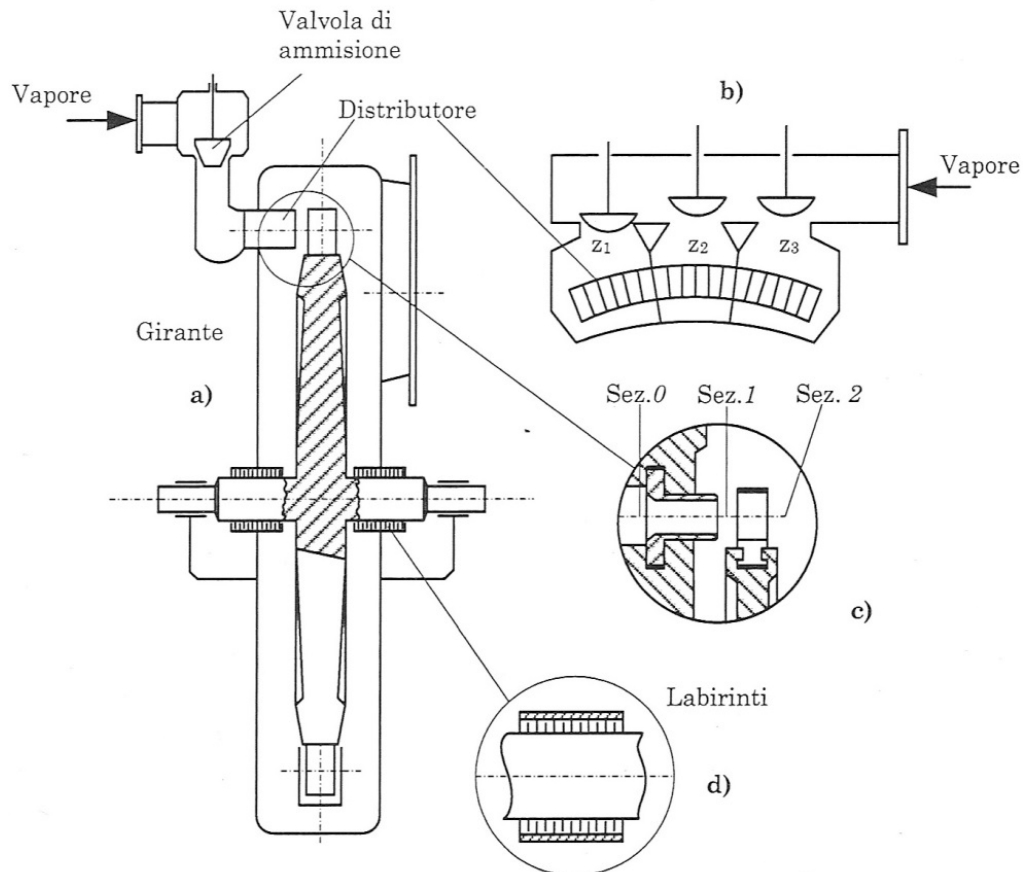
In uno stadio ad azione nei canali palari statorici, detti distributori, avviene l'accelerazione del fluido mentre i canali palari rotorici provvedono solamente alla deviazione della vena senza ulteriori conversioni di energia di pressione in energia cinetica.

Uno stadio a reazione invece prevede l'espansione del fluido sia nella parte statorica che nella parte rotorica, in questo caso quindi anche i canali palari della girante

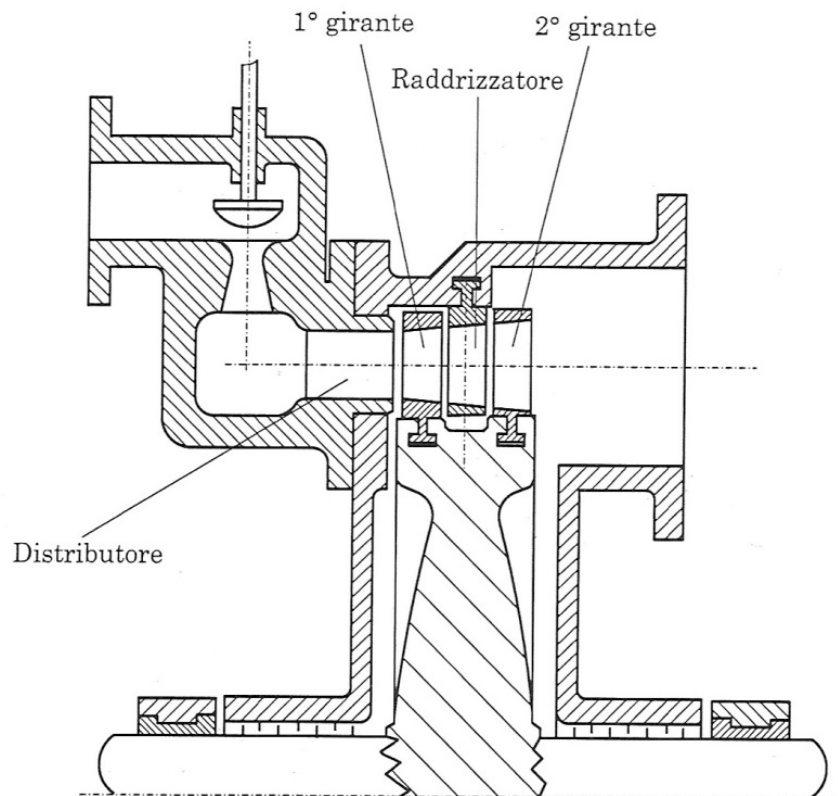
avranno andamento convergente facendo sì che la conversione dell' energia di pressione in energia cinetica avvenga con continuità in tutto lo stadio.

Il disegno mostra una turbina monostadio ad azione semplice nella quale si può osservare come i distributori non si trovino su tutta la circonferenza ma solo su un settore; in tale settore il fluido in ingresso alla macchina viene ripartito in zone Z1, Z2, Z3 mediante valvole di ammissione.

Questa macchina può essere definita ad azione pura in quanto il salto di pressione si realizza completamente nel condotto fisso.

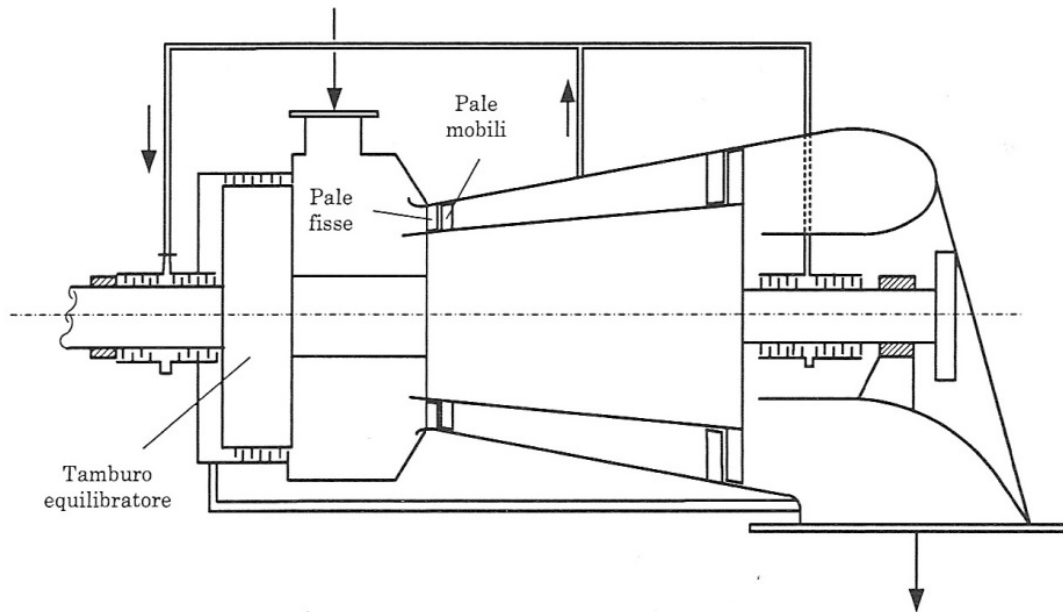


Un esempio di questo tipo di macchina nella forma multistadio è la turbina Curtis nella quale il fluido in uscita dai distributori passa in una prima girante alla quale cede energia cinetica quindi viene deviato da un raddrizzatore fisso che ne permette il corretto convogliamento verso la seconda girante.



Le turbine a reazione non sono altro invece che la composizione di una serie di stadi a reazione disposti in cascata. La macchina è quindi costituita da una serie di palettamenti mobili seguiti da altrettanti palettamenti fissi e come detto presenta l'espansione del fluido anche in ogni girante.

Queste macchine presentano forti spinte assiali dovute al moto del fluido, si predispone pertanto di norma un sistema di bilanciamento automatico delle forze che, tramite condotti di collegamento ed un tamburo equilibratore, faccia sì che la pressione agente a monte e a valle della girante sia la stessa.



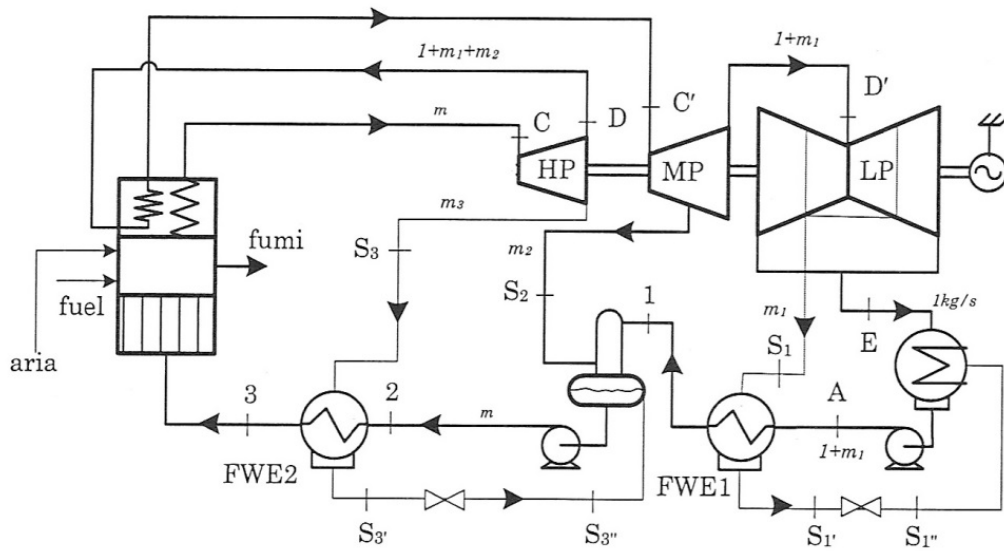
In genere gli stadi a reazione dispongono di migliori rendimenti rispetto a quelli ad azione, hanno tuttavia lo svantaggio di consentire lo sfruttamento di salti entalpici inferiori.

A causa di ciò spesso si evita di realizzare turbine a reazione pura in quanto necessitano di molti stadi di espansione se i salti entalpici sono elevati.

Una soluzione di compromesso prevede la realizzazione di turbine miste ad azione e a reazione nelle quali i primi stadi sono ad azione per abbassare velocemente la pressione mantenendo dimensioni contenute, mentre gli ultimi stadi sono a reazione in modo tale da ottenere rendimenti più elevati.

2.8 Campi Applicativi degli Impianti a Vapore

Gli impianti a vapore sono tipicamente impiegati per la produzione di energia elettrica da immettere sulla rete nazionale. In questo caso sono pertanto ottimizzati all'ottenimento del massimo rendimento e spesso recano sezioni di risurriscaldamento e rigenerazione. Oltre ai componenti esaminati occorre ricordare che nella realizzazione di un sistema di questo tipo andranno opportunamente progettati 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 infine tutte le infrastrutture necessarie alla regolazione e alla manutenzione da parte del personale addetto.



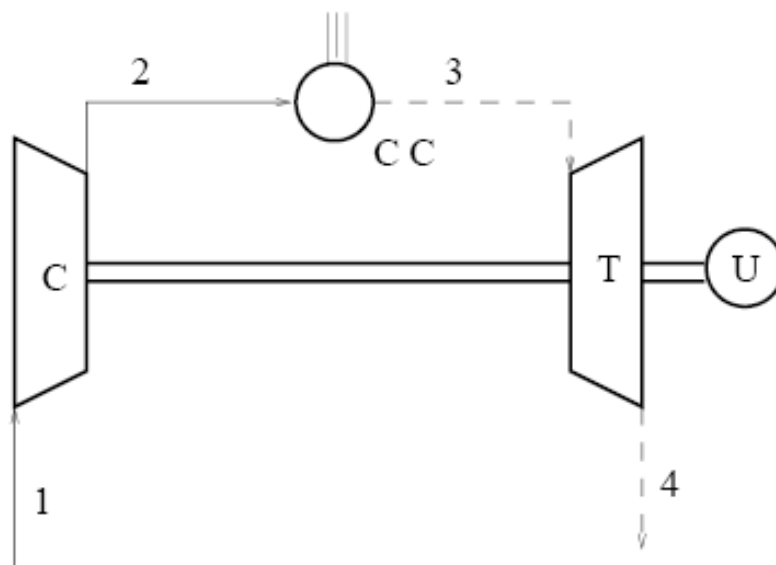
Frequentemente impianti di questo tipo sono utilizzati per la propulsione navale, per questo tipo di applicazione le dimensioni che si trovano sono molto più ridotte, gli schemi più semplici e spesso ottimizzati all'ottenimento del massimo lavoro utile.

3 Impianti Turbogas

3.1 Principio Generale di Funzionamento di un Impianto a Gas

Un impianto di turbina a gas è un sistema atto alla produzione di energia in cui il fluido operatore, generalmente aria, percorre una serie di trasformazioni permanendo sempre in stato gassoso e nel quale si ottiene lavoro positivo spendendo energia termica.

Il sistema è costituito da un compressore che preleva aria a temperatura e pressione ambiente, la comprime e la invia in una camera di combustione nella quale una serie di iniettori aggiungono il combustibile, la miscela viene quindi incendiata e la combustione determina un forte incremento del livello entalpico del fluido che viene fatto espandere in turbina con produzione di lavoro utile e quindi scaricato nuovamente nell'ambiente.



L'impianto si trova quindi in ciclo aperto ed è del tipo a combustione interna, di norma compressore, camera di combustione e turbina sono posti uno di seguito all'altro dando vita ad un'unica turbomacchina molto compatta e permettendo al compressore di ricevere direttamente potenza dalla turbina stessa.

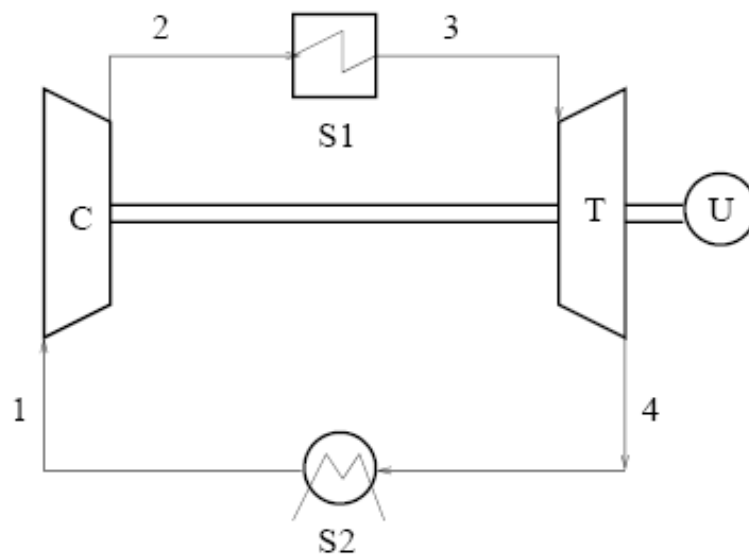
A differenza degli impianti a vapore le spese meccaniche di compressione che è necessario affrontare in questi sistemi per portare l'aria alla pressione massima sono tutt'altro che trascurabili e le temperature che si raggiungono in camera di combustione sono molto più elevate, anche 1300/1400°C, determinando perciò notevoli richieste tecnologiche nei materiali al fine di evitare malfunzionamenti.

E' per questo motivo che questo genere di impianti ha avuto uno sviluppo molto più tardivo rispetto a quelli a vapore, tuttavia i continui progressi tecnologici fanno ben sperare sulla possibilità di riuscire ad incrementarne ancora le prestazioni.

3.2 Ciclo di Brayton Ideale

Poiché il fluido operatore non subisce una serie chiusa di trasformazioni ma viene continuamente prelevato dall'ambiente e scaricato sostituendo perciò la miscela combusta con combustibile e comburente freschi, è inesatto parlare di ciclo termodinamico.

Per poter sviluppare un modello è tuttavia necessario rifarsi ad una serie chiusa di trasformazioni in cui il fluido evolvente ritorni periodicamente nelle condizioni di partenza, si introduce perciò un sistema ideale nel quale si sostituiscono la fase di combustione e di ricambio dell'aria con due scambiatori di calore S1 ed S2 supponendo quindi che la miscela evolvente sia sempre la stessa e non subisca trasformazioni chimiche.



Nel modello ideale si introducono inoltre alcune altre approssimazioni utili al fine di semplificarne il calcolo e la comprensione:

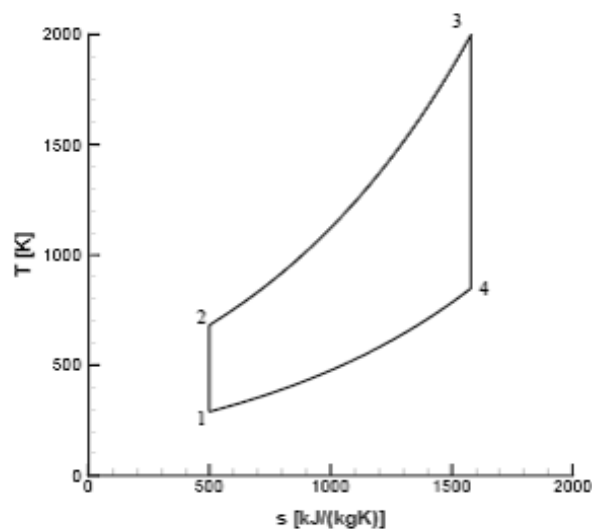
- Si assume che il fluido operatore sia un gas perfetto e che valga quindi la già introdotta equazione:

$$pv = RT$$

Dal modello di gas perfetto discende anche la costanza dei calori specifici e quindi anche dell'esponente della trasformazione politropica.

- Si considera che il fluido non subisca perdite di carico per attrito nell'attraversamento dei condotti e che non vi siano variazioni di pressione dovute agli scambi di calore.
- Si considerano le trasformazioni di compressione e di espansione come adiabatiche reversibili ovvero isoentropiche.
- Si assume che la portata circolante sia costante, ovvero si trascura il piccolo incremento dovuto all'iniezione del combustibile nella massa d'aria, e che la composizione della miscela evolvente non vari, ovvero come detto si trascurano le trasformazioni chimiche che avvengono conseguentemente alla combustione.

A valle di ciò è quindi possibile tracciare l'andamento del Ciclo ideale di Brayton sul diagramma T-s:



Come detto le quattro trasformazioni costituenti il ciclo saranno quindi:

- trasformazione 1-2 di compressione isoentropica.
- trasformazione 2-3 di somministrazione del calore isobara.
- trasformazione 3-4 di espansione isoentropica.
- trasformazione 4-1 di scarico del calore isobara.

A differenza del ciclo a vapore, nel quale era possibile non considerare la trasformazione di pompaggio del liquido, in questo caso non vi è alcuna trasformazione che possa essere trascurata in quanto recante un salto entalpico di qualche ordine di grandezza inferiore rispetto alle altre.

Ciò è dovuto sostanzialmente al principio generale secondo il quale la compressione di un gas, che è un fluido comprimibile, comporta una spesa di energia meccanica nettamente superiore a quella necessaria al pompaggio di un liquido e pertanto non trascurabile nel bilancio energetico totale del ciclo.

Passiamo ora all'analisi delle prestazioni del Ciclo Brayton a partire dai principi generali che regolano le trasformazioni dell'aria.

Dalla definizione di entropia:

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

e valendo lungo un'isobara:

$$dQ = c_p dT$$

sostituendo ed integrando si ottiene:

$$T(s) = T_0 e^{\frac{\Delta s}{c_p}}$$

Questa non è altro che l'equazione di un'isobara nel piano T-s.

Essendo evidente la necessità di avere i massimi salti entalpici possibili in fase di espansione per massimizzare effetto utile e rendimento, si capisce come questo implichi in fin dei conti la necessità di raggiungere temperature massime di ciclo T_3 le maggiori possibili, sottoponendo quindi le palettature della turbina a pesanti stress termici.

Consideriamo ora di calcolare il rendimento del ciclo ideale:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Poiché abbiamo considerato il gas come avente comportamento perfetto dovrà valere:

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = c_p(T_4 - T_1)$$

Sostituendo si otterrà quindi:

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

Applicando il modello politropico alle trasformazioni 1-2 di compressione e 3-4 di espansione si ricava:

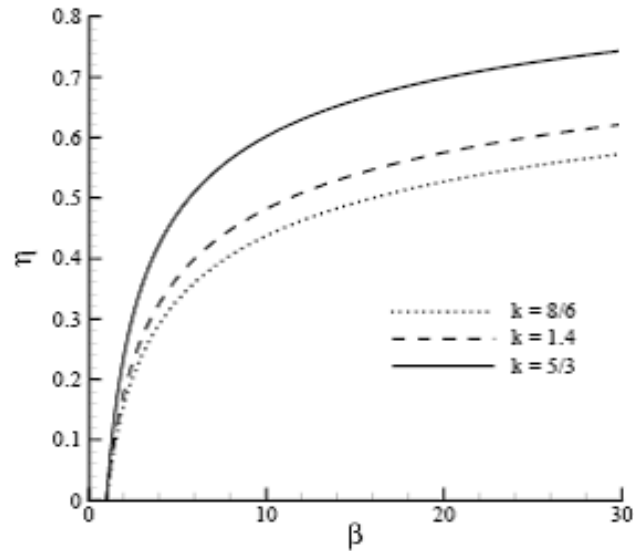
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Avendo indicato con $k = \frac{c_p}{c_v}$ il rapporto tra i calori specifici dell'aria a pressione e volume costante e indicando con $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ il rapporto di compressione si può riscrivere l'espressione del rendimento ideale come:

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

Si può osservare quindi come il rendimento nel ciclo ideale dipenda solamente dalla natura del gas e dal rapporto di compressione ed in particolare come sia continuamente crescente con questo.



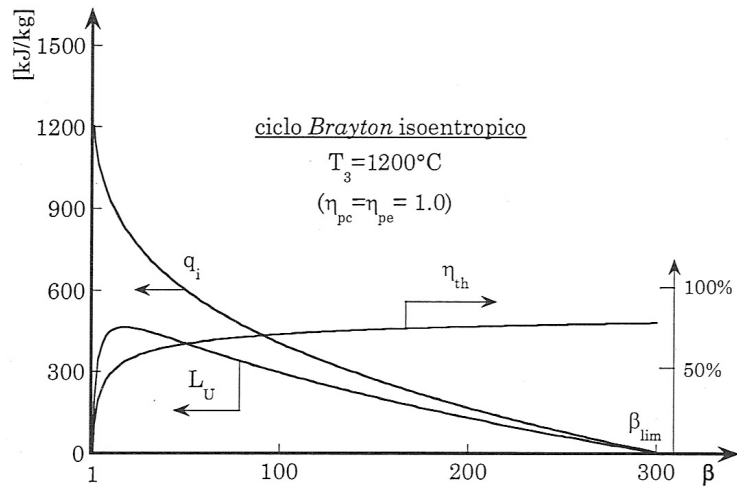
Osserviamo come nel caso limite in cui il rapporto di compressione sia unitario il rendimento sia nullo, questo avviene poiché non si ha né compressione né espansione e quindi non vi è alcun effetto utile, a fronte di una somministrazione di calore non nulla.

All'estremo opposto, ovvero per $\beta = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ il rendimento è massimo e coincide con il rendimento di Carnot in quanto il ciclo degenera in un rettangolo in cui si sovrappongono compressione ed espansione isoentropiche e l'assorbimento e la cessione di calore all'ambiente diventano segmenti di lunghezza nulla. Questo particolare caso in cui si riscontra il massimo del rendimento è anche nel modello ideale privo di risvolti pratici in quanto l'effetto utile che si ottiene ad ogni ciclo è evidentemente nullo.

E' possibile calcolare il lavoro generato considerando che questo non sarà altro che la differenza dei salti entalpici alla turbina e al compressore:

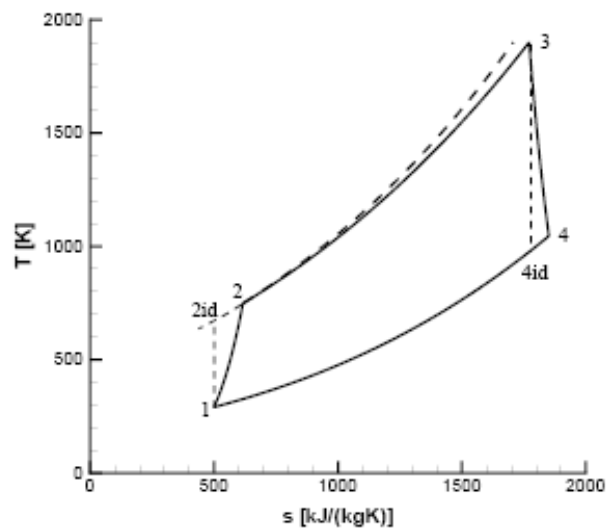
$$L = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

Si vede come questo abbia valore nullo per $\beta = 1$, in quanto non essendoci compressione ed espansione T_2 coinciderà con T_1 e T_4 coinciderà con T_3 e come questo parimenti si annulli anche per $\beta = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ in quanto si avrà in questo caso $T_2 = T_3$ e $T_4 = T_1$.



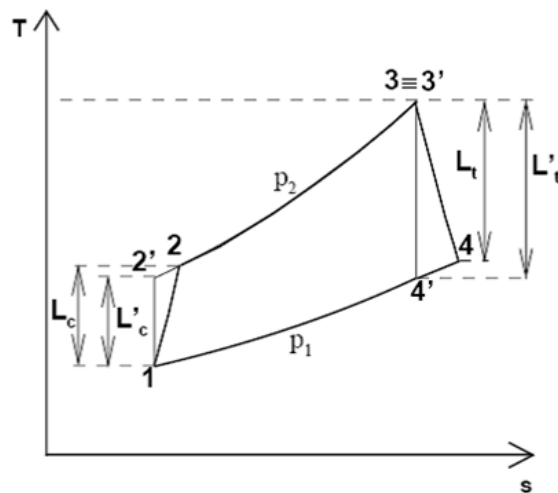
Quanto detto fino ad ora riguardo al Ciclo Brayton ideale è riscontrabile anche nel diagramma delle prestazioni sovrastante; in particolare mettiamo ancora una volta in evidenza come l'andamento monotono del rendimento faccia sì che questo sia massimo per $\beta = \beta_{lim}$, situazione nella quale sono evidentemente nulli sia il calore fornito che l'effetto utile prodotto.

3.3 Ciclo di Brayton Reale



Il ciclo di Brayton reale differisce da quello ideale in maniera sostanziale a causa di diversi fattori:

- I calori specifici non sono più assunti costanti al variare della temperatura.
- Si introduce un rendimento di combustione che tenga conto delle perdite di carico in camera, della non adiabaticità del sistema e dell'imperfezione della reazione di combustione.
- Nelle trasformazioni di compressione ed espansione vengono considerate le perdite fluidodinamiche dovute agli attriti e le perdite meccaniche che si presentano nel compressore e nella turbina. Per questo motivo tali trasformazioni non sono più ritenute isoentropiche ma vengono penalizzate attraverso due fattori denominati rendimento isoentropico del compressore e rendimento isoentropico della turbina:



$$\eta_c = \frac{L'_c}{L_c} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1}$$

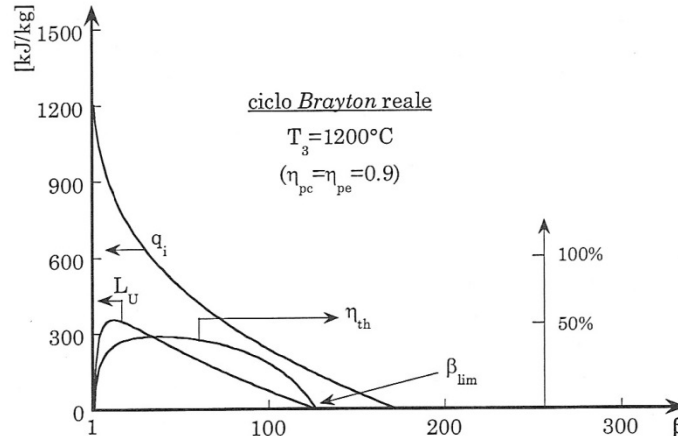
$$\eta_t = \frac{L_t}{L'_t} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}}$$

Si può quindi osservare come nel caso reale, rispetto a quello ideale, si riscontri una diminuzione di effetto utile dovuta sia al minor lavoro raccolto dalla turbina nella fase di espansione, che alla maggior spesa di energia meccanica nella fase di compressione.

