

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

*CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN
INGEGNERIA MECCANICA*

TESI DI LAUREA

in

Macchine e Sistemi energetici

**ANALISI TERMODINAMICA DI CICLI PER MOTORI AD
ACCENSIONE COMANDATA CON SOVRALIMENTAZIONE
DINAMICA**

CANDIDATO

Marco Venieri

RELATORE:

Prof. Ing. Davide Moro

Anno Accademico 2015/2016

Sessione II

INDICE GENERALE

INTRODUZIONE	1
LA SOVRALIMENTAZIONE	3
1.1 Generalità	3
1.2 Compressori	4
COMPRESSORE VOLUMETRICO	5
2.1 Generalità	5
2.2 Considerazioni termodinamiche in un motore sovralimentato con compressore volumetrico	8
TURBOCOMPRESSORE	11
3.1 Generalità	11
3.2 Due tipologie diverse di turbo	15
3.3 Vantaggi e svantaggi	16
3.4 Caratteristiche del compressore	17
3.4.1 Curva caratteristica	17
3.4.2 Accoppiamento motore-compressore	18
3.5 Caratteristiche della turbina	18
3.5.1 Curva caratteristica	18
3.5.2 Accoppiamento motore-turbina	20
3.6 Caratteristiche dello scambiatore	20
3.7 Considerazioni termodinamiche in un motore sovralimentato a turbocompressore	23
SPECIFICHE DI ANALISI	25
4.1 Dati di input	25
4.1.1 Caratteristiche generali del motore	25
4.1.2 Caratteristiche ambientali	25
4.1.3 Caratteristiche del fluido	25
4.1.4 Caratteristiche delle macchine	26
4.1.4.1 Rendimento del compressore	26
4.1.4.2 Efficienza scambiatore di calore	27
4.1.4.3 Rendimento della turbina	27
4.1.5 Limite di temperatura	28
ANALISI DEL CICLO	30
5.1 Portate in massa d'aria e combustibile	30
5.2 Camera di combustione	30
5.2.1 Compressore	30
5.2.2 Refrigeratore	31

5.2.3 Ciclo del motore	31
5.3 Calore nel ciclo.....	31
5.4 Diagramma di indicatore	32
5.5 Diagramma T-s.....	34
5.6 Potenza e rendimento.....	35
CONSIDERAZIONI	36
6.1 Ruolo dell'intercooler	41
CONCLUSIONE	43
BIBLIOGRAFIA	44

INTRODUZIONE

Il tema di questa tesi, la sovralimentazione dei motori, è sicuramente un argomento molto ampio ed importante e non basterebbe un intero libro per trattarlo esaurientemente, per cui nella stesura della tesi mi sono limitato ad una descrizione generale degli spetti essenziali riservando un'analisi più approfondita alle applicazioni nei motori a ciclo Otto del turbocompressore. Ma vediamo innanzi tutto l'origine storica di questa importante tecnologia.

Una delle primissime applicazioni della sovralimentazione avvenne in campo aeronautico, ed in particolare durante la I Guerra Mondiale. A quell'epoca i costruttori degli aerei si trovavano alle prese con un problema complicato e di difficile soluzione: al crescere della quota di volo i motori degli aerei subivano un significativo calo di potenza dovuto alla rarefazione dell'aria. Una delle prime soluzioni adottate fu quella di alleggerire il motore, in quanto ad una diminuzione di peso equivaleva, praticamente, ad un aumento di potenza. Successivamente si cominciarono a progettare motori con alesaggi più grandi e ad aumentare il rapporto di compressione fino al valore tollerabile ad una specifica quota detta "quota di progetto". Il risultato fu quello di creare motori che erogavano potenze a terra che superavano le capacità di resistenza strutturali dei motori; i piloti erano così costretti, al decollo, a non dare piena apertura, ma a graduare l'immissione di carburante mano a mano che il velivolo prendeva quota. Tuttavia, se si voleva superare la "quota di progetto", la potenza calava di nuovo. Si cominciarono ad utilizzare così i primi compressori, trascinati dal motore, il cui scopo era semplicemente quello di ripristinare alla quota massima le condizioni ambientali vigenti a terra; e, sempre per esigenze strutturali, la maggiore potenza fornita alle quote inferiori veniva limitata riducendo l'apertura della farfalla. Nel primo dopoguerra alle esigenze belliche si sostituirono quelle sportive, cui il progresso bellico aveva fornito materiali d'esperienza tecnologica. Applicazioni di sovralimentazioni vennero effettuate, infatti, prima nelle gare di idrovolanti, e poi nelle competizioni automobilistiche. In particolare in ambito aeronautico il tipo di sovralimentazione prevedeva, pur essendo già stato sviluppato il turbocompressore, un compressore centrifugo trascinato dal motore. In campo automobilistico si preferì, invece, optare per un compressore volumetrico, trascinato anch'esso dal motore, con l'eventualità di utilizzare due stadi, e l'utilizzo di una qualche interrefrigerazione. Nel frattempo stava nascendo e sviluppandosi la tecnica del turbocompressore, nostro oggetto di analisi, cui l'intensa ricerca sulle piccole turbine a gas per trazione terrestre che si sviluppò negli anni '60 e '70, e l'esigenza di incrementare la bassa potenza specifica del Diesel diedero un determinante impulso.