L'espressione del rendimento assumerà pertanto la forma:

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

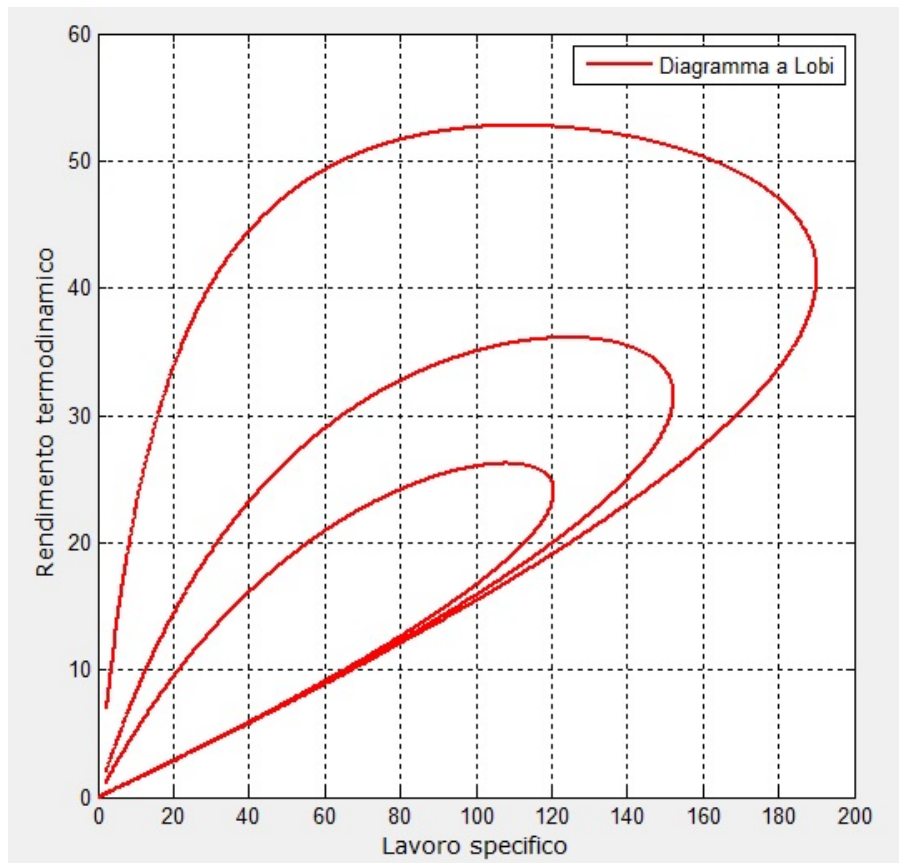
In generale quindi, fissata T_1 al valore ambiente si nota come il rendimento abbia andamento monotono crescente al crescere di T_3 in accordo con il principio di Carnot. Al variare di β è evidente lo scostamento riscontrabile rispetto al ciclo ideale. In quest'ultimo caso infatti per valori crescenti del rapporto di compressione si ottiene un andamento monotono crescente del rendimento con tendenza al rendimento di Carnot per il ciclo degenerare nel quale si hanno solamente compressione ed espansione. In caso reale invece, a causa della non isoentropicità delle trasformazioni, al crescere di β , η_{th} mostra andamento crescente fino al raggiungimento di un punto di massimo oltre il quale inizia a calare fino ad andare a zero nel momento in cui il sistema non è più in grado di produrre effetto utile in quanto tutto il lavoro generato dalla turbina viene assorbito dal compressore.



E' interessante poi visualizzare come varino contemporaneamente i valori del rendimento termodinamico e del lavoro utile generato al variare del rapporto di compressione.

Su un piano cartesiano, per diversi valori dei rendimenti isoentropici di compressione ed espansione, è possibile tracciare delle curve i cui punti rappresentino, muovendosi in senso antiorario, le coppie di valori di L e η_{th} determinate tenendo fisse T_1 e T_3 e facendo crescere il valore di β .

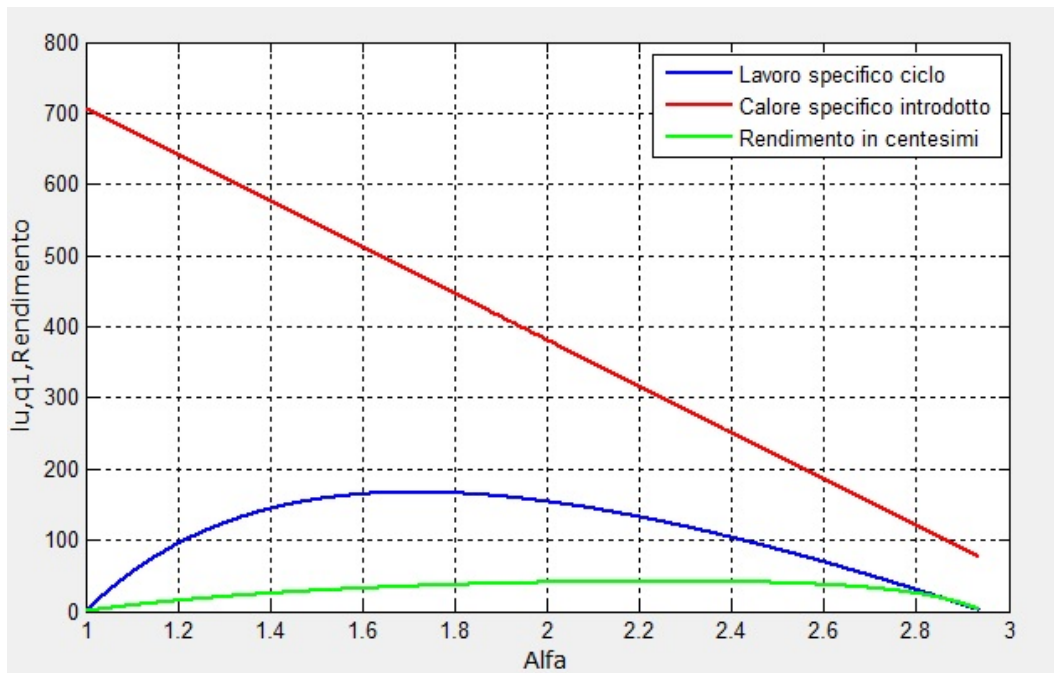
Il grafico che se ne ricava è detto diagramma a lobi, appunto per la forma caratteristica che assumono le curve dalle quali è composto.



Frequentemente, per semplicità di calcolo, nella descrizione di un ciclo a gas, al posto di utilizzare come parametro variabile il rapporto di compressione β si preferisce utilizzare un altro parametro α definito come il rapporto tra la temperatura di fine compressione ideale e la temperatura di inizio compressione:

$$\alpha = \frac{T2'}{T1}$$

I grafici relativi al rendimento termodinamico, al lavoro utile e al calore assorbito secondo questo tipo di descrizione assumono la forma riportata nell'immagine seguente.



Il rendimento totale effettivo dell'impianto a gas, inteso come rapporto tra potenza utile generata e potenza disponibile in seno al combustibile, tenendo conto del rendimento termodinamico del ciclo reale, delle perdite per imperfetta combustione e del rendimento organico dell'impianto dovuto all'alimentazione degli ausiliari può essere scritto come:

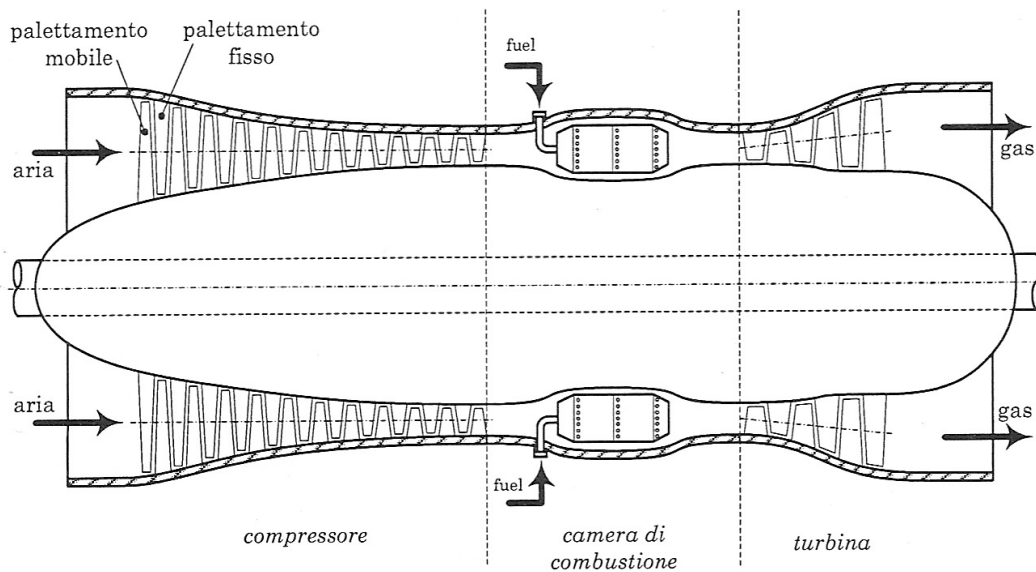
$$\eta_{t_{gas}} = \eta_{th}\eta_{cc}\eta_{otg}$$

3.4 Architettura del Gruppo Turbogas

Come detto un gruppo turbogas è costituito da tre componenti principali ovvero da un compressore, generalmente di tipo assiale, da una camera di combustione e da una turbina.

Le dimensioni ridotte di questi componenti permettono il montaggio compatto e in un unico blocco di tutto il sistema, rendendolo di fatto un impianto con un elevatissimo rapporto potenza/ingombro o potenza/peso.

Rispetto ai componenti costituenti i gruppi a vapore le macchine presenti nei gruppi a gas sono soggette a pressioni di esercizio minori, tuttavia le temperature alle quali devono far fronte possono essere anche di diverse centinaia di gradi superiori. Per questo motivo l'aspetto tecnologico è di importanza fondamentale nella costruzione di un impianto a gas, soprattutto se si considera che i rendimenti hanno andamento proporzionale ai valori che assume la temperatura massima del ciclo.



Come illustra il disegno l'aria viene prelevata dall'esterno dal compressore. Questo non è altro che una macchina operatrice multistadio nella quale l'energia meccanica posseduta dall'albero in rotazione viene ceduta al flusso di fluido in transito e quindi convertita da energia cinetica a energia di pressione.

Ogni stadio del compressore è composto da un palettamento mobile solidale all'albero rotore e da un palettamento fisso solidale alla carcassa; il palettamento mobile rotante conferisce energia cinetica all'aria la quale viene trasformata in energia di pressione nel passaggio attraverso lo statore il cui palettamento è sagomato in modo da creare canali divergenti.

Poiché in ogni stadio è possibile realizzare solo modesti rapporti di compressione, a causa del gradiente di pressione avverso che tende a creare portate di reflusso e vorticosità, la sezione di compressione è generalmente realizzata ponendo in serie un numero elevato di stadi.

Essendo la palettatura mobile sottoposta alla forza centrifuga dovuta alla rotazione, di norma viene realizzata in lega metallica leggera costituita da alluminio e titanio, oppure da nichel per quanto riguarda gli ultimi stadi di compressione nei quali l'incremento della temperatura richiede l'utilizzo di materiali aventi anche buona resistenza al calore.

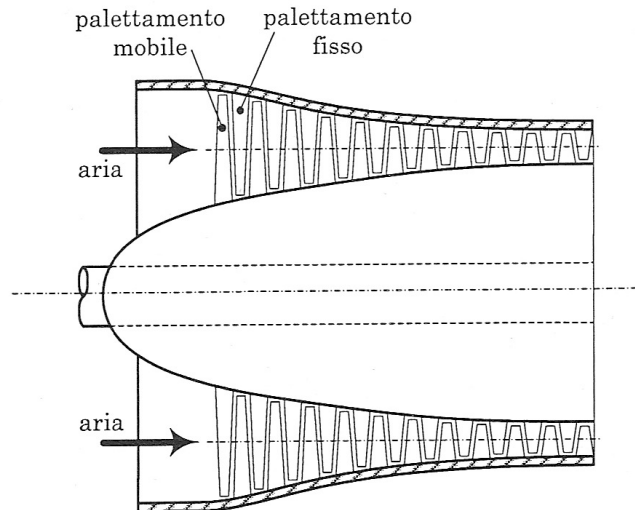
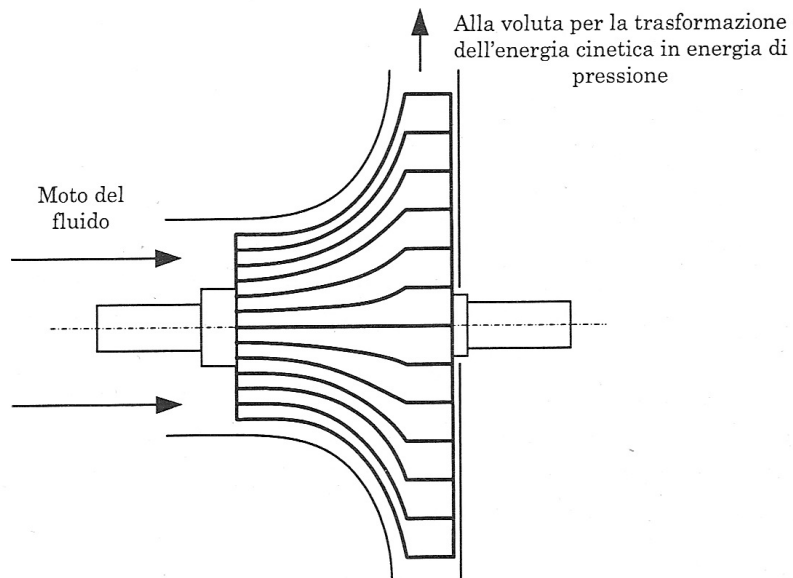


Figura 3.4



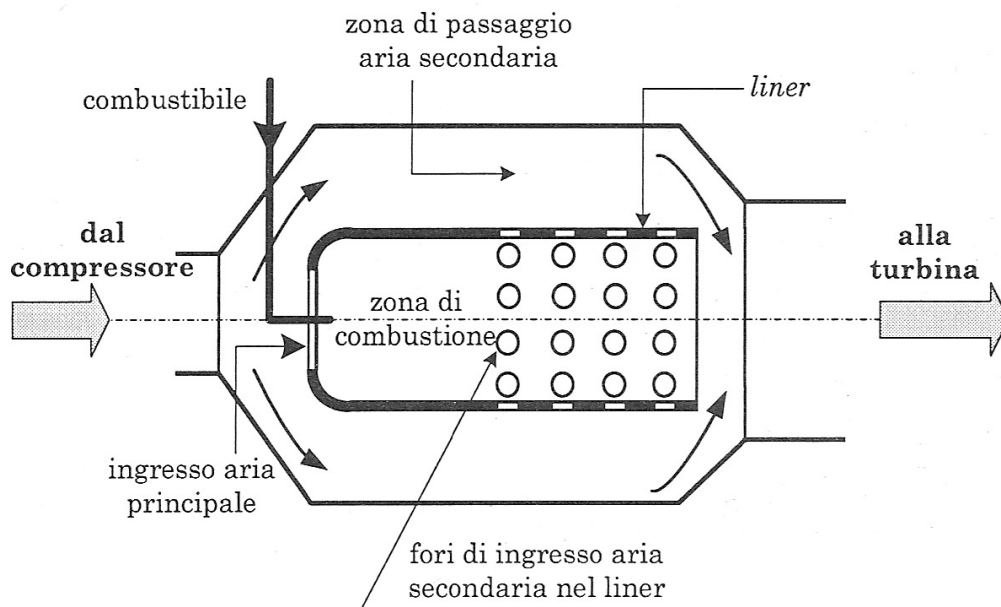
L'aria in uscita dal compressore entra nella seconda sezione della turbomacchina, ovvero nella camera di combustione, in questa sezione deve avvenire l'ossidazione del combustibile miscelato all'aria e quindi incendiato.

Poiché il fluido evolvente nel circuito è rappresentato dal prodotto stesso della combustione si determina una limitazione sulle tipologie di combustibile utilizzabili in questo tipo di applicazione escludendo tutte quelle inadatte all'iniezione e quelle generatrici di prodotti corrosivi per i materiali costituenti i componenti.

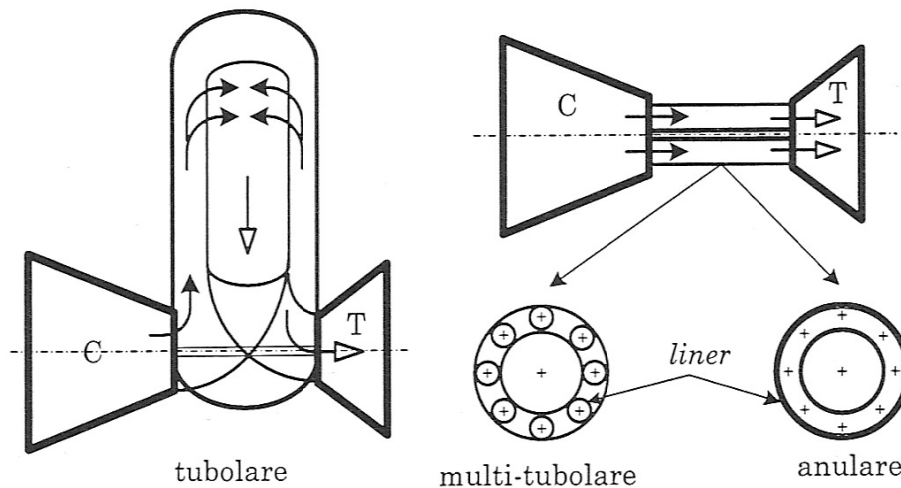
Considerando che i prodotti della combustione dovranno entrare in contatto diretto con le palettature della turbina è impensabile l'utilizzo di una miscela combustibile/comburente in rapporto quasi stechiometrico, questo perché ciò diverrebbe fonte di temperature inaccettabili (circa di 3000°C); si rende necessario

pertanto l'impiego di una miscela ampiamente sbilanciata sul magro ovvero nella quale la quantità di aria risulti preponderante rispetto alla frazione di combustibile. Questo accorgimento, se da un lato è necessario al fine della salvaguardia della turbina, è causa anche di un problema di instabilità della fiamma che può tendere a spegnersi conseguentemente alla scarsa presenza di combustibile nella miscela. Per mantenere quindi la concentrazione di combustibile all'interno di un certo range, detto di infiammabilità, si rende necessario la suddivisione della camera di combustione in due zone. Una prima zona, costituita da un cilindro bucherellato nella parte terminale, detto liner, destinata ad accogliere una parte del flusso d'aria proveniente dal compressore, detto flusso principale, sede della combustione e una seconda zona anulare esterna nella quale transita il resto del fluido, detta aria secondaria.

Questo sistema permette di far avvenire la combustione all'interno del liner con rapporti di miscela ottimali, senza il rischio di instabilità della fiamma e quindi permette la miscelazione dei due flussi prima dell'ingresso in turbina con l'ottenimento quindi di temperature adatte alle caratteristiche resistenziali della palettatura.



A livello costruttivo una soluzione ormai abbastanza sorpassata prevedeva l'installazione della camera di combustione con asse perpendicolare a quello di compressore e turbina. Le moderne realizzazioni prevedono invece la coassialità della camera di combustione rispetto alle macchine del gruppo, in questo caso esiste una soluzione multi-tubolare, che presenta molte camere disposte radialmente attorno all'asse della macchina, e una soluzione anulare, che reca una sola camera, ma con più bruciatori disposti circonferenzialmente.



L'ultima sezione dell'impianto è costituita dalla turbina, questa è una turbomacchina motrice nella quale avviene l'inverso di quanto osservato nel compressore e dalle caratteristiche molto simili a quelle viste per le turbine operanti negli impianti a vapore.

In ogni stadio della macchina infatti i prodotti della combustione, entranti ad un elevatissimo livello entalpico, subiscono un'accelerazione nei canali convergenti costituiti dalla palettatura statica, quindi cedono l'energia cinetica accumulata alla palettatura mobile consentendo la rotazione dell'albero motore.

Le pale della turbina hanno meno problemi di distacco fluidodinamico della vena, per questo motivo presentano curvature molto più accentuate rispetto a quelle del compressore, tuttavia risentono delle elevate temperature dovute al flusso caldo in ingresso.

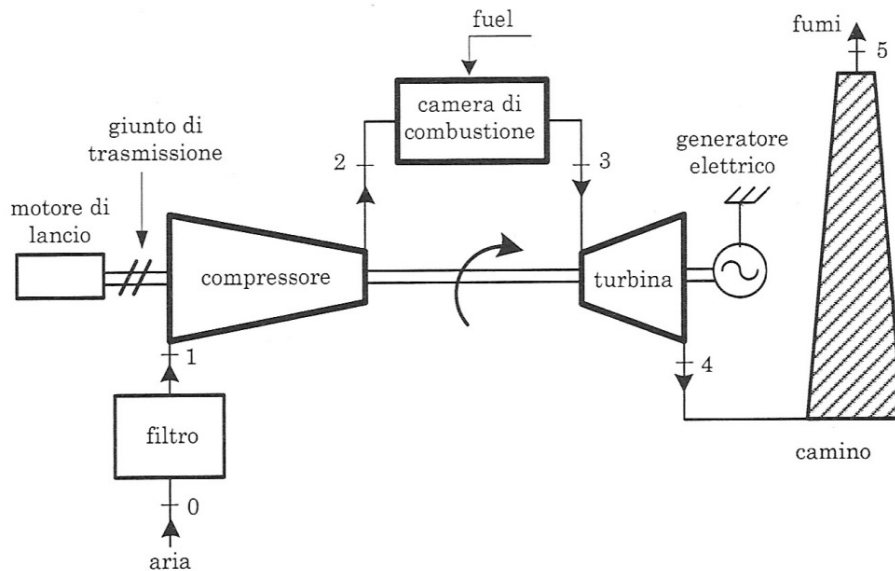
In particolare il primo e il secondo stadio rotorico sono le schiere più sollecitate sia termicamente che meccanicamente, per questo motivo di norma si opera il raffreddamento delle pale. Questo può essere eseguito inviando aria "fredda" spillata dal compressore in apposite cave realizzate nelle pale costituendo una sorta di circuito di raffreddamento interno, oppure si può prevedere un metodo di raffreddamento tramite film cooling nel quale l'aria fredda fuoriesce da piccoli fori realizzati sulle pale e va a lambirne il profilo creando un sottile cuscino isolante di fluido.

3.5 Campi Applicativi degli Impianti Turbogas

Come anticipato gli impianti turbogas hanno rendimenti minori degli impianti a vapore di pari potenza, di contro però sono molto più rapidi ad avviarsi e presentano ingombri ridottissimi.

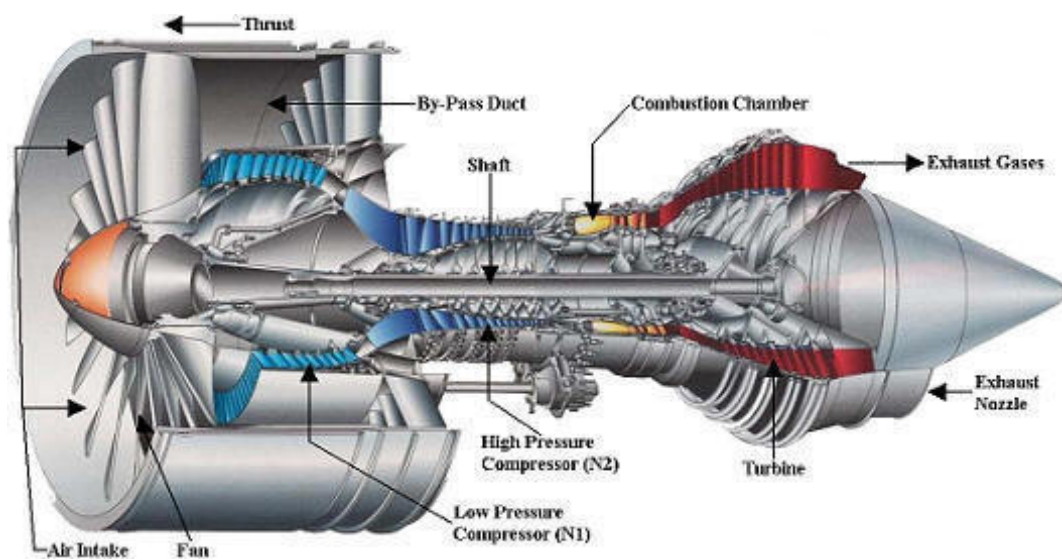
Per questo motivo essi sono impiegati nella produzione di energia elettrica per la rete nazionale, in particolare per la copertura dei picchi di carico giornalieri, e quindi sono spesso soggetti a funzionamento intermittente.

In questo caso, oltre ai componenti qui analizzati, il sistema dovrà comprendere anche un motore di lancio per l'avviamento, opportuni filtri e camini per l'aspirazione e lo scarico dell'aria, un apparato di controllo e misura che permetta di monitorarne e variarne le prestazioni e l'alternatore da accoppiare alla turbina per effettuare la conversione elettromeccanica dell'energia.



Altre soluzioni impiantistiche prevedono invece lo sfruttamento diretto dell'energia meccanica disponibile all'albero della turbina. In questo caso il sistema può essere utilizzato a livello industriale come mechanical drive in applicazioni richiedenti elevata potenza come laminatoi, stazioni di compressione ecc. nella fattispecie è possibile connettere a valle del circuito di scarico dei fumi una sezione di generazione di potenza termica dando vita ad un impianto di tipo cogenerativo.

Grazie all'elevato rapporto potenza/ingombro il sistema a gas viene poi impiegato come sorgente di potenza motrice in mezzi di trasporto quali aerei, navi e carri armati. In particolare nel settore aeronautico l'inizio dell'impiego dei motori turbogas ha rappresentato una svolta nel settore, permettendo di fatto di aumentare enormemente le prestazioni dei velivoli rispetto ai precedenti motori a pistoni. Per questo tipo di applicazioni tutto l'impianto è costituito sempre da un'unica turbomacchina leggera e compatta nella quale la potenza meccanica ottenuta dalla turbina viene utilizzata integralmente per movimentare il compressore e gli ausiliari e si sfrutta l'energia cinetica posseduta dai gas di scarico per ottenere una propulsione di tipo a reazione.



4 Impianti Combinati Gas-Vapore

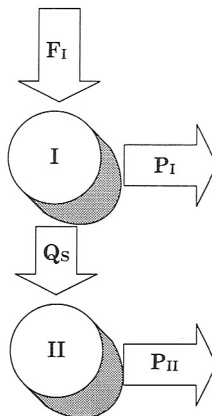
4.1 Principio di Funzionamento di un Impianto Combinato

I gruppi combinati gas-vapore appartengono alla classe dei sistemi energetici integrati, sistemi cioè nei quali c'è una interconnessione energetica tra le varie unità che compongono il sistema complesso.

In questa tipologia si hanno, nella versione più semplice, due sezioni di potenza, la prima delle quali, detta topper, a partire da energia primaria in forma di combustibile oltre a generare potenza meccanica utile genera anche la potenza termica necessaria all'alimentazione della seconda, detta bottomer, la quale a sua volta è in grado di ricavare ulteriore potenza meccanica.

Il vantaggio di questi sistemi sta quindi nel fatto che la potenza termica di scarico del topper, invece di essere dispersa nell'ambiente come avviene nelle soluzioni non integrate, diventa potenza convertibile nel bottomer consentendo quindi un migliore sfruttamento dell'energia primaria.

Tutto ciò si traduce in maggiori rendimenti di conversione energetica rispetto agli impianti classici, a fronte però di maggiori oneri di installazione dovuti alla complessità del sistema e alla necessità di ulteriori macchine e componenti per il trasferimento dell'energia.



Nel nostro caso il topper è costituito da un impianto turbogas i cui fumi di scarico, ad alto contenuto entalpico, fungono da energia primaria per un impianto a vapore a Ciclo Hirn semplice, che rappresenta quindi il bottomer.

Il passaggio di energia termica tra i due sistemi avviene attraverso uno scambiatore detto caldaia a recupero, percorso in un senso dai fumi caldi uscenti del turbogas, e dall'altro dal fluido evolvente nel gruppo a vapore.

Il vantaggio in termini di rendimento che è possibile ottenere tramite l'implementazione di un impianto a ciclo combinato è evidente se si considera quanto espresso dal principio di Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_h}$$

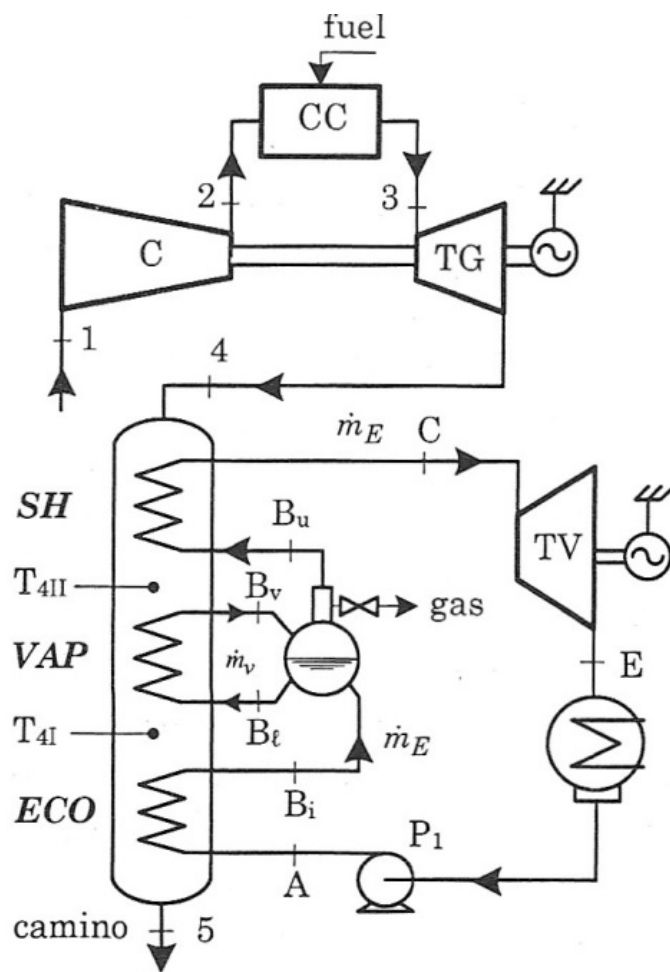
Idealmente, al fine di ottenere la massima efficienza di conversione energetica, occorrerebbe realizzare un ciclo nel quale il calore fosse assorbito alla massima temperatura possibile, compatibilmente con le esigenze tecnologiche delle macchine, e ceduto alla minima temperatura possibile, in base alle condizioni dell'ambiente esterno.

Nei cicli a vapore di norma si arrivano a realizzare rendimenti fino al 40% poiché si riesce a cedere il calore di scarto a temperature di poco superiori a quella ambiente, tuttavia questi impianti sono limitati nelle temperature massime di picco raggiungibili, le quali non superano i 550/600°, per via dei problemi tecnologici ai quali andrebbe incontro la turbina già sottoposta all'alta pressione del vapore.

Nei cicli a gas al contrario, poiché le pressioni di esercizio sono più basse, è possibile spingere le temperature del gas in ingresso in turbina fino ai 1500°, in questo caso però il calore di scarto, per come è costruito il ciclo, viene sempre scaricato a temperature di diverse centinaia di gradi e questo ne penalizza il rendimento limitandolo a valori di circa 35%/38%.

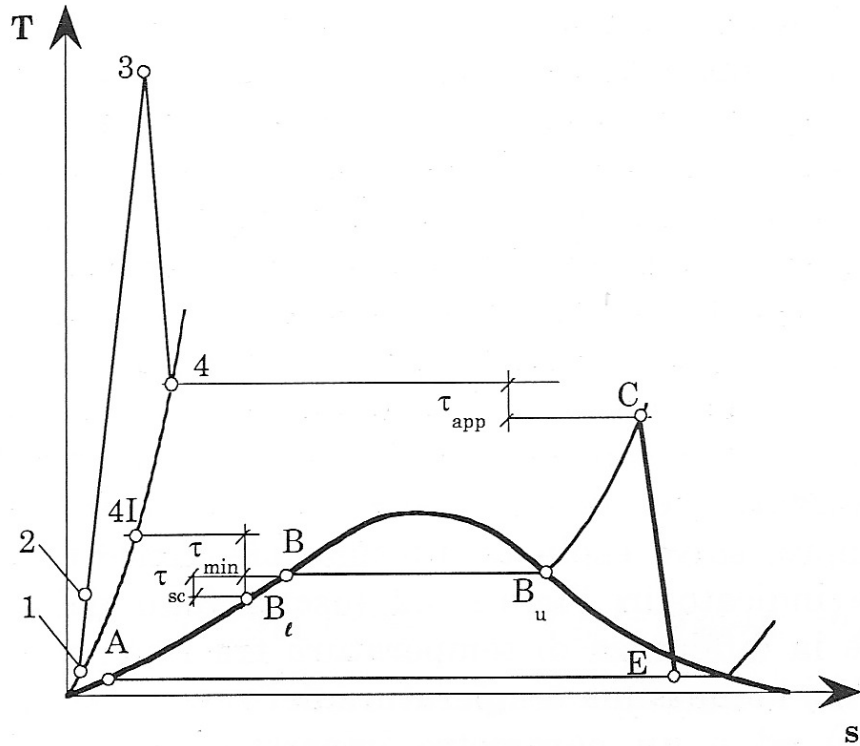
Implementando un ciclo combinato, poiché il calore di scarto del gruppo turbogas diventa energia termica utile per il gruppo a vapore, l'unica somministrazione energetica dall'esterno che si osserva è quella relativa al gruppo turbogas, ovvero quella ad alta temperatura; di contro l'unico scarico energetico che si ha dal sistema all'ambiente è quello relativo alla condensazione del vapore nella sezione bottomer, la quale avviene a bassa temperatura.

Da questa semplice osservazione si intuisce come sia possibile spingere i rendimenti del ciclo integrato a valori molto più alti rispetto a quelli dei cicli semplici che lo costituiscono.



4.2 Analisi Energetica di un Gruppo Combinato

Cerchiamo ora di determinare l'espressione del rendimento totale del ciclo combinato η_{CC} aiutandoci con la rappresentazione dei cicli sul piano T-s nel quale vengono indicati: con τ_{app} la differenza tra la temperatura del gas in uscita dalla turbina e la temperatura massima di surriscaldamento nel ciclo a vapore (detto anche ΔT_{max}), con τ_{min} il minimo salto termico riscontrato nella caldaia a recupero (detto anche $\Delta T_{pinch-point}$ o ΔT_{pp}) e con τ_{sc} la differenza tra la temperatura di vaporizzazione del fluido nel corpo separatore e la temperatura dello stesso all'uscita dell'economizzatore.



Consideriamo ora che il rendimento del sistema sarà sempre rappresentato dal rapporto tra effetto utile complessivo ottenuto e potenzialità termica teoricamente disponibile in seno al combustibile:
 Poiché l'effetto utile complessivo sarà la somma della potenza meccanica uscente dalla sezione a gas con quella uscente dalla sezione a vapore si avrà:

$$\eta_{tcc} = \frac{P_g + P_v}{P_{comb}}$$

In particolare la potenza utile relativa al gruppo turbogas potrà essere espressa come:

$$P_g = P_{comb} \eta_{cc} \eta_{th_{gas}} \eta_{otg}$$

Ricordiamo che η_{cc} rappresenta il rendimento della camera di combustione, η_{otg} il rendimento organico del gruppo turbogas e $\eta_{th_{gas}}$ il rendimento termodinamico del ciclo a gas che assumerà la solita forma:

$$\eta_{th_{gas}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

La potenza utile relativa alla sezione a vapore potrà essere calcolata a partire dal valore della potenza scaricata dalla sezione a gas che non sarà altro che:

$$P_{sc} = P_{comb}\eta_{cc}(1 - \eta_{th_{gas}})$$

Introduciamo quindi il fattore di rendimento della caldaia a recupero, che indicheremo con σ ed esprimeremo come:

$$\sigma = \frac{c_p(T_4 - T_5)}{c_p(T_4 - T_1)}$$

Questo non è altro che il rapporto tra il salto termico effettivo compiuto dai fumi nella caldaia a recupero e quello teoricamente disponibile assumendo come temperatura minima quella ambiente.

Avremo quindi come espressione della potenza utile ricavabile dalla sezione a vapore:

$$P_v = P_{sc}\sigma\eta_{th_{vap}}\eta_{ov}$$

In questo caso abbiamo indicato con $\eta_{th_{vap}}$ il rendimento termodinamico del ciclo a vapore e con η_{ov} il rendimento organico dell'impianto a vapore.

Ricomponendo quindi l'espressione si ottiene infine:

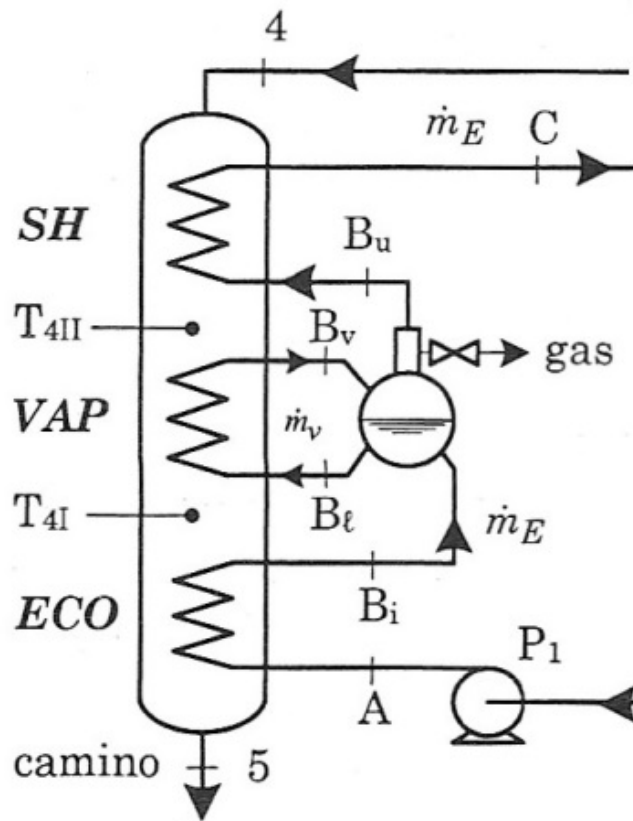
$$\eta_{tcc} = \frac{P_{comb}\eta_{cc}\eta_{th_{gas}}\eta_{otg} + P_{comb}\eta_{cc}(1 - \eta_{th_{gas}})\sigma\eta_{th_{vap}}\eta_{ov}}{P_{comb}}$$

Che semplificata dà:

$$\eta_{tcc} = \eta_{cc}[\eta_{th_{gas}}\eta_{otg} + (1 - \eta_{th_{gas}})\sigma\eta_{th_{vap}}\eta_{ov}]$$

4.3 Caldaia a Recupero

Il sistema che permette la conversione dell'energia termica di scarto uscente dal gruppo a gas in energia termica utile nel gruppo a vapore è la caldaia a recupero. Questa è costituita da tre scambiatori con funzione di riscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento del fluido evolvente nella sezione a vapore.



I fumi provenienti dalla sezione turbogas percorrono lo scambiatore dal punto 4 al punto 5 raffreddandosi per poi essere espulsi attraverso il camino.

L'acqua in arrivo dal condensatore attraversa invece la pompa P1, nella quale si raggiunge la pressione di esercizio, e dal punto A entra nel primo scambiatore, detto economizzatore, nel quale avviene il riscaldamento del fluido fino ad una temperatura T_{B_i} leggermente inferiore alla temperatura di vaporizzazione del liquido. Questo viene fatto poiché si vogliono evitare fenomeni di ebollizione in questo scambiatore, che produrrebbero onde di pressione e di conseguenza un andamento discontinuo della portata.

A questo punto il liquido in condizioni di leggero sottoraffreddamento entra in un corpo separatore nel quale il fluido coesiste nelle fasi di liquido e vapore saturo.

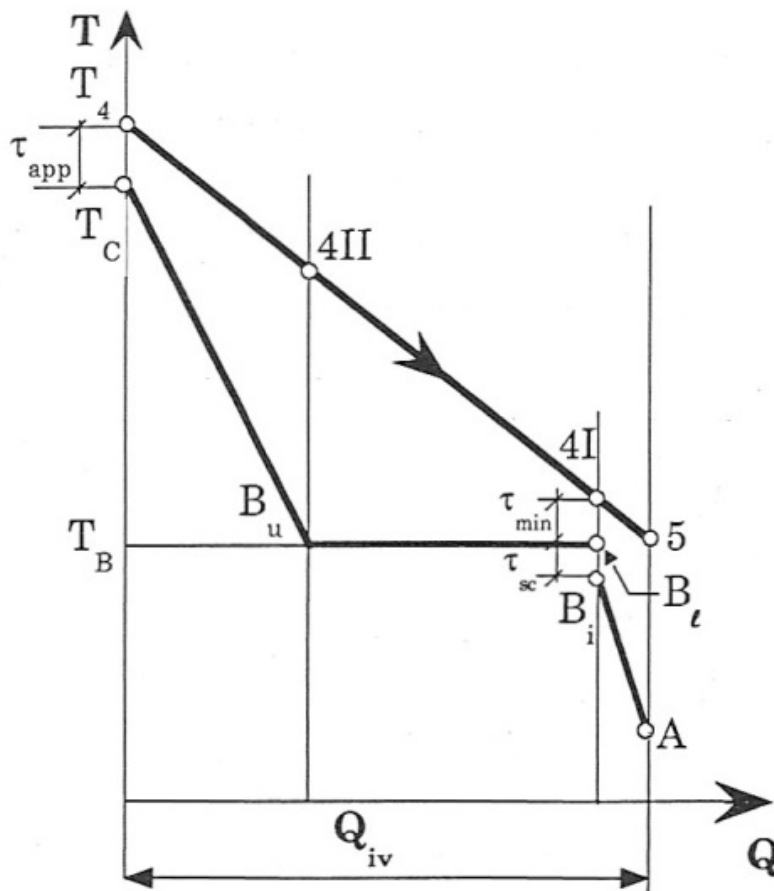
Dalla parte bassa del separatore viene prelevato il liquido saturo in corrispondenza del punto B_l dal quale viene inviato al secondo scambiatore, detto vaporizzatore, il quale, essendo lambito da fumi a temperatura maggiore, permette la parziale vaporizzazione

del fluido che ritorna perciò con un valore del titolo pari a circa 0,2 (punto B_v) al corpo separatore.

Dalla sommità del separatore una prima valvola di spillamento permette l'uscita del vapore mentre una seconda consente l'espulsione dei gas incondensabili.

Transitando per il punto B_u il vapore è infine immesso nell'ultimo scambiatore, detto surriscaldatore, attraverso il quale i fumi passano provenendo direttamente dallo scarico della turbina presentando quindi ancora un elevato livello entalpico.

In questo modo è possibile ottenere il surriscaldamento del vapore che, alla temperatura T_C , può per ultimo entrare ed espandersi in turbina.



Dal diagramma di scambio termico si capisce come parametri fondamentali che devono essere noti per lo studio degli scambi energetici all'interno della caldaia a recupero siano il $\Delta T_{max} = T_4 - T_C$ e il $\Delta T_{pp} = T_{4I} - T_{Bl}$

Questo perchè, al fine di garantire la possibilità dello scambio termico secondo il verso fumi-vapore in ogni sezione della caldaia, dovrà necessariamente realizzarsi un ΔT positivo ovunque ed in particolare ciò sarà vero in corrispondenza del pinch-point, punto nel quale le temperature di fumi e vapore sono più prossime e quindi lo scambio termico più difficoltoso.

L'ultima grandezza a cui occorre prestare attenzione è la temperatura dei gas in uscita dalla caldaia a recupero ($T5_{min}$), che non deve mai scendere al di sotto di un valore minimo a causa del fenomeno della rugiada acida che potrebbe manifestarsi nel caso in cui il combustibile utilizzato presentasse tracce di zolfo.

4.4 Controllo e Regolazione di un Impianto Combinato

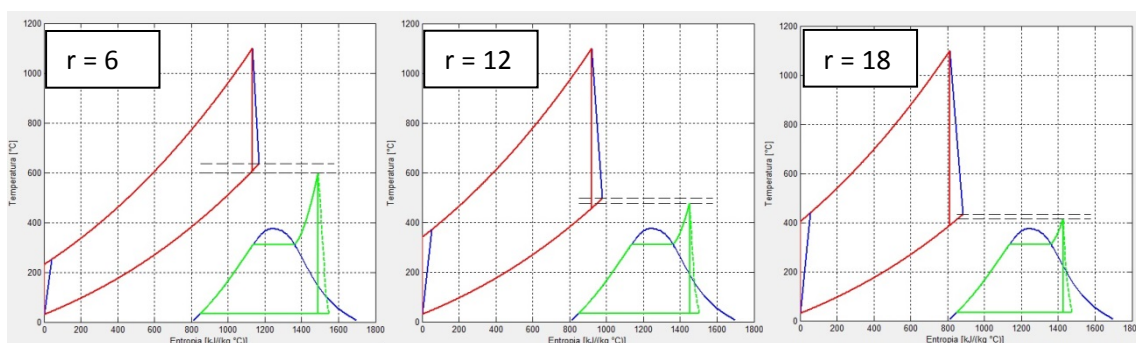
Nella regolazione di un impianto combinato è possibile agire su quelli che sono stati assunti come parametri liberi nel gruppo a gas e nel gruppo a vapore, ovvero rispettivamente sul rapporto di compressione dell'aria e sulla pressione di vaporizzazione dell'acqua.

Premesso che l'argomento verrà trattato in maniera più approfondita nel capitolo relativo all'analisi numerica dei gruppi combinati, ci limitiamo qui a fare alcune considerazioni riguardanti il comportamento generale del sistema.

Come detto la regolazione della sezione a gas dipende solamente dalla scelta del rapporto di pressioni realizzato al compressore. In base a come questo viene scelto però cambiano, non solo la potenza utile e il rendimento della sezione a gas, ma anche la potenza utile e il rendimento della sezione a vapore, questo perchè la scelta del rapporto di compressione incide direttamente sulla temperatura T_4 dei gas di scarico nel senso della diminuzione di questa con l'aumento del primo.

Consideriamo ora che temperature alte dei gas di scarico hanno senza dubbio un effetto benefico sull'efficienza della sezione a vapore in quanto, permettendo maggiori temperature di surriscaldamento (pur comunque sempre limitate dai già trattati problemi tecnologici), incrementano il rendimento della sezione di valle.

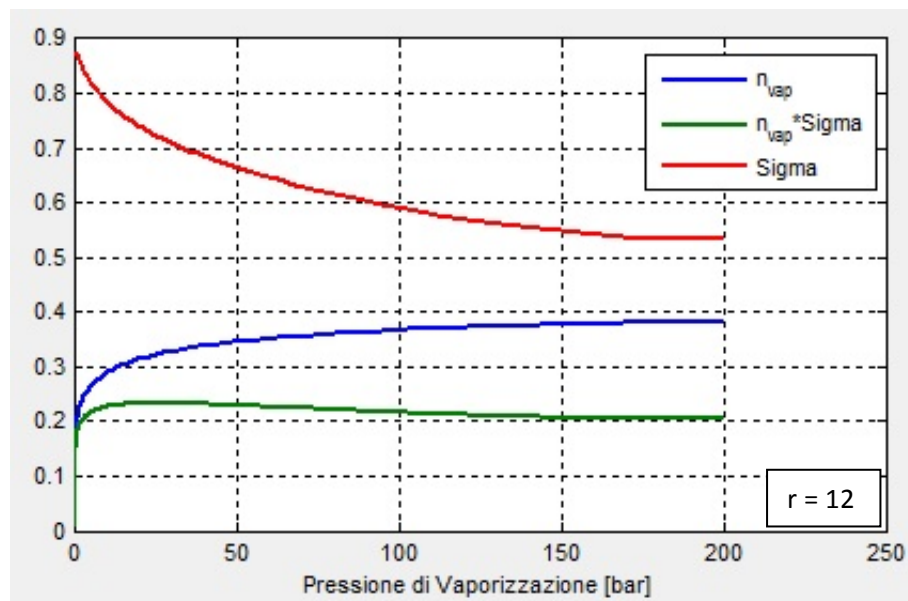
Di contro però sappiamo che alte temperature allo scarico, in accordo con il principio di Carnot, sono indice di bassi rendimenti della sezione a gas con conseguente generazione di due effetti contrastanti quantificabili solamente attraverso l'analisi numerica.



Anche per quanto riguarda l'impostazione della pressione di vaporizzazione, parametro libero del gruppo a vapore, si incorre nel contrasto di due effetti. Infatti mentre l'aumento di questa determina l'incremento del rendimento della sezione a

vapore di contro generalmente provoca anche una perdita di efficienza della caldaia a recupero, facendo di fatto alzare la temperatura del pinch-point e quindi la temperatura T_5 di uscita dei fumi dall'economizzatore, effetto che, sempre conseguentemente al principio di Carnot, provoca una diminuzione generale del rendimento.

Quindi anche in questo caso il problema è risolubile solo per via numerica attraverso la valutazione dell'andamento di η_{tcc} con β (o r che dir si voglia) e con pv .



Il grafico riporta gli andamenti, per un ciclo combinato nel quale si è assunto un rapporto di compressione pari a 12, del rendimento della sezione a vapore, dell'efficienza della caldaia a recupero e del prodotto di questi due termini in funzione della pressione di vaporizzazione.

Come anticipato si può osservare che l'incremento della pressione di vaporizzazione, a fronte dell'incremento del rendimento del ciclo a vapore, è causa anche della perdita di efficienza della caldaia a recupero; a causa di ciò l'andamento del prodotto dei due termini che si ottiene non ha andamento monotono come i precedenti ma presenta un massimo in corrispondenza di un ben determinato valore di pressione che sarà possibile ricavare per mezzo dell'analisi numerica del ciclo.

5 Programmazione in Linguaggio *Matlab*

5.1 Ambiente *Matlab*

Matlab è un ambiente realizzato per il calcolo numerico e l'analisi statistica comprendente un linguaggio di programmazione in grado di manipolare matrici di dati e funzioni, con lo scopo di implementare algoritmi e interfacce utente che siano di supporto alla risoluzione di problemi di varia natura.

Lo strumento fondamentale del programma è una linea di comando per mezzo della quale l'utente è in grado di svolgere calcoli in maniera diretta, caricare file o variabili e lanciare codici scritti sui file di testo.

L'ambiente mette inoltre a disposizione migliaia di funzioni predefinite e numerose *toolboxes* realizzate ad hoc per il supporto alla risoluzione numerica di problemi riguardanti l'algebra, la statistica, la fisica ecc.

Grazie a questa versatilità e alla semplicità con la quale l'utente può essere in grado di servirsi dei molteplici strumenti che il programma mette a disposizione, *Matlab* è utilizzato sia in ambiti aziendali che universitari risparmiando l'onerosa implementazione di algoritmi complessi su linguaggi di programmazione come C o altri.

La modalità più aperta di utilizzo del programma è la scrittura di codici su file di testo (o script), generati in estensione .m, che possono in qualunque momento essere caricati, modificati, o lanciati dall'utente.

Questi tipi di file sono costituiti da istruzioni quali caricamento di file, operazioni e cicli di operazioni numeriche, richiami di funzioni predefinite o definite dall'utente stesso, che vengono eseguite in sequenza al lancio dello script e permettono di ottenere in uscita valori numerici, vettori, matrici, diagrammi, interfacce grafiche ecc.

Non staremo ora a soffermarci sulla spiegazione delle basi necessarie alla comprensione del linguaggio *Matlab* rimandando al lettore la ricerca dei fondamenti di studio del programma su testi specializzati.

Ci occuperemo invece brevemente delle *toolboxes* che saranno a noi di supporto all'analisi numerica degli impianti a vapore, a gas e a ciclo combinato.

5.2 *Graphical User Interface* e *User Interface Control*

Il linguaggio *Matlab*, come detto, oltre a mettere a disposizione numerose funzioni per il calcolo scientifico, offre anche la possibilità di servirsi di pratiche *toolboxes* utili alla creazione di un'interfaccia grafica necessaria alla semplice fruizione delle potenzialità di calcolo del sistema da parte dell'utente.

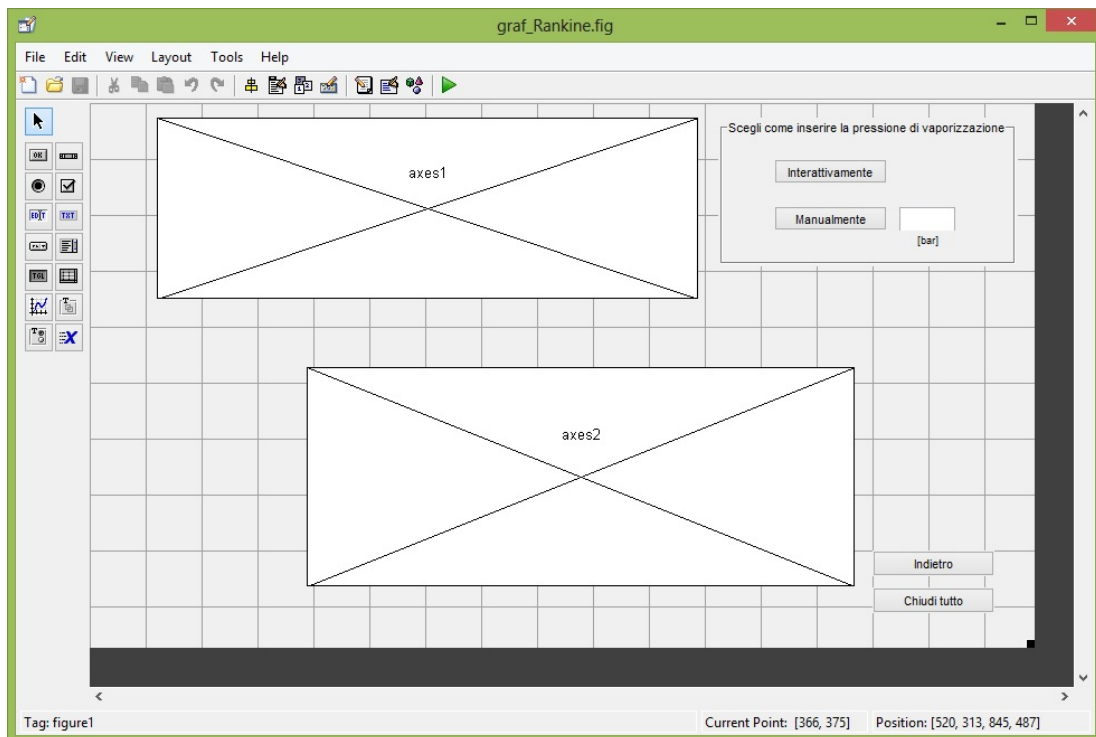
Una di queste *toolboxes* è la *graphical user interface (GUI)*, una sorta di sotto ambiente *Matlab* nel quale è possibile la semplice costruzione di finestre grafiche

recanti diagrammi, interruttori, checkboxes ecc. azionabili poi dall'utente al fine di lanciare script, inserire dati, o indirizzare il programma verso determinate scelte di calcolo.

Con questo tipo di soluzione il programmatore è in grado per prima cosa di definire l'interfaccia grafica semplicemente trascinando gli strumenti di interesse all'interno di un'area di lavoro; accedendo poi alla finestra di gestione attraverso il comando *proprietà* egli può modificare l'interfaccia fino a renderla idonea allo scopo per la quale è preposta.

Attraverso funzioni di richiamo o *callback functions* è poi possibile collegare ad ogni componente dell'interfaccia grafica uno script contenente le istruzioni di calcolo desiderate per quel tipo di componente stesso.

In questo modo quello che si riesce ad ottenere è un insieme di file collegati, accessibili da uno script iniziale, che consentono anche ad utenti inesperti di confrontarsi coi modelli fisici implementati in forma di codice in complicati file di testo.



Un altro procedimento per la creazione di interfacce grafiche di supporto prevede l'utilizzo del comando *user interface control (uicontrol)*. Utilizzando questo strumento il programma non predefinisce nessun livello grafico e lascia libero l'utente di costruire la propria interfaccia direttamente all'interno dei file di testo in estensione .m.

In questo caso *uicontrol* è una funzione oggetto a cui il programmatore associa un nome e le cui caratteristiche le definisce modificandone i valori di default delle proprietà; tra queste andrà poi opportunamente specificata anche la *callback function* a cui l'elemento fa riferimento al fine di creare il collegamento tra interfaccia grafica e script di calcolo.

Per questo motivo questo secondo metodo risulta leggermente più complesso, tuttavia permette al programmatore di svincolarsi dalle architetture imposte dalla *GUI* e di generare file di testo molto più snelli e compatti.

```

1  function 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

```

5.3 X Steam

Nello sviluppo dei modelli fisico-numericamente relativi ai cicli a vapore e a gas, ed in particolare per la valutazione delle relative prestazioni e rendimenti, è necessario il calcolo dei parametri fisici fondamentali dei fluidi evolventi negli impianti nei punti significativi dei cicli che questi percorrono.

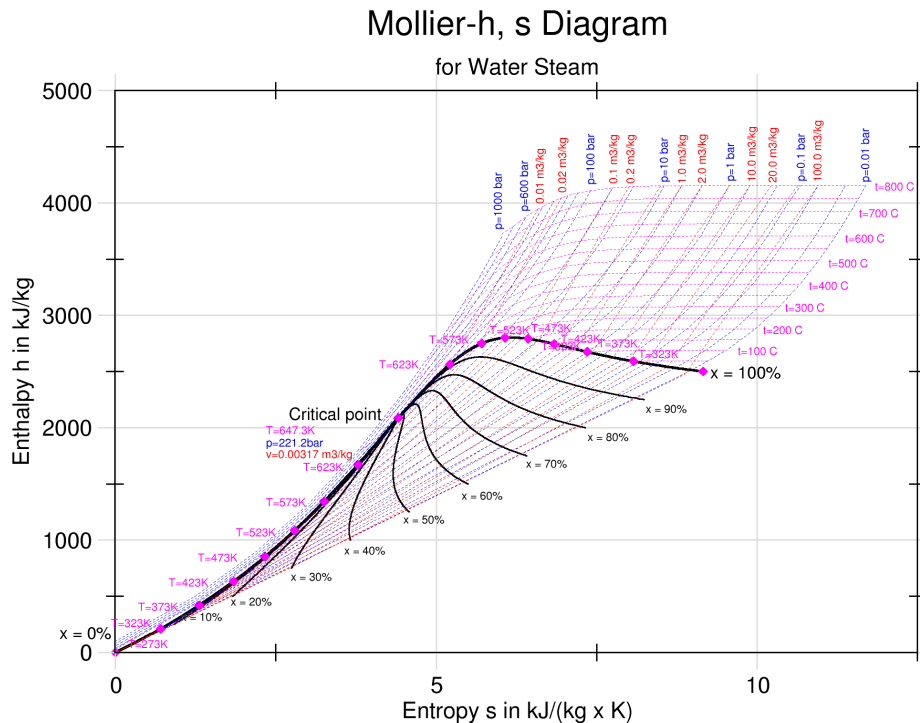
Nel ciclo a gas il fluido evolvente è aria, i cui stati fisici di interesse sono totalmente descrivibili attraverso la conoscenza dei valori dell'entalpia relativa, per questo motivo note pressioni e temperature l'unico parametro fisico necessario alla completa descrizione del ciclo è il calore specifico del gas a pressione costante. Sebbene questo assuma valori diversi al variare della temperatura è possibile definire semplici funzioni che ne descrivano l'andamento oppure utilizzare valori medi rintracciabili in bibliografia.

Nel ciclo a vapore invece il fluido evolvente è acqua, la quale però non rimane sempre nello stesso stato di aggregazione, ma varia dal liquido, al vapore saturo, al vapore surriscaldato.

Non è quindi possibile definire dei parametri univoci che permettano il calcolo delle grandezze relative agli stati fisici fondamentali per la descrizione del ciclo.

Analiticamente si procederebbe servendosi delle tabelle del vapore o diagrammi di Mollier, per via numerica quello che si fa invece è servirsi della funzione *X Steam* capace, se chiamata in maniera sintatticamente corretta, di provvedere al calcolo di tutti gli stati fisici relativi all'acqua, al vapore e alla miscela acqua-vapore per un

qualunque valore di pressione compreso nell'intervallo 0-1000 bar e per un qualunque valore di temperatura compreso nell'intervallo 0-2000°C.



La regola delle fasi asserisce che lo stato fisico di un sistema in equilibrio di nota composizione è completamente descrivibile da un numero di grandezze termodinamiche pari a:

$$\text{numero componenti} + 2 - \text{numero fasi}$$

Pertanto per la descrizione dello stato fisico dell'acqua in condizioni monofase è necessaria la conoscenza di due grandezze fondamentali, mentre per la miscela acqua-vapore, noto il titolo, è sufficiente solamente una grandezza.

Detto ciò l'utilizzo della toolbox *X Steam* prevede che si chiami la funzione digitando il comando *XSteam(...)* e che si inseriscano tra parentesi le sigle tra apici della grandezza fisica della quale si vuol conoscere il valore e di due di quelle note che si vuole vengano utilizzate ai fini del calcolo, seguite dai valori delle relative grandezze note.

Nel caso in cui il fluido si trovi in stato di miscela acqua-vapore occorre invece specificare la condizione di saturazione e così nel caso in cui si ricerchino valori appartenenti alla curva limite inferiore o alla curva limite superiore.

```

203 -     sa=XSteam('s_pT',pv,Ta);
204 -     ha=XSteam('h_ps',pv,sa); % [kJ/kg]
205 -     hb=XSteam('h_ps',pk,sa); % [kJ/kg]
206 -     hbr=ha-n_it_v*(ha-hb); % [kJ/kg]
207 -     Tc=XSteam('Tsat_p',pv); % [°C]
208 -     hc=XSteam('hL_T',Tc); % [kJ/kg]

```

5.4 Interfaccia Principale del Programma Sviluppato

Analizziamo ora la struttura del programma generato per l'analisi delle soluzioni impiantistiche a vapore, a gas e a ciclo combinato.

Il codice è avviabile richiamando lo script *General_opening.m* nel quale un'interfaccia grafica generata per mezzo della funzione oggetto *uicontrol* permette all'utente di scegliere quale tipo di sistema energetico analizzare.

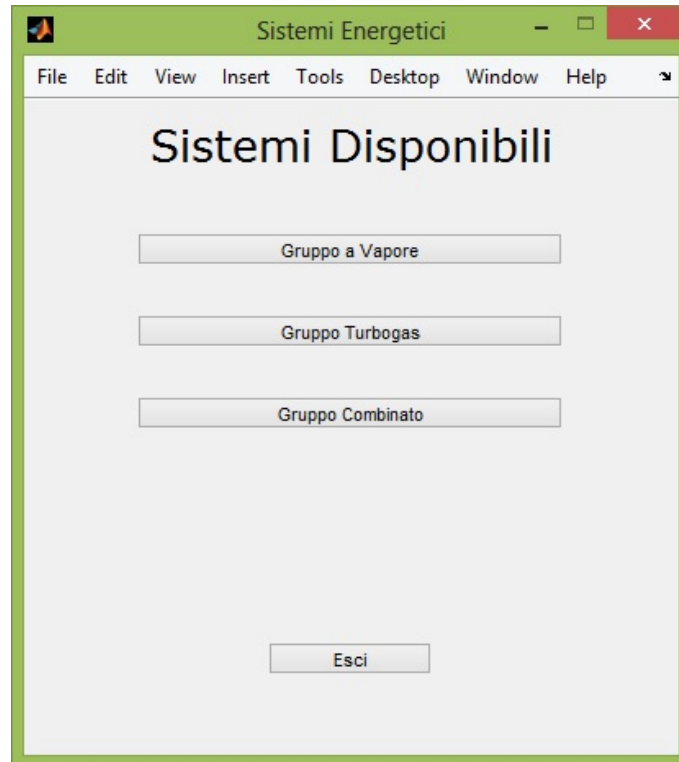
Vediamo come la funzione *uicontrol* permetta per mezzo della proprietà *style* di scegliere quale tipologia di oggetto grafico inserire; tramite la proprietà *string* è invece possibile assegnare una didascalia all'oggetto e attraverso *position* definirne un vettore che ne identifichi la posizione sullo schermo. Infine *callback* consente di collegare all'oggetto grafico in questione la relativa funzione o script associato.

```

1  function 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

```

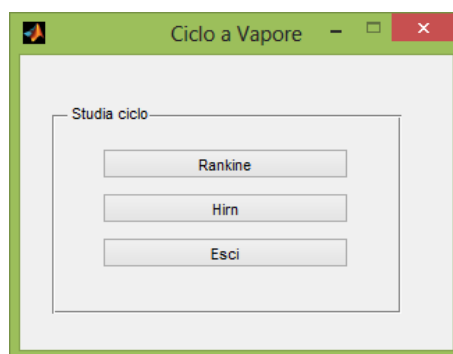

Il risultato di tutto ciò quando si lancia il programma è la finestra *Sistemi Energetici* dalla quale può prendere avvio lo studio di uno dei tre sistemi proposti e che ora analizzeremo singolarmente nei relativi capitoli.



6 Analisi Numerica di un Gruppo a Vapore

6.1 Ciclo Rankine

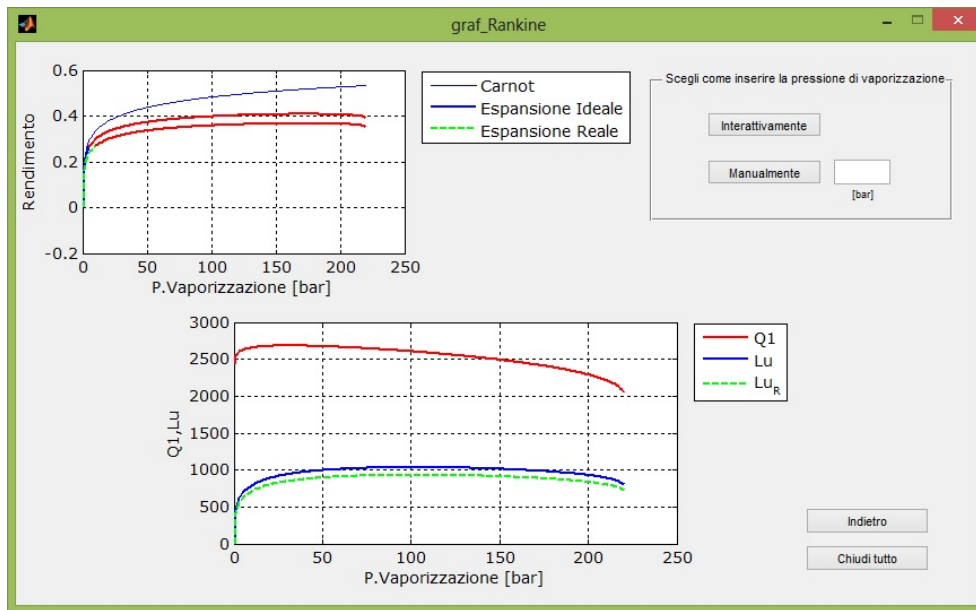
Scegliendo l'opzione *Gruppo a Vapore* dalla finestra di comando principale il programma accede allo script *Intro_pan.m*, il quale semplicemente genera un'ulteriore finestra grafica dalla quale l'utente può scegliere se intraprendere lo studio di un Ciclo Rankine o di un Ciclo Hirn.



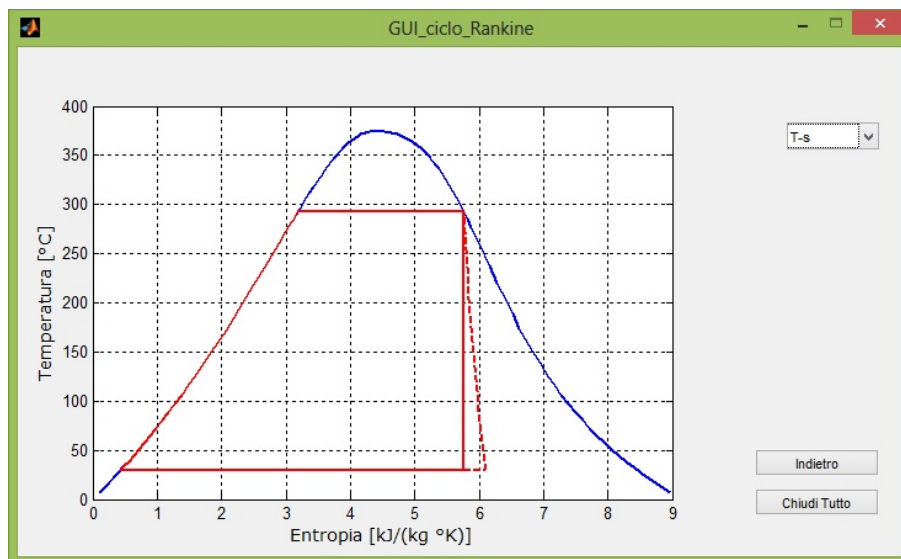
Optando per il Ciclo Rankine il programma entra nel file *Pan_Rank.m* e si apre un'interfaccia di controllo nella quale l'utente può inserire i dati fondamentali per la creazione del ciclo, ovvero la pressione di condensazione, il rendimento interno della turbina e il valore limite di accettabilità del titolo allo scarico.



A questo punto dalla sezione *Elabora* è possibile, premendo il pulsante *Grafici*, passare allo script *graf_Rankine.m* in cui vengono rese visibili le prestazioni del gruppo a vapore operante secondo un Ciclo Rankine.



Effettuando la scelta interattiva o manuale della pressione di vaporizzazione viene infine aperta l'interfaccia *GUI_ciclo_Rankine.m* la quale permette di visualizzare il ciclo elaborato a scelta sui diagrammi T-s, h-s, p-v, p-h.



I calcoli delle prestazioni vengono effettuati attraverso cicli iterativi semplicemente calcolando di volta in volta i valori delle grandezze fondamentali per mezzo della funzione *XSteam*.

Tramite le funzioni *axes* e *plot* è infine possibile generare i diagrammi e tracciare le curve caratteristiche del ciclo insieme ai grafici relativi alle prestazioni.

```

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

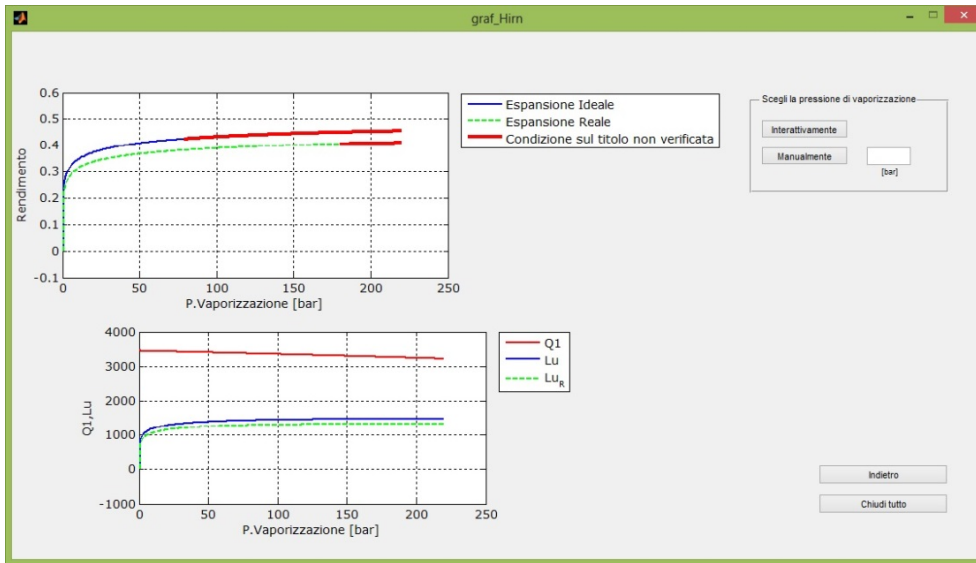
```

6.2 Ciclo Hirn

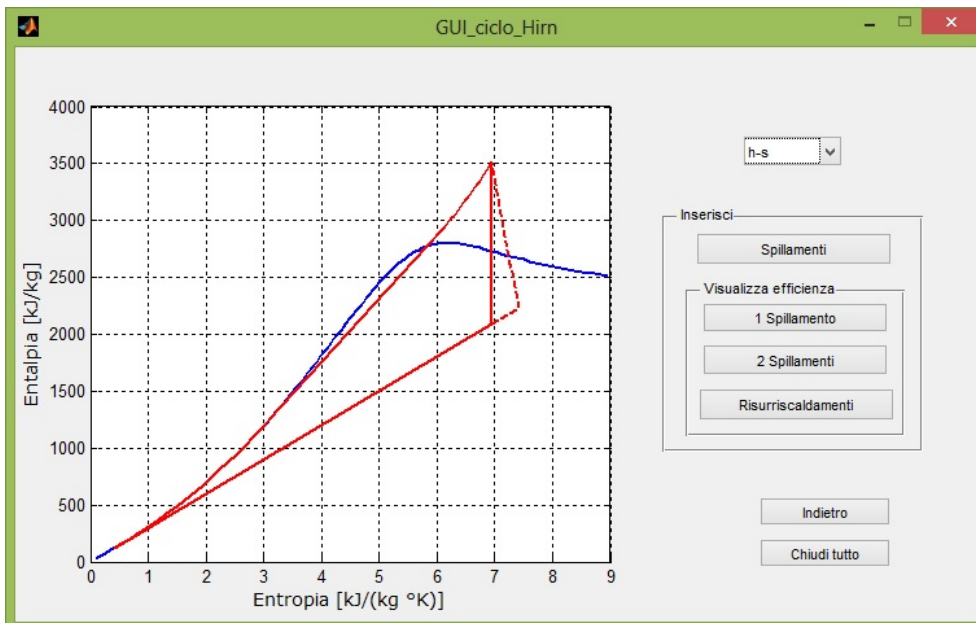
Se dall'interfaccia relativa al ciclo a vapore si seleziona l'opzione *Hirn* si entra nello script *Pan_Hirn.m* che, come per il Ciclo Rankine, permette all'utente di inserire i dati necessari all'elaborazione di un Ciclo Hirn semplice. In questo caso sarà presente un'ulteriore casella nella quale introdurre il valore della temperatura massima di surriscaldamento.



Anche in questo caso premendo il pulsante *Grafici* si accede al file *graf_Hirn.m* il quale crea la finestra di visualizzazione delle prestazioni del Ciclo Hirn.



Infine, effettuata la scelta interattiva o manuale della pressione di vaporizzazione, tramite l'interfaccia *GUI_ciclo_Hirn.m* è possibile osservare il Ciclo Hirn definito su una delle quattro tipologie di diagramma precedentemente elencate. In questa finestra sono inoltre presenti i pulsanti che permettono di valutare l'efficienza del Ciclo Hirn a spillamenti e del Ciclo Hirn risurriscaldato.



In questo caso il calcolo delle prestazioni e il tracciamento dei diagrammi avviene in maniera analoga a quanto visto per il Ciclo Rankine tenendo però conto dell'ulteriore presenza della parte di surriscaldamento.

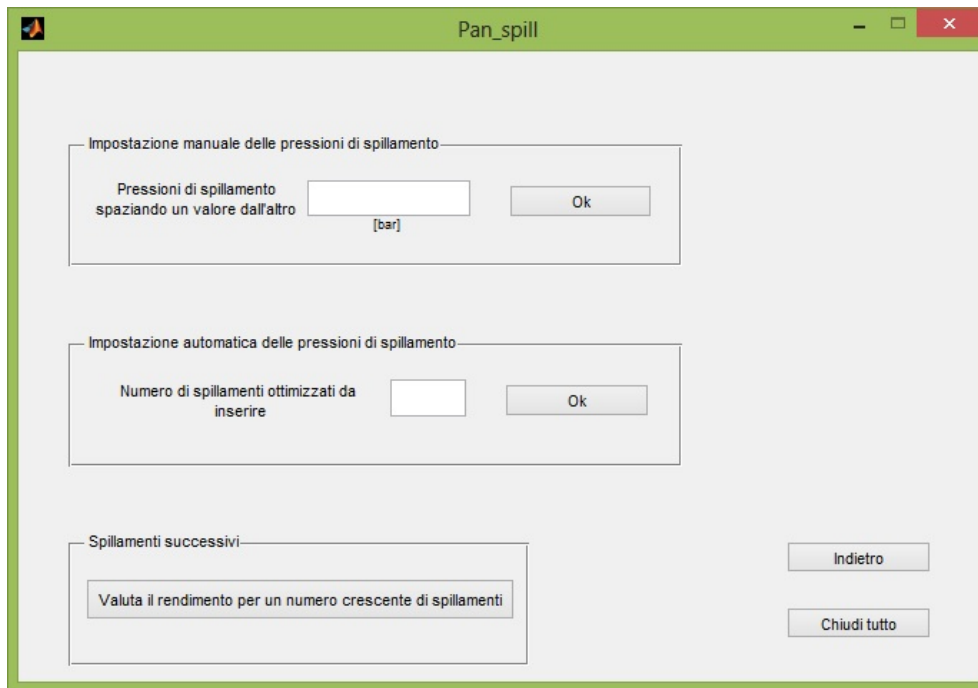
```

10 - p=p_k:1:220.43;
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

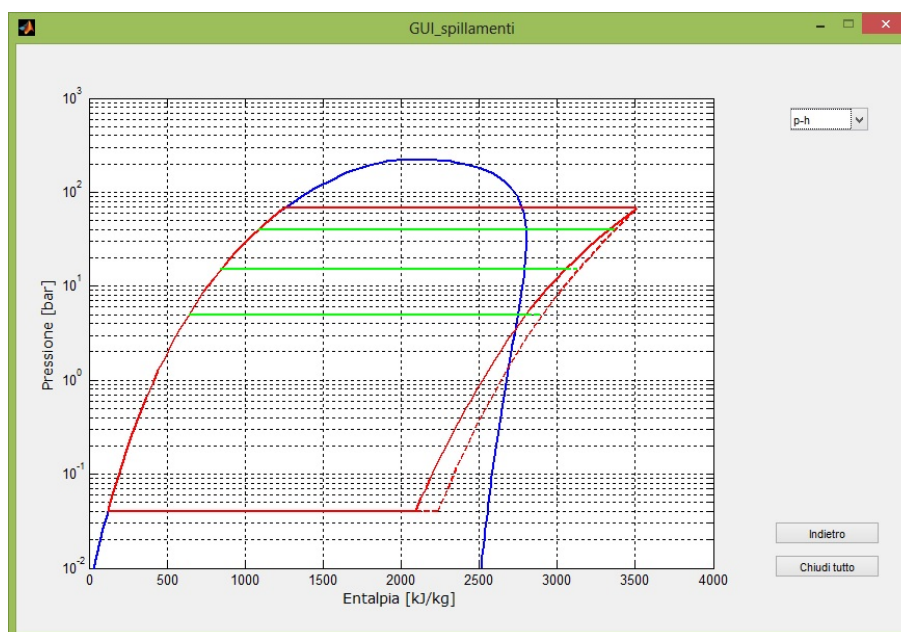
```

6.3 Ciclo Hirn con Spillamenti

Come anticipato la parte relativa allo studio del Ciclo Hirn con spillamenti è accessibile direttamente dalla finestra recante il grafico del Ciclo Hirn semplice; in particolare premendo il tasto *Spillamenti* si apre il pannello *Pan_spill.m* nel quale l'utente può effettuare tre diverse scelte:



Nella sezione *Impostazione manuale delle pressioni di spillamento*, inserendo un numero a piacere di valori di pressione di spillamento, è possibile visualizzare l'interfaccia *GUI_spillamenti.m* che plotta i diagrammi del ciclo surriscaldato arricchito delle tracce di spillamento inserite.



I diagrammi con le linee di spillamento vengono ottenuti per mezzo della funzione *n_spillamenti.m* la quale richiede in ingresso, oltre ai parametri fondamentali per la

costruzione del Ciclo Hirn, il vettore *num_spill* contenente i valori inseriti dall'esterno delle pressioni degli spillamenti dei quali si vuol visualizzare la traccia.

```

1  function n_spillamenti(p_k,p_v,T_a,eta_it,tipo,handles,num_spill)
2  %traccia il grafico di ciclo ad n spillamenti fornendo al programma:
3  %il numero di spillamenti
4  %p_k      [bar]
5  %p_v      [bar]
6  %T_a      [°C]
7  %eta_it
8  %successivamente vengono richieste tutte le diverse pressioni di
9  %spillamento [bar]
10
11  ciclo_Hirn(p_k,p_v,T_a,eta_it,tipo,handles)
12  if nargin>5, spillamenti= size(num_spill,2);
13  for k=1:spillamenti
14      p0=num_spill(k);
15      traccia_spillamento1(p_v,p0,T_a,eta_it,tipo,'g',2)
16      traccia_spillamento2(p_v,p0,T_a,tipo,'g',2)
17      traccia_spillamentor(p_k,p_v,p0,T_a,eta_it,tipo,'g--',2)
18  end
19  end
20  zoom on
21  grid on

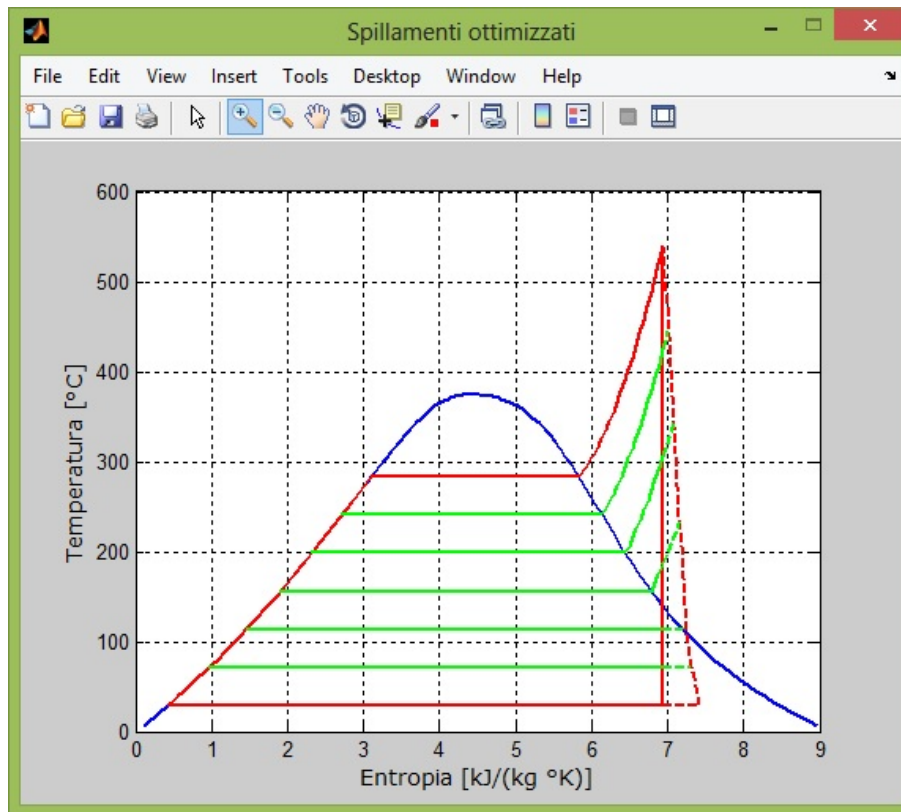
```

```

1  function y=traccia_spillamento1(p_v,p0,T_a,eta_it,tipo_diagr,colore,spessore)
2  %la funzione traccia l'isoterma relativa alla pressione di spillamento
3  %all'interno della campana
4  if nargin<7, spessore=3; end
5  if nargin<6, colore='r'; end
6  if nargin<5, tipo_diagr='Ts'; end
7
8  h1=XSteam('hL_p',p0);
9  h2=XSteam('hV_p',p0);
10 s1=XSteam('sL_p',p0);
11 s2=XSteam('sV_p',p0);
12 s_a=XSteam('s_pT',p_v,T_a);
13 h_a=XSteam('h_ps',p_v,s_a);
14 h0=XSteam('h_ps',p0,s_a);
15 h0_r=h_a-eta_it*(h_a-h0);
16 s_ar=XSteam('s_ph',p0,h0_r);
17 v_s1=XSteam('vL_p',p0);
18 v_s2=XSteam('vV_p',p0);
19 v_sa=XSteam('v_ps',p0,s_a);
20 v_sr=XSteam('v_ps',p0,s_ar);
21 T_s=XSteam('Tsat_p',p0);

```

Nella sezione *Impostazione automatica delle pressioni di spillamento*, inserendo un valore che indichi il numero di spillamenti che si desidera effettuare, il programma avvia lo script *spillamenti_ottimizzati.m* che traccia i diagrammi del ciclo a vapore recanti la linee di spillamento nelle posizioni ottimali per la massimizzazione del rendimento.



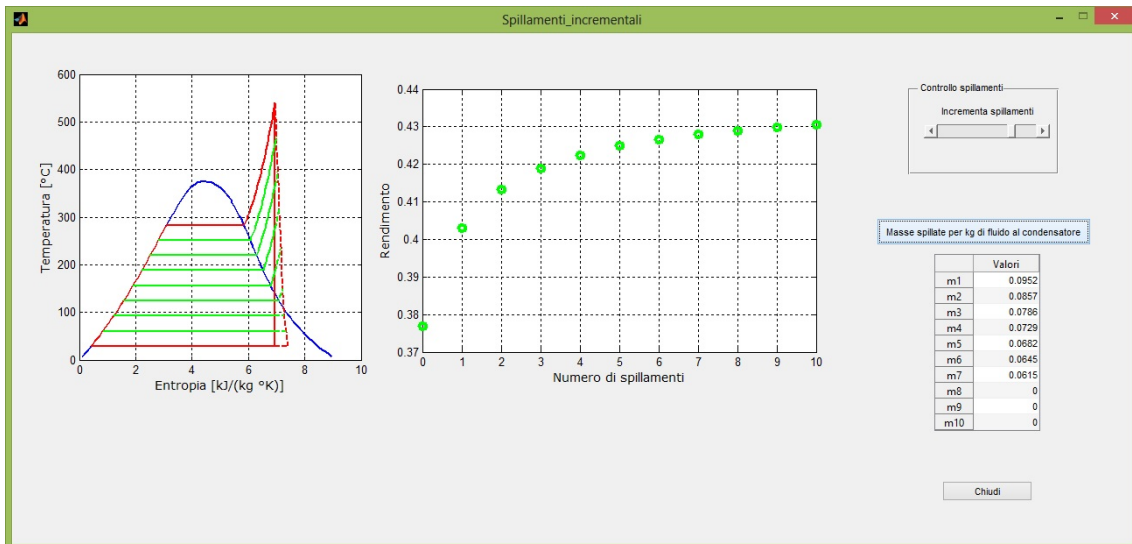
La determinazione delle tracce di spillamento ottimali si ottiene imponendo che il salto di temperatura tra uno spillamento e il successivo sia costante e pari alla differenza tra la temperatura di saturazione alla pressione di vaporizzazione e la stessa alla pressione di condensazione, divisa per il numero totale di spillamenti incrementato di un'unità.

```

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

```

Per ultimo, dalla sezione *Spillamenti successivi*, si entra nello script *Spillamenti_incrementali.m* il quale fa comparire una finestra grafica in cui è visibile un diagramma che mostra l'andamento del rendimento del ciclo impostato dall'utente per un numero di spillamenti variabile da 0 a 10. E' presente inoltre una sezione sulla destra indicata come *Controllo spillamenti* nella quale, tramite barra slide, è possibile scegliere il numero di spillamenti desiderato ed ottenere per questo i valori delle masse spillate ed il diagramma T-s.



Nel codice il calcolo delle tracce di spillamento avviene nella maniera vista precedentemente, in questo caso però è necessaria anche la determinazione dei valori delle masse spillate che avviene risolvendo le equazioni di bilancio energetico sui vari scambiatori.

```

79 - for n=0:1:10
80 -
81 -     load dati passo
82 -     pk=passo.pk;
83 -     eta_it=passo.eta_it;
84 -     TS=passo.TS;
85 -     pv=passo.pv;
86 -
87 -     ha=XSteam('h_pT',pv,TS);
88 -     h0=XSteam('hL_p',pk);
89 -     sa=XSteam('s_pT',pv,TS);
90 -     hb=XSteam('h_ps',pk,sa);
91 -     hbr=ha-eta_it*(ha-hb);
92 -
93 -     Tc=XSteam('Tsat_p',pv);
94 -     T0=XSteam('Tsat_p',pk);
95 -
96 -     dt_opt=(Tc-T0)/(n+1);

```

```

98   %troviamo le t di spillamento
99   - for i=1:n
100  -     T(i)=T0+dt_opt*i;
101  - end
102
103  %troviamo le p di spillamento
104  - for i=1:n
105  -     p(i)=XSteam('psat_T',T(i));
106  - end
107
108  %troviamo le h di inizio spillamento
109  - for i=1:1:n
110  -     h(i)=XSteam('h_ps',p(i),sa);
111  - end
112
113  %troviamo le hr di inizio spillamento
114  - for i=1:1:n
115  -     hr(i)=ha-eta_it*(ha-h(i));
116  - end
117
118  %troviamo gli hf
119  - for i=1:1:n
120  -     hf(i)=XSteam('hL_p',p(i));
121  - end

```

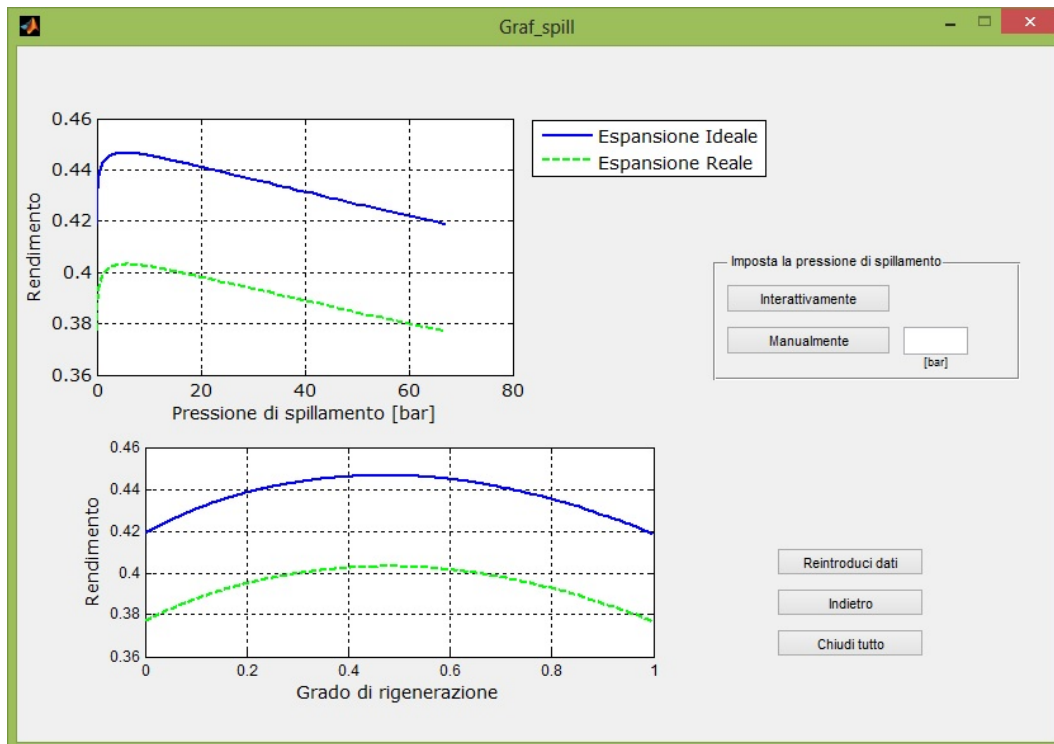
```

125  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
126
127  %m(n)=(hf(n)-h0)/(h(n)-hf(n));
128
129  %m(n-1)=((1+m(n))*(hf(n-1)-hf(n)))/(hr(n-1)-hf(n-1));
130
131  %m(n-2)=((1+m(n)+m(n-1))*(hf(n-2)-hf(n-1)))/(hr(n-2)-hf(n-2));
132
133  %m(n-3)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2))*(hf(n-3)-hf(n-2)))/(hr(n-3)-hf(n-3));
134
135  %m(n-4)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3))*(hf(n-4)-hf(n-3)))/(hr(n-4)-hf(n-4));
136
137  %m(n-5)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3)+m(n-4))*(hf(n-5)-hf(n-4)))/(hr(n-5)-hf(n-5));
138
139  %m(n-6)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3)+m(n-4)+m(n-5))*(hf(n-6)-hf(n-5)))/(hr(n-6)-hf(n-6));
140
141  %m(n-7)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3)+m(n-4)+m(n-5)+m(n-6))*(hf(n-7)-hf(n-6)))/(hr(n-7)-hf(n-7));
142
143  %m(n-8)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3)+m(n-4)+m(n-5)+m(n-6)+m(n-7))*(hf(n-8)-hf(n-7)))/(hr(n-8)-hf(n-8));
144
145  %m(n-9)=((1+m(n)+m(n-1)+m(n-2)+m(n-3)+m(n-4)+m(n-5)+m(n-6)+m(n-7)+m(n-8))*(hf(n-9)-hf(n-8)))/(hr(n-9)-hf(n-9));
146
147  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
148

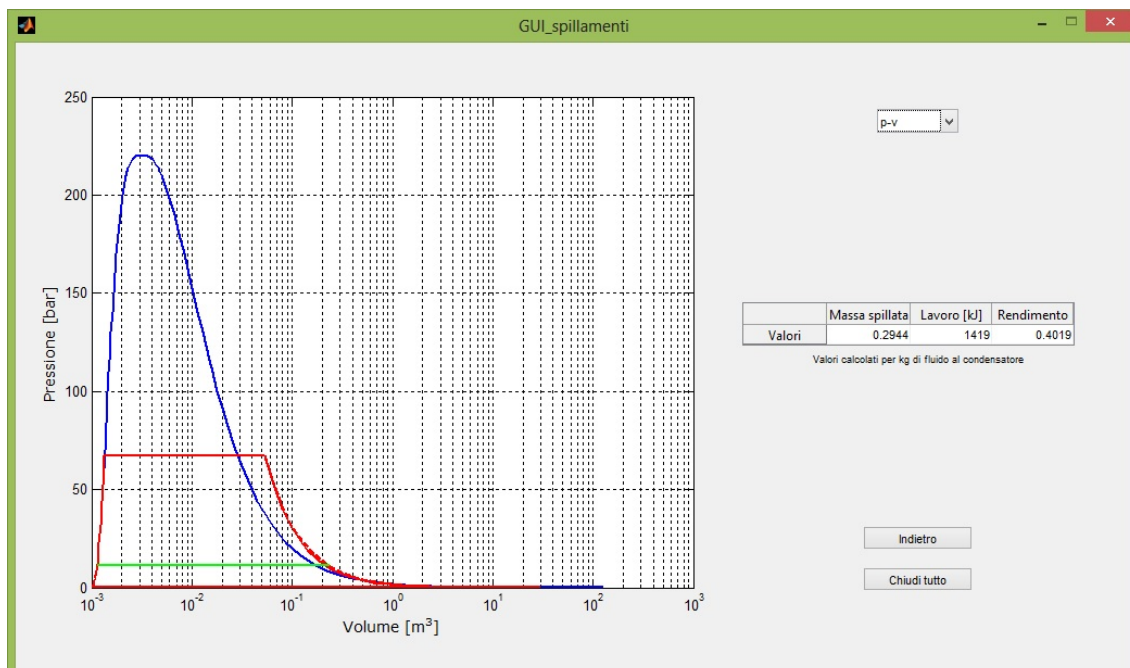
```

Dalla *GUI_ciclo_Hirn.m*, scegliendo l'opzione *1 Spillamento*, si avvia il file *Graf_spill.m* che genera una finestra nella quale è possibile visualizzare due grafici relativi ad un Ciclo Hirn ad un solo spillamento:

Un primo recante in ordinate i valori del rendimento in funzione della pressione di spillamento e un secondo recante sempre i valori di rendimento, questa volta però riportati in funzione del grado di rigenerazione.



Scegliendo quindi la pressione di spillamento, sempre in modo manuale o interattivo, il programma lancia lo script *GUI_spillamenti.m* che permette all'utente di valutare, oltre ai soliti diagrammi del ciclo spillato impostato, anche i valori della massa spillata, del lavoro utile ottenibile e del relativo rendimento.



Possiamo vedere dallo script come l'inserimento del valore di pressione di spillamento o la sua scelta interattiva determinino l'avvio immediato della funzione *GUI_spillamenti.m* contenente le righe di codice dedicate al calcolo dei valori della massa spillata, del lavoro e del rendimento.

```

111 % --- Executes on button press in Inter.
112 function Inter_Callback(hObject, eventdata, handles)
113 % hObject handle to Inter (see GCBO)
114 % eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
115 % handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
116 load dati
117 pk=passo.pk;
118 eta_it=passo.eta_it;
119 TS=passo.TS;
120 axes(handles.axes1);
121 [ps,y]=ginput(1);
122 x_aux=xlim;
123 y_aux=ylim;
124
125 if ps>x_aux(2) || ps<x_aux(1) || y>y_aux(2) || y<y_aux(1)
126     errordlg('devi cliccare dentro il grafico rendimento-pressione!','Error');
127 else
128     passo.spill=ps;
129     save dati passo
130     GUI_spillamenti
131 end

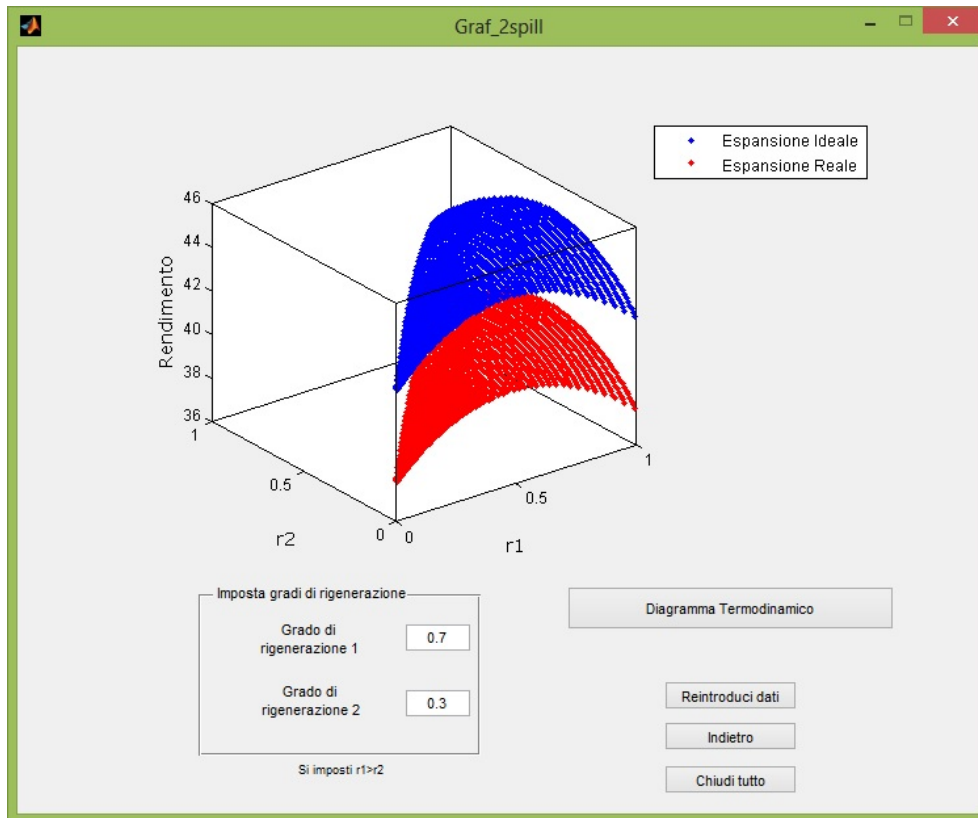
```

```

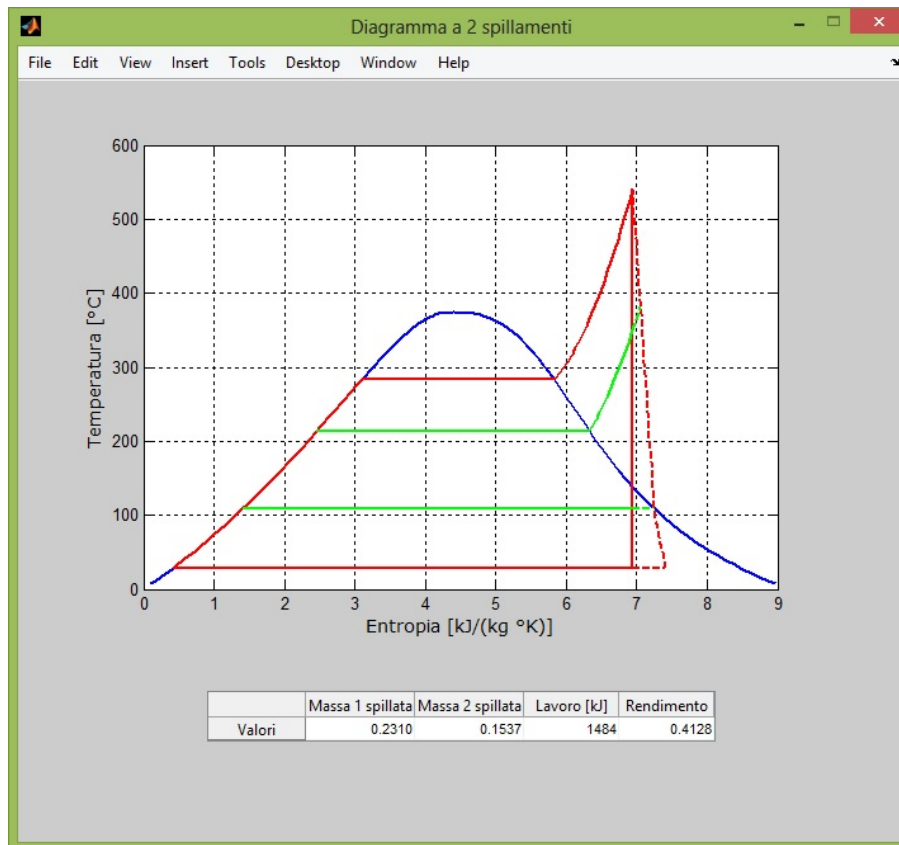
86 load curve_limite
87 load dati
88 pk=passo.pk;
89 pv=passo.pv;
90 TS=passo.TS;
91 eta_it=passo.eta_it;
92 tipo='ts';
93 num_spill=passo.spill;
94
95 n_spillamenti(pk,pv,TS,eta_it,tipo,handles,num_spill)
96
97
98 ps=passo.spill;
99
100 h0=XSteam('hL_p',pk);
101 ha=XSteam('h_pT',pv,TS);
102 sa=XSteam('s_pT',pv,TS);
103 hb=XSteam('h_ps',pk,sa);
104 h_r=ha-eta_it*(ha-hb);
105 hf1=XSteam('hL_p',ps);
106 h1=XSteam('h_ps',ps,sa);
107
108 h1r=ha-eta_it*(ha-h1);
109
110 m_1r=(hf1-h0)/(h1r-hf1);
111 L=ha-h_r+m_1r*(ha-h1r);
112 n=(ha-h_r+m_1r*(ha-h1r))/(ha-h0+m_1r*(ha-h1r));

```

L'ultima opzione disponibile per lo studio del ciclo a spillamenti si aziona dal pulsante *2 spillamenti*, in questo caso viene lanciata l'interfaccia *Graf_2spill.m* nella quale si valuta il rendimento di un ciclo a 2 spillamenti su un diagramma tridimensionale in funzione dei due gradi di rigenerazione inseriti dall'utente nelle apposite caselle di testo.



Azionando poi il pulsante *Diagramma Termodinamico* si fa comparire un'ulteriore finestra recante il diagramma T-s del ciclo a 2 spillamenti e una tabella contenente i valori delle masse spillate, del rendimento e del lavoro utile ricavato.



Anche in questo caso la determinazione delle prestazioni del ciclo avviene nel modo visto precedentemente, tenendo conto qui delle due equazioni di bilancio energetico sugli scambiatori per ricavare i valori delle due masse spillate.

```

185 %Portiamo dentro i dati relativi al ciclo
186 - load dati passo
187 - pk=passo.pk;
188 - eta_it=passo.eta_it;
189 - TS=passo.TS;
190 - pv=passo.pv;
191
192 - h0=XSteam('hL_p',pk);
193 - ha=XSteam('h_pT',pv,TS);
194 - sa=XSteam('s_pT',pv,TS);
195 - hb=XSteam('h_ps',pk,sa);
196 - h_r=ha-eta_it*(ha-hb);
197 - hc=XSteam('hL_p',pv);
198
199 - r1=handles.r1;
200 - r2=handles.r2;
201
202 - hf1=r1*(hc-h0)+h0;
203 - hf2=r2*(hc-h0)+h0;
204 - ps1=Funzione_ph(hf1);
205 - ps2=Funzione_ph(hf2);

```

```

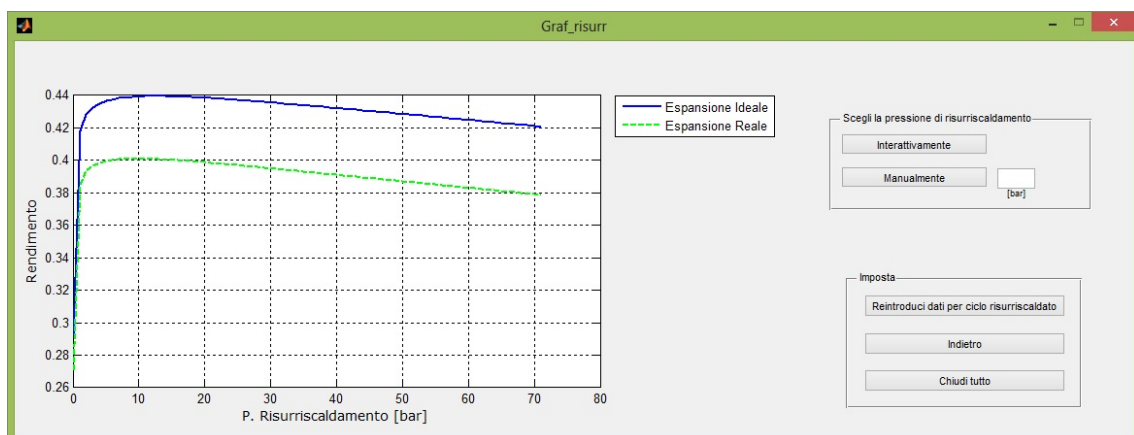
229 - %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
230 - h1=XSteam('h_ps',ps1,sa);
231 - h1r=ha-eta_it*(ha-h1);
232 - h2=XSteam('h_ps',ps2,sa);
233 - h2r=ha-eta_it*(ha-h2);
234 -
235 - m2r=(hf2-h0)/(h2r-hf2);
236 -
237 - m1r=((1+m2r)*(hf1-hf2))/(h1r-hf1);
238 -
239 - L=(ha-h_r)+m1r*(ha-h1r)+m2r*(ha-h2r);
240 -
241 - n=(ha-h_r+m1r*(ha-h1r)+m2r*(ha-h2r))/(ha-h0+m1r*(ha-h1r)+m2r*(ha-h2r));

```

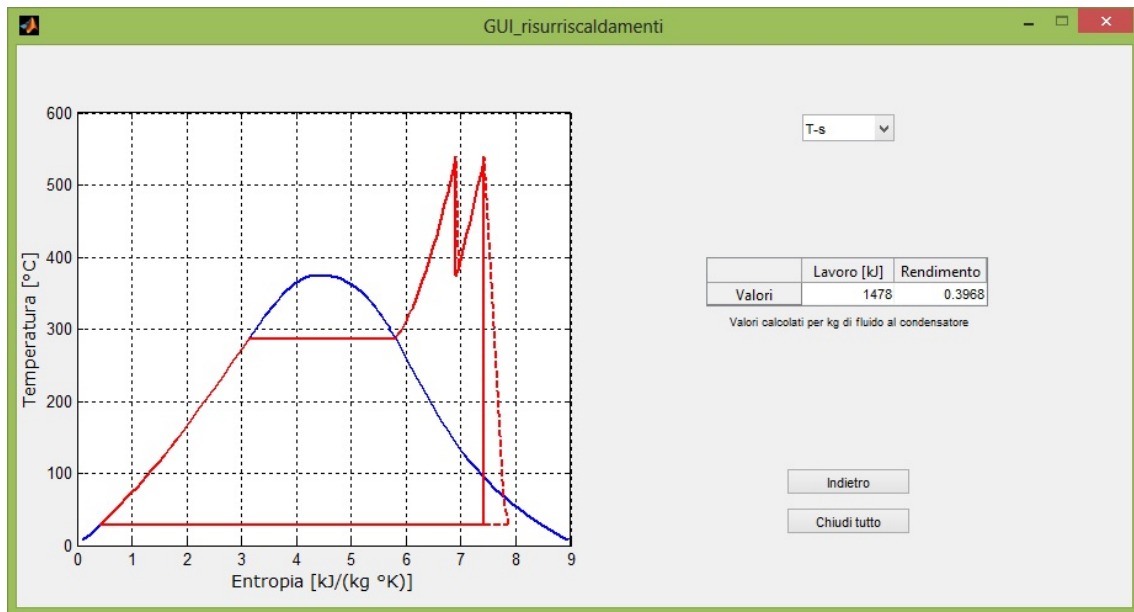
6.4 Ciclo Hirn Riscaldato

Anche la sezione relativa allo studio del Ciclo Hirn surriscaldato è accessibile dalla finestra grafica riguardante il Ciclo Hirn semplice.

Premendo il pulsante *Risurriscaldamenti* infatti è possibile lanciare lo script *Graf_risurr.m* che determina l'apertura di una finestra nella quale è visibile un grafico in cui compare l'andamento del rendimento del ciclo surriscaldato in funzione della pressione di surriscaldamento.



Ancora una volta scegliendo la pressione di surriscaldamento in maniera manuale o interattiva si apre la finestra grafica successiva, ovvero *GUI_risurriscaldamenti.m*, nella quale sono mostrati i diagrammi del ciclo risurriscaldato e compare inoltre una tabella recante i valori del lavoro utile e del rendimento del ciclo.



Il codice relativo al ciclo risurriscaldato non presenta sostanziali variazioni tecniche rispetto a quello relativo al Ciclo Hirn semplice, chiaramente in questo caso nel calcolo di lavoro e rendimento compaiono i termini aggiuntivi riguardanti la seconda somministrazione di calore e la doppia espansione.

```

8 - p=p_k:1:p_v;
9 - %procedo nel calcolo dei valori fissi dipendenti da p_k e p_v
10 - ha=XSteam('hL_p',p_k);
11 - s_v=XSteam('sV_p',p_k);
12 - T_low=XSteam('T_ps',p_k,s_v);
13 - hc=XSteam('h_pT',p_v,TS);
14 - if isnan(hc)==1
15 -     disp('break')
16 -     return
17 - end
18 - sc=XSteam('s_pT',p_v,TS);
19 - if isnan(sc)==1
20 -     disp('break')
21 -     return
22 - end
23 - %con questo ciclo si ricercano i valori del vapore all'interno del vettore
24 - %p
25 - for v=1:length(p)
26 -     hd(v)=XSteam('h_ps',p(v),sc);
27 -     if isnan(hd(v))==1
28 -         disp('break')
29 -         break
30 -     end
31 -     hc1(v)=XSteam('h_pT',p(v),TS);
32 -     if isnan(hc1(v))==1
33 -         disp('break')
34 -         break
35 -     end

```

```

36 -     sc1(v)=XSteam('s_pT',p(v),TS);
37 -     if isnan(sc1(v))==1
38 -         disp('break')
39 -         break
40 -     end
41 -     he(v)=XSteam('h_ps',p_k,sc1(v));
42 -     if isnan(he(v))==1
43 -         disp('break')
44 -         break
45 -     end
46 -     eta(v) = ((hc-hd(v)) + (hc1(v)-he(v))) / ((hc-ha) + (hc1(v)-hd(v)));
47 -     x(v)=XSteam('x_ph',p_k,he(v));
48 -     %caratteristiche reali
49 -     hd_reale(v)=hc-eta_it*(hc-hd(v));
50 -     he_reale(v)=hc1(v)-eta_it*(hc1(v)-he(v));
51 -     x1(v)=XSteam('x_ph',p_k,he_reale(v));
52 -     eta_reale(v) = ((hc-hd_reale(v)) + (hc1(v)-he_reale(v))) / ((hc-ha) + (hc1(v)-hd_reale(v)));
53 - end

```

7 Analisi Numerica di un Gruppo Turbogas

7.1 Pannello di Controllo

Premendo sul pulsante *Gruppo Turbogas* nella finestra di comando principale, si accede alla sezione di programma dedicata allo studio del ciclo a gas entrando così nello script *pannello.m*.

Si apre in questo modo un pannello di controllo recante una serie di caselle atte all'inserimento dati e una serie di tasti comprendenti varie opzioni.

Il programma richiede infatti all'utente di inserire i valori della temperatura T_1 del gas ad inizio compressione, della temperatura T_3 di fine riscaldamento, della pressione p_1 di inizio compressione e dei rendimenti interni di compressore e turbina.

E' quindi necessario che chi utilizza il programma specifichi, all'interno di un'opportuna casella di scelta, se richiede che si effettui il calcolo assumendo valori ideali o reali per il calore specifico C_p .

Sostanzialmente nel caso in cui si selezioni *Cp ideale* la lettura del codice viene avviata tenendo conto di un valore fisso di C_p costante con la temperatura.

```
269 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
270 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%IDEALE%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
271 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
272
273 -   if (a==0)
274
275 -       gamma=double(t3/t1);
276 -       gammaf=gamma*ricc*rit;
277 -       al_alfa=1:0.001:gammaf-0.01;                                %ALFA
278 -       cp = 1010.8;
279 -       k=1.3965;                                                  %K E'
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);                                  %TROV
287 -       maxlav=al_alfa(ind2);                                     %MAXI
288 -       [maxeta, ind]=max(eta);
289 -       maxren=al_alfa(ind);                                     %MAXF
290 -       rmaxlav=maxlav^(k/(k-1));                                %RMAX
291 -       rmaxren=maxren^(k/(k-1));                                %RMAX
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
```

Nel caso invece in cui l'utente selezioni l'opzione *Cp reale* il programma effettua il calcolo tenendo conto di un Cp variabile a passi discreti con la temperatura, rendendo risultati più attinenti alla realtà.

In particolare ciò è possibile accedendo alla struttura dati *coeff_cpmedio* contenente una serie di valori di Cp compresi tra una temperatura minima ed una massima.

```

326 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
327 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
328 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%REALE%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
329 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
330 -
331 if (a==1)
332 -
333     load('coeff_polinomio_per_cpmedio_in_R')
334     cp0t1=polyval(coeff_cpmedio,t1);
335     cp0t3=polyval(coeff_cpmedio,t3);
336     eps=0.0001;
337     R=287;
338
339 %Valore di cp alla temperatura T1
340 %Valore di cp alla temperatura T3

```

Per quanto riguarda i tasti di scelta presenti nella parte destra del pannello, questi permettono di recuperare i dati inseriti all'ultimo avvio del programma, di attivare un'opzione *hold on* di memorizzazione dei risultati e di effettuare il plot dei grafici relativi al ciclo precedentemente specificato.



7.2 Diagrammi delle Prestazioni

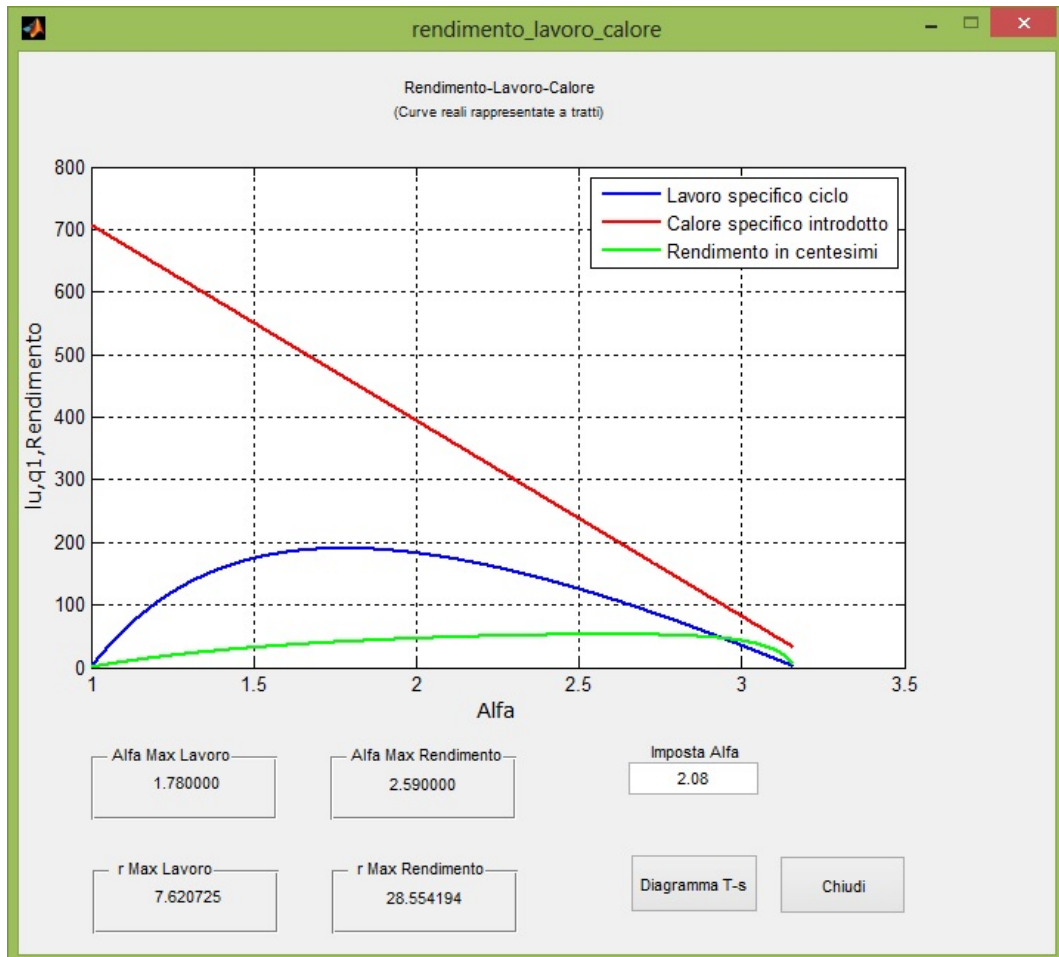
Una volta inseriti i dati richiesti è possibile dal pannello di controllo passare ad un'interfaccia grafica contenente una serie di risultati notevoli premendo sul tasto *Grafici* collegato ai due script *rendimento_lavoro.m* e *rendimento_lavoro_calore.m*.

Per prima si apre una finestra nella quale sugli assi cartesiani sono mostrati gli andamenti del lavoro utile, del calore assorbito e del rendimento in funzione del valore di α .

Ricordiamo che α non è altro che il rapporto tra temperature di fine ed inizio compressione.

Sotto al grafico sono riportati inoltre i valori di α e del rapporto di compressione relativi al massimo lavoro utile erogabile dal ciclo e al massimo rendimento ottenibile.

Infine sono presenti una casella di inserimento dati ed un pulsante per mezzo dei quali, a valle di una scelta di α da parte dell'utente, è possibile accedere allo script *diagramma_Ts.m*.



Riportiamo il file di codice relativo al calcolo dei valori del rendimento, del lavoro utile e del calore assorbito in funzione di α nel caso in cui si selezioni l'opzione *Cp reale*.

```

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;
337 - t2app=0;
338 - t4app=0;
339 - t4rapp=0;
340 - comp=1;
341 - for t2r=t1:1:t3
342 -     vett_t2r(comp)=t2r;
343 -     cp0t2r=polyval(coeff_cpmedio,t2r);
344 -     if t2r==t1
345 -         t2tent=t1;
346 -         alfa_comp(comp)=1;
347 -         cpt2rt1=0;
348 -         r_comp(comp)=1;
349 -     else
350 -         t2tent=t1+ricc*(t2r-t1);
351 -         cpt2rt1=(cp0t2r * (t2r-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15))/(t2r-t1);
352 -         while (abs(t2tent-t2app)>eps)
353 -
354 -             cp0t2=polyval(coeff_cpmedio,t2tent);
355 -             cpt2t1=(cp0t2 * (t2tent-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15))/(t2tent-t1);
356 -             t2app=t2tent;
357 -             t2tent=t1 + (t2r - t1)*ricc*cpt2rt1/cpt2t1;
358 -         end
359 -         alfa_comp(comp)=t2tent/t1;
360 -         ka=cpt2t1/(cpt2t1-R);
361 -         r_comp(comp)=(alfa_comp(comp))^(ka/(ka-1));
362 -     end

```

```

362 - end
363 - if t2r==t3
364 -     cpt3t2r=0;
365 - else
366 -     cpt3t2r=(cp0t3 * (t3-273.15) - cp0t2r * (t2r-273.15))/(t3-t2r);
367 - end
368 - if t2r==t1
369 -     t4=t3;
370 -     t4rtent=t3;
371 -     r_esp(comp)=r_comp(comp);
372 -     alfa_esp(comp)=alfa_comp(comp);
373 -     cpt4rt3=0;
374 -     cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t3); % i punti 4, 4r e 3 coincidono se t2r=t1
375 -
376 - else
377 -     t4tent=t3/alfa_comp(comp);
378 -     r_esp(comp)=r_comp(comp);
379 -     while (abs(t4tent-t4app)>eps)
380 -
381 -         cp0t4=polyval(coeff_cpmedio,t4tent);
382 -         cpt4t3=(cp0t3 * (t3-273.15) - cp0t4 * (t4tent-273.15))/(t3-t4tent);
383 -         kbtent=cpt4t3/(cpt4t3-R);
384 -         alfa_esp(comp)=(r_esp(comp))^(kbtent-1/kbtent);
385 -         t4app=t4tent;
386 -         t4tent=t3 / alfa_esp(comp);
387 -     end

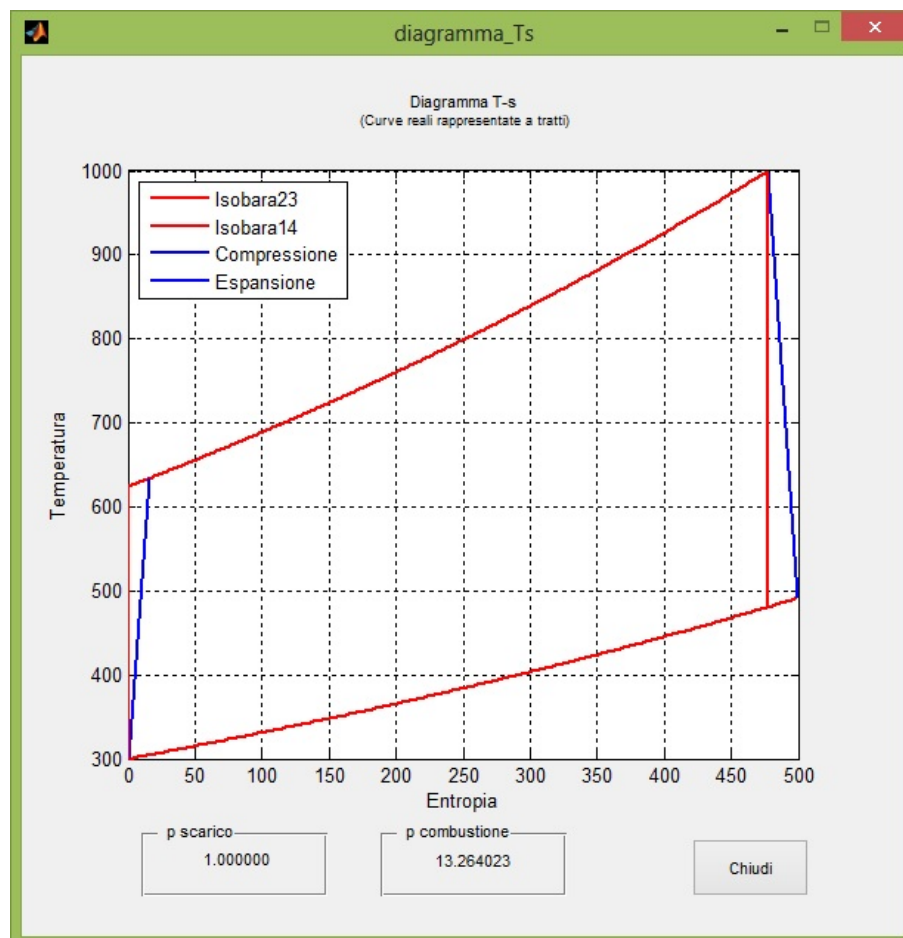
```

```

388 -         t4=t4tent;
389 -         t4rtent=t3-rit*(t3-t4);
390 -         while ((abs(t4rtent-t4rapp))>eps)
391 -
392 -             cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t4rtent);
393 -             cpt4rt3=(cp0t4r * (t4rtent-273.15) - cp0t3 * (t3-273.15))/ (t4rtent-t3);
394 -             t4rapp=t4rtent;
395 -             t4rtent=t3-rit*(t3-t4)*cpt4t3/cpt4rt3;
396 -         end
397 -     end
398 -     cpt1t4r=(cp0t4r * (t4rtent-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15))/ (t4rtent-t1);
399 -
400 -     Lturb(comp) = cpt4rt3*(t3-t4rtent);
401 -     Lcompr(comp) = cpt2rt1*(t2r-t1);
402 -     Lciclo(comp)=Lturb(comp)-Lcompr(comp);
403 -     q1(comp)=cpt3t2r*(t3-t2r);
404 -     q2(comp)=cpt1t4r*(t4rtent-t1);
405 -     Lciclo_q(comp)=q1(comp)-q2(comp);
406 -     eta(comp)=Lciclo(comp) / q1(comp);
407 -     comp=comp+1;

```

Inserito quindi un arbitrario valore di α , premendo sul pulsante *Diagramma T-s*, si apre una finestra grafica nella quale è visibile il diagramma T-s del ciclo a gas recante le linee di compressione ed espansione sia relative al caso reale che al caso ideale. Compagno inoltre due caselle di testo nelle quali sono riportati i valori dei due livelli di pressione del ciclo.



Presentiamo quindi lo script nel quale avviene l'elaborazione del diagramma T-s del ciclo relativamente al caso in cui si scelga l'opzione *Cp reale*:

```

166 - %*****diagramma ts REALE*****
167 -
168 - load('coeff_polinomio_per_cpmedio_in_K')
169 - eps=0.0003;
170 - R=287;
171 - t2=t1*alfa;
172 - cp0t2=polyval(coeff_cpmedio,t2);
173 - cp0t1=polyval(coeff_cpmedio,t1);
174 - if t1==t2
175 -     rc=1;
176 -     t2r=t2;
177 - else
178 -     cpt2t1= ( cp0t1 * (t1-273.15) - cp0t2 * (t2-273.15)) / (t1-t2);
179 -     cv=cpt2t1-R;
180 -     k=cpt2t1/cv;
181 -     r_comp=alfa^(k/(k-1));
182 -     pComb =r_comp*pi;
183 -     pscarico = ((t1/t2)^(k/1-k))*pi;
184 -     t2rtent=t1+(t2-t1)/ricc;
185 -     t2rapp=0;
186 -     while ((abs(t2rtent-t2rapp))>eps)
187 -
188 -         cp0t2r=polyval(coeff_cpmedio,t2rtent);
189 -         cpt2rt1=(cp0t2r * (t2rtent-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15))/ (t2rtent-t1);
190 -         t2rapp=t2rtent;
191 -         t2rtent=t1 + (t2 - t1)*cpt2t1/(ricc*cpt2rt1);
192 -     end
193 -     t2r=t2rtent;
194 - end

195 - % traccia l'isobara alla pressione di mandata
196 - comp=1;
197 - for tx=t2:1:t3
198 -     if tx==t2
199 -         s23(comp)=0;
200 -         t_p2(comp)=t2;
201 -     else
202 -         cp0tx=polyval(coeff_cpmedio,tx);
203 -         cpt2tx= ( cp0tx * (tx-273.15) - cp0t2 * (t2-273.15)) / (tx-t2);
204 -         s23(comp)=cpt2tx*log(tx/t2);
205 -         t_p2(comp) = tx;
206 -     end
207 -     comp=comp+1;
208 - end
209 - cp0t3=polyval(coeff_cpmedio,t3);
210 - cpt2t3= ( cp0t3 * (t3-273.15) - cp0t2 * (t2-273.15)) / (t3-t2);
211 - s23(comp)=cpt2t3*log(t3/t2);
212 - t_p2(comp) = t3;
213 - if t2r==t1
214 -     t4=t3;
215 -     t4rtent=t3;
216 -     r_esp=r_comp;
217 -     alfa_esp=alfa;
218 -     cpt4rt3=0;
219 -     cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t3); % i punti 4, 4r e 3 coincidono se t2r=t1

```



```

221 - else
222 -     t4tent=t3/alfa;
223 -     r_esp=r_comp;
224 -     t4app=0;
225 -     while (abs(t4tent-t4app)>eps)
226 -         cp0t4=polyval(coeff_cpmedio,t4tent);
227 -         cpt4t3= (cp0t3 * (t3-273.15) - cp0t4 * (t4tent-273.15)) / (t3-t4tent);
228 -         kbtent= cpt4t3/(cpt4t3-R);
229 -         alfa_esp=(r_esp)^((kbtent-1)/kbtent);
230 -         t4app=t4tent;
231 -         t4tent= t3 / alfa_esp;
232 -
233 -     end
234 -     t4=t4tent;
235 -     t4rtent=t3-rit*(t3-t4);
236 -     t4rapp=0;
237 -     while ((abs(t4rtent-t4rapp))>eps)
238 -         cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t4rtent);
239 -         cpt4rt3=(cp0t4r * (t4rtent-273.15) - cp0t3 * (t3-273.15)) / (t4rtent-t3);
240 -         t4rapp=t4rtent;
241 -         t4rtent=t3-rit*(t3-t4)*cpt4t3/cpt4rt3;
242 -
243 -     end
244 -     t4r=t4rtent;
245 -     cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t4r);
246 - end

```

```

247 - % preparo l'isobara alla pressione d'aspirazione
248 - comp1=1;
249 - for tx2=t1:1:t4r
250 -     cp0tx2=polyval(coeff_cpmedio,tx2);
251 -     cpt1tx2= ( cp0tx2 * (tx2-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15)) / (tx2-t1);
252 -     s14(comp1)=cpt1tx2*log(tx2/t1);
253 -     t_p1(comp1) = tx2;
254 -     comp1=comp1+1;
255 - end
256 - cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t4r);
257 - cpt1t4r= ( cp0t4r * (t4r-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15)) / (t4r-t1);
258 - s14(comp1)=cpt1t4r*log(t4r/t1);
259 - t_p1(comp1) = t4r;
260 -
261 - s1=0;
262 - cpt4t1= ( cp0t4 * (t4-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15)) / (t4-t1);
263 - cpt3t2r= ( cp0t3 * (t3-273.15) - cp0t2r * (t2r-273.15)) / (t3-t2r);
264 - s3=max(s23);
265 - cp0t2r=polyval(coeff_cpmedio,t2r);
266 - cp0t4r=polyval(coeff_cpmedio,t4r);
267 - cpt2rt2= ( cp0t2r * (t2r-273.15) - cp0t2 * (t2-273.15)) / (t2r-t2);
268 - cpt4rt4= ( cp0t4r * (t4r-273.15) - cp0t4 * (t4-273.15)) / (t4r-t4);
269 - cpt4rt1= ( cp0t4r * (t4r-273.15) - cp0t1 * (t1-273.15)) / (t4r-t1);
270 - s4=max(s14);
271 - ds2r=cpt2rt2*log(t2r/t2);
272 - s4r=max(s14);

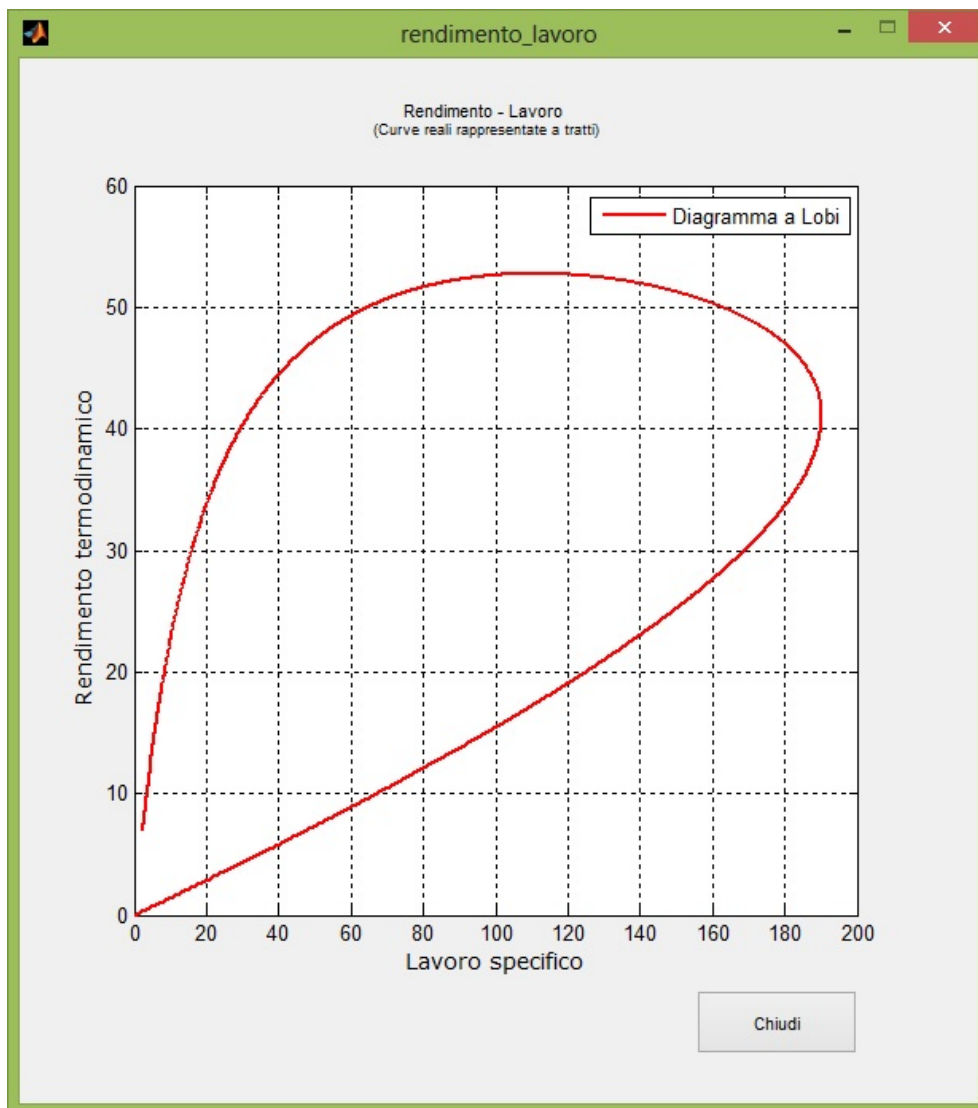
```

```

274 -     if ds2r==0 & ds4r==0
275 -         diagramma_Ts
276 -         plot(s23,t_p2,'x--',s14,t_p1,'x--', [s1 s1], [t1 t2],'x--',[s3 s3],[t4 t3],'x--','linewidth',2);
277 -         if button_state == 1
278 -             hold on
279 -         end
280 -         legend('Isobara23','Isobara14','Compressione','Espansione','Location','NorthWest')
281 -     else
282 -         diagramma_Ts
283 -         plot(s23,t_p2,'x--',s14,t_p1,'x--',[s1 s1+ds2r],[t1 t2r],'b--',[s4r s3],[t4r t3],'b--',[s1 s1], [t1 t2],
284 -         if button_state == 1
285 -             hold on
286 -         end
287 -         legend('Isobara23','Isobara14','Compressione','Espansione','Location','NorthWest')
288 -     end
289 -     grid on
290 -     zoom on
291 -     xlabel('Entropia')
292 -     ylabel('Temperatura')
293 - end

```

La selezione del pulsante *Grafici*, oltre a quanto già detto, determina l'apertura di un'ulteriore interfaccia grafica nella quale viene riportato il diagramma a lobi del ciclo generato.



Questo viene ottenuto in maniera molto semplice generando un breve serie di comandi che consentano di graficare i già determinati rendimento e lavoro specifico, uno in funzione dell'altro.

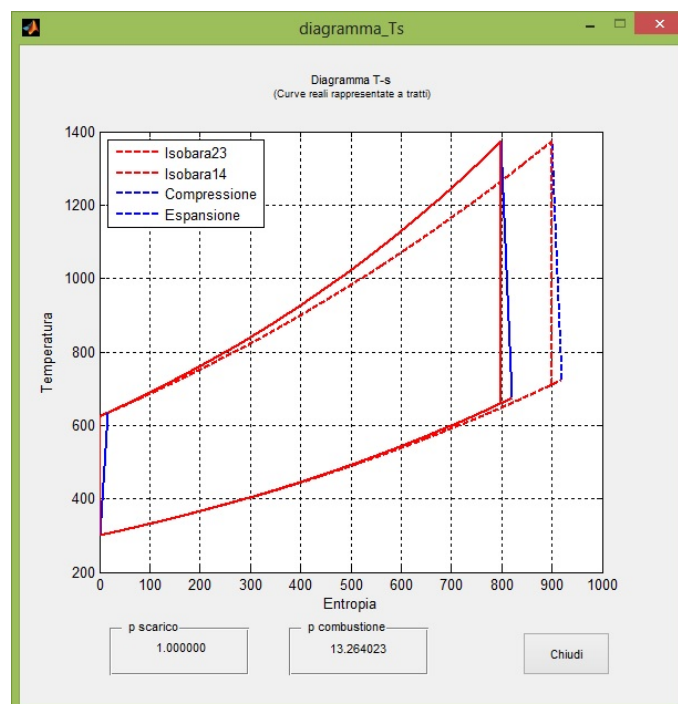
```

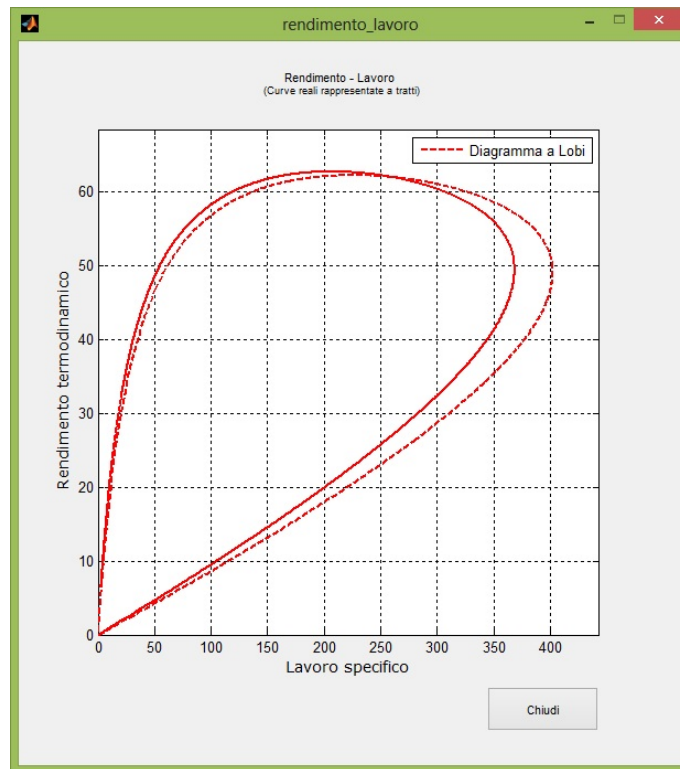
434     § diagramma a lobi
435 -   rendimento_lavoro
436 -   plot(Lciclo/1000,eta*100,'r--','linewidth',2)
437 -   if button_state == get(handles.holdon,'Max')
438 -       hold on
439 -       set(handles.holdon,'String','Hold On')
440 -
441 -   end
442 -   xlabel('Lavoro specifico','fontsize',9,'fontname','verdana')
443 -   ylabel('Rendimento termodinamico','fontsize',9,'fontname','verdana')
444 -   legend('Diagramma a Lobi')
445 -   grid on
446 -   zoom on

```

7.3 Analisi Comparativa di Cicli a Gas

Come già detto il pannello di controllo principale reca un pulsante *Hold On* che permette di mantenere i valori di un ciclo calcolati in memoria nel programma. Grazie a ciò è quindi possibile effettuare il confronto grafico tra cicli generati supponendo livelli di pressione o temperatura differenti, oppure è possibile valutare le differenze nei diagrammi conseguentemente alla scelta di un valore costante per il calore specifico oppure di un valore variabile con la temperatura.





8 Analisi Numerica di un Gruppo Combinato

8.1 Scelta del Rapporto di Compressione

L'analisi numerica dei gruppi a ciclo combinato prende avvio premendo il pulsante *Gruppo Combinato* nella finestra di comando principale.

In questo modo all'utente si mostra una successiva interfaccia denominata *Scelta del rapporto di compressione*, che permette di decidere se avviare un codice che prevede che sia l'utente stesso ad imporre come dato di progetto il rapporto di compressione nel ciclo a gas, oppure se avviarne un altro nel quale questo sia lasciato libero di variare.

Affidandosi alla prima opzione quindi si vanno a valutare le prestazioni di un gruppo combinato nel quale la sezione a gas è completamente determinata dall'utente e quindi non ha parametri liberi; in questo caso l'unica variabile è la pressione di vaporizzazione nella sezione a vapore e perciò sarà in funzione dell'andamento di questa che verrà effettuata l'analisi di rendimento, potenza, ecc. di tutto il gruppo. La seconda opzione invece, sbloccando anche la variabile caratteristica del ciclo a gas, consente di eseguire l'analisi completa delle prestazioni dell'impianto, ovvero di valutare queste in funzione di entrambi i parametri liberi quali il rapporto di compressione e la pressione di vaporizzazione.



Quello che si può osservare dal codice è che, a partire dallo script *General_opening.m*, il programma passa alla lettura del file *Gruppo_combinato_0.m*, all'interno del quale, per mezzo della funzione oggetto *uicontrol*, sono generati i

pulsanti sopra citati, che permettono di discriminare l'avvio del codice *Gruppo_combinato.m* o del codice *Gruppo_combinato_auto.m*.

```

1 function [] = Gruppo_combinato_0 (varargin)
2
3
4 %Interfaccia grafica
5 handles.fig0=figure('numbertitle','off','resize','off','name','Scelta del rapporto di compressione','position',[500 300 400 250],'color','default');
6 handles.titolo=uicontrol('style','text','position',[50 190 300 50],'string','Scelta del rapporto di compressione','fontsize',14,'fontname','verdana');
7
8 %Pushbuttons di controllo
9 handles.pb1=uicontrol('string','Impostazione Manuale','position',[70 150 260 20],'callback',@Gruppo_combinato);
10 handles.pb2=uicontrol('string','Ottimizzazione Automatica','position',[70 100 260 20],'callback',@Gruppo_combinato_auto);
11 handles.pb3=uicontrol('string','Indietro','position',[150 20 100 20],'callback',@pbesc);
12
13 %Impostazione dei colori della finestra grafica
14 c = get(0, 'DefaultUIControlBackgroundColor');
15 set(handles.fig0, 'Color', c)
16
17
18
19
20
21
22
23 %Funzioni
24 function pbesc (~,~)
25 close

```

8.2 Impostazione Manuale del Rapporto di Compressione

Azionando il pulsante *Impostazione Manuale* quindi come detto si avvia lo script *Gruppo_combinato.m*, dal quale può avere inizio lo studio del gruppo combinato nel quale si scelga come dato di progetto anche il rapporto di compressione relativo al ciclo a gas.

Nella pratica quello che si osserva è l'apertura di una finestra grafica intitolata *Gruppo Combinato*, divisa in quattro sezioni.

In alto a sinistra compare un pannello *Parametri del Gruppo a gas* nel quale l'utente è invitato ad inserire i valori di tutte le grandezze necessarie alla descrizione del ciclo a gas, ovvero pressione e temperatura di inizio compressione, temperatura di fine riscaldamento, rendimenti interni di compressore e turbina e rapporto di compressione del ciclo.

In alto a destra è visibile invece la sezione *Parametri del Gruppo a vapore* nella quale dovranno essere specificate delle grandezze che permettano al programma di costruire il ciclo a vapore a partire dal ciclo a gas già determinato le quali sono:

- $T5_{min}$, cioè la temperatura minima consentita relativamente ai gas di scarico in uscita dalla caldaia a recupero.
- DT_{max} , ossia il salto termico da imporre tra il gas all'uscita della turbina e il vapore nel punto di massimo surriscaldamento.
- DT_{pp} , ovvero il salto termico minimo che deve verificarsi nella sezione in cui, nella caldaia a recupero, lo scambio termico è più difficoltoso, cioè in corrispondenza del punto di inizio vaporizzazione.
- P_k , che è la solita pressione di condensazione del vapore in uscita dalla turbina.

- n_{it_v} , ossia il rendimento interno della turbina a vapore.
- T_{max_surr} , ovvero la massima temperatura di surriscaldamento tecnologicamente possibile.

In basso a sinistra compare poi un pannello *Rendimenti di impianto*, nel quale si richiede all'utente di inserire il valore del rendimento della camera di combustione e i valori dei rendimenti meccanici della sezione a gas e della sezione a vapore.

Infine in basso a destra il pannello *Controllo del sistema* contiene un pulsante *Recupera ultimi dati*, capace di aggiornare l'interfaccia con le impostazioni scelte e lasciate in memoria all'ultimo utilizzo, un pulsante *Calcola Ciclo Combinato*, che vedremo permetterà di accedere allo script successivo nel quale si valuteranno le prestazioni dell'impianto, e un pulsante *Esci*, che consente di tornare alla finestra di comando principale.

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

- Parametri del Gruppo a gas (Topper):**
 - p1 [bar]: 1.05
 - T1 [°C]: 30
 - T3 [°C]: 1100
 - n_{ic}: 0.91
 - n_{it}: 0.94
 - r: 12
- Parametri del Gruppo a vapore (Bottomer):**
 - T5_{min}: 40
 - 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

In questo caso si è utilizzata prima la funzione *uipanel*, concettualmente del tutto identica ad *uicontrol*, per la costruzione delle quattro sezioni di inserimento dati sopra descritte, quindi ci si è serviti della funzione *uicontrol* stessa sia per la generazione delle caselle di testo che di editing.

```

14 %Creiamo l'interfaccia per l'acquisizione dei dati (gruppo a gas)
15 handles.st10=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','p1 [bar]','position',[20 220 100 20]);
16 handles.st11=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','T1 [°C]','position',[20 180 100 20]);
17 handles.st12=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','T3 [°C]','position',[20 140 100 20]);
18 handles.st13=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','n_ic','position',[20 100 100 20]);
19 handles.st14=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','n_it','position',[20 60 100 20]);
20 handles.st15=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','text','string','r','position',[20 20 100 20]);
21
22 handles.ed10=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 220 100 20],'callback',@ed_p1);
23 handles.ed11=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 180 100 20],'callback',@ed_T1);
24 handles.ed12=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 140 100 20],'callback',@ed_T3);
25 handles.ed13=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 100 100 20],'callback',@ed_n_ic);
26 handles.ed14=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 60 100 20],'callback',@ed_n_it);
27 handles.ed15=icontrol('parent',handles.pan1,'units','pixels','style','edit','position',[180 20 100 20],'callback',@ed_r);
28
29 %Creiamo l'interfaccia per l'acquisizione dei dati (gruppo a vapore)
30 handles.st21=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','T5_min','position',[20 220 100 20]);
31 handles.st22=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','DT_max','position',[20 180 100 20]);
32 handles.st23=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','DT_pp','position',[20 140 100 20]);
33 handles.st24=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','pk [bar]','position',[20 100 100 20]);
34 handles.st25=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','n_it_v','position',[20 60 100 20]);
35 handles.st26=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','text','string','T_max_surr [°C]','position',[20 20 100 20]);
36
37 handles.ed21=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 220 100 20],'callback',@ed_T5_min);
38 handles.ed22=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 180 100 20],'callback',@ed_DT_max);
39 handles.ed23=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 140 100 20],'callback',@ed_DT_pp);
40 handles.ed24=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 100 100 20],'callback',@ed_pk);
41 handles.ed25=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 60 100 20],'callback',@ed_n_it_v);
42 handles.ed26=icontrol('parent',handles.pan2,'units','pixels','style','edit','position',[180 20 100 20],'callback',@ed_T_max_surr);

```

Vediamo nella parte di script sottostante come sia possibile salvare, mantenere e recuperare i dati in memoria servendosi della struttura *variabile numerica* messa a disposizione dall'ambiente Matlab.

```

120 function pb_recuperadati (~,~,handles)
121     load p1
122     load T1
123     load T3
124     load n_ic
125     load n_it
126     load DT_max
127     load DT_pp
128     load pk
129     load r
130     load n_it_v
131     load n_comb
132     load n_mecc_gas
133     load n_mecc_vap
134     load T_max_surr
135     set(handles.ed10,'string',p1)
136     set(handles.ed11,'string',T1)
137     set(handles.ed12,'string',T3)
138     set(handles.ed13,'string',n_ic)
139     set(handles.ed14,'string',n_it)
140     set(handles.ed21,'string',DT_max)
141     set(handles.ed22,'string',DT_pp)
142     set(handles.ed23,'string',pk)
143     set(handles.ed15,'string',r)
144     set(handles.ed24,'string',n_it_v)
145     set(handles.ed25,'string',T_max_surr)
146     set(handles.ed1,'string',n_comb)
147     set(handles.ed2,'string',n_mecc_gas)
148     set(handles.ed3,'string',n_mecc_vap)

```

Presentiamo infine alcune funzioni che permettono di acquisire i dati dall'esterno e stocarli all'interno di variabili per poi poter essere utilizzati in altri script successivamente.


```

154 - function ed_n_comb (hObj,~)
155 -     k=str2double(get(hObj,'string'));
156 -     n_comb=k;
157 -     save n_comb
158
159 - function ed_n_mecc_gas (hObj,~)
160 -     k=str2double(get(hObj,'string'));
161 -     n_mecc_gas=k;
162 -     save n_mecc_gas
163
164 - function ed_n_mecc_vap (hObj,~)
165 -     k=str2double(get(hObj,'string'));
166 -     n_mecc_vap=k;
167 -     save n_mecc_vap
168
169 - function ed_T_max_surr (hObj,~)
170 -     k=str2double(get(hObj,'string'));
171 -     T_max_surr=k;
172 -     save T_max_surr

```

8.3 Prestazioni dell'Impianto Combinato ad r Fisso

Premendo il pulsante *Calcola Ciclo Combinato* vengono avviati in cascata gli script *Rendimento_combinato_gas.m*, *Rendimento_combinato.m*, *Ciclo_comb_1.m*, *Ciclo_comb_2.m* che, a partire dai dati forniti nella schermata precedente, eseguono l'analisi delle prestazioni dell'impianto modellato.

Per prima cosa nel file *Rendimento_combinato_gas.m* il programma, in maniera del tutto analoga a quanto visto per il ciclo a gas semplice, ricava come parametri fondamentali il rendimento del ciclo a gas, il lavoro generato e la temperatura dei gas di scarico all'uscita della turbina. Questo è possibile in quanto, come detto, il ciclo a gas viene completamente definito dall'utente nella schermata di inserimento dati.

A questo punto viene richiamato il file *Rendimento_combinato.m*, all'interno del quale ha inizio la vera e propria analisi delle prestazioni dell'impianto combinato. Per prima cosa *Matlab* esegue due controlli relativamente al ciclo a gas precedentemente definito al fine di verificare che sia possibile l'aggiunta della sezione a vapore senza che vi siano malfunzionamenti.

A questo riguardo viene preso in esame il lavoro utile prodotto dal ciclo a gas e verificata la condizione di autosostentamento, inoltre si controlla che la temperatura di uscita dei gas dalla turbina sia superiore ad un valore minimo tale per cui sia possibile l'inserimento del gruppo bottomer.

Nel caso quindi in cui dai controlli non risultino malfunzionamenti, il programma procede al calcolo della temperatura massima del ciclo a vapore e alla generazione di un vettore di valori della pressione di vaporizzazione coerenti con le temperature del

sistema, in corrispondenza dei quali verranno poi valutate le prestazioni dell'impianto combinato.

```

42 - %Controllo A
43 - if L_gas<0
44 -     MSG1=msgbox('Condizione di autosostentamento non verificata','Errore nella sezione gas','warn'); %Contr
45 -     close (gfc)
46 - end
47 -
48 - T4=T4-273.15; %Portiamo la temperatura in °C
49 -
50 - %Controllo B
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
57 - Ta=T4-DT_max; %Temperatura massima di surriscald
58 - if Ta>T_max_surr
59 -     Ta=T_max_surr;
60 - end
61 -
62 - Tb=XSteam('Tsat_p',pk);
63 -
64 - %Controllo D
65 - p_limite=XSteam('psat_T',Ta); %Pressione massima che si può ragg
66 -
67 - if p_limite<200
68 -     FV=logspace(log10(0.055),log10(p_limite),100);
69 - else
70 -     FV=logspace(log10(0.055),log10(200),100);
71 - end

```

A questo punto *Matlab* è quindi in grado di eseguire una valutazione delle prestazioni del gruppo combinato semplicemente costruendo in maniera iterativa un differente ciclo a vapore in corrispondenza di ogni valore di pressione di vaporizzazione definito nel suddetto vettore.

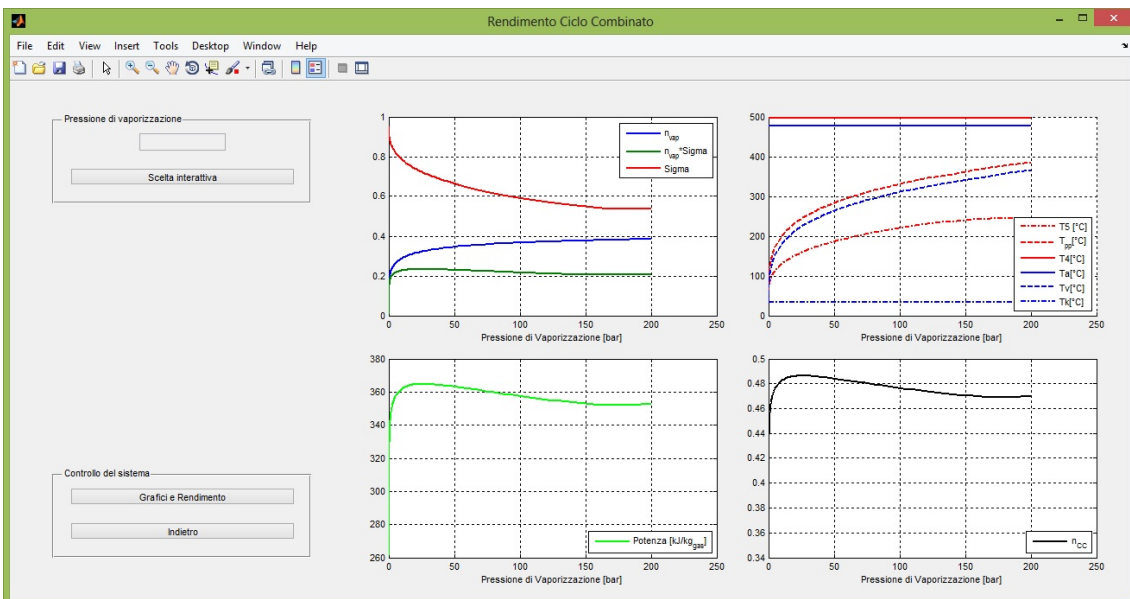
Com'è possibile vedere nello script sottostante i parametri che il programma va a calcolare non sono altro che il rendimento del ciclo a vapore, l'efficienza della caldaia a recupero, il rendimento totale del ciclo combinato, la potenza utile generata complessivamente dall'impianto e tutte le temperature del gas e del vapore nei punti significativi del circuito.

```

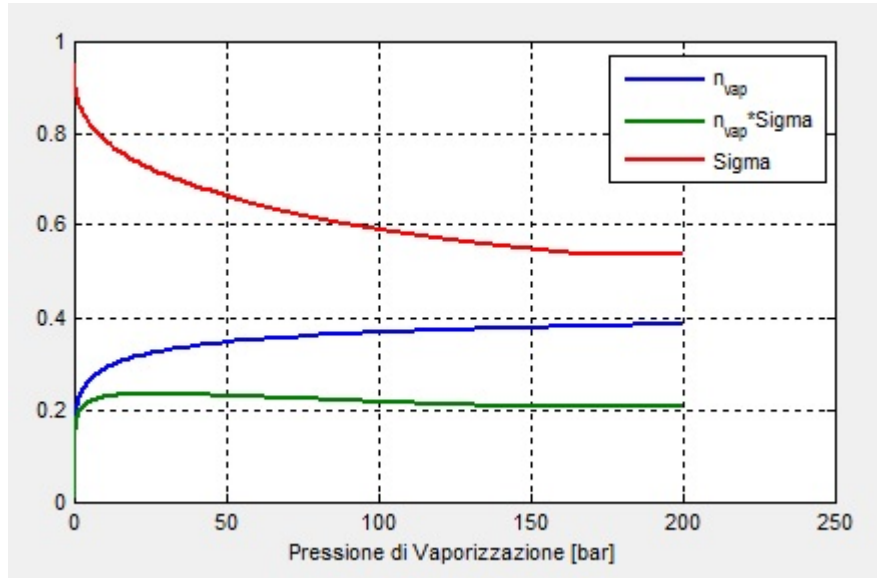
74 - for i=1:100
75 -     t4(i)=T4;
76 -     ta(i)=Ta;
77 -     tb(i)=Tb;
78 -     pv=Pv(i);
79 -     sa=XSteam('s_pT',pv,Ta);
80 -     ha=XSteam('h_pT',pv,Ta); %[kJ/kg]
81 -     hb=XSteam('h_ps',pk,sa); %[kJ/kg]
82 -     hbr=ha-n_it_v*(ha-hb); %[kJ/kg]
83 -     h0=XSteam('hL_p',pk); %[kJ/kg]
84 -     eta_vap(i)=(ha-hbr)/(ha-h0);
85
86 -     Tc=XSteam('Tsat_p',pv); %[°C]
87 -     tc(i)=Tc;
88 -     hc=XSteam('hL_T',Tc); %[kJ/kg]
89 -     Tpp(i)=Tc+DT_pp; %[°C]
90 -     mg=1; %[kg]
91 -     cp=1.005; %[kJ/kg*K]
92 -     mv(i)=(mg*cp*(T4-Tpp(i)))/(ha-hc); %[kg]
93 -     T5(i)=(Tpp(i)+273.15)-((mv(i)/(mg*cp))*(hc-h0))-273.15; %[°C]
94
95 -     if (T5(i)<T5_min) %Condizione 1
96 -         T5(i)=T5_min; %Imponiamo T5
97 -         mv(i)=(mg*cp*(T4-T5(i)))/(ha-h0); %Ricaviamo mv
98 -         Tpp(i)=T5(i)+(hc-h0)*(mv(i)/(mg*cp));
99 -     end
100
101 -     Sigma(i)=(T4-T5(i))/(T4-T1); %[]
102 -     SigmaXeta_vap(i)=Sigma(i)*eta_vap(i); %[]
103 -     n_tot(i)=n_comb*(eta_gas*n_mecc_gas+(1-eta_gas)*Sigma(i)*eta_vap(i)*n_mecc_vap); %[]
104 -     Potenza_totale(i)=mg*L_gas+(mv(i)*(ha-hbr)*n_mecc_vap); %[kJ/kg_gas]
105 - end

```

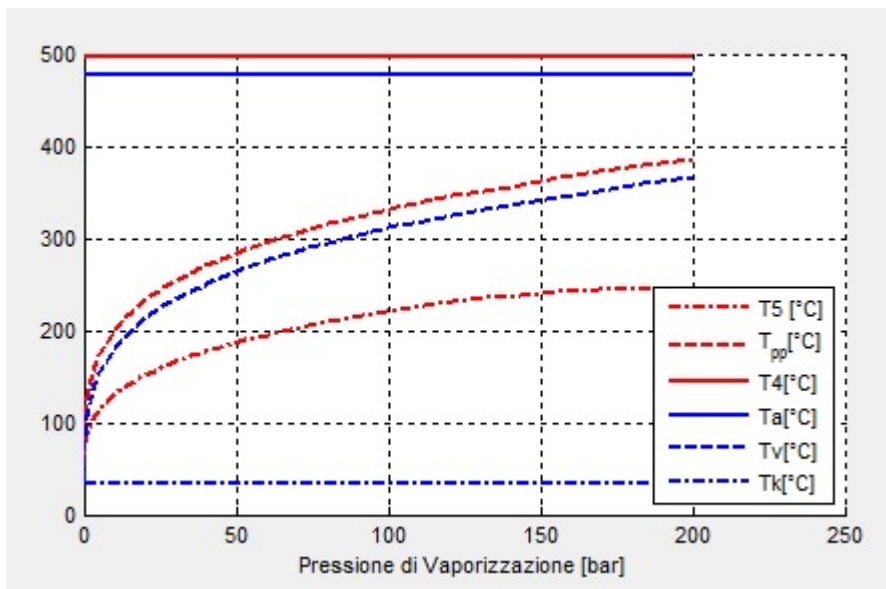
Ottenuti infine i vettori di valori dei parametri sopra citati, quello che fa il programma è mostrarne l'andamento all'utente sull'interfaccia grafica denominata *Rendimento Ciclo Combinato* che si apre appunto nel momento in cui viene premuto il pulsante *Calcola Ciclo Combinato*.



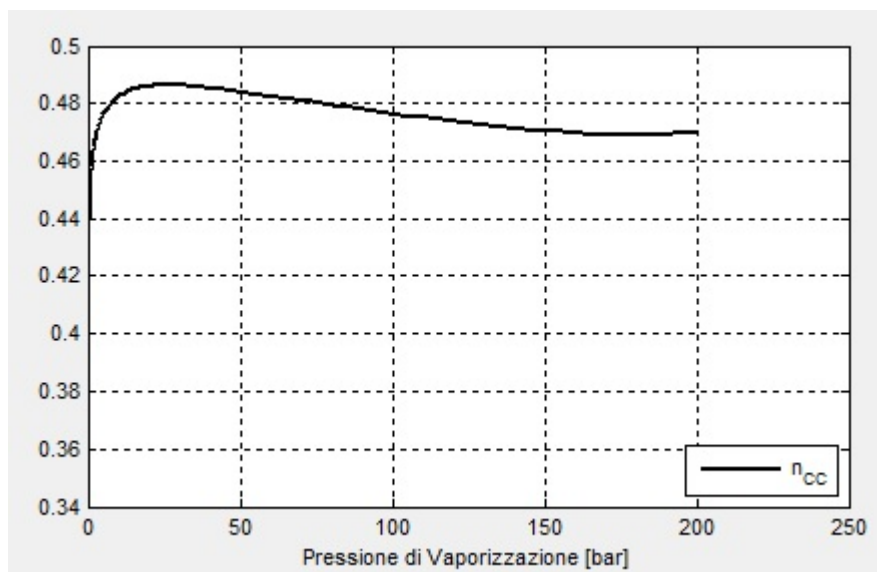
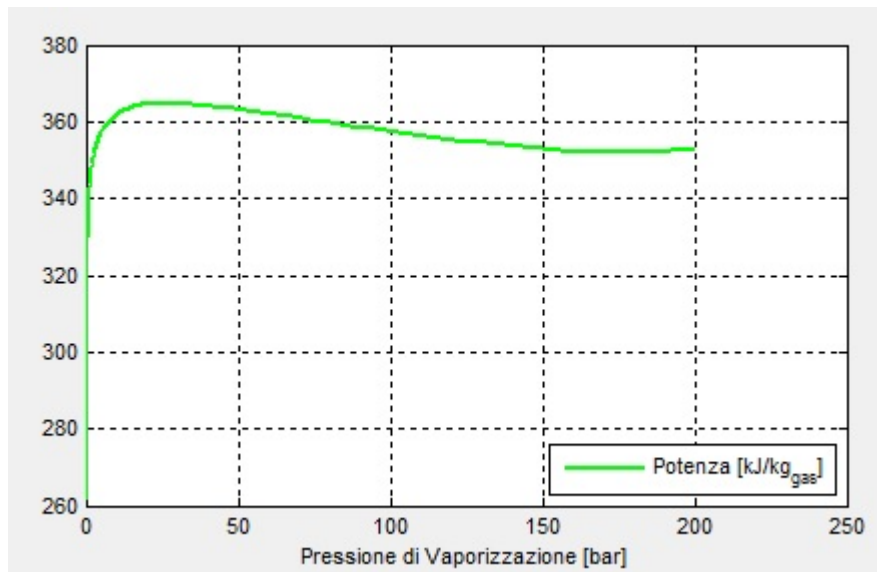
Il primo diagramma che viene visualizzato riporta gli andamenti, in funzione chiaramente della pressione di vaporizzazione, del rendimento del ciclo a vapore, dell'efficienza della caldaia a recupero e del prodotto di questi due termini.



Nel secondo grafico vengono invece riportate le temperature relative ai punti significativi dell'impianto per i diversi valori che può assumere la pressione di vaporizzazione. In particolare in rosso viene analizzato il lato gas nel punto di uscita dei gas dalla turbina, al pinch-point e all'uscita dalla caldaia a recupero; in blu viene invece analizzato il lato vapore al picco termico del ciclo, nella fase di vaporizzazione e nella fase di condensazione.



Gli ultimi due diagrammi infine riportano, su tutto il range coperto dalla p_v , i valori che assumono la potenza totale dell'impianto e il relativo rendimento.



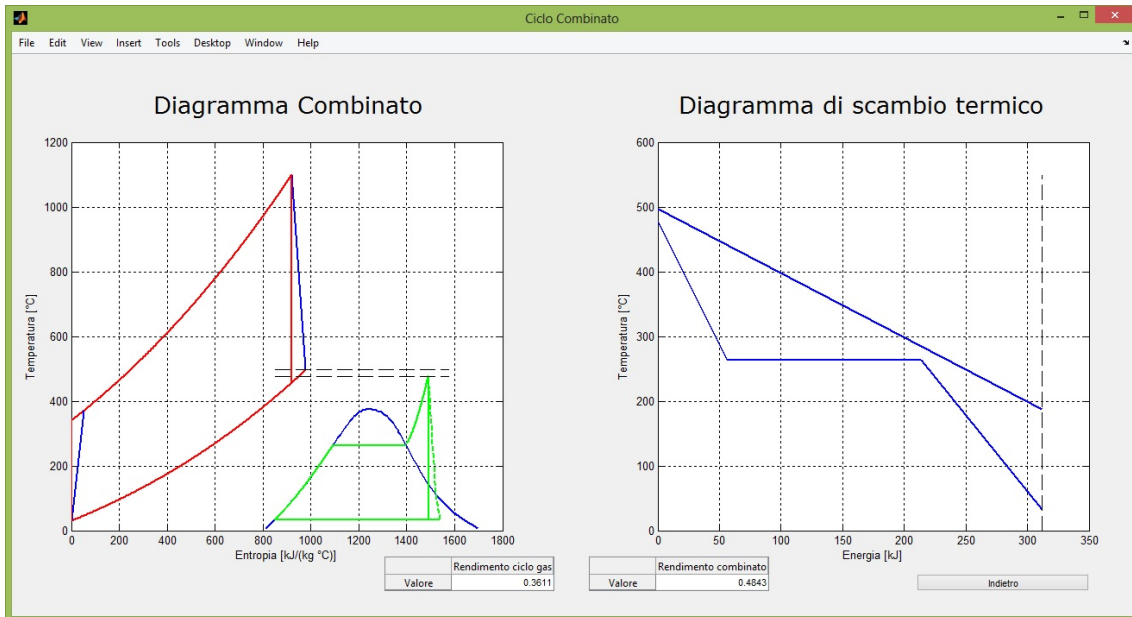
La finestra grafica analizzata è completata dai pannelli *Pressione di vaporizzazione* e *Controllo del sistema*.

Il primo permette di selezionare interattivamente o inserire manualmente un valore di pressione di vaporizzazione in corrispondenza del quale valutare l'efficienza di un particolare ciclo combinato, mentre il secondo reca due pulsanti che consentono di visualizzarne graficamente le prestazioni oppure di tornare all'interfaccia precedente di inserimento dati.

Individuato quindi il valore desiderato per la pressione di vaporizzazione è possibile, premendo il tasto *Grafici e Rendimento*, lanciare gli script *Ciclo_comb_1.m* e *Ciclo_comb_2.m*.

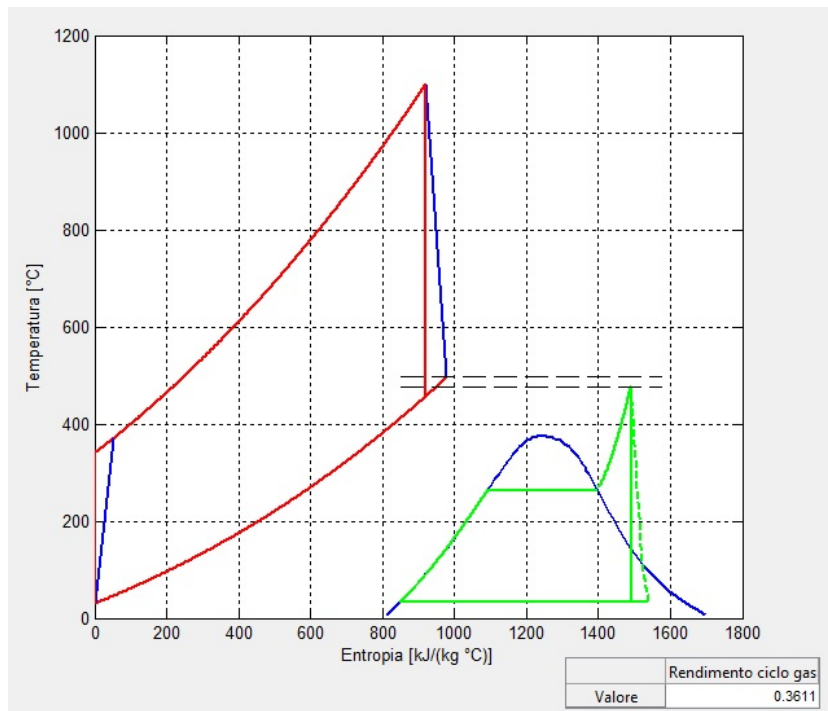
Si determina in questo modo l'apertura di un'ulteriore finestra grafica nella quale è possibile osservare il diagramma combinato del ciclo e il diagramma di scambio termico.

Compaiono inoltre due tabelle nelle quali sono semplicemente riportati i valori del rendimento della sezione a gas e del rendimento totale.

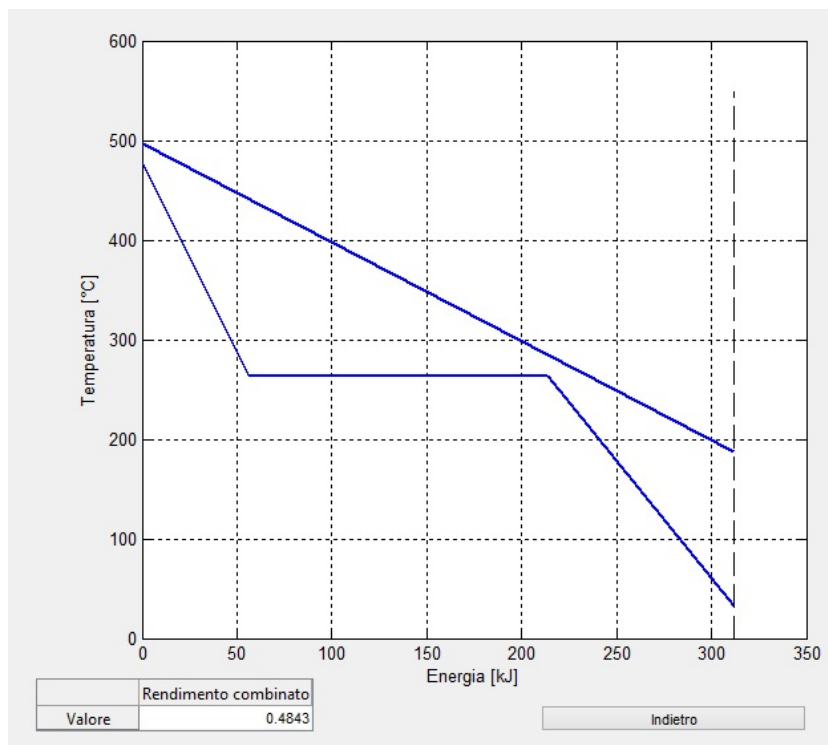


Poichè in seguito alla definizione della pressione di vaporizzazione sono note tutte le grandezze necessarie alla completa descrizione sia del gruppo a gas che del gruppo a vapore, quello che fa il programma è tracciare il diagramma combinato del ciclo nella stessa maniera in cui prima separatamente venivano tracciati i diagrammi T-s del ciclo a gas e del ciclo a vapore. In questo caso l'unico accorgimento adottato nella rappresentazione è l'adozione di un offset nel tracciamento del ciclo a vapore che compare così a livelli entropici superiori rispetto a quello a gas.

Omettiamo in questo caso di riportare la parte di codice relativa al tracciamento del diagramma combinato del ciclo in quanto, come detto, sostanzialmente coincidente con l'unione degli script relativi al tracciamento dei due cicli separatamente.



Per quanto riguarda infine il diagramma di scambio termico questo si ottiene semplicemente riportando l'andamento delle temperature del gas e del vapore nelle varie sezioni della caldaia a recupero in funzione della potenza scambiata. Quest'ultima dovrà chiaramente essere la stessa sia che la si consideri come potenza entrante nel circuito del vapore o come potenza uscente dal circuito del gas.



Essendo tutte le temperature note sia nella sezione a gas che in quella a vapore, per costruire il diagramma di scambio termico non resta che effettuare il calcolo delle potenze trasmesse in corrispondenza dei vari scambiatori costituenti la caldaia a recupero.

Dal lato gas ciò è molto semplice in quanto essendo stata supposta unitaria la massa di fluido evolvente nell'impianto la potenza totale scambiata non è altro che il prodotto del calore specifico del gas per il salto termico tra ingresso e uscita della caldaia.

Dal lato vapore del resto il calcolo è altrettanto semplice se si considera che la potenza in transito attraverso i vari scambiatori non è altro che il prodotto della massa nota di vapore evolvente per il salto entalpico realizzato tra le sezioni di entrata e di uscita dello scambiatore stesso il quale è altrettanto noto.

```
51 %COSTRUZIONE DIAGRAMMA
52 - if T5>T5_min
53
54 %Retta del gas
55 - Q4=0;
56 - Q5=mg*cp*(T4-T5); %[kJ]
57
58 - X=[Q4 Q5];
59 - Y=[T4 T5];
60 - plot(handles.ax_2,X,Y,'linewidth',2)
61 - hold on
62 - grid on
63
64 %Spezzata del vapore (surriscaldamento)
65 - Q4u=mv*(ha-hd);
66
67 - W1=[Q4 Q4u];
68 - Z1=[Ta Tc];
69 - plot(handles.ax_2,W1,Z1,'linewidth',2)
70
71 %Spezzata del vapore (vaporizzazione)
72 - Quv=mv*(hd-hc);
73
74 - W2=[Q4u Quv+Q4u];
75 - Z2=[Tc Tc];
76 - plot(handles.ax_2,W2,Z2,'linewidth',2)
```



```

78 %Spezzata del vapore (riscaldamento)
79 - Qve=mv*(hc-h0);
80
81 - W4=[Quv+Q4u Quv+Q4u+Qve];
82 - Z4=[Tc T0];
83 - plot(handles.ax_2,W4,Z4,'linewidth',2)
84
85 %Traccia di fine scambio
86 - W5=[Quv+Q4u+Qve Quv+Q4u+Qve];
87 - Z5=[0 550];
88 - plot(handles.ax_2,W5,Z5,'--black')
89
90 - xlabel('Energia [kJ]')
91 - ylabel('Temperatura [°C]')
92
93 - else
94
95 - T5=T5_min;
96 - mv=(mg*cp*(T4-T5))/(ha-h0);
97
98 %Retta del gas
99 - Q4=0;
100 - Q5=mg*cp*(T4-T5); %[kJ]
101
102 - X=[Q4 Q5];
103 - Y=[T4 T5];
104 - plot(handles.ax_2,X,Y,'linewidth',2)
105 - hold on
106 - grid on

```

```

108 %Spezzata del vapore (surriscaldamento)
109 - Q4u=mv*(ha-hd);
110
111 - W1=[Q4 Q4u];
112 - Z1=[Ta Tc];
113 - plot(handles.ax_2,W1,Z1,'linewidth',2)
114
115 %Spezzata del vapore (vaporizzazione)
116 - Quv=mv*(hd-hc);
117
118 - W2=[Q4u Quv+Q4u];
119 - Z2=[Tc Tc];
120 - plot(handles.ax_2,W2,Z2,'linewidth',2)
121
122 %Spezzata del vapore (riscaldamento)
123 - Qve=mv*(hc-h0);
124
125 - W4=[Quv+Q4u Quv+Q4u+Qve];
126 - Z4=[Tc T0];
127 - plot(handles.ax_2,W4,Z4,'linewidth',2)
128
129 %Traccia di fine scambio
130 - W5=[Quv+Q4u+Qve Quv+Q4u+Qve];
131 - Z5=[0 550];
132 - plot(handles.ax_2,W5,Z5,'--black')
133
134 - xlabel('Energia [kJ]')
135 - ylabel('Temperatura [°C]')
136
137 - end

```

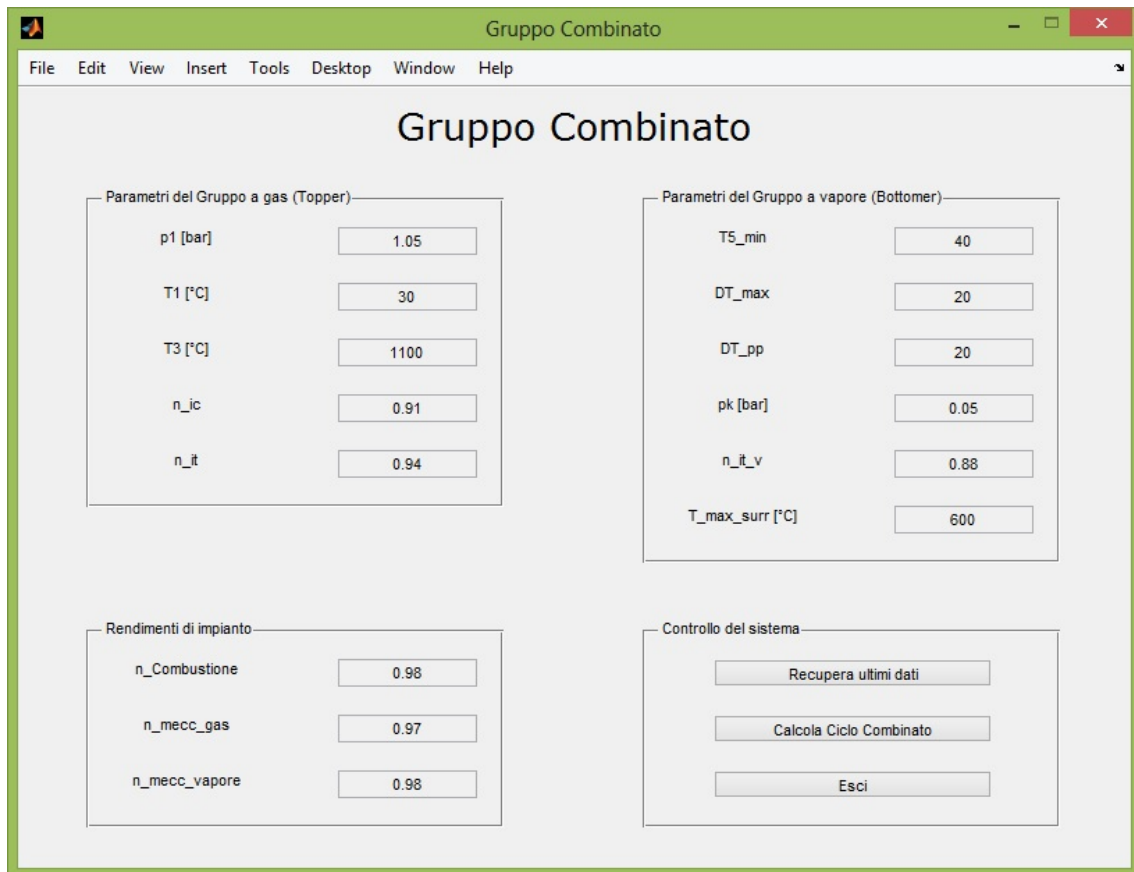
Riportiamo per concludere la parte finale del codice nella quale, noti tutti i rendimenti parziali, viene calcolato il rendimento complessivo ed esportato nell'interfaccia grafica per mezzo della funzione oggetto *uitable*.

```
141 %RENDIMENTO COMPLESSIVO
142 - Sigma=(T4-T5)/(T4-T1);
143 - eta_vap=(ha-hbr)/(ha-h0);
144 - nCC=n_comb*(eta_gas*n_mecc_gas+(1-eta_gas)*Sigma*eta_vap*n_mecc_vap);
145 - uitable('data',nCC,'columnname',{'Rendimento combinato'},'rowname','Valore','position',[670 30 209 40]);
146
147
148
149 %RENDIMENTO SOLO CICLO GAS
150 - uitable('data',eta_gas,'columnname',{'Rendimento ciclo gas'},'rowname','Valore','position',[433 30 197 40]);
```

8.4 Ottimizzazione Automatica del Rapporto di Compressione

Alternativamente all'analisi di un ciclo combinato con rapporto di compressione fisso il programma offre all'utente la possibilità di eseguire un'ottimizzazione completa del sistema lasciando variare il rapporto di compressione su tutto il range di valori fisicamente consentiti. Ciò di fatto consente di osservare le prestazioni dell'impianto senza che si fissi alcuno dei gradi di libertà presenti e di valutare quindi quale combinazione di questi sia quella ottimale.

Per dare avvio a quest'analisi è necessario che l'utente prema il pulsante *Ottimizzazione Automatica* nella finestra grafica intitolata *Scelta del rapporto di compressione*. In questo modo *Matlab* lancia lo script *Gruppo_combinato_auto.m* che, in maniera del tutto simile a quanto già visto per il caso in cui il rapporto di compressione venga fissato, apre un'interfaccia grafica che consente l'inserimento dei dati necessari alla definizione delle caratteristiche fondamentali del sistema. Quello che si osserva quindi è una finestra sempre intitolata *Gruppo Combinato*, differente dal caso in cui il rapporto di compressione sia impostato dall'utente, solo appunto per la mancanza del riquadro di inserimento del valore di r .



Omettiamo di precisare le diciture che compaiono nella finestra di inserimento dati sovrastante e di riportare il codice ad essa relativo in quanto il lettore sarà in grado di ritrovare tutte queste informazioni nella parte del capitolo 8.2 relativa all'impostazione manuale del rapporto di compressione e di fatto del tutto analoga.

8.5 Prestazioni dell'Impianto Combinato ad r Ottimizzato

Premendo il pulsante *Calcola Ciclo Combinato* nell'interfaccia sopra citata si avvia lo script *Rendimento_combinato_auto_1.m*.

Poichè in questo caso non è fornito alcun valore relativamente al rapporto di compressione ma viene lasciato libero di variare, quello che deve fare il programma è calcolare tutte le grandezze necessarie alla definizione delle prestazioni del sistema, oltre che per ogni valore definito per la pressione di vaporizzazione, anche per ogni valore accettabile del rapporto di compressione.

Per ottenere ciò quindi si sono realizzati due *cicli for* uno interno all'altro, in particolare quello esterno regola la variazione di r mentre quello interno lascia spaziare la pv .

Occorre infatti creare un vettore contenente i valori assumibili dal rapporto di compressione e quindi indicizzarlo in modo tale che per ognuno di questi, oltre al calcolo delle prestazioni della sezione a gas, venga effettuato il calcolo completo delle

prestazioni generali dell'impianto per ogni valore assumibile dalla pressione di vaporizzazione coerentemente con le condizioni fisiche che si verificano. In questo modo, per ogni parametro del ciclo combinato ricercato, quello che si ottiene è una matrice di valori nella quale l'indice riga individua il valore del rapporto di compressione mentre l'indice colonna individua il valore della pressione di vaporizzazione.

```

56 %CALCOLO DEL CICLO A GAS PER DIVERSI r
57 - r=(1+off):1:((T3/T1)*n_ic*n_it)^(k/(k-1)-off);
58 - i=1;
59 - m=1;
60
61 - for z=1:length(r)
62
63 -     T2(z)=(T1*(r(i))^(k-1)/k)-T1)/n_ic+T1;
64 -     T4(z)=T3-n_it*(T3-T3/(r(i)^(k-1)/k));
65
66
67 -     eta_gas(z)=(T3-T4(z))-(T2(z)-T1))/(T3-T2(z)); %[]
68 -     L_gas(z)=(cp*(T3-T4(z))-cp*(T2(z)-T1))/1000; %[kJ]
69 -     Q1_gas(z)=(cp*(T3-T2(z)))/1000; %[kJ]
70
71 - %Ad ogni ciclo ricavo una T4 e un eta_gas dipendendete dal valore di r

```

```

77 %CALCOLO CICLO A VAPORE DENTRO IL CICLO A GAS
78 - Ta=T4(z)-DT_max-273.15; %[°C]
79
80 %Controllo A
81 - if Ta>T_max_surr
82 -     Ta=T_max_surr;
83 - end
84
85 - p_limite=XSteam('psat_T',Ta);
86
87 - if p_limite<200
88 -     PV=logspace(log10(0.055),log10(p_limite-off),200);
89 - else
90 -     PV=logspace(log10(0.055),log10(200),200);
91 - end

```

```

93 - for j=1:length(PV)
94 -     pv=PV(j);
95 -     sa=XSteam('s_pT',pv,Ta);
96 -     ha=XSteam('h_ps',pv,sa); %[kJ/kg]
97 -     hb=XSteam('h_ps',pk,sa); %[kJ/kg]
98 -     hbr=ha-n_it_v*(ha-hb); %[kJ/kg]
99 -     Tc=XSteam('Tsat_p',pv); %[°C]
100 -     hc=XSteam('hL_T',Tc); %[kJ/kg]
101
102 -     Tpp=Tc+DT_pp; %[°C]
103
104 -     eta_vap(z,j)=(ha-hbr)/(ha-h0); %[]                                %Rendime:
105
106 -     mv=(mg*cp*(T4(z)-273.15-Tpp))/(ha-hc); %[kg]                    %Massa d:
107 -     T5(z,j)=(Tpp+273.15)-(mv/(mg*cp))*(hc-h0)-273.15; %[°C]        %Tempera:
108
109 -     if T5(z,j)<T5_min                                               %Condizi:
110 -         T5(z,j)=T5_min; %[°C]                                       %Imponiar
111 -         mv=(mg*cp*(T4(z)-273.15-T5(z,j)))/(ha-h0); %[kg]         %Ricaviar
112 -     end
113
114 -     Sigma=(T4(z)-273.15-T5(z,j))/(T4(z)-T1);%[]
115
116 -     n_tot(z,j)=n_comb*(eta_gas(z)*n_mecc_gas+(1-eta_gas(z))*Sigma*eta_vap(z,j)*n_mecc_vap);
117
118 - end

```

```

121 -     %Costruzione dei vettori da plottare
122 -     r_plot(m)=r(m);
123 -     pv_plot(m,:)=PV;
124 -     ncc_plot(m,:)=n_tot(m,:);
125 -     nvap_plot(m,:)=eta_vap(m,:);
126 -     T5_plot(m,:)=T5(m,:);
127
128
129 -     %INCREMENTO DELL'INDICE DI CALCOLO DEL CICLO A GAS
130 -     i=i+1;
131 -     m=m+1;
132
133 - end

```

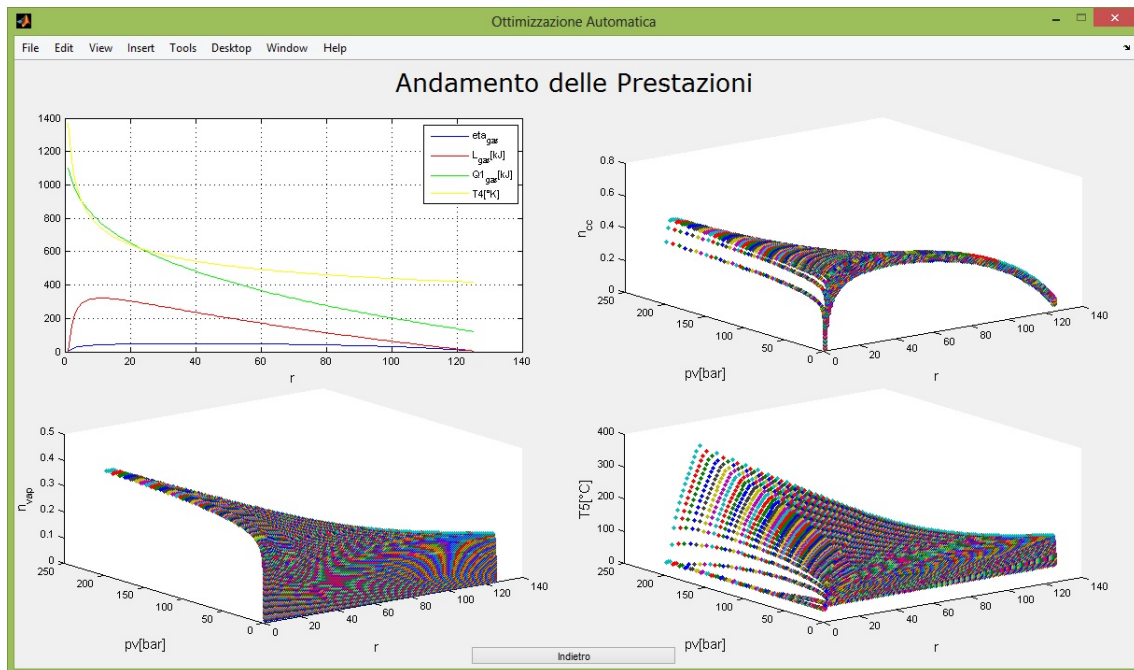
Analizzando il codice si può osservare come la prima operazione che si effettua sia la definizione del vettore contenente i valori del rapporto di compressione indicato con r . Per ogni elemento iterato di questo si calcolano poi le grandezze caratteristiche del ciclo a gas ovvero $T4$, η_{gas} , L_{gas} , $Q1_{gas}$, quindi si determina la temperatura massima di surriscaldamento nel ciclo a vapore e si definisce un vettore di pressioni di vaporizzazione, indicato con PV , coerente con il valore di questa.

A questo punto per ogni elemento iterato del vettore PV si calcolano i valori dei parametri fondamentali del ciclo combinato, ossia η_{vap} , $T5$, n_{tot} , che andranno a riempire le relative matrici.

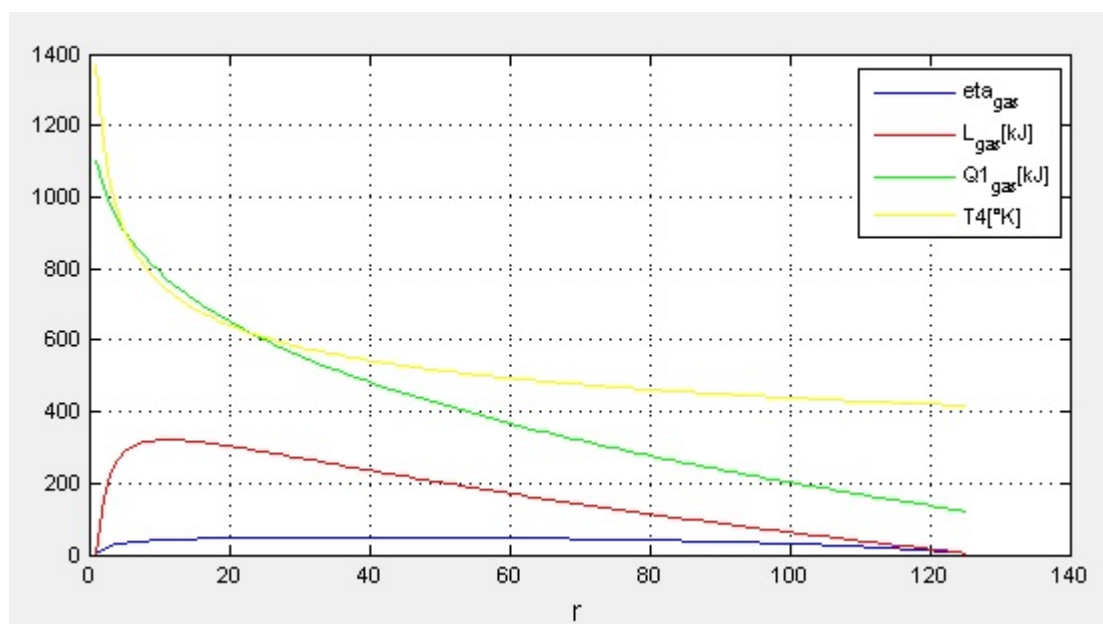
Infine vengono incrementati gli indici i ed m in modo che il calcolo possa ripartire da capo con un nuovo valore del rapporto di compressione.

L'output di quanto presentato è una finestra grafica intitolata *Andamento delle Prestazioni* nella quale compaiono quattro diagrammi che riportano i valori delle

grandezze caratterizzanti il ciclo combinato in funzione dei valori assunti dal rapporto di compressione e dalla pressione di vaporizzazione.

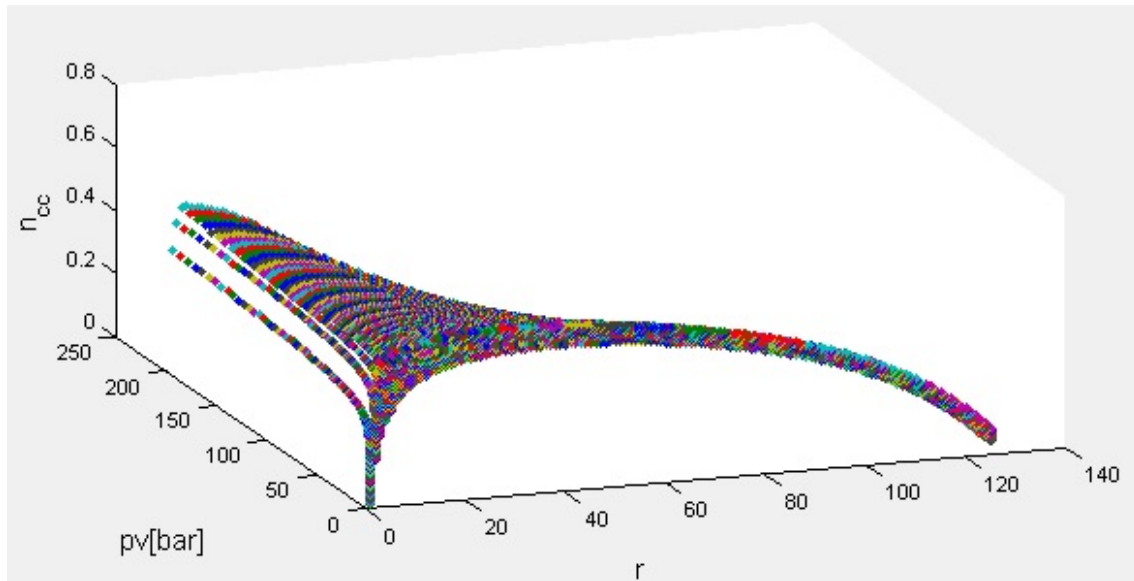


Il primo grafico riguarda il solo ciclo a gas, in particolare di questo sono riportati i valori del rendimento, del lavoro utile, del calore introdotto e della temperatura finale di scarico in funzione del rapporto di compressione. Questo permette già di avere un'idea dell'influenza della sezione topper sul bilancio generale dell'impianto al variare di r .



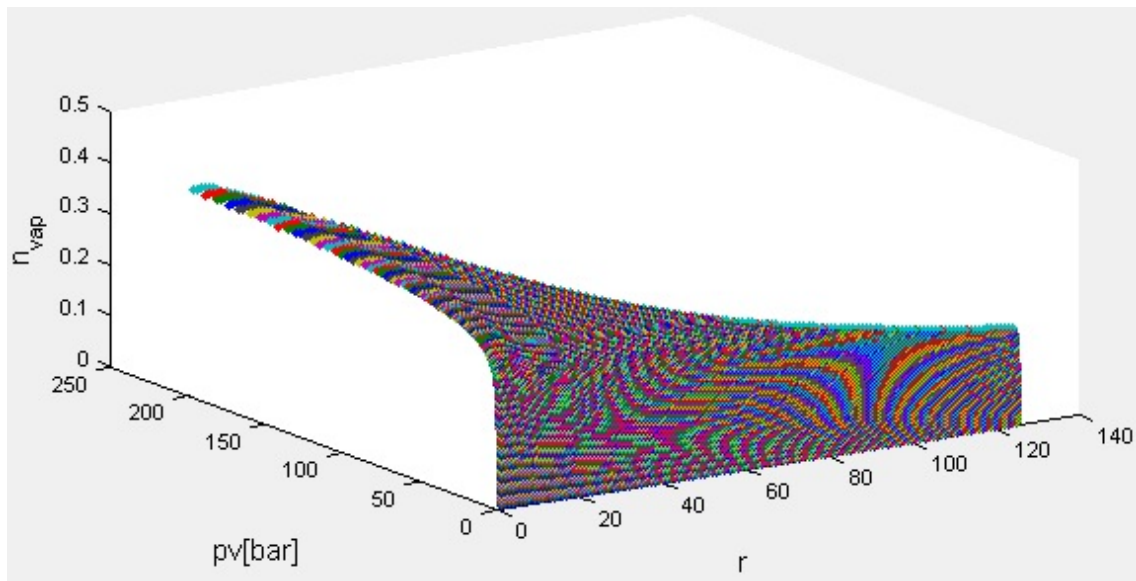
Per mezzo della funzione *plot3*, che vedremo applicata anche nei successivi grafici, nel secondo diagramma sono riportati i valori che assume il rendimento totale del ciclo combinato in funzione del rapporto di compressione e della pressione di vaporizzazione.

Questo tipo di rappresentazione è quella che fornisce l'indicazione più ampia possibile riguardo all'efficienza di questo tipo di impianti in quanto permette di osservare il valore del rendimento complessivo senza che nessuno dei due parametri liberi sia precedentemente stato fissato.

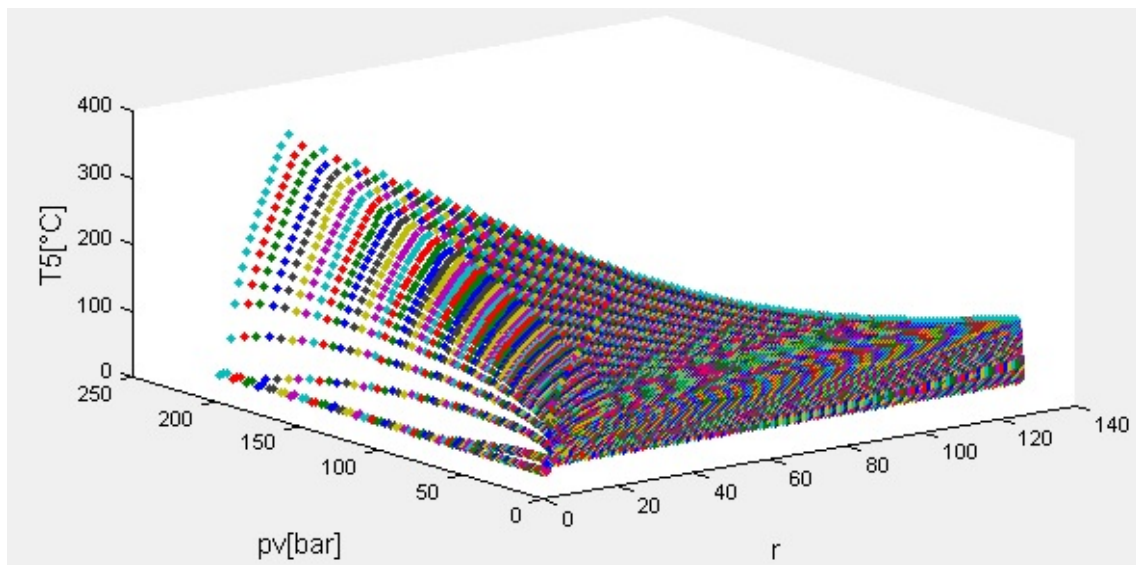


Il terzo grafico riporta invece l'andamento del rendimento della sezione a vapore sempre al variare di r e di p_v .

Questo consente così di integrare il primo diagramma, nel quale si prendeva in considerazione il solo ciclo a gas, e di osservare come si comportino separatamente le due parti del sistema.



Infine il quarto diagramma permette di osservare i valori di temperatura che assume il gas all'uscita della caldaia a recupero mettendo a disposizione così un'ulteriore indicazione riguardo all'efficienza e al comportamento generale dell'impianto.



Conclusioni e Ringraziamenti

L'autore si augura che il lavoro svolto possa essere d'aiuto a chiunque intenda intraprendere lo studio termodinamico dei sistemi a vapore a gas e combinati. In particolare l'auspicio è quello di essere riusciti a fornire uno strumento utile a comprendere meglio il funzionamento e la regolazione di quelle che sono le tipologie di impianti energetici maggiormente diffusi nel nostro paese e pertanto determinanti nel sopperire al fabbisogno energetico nazionale.

Poichè riteniamo che sia appunto l'energia il vettore essenziale allo sviluppo delle moderne società incoraggiamo chiunque si sia avvicinato a questo lavoro ad approfondirne lo studio e ad ampliarne i confini integrandolo magari con l'analisi di sistemi che sfruttano fonti rinnovabili e nuove tecnologie al fine di favorire il progresso di tale fondamentale settore.

Ricordiamo infine che tale elaborato non è frutto solamente de lavoro dell'autore Damiano Rossi ma di tutti coloro che hanno collaborato a questo progetto.

A tale proposito si ringrazia prima di tutto il Professore Davide Moro, che in veste di supervisore e relatore del sottoscritto, ha messo a disposizione la sua conoscenza, i suoi consigli e soprattutto la sua pazienza.

Un ringraziamento va inoltre all'ALMA MATER STUDIORUM Università di Bologna per i mezzi didattici e materiali forniti e a tutti i docenti del corso di Ingegneria meccanica che hanno permesso la crescita culturale dell'autore senza la quale non sarebbe stato possibile raggiungere tale obiettivo.

Bibliografia

“Appunti del corso di Sistemi Energetici”	Davide Moro
“Sistemi Energetici e macchine a fluido”	Negri di Montenegro, Bianchi, Peretto
“Appunti del corso di Macchine L”	Enrico Corti
“Macchine Idrauliche”	Giorgio Minelli
“Impianti Meccanici”	Marco Gentilini
“Dispense del corso di Impianti Industriali Meccanici”	Marco Gentilini