Oggi giorno ormai le tecniche di sovralimentazione sono normalmente adottate sia per motori a ciclo Otto che per motori diesel e la scelta dei costruttori è rivolta, direi sistematicamente,

all'utilizzo di turbocompressori. Questa è la tecnologia che ho scelto di approfondire nella trattazione della mia tesi.

CAPITOLO 1

LA SOVRALIMENTAZIONE

1.1 Generalità

Il principio alla base della sovralimentazione è quello dell'aumento della densità dell'aria introdotta nel cilindro allo scopo di ottenere un aumento della potenza erogata a parità degli altri parametri termodinamici, in accordo con la ben nota formula della potenza (P):

$$P = \frac{V p_{me} 2n}{\tau}$$

Dove si è indicato con:

- V cilindrata;
- p_{me} pressione media effettiva;
- n numero di giri nell'unità di tempo;
- τ il numero rappresentativo del motore ($\tau = 4$ per motore a quattro tempi; $\tau = 2$ per motore a due tempi).

E' utile inoltre esplicitare la formula della pressione media effettiva:

$$p_{me} = \rho_{aria} * k_i * \eta_0 * \eta_i * \eta_{th} * \eta_c * \eta_v$$

Dove:

- ρ_{aria} densità dell'aria;
- k_i potere calorifico inferiore del combustibile;
- η_{va} rendimento volumetrico assoluto del motore;
- η_{th} rendimento termodinamico;
- η_c rendimento di combustione;
- η_i rendimento indicato;
- η_0 rendimento organico.

A parità di cilindrata, ovvero considerando un motore a geometria definita, un effettivo aumento di potenza può essere attuato aumentando il regime di rotazione del motore, ma ciò porterebbe a grossi problemi con la gestione delle forze d'inerzia a cui sono sottoposti gli organi meccanici, quest'ultime infatti sono proporzionali al quadrato della velocità media del pistone. Al contrario

ad un aumento della p_{me} conseguirebbe un aumento lineare delle spinte del gas in espansione sul cilindro, quindi più facilmente contenibili. Dall'equazione della p_{me} si può intuire che l'unico parametro che è permesso cambiare è la densità del comburente aria. Notiamo come al contrario di come è solito pensare, in realtà il rapporto di sovralimentazione non è un rapporto di pressioni, ma un rapporto di densità. Al fine, dunque, di aumentare la densità del fluido, si possono usare due accorgimenti:

- 1) Aumento della pressione nel cilindro tramite compressore.
- 2) Riduzione della temperatura del fluido tramite scambiatore di calore, usato come refrigeratore (o *Intercooler*).

Molto interessante è notare come l'utilizzo di ulteriori dispositivi, come il compressore e lo scambiatore di calore, aumenti il numero di gradi di libertà del sistema; si presentano quindi più punti di progetto che possono essere ottimizzati.

1.2 Compressori

I sistemi di compressione maggiormente in uso sono principalmente due:

- 1) Compressore volumetrico.
- 2) Turbocompressore a gas di scarico

Come già detto la seconda soluzione è quella che oggi giorno è usata praticamente da tutti i costruttori. Per questo motivo per il primo farò una breve trattazione, per poi dedicarmi con attenzione alle dinamiche del turbocompressore.

CAPITOLO 2

COMPRESSORE VOLUMETRICO

2.1 Generalità

In questa modalità di progetto il compressore è collegato meccanicamente con il motore (è nota dunque la velocità di rotazione), e durante un giro avvengono aspirazione, compressione e mandata dell'aria tramite l'alternarsi di volumi variabili. Se supponiamo una velocità di rotazione del motore costante, allora la massa d'aria erogata dal compressore volumetrico sarà anch'essa costante. Nelle seguenti figure sono presentati tipici compressori volumetrici:

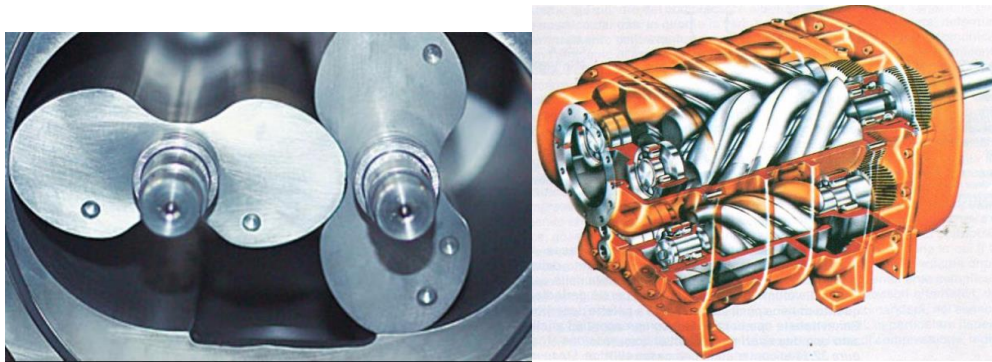


Figura 2.1 e Figura 2.2 : Compressore di tipo Roots, a sinistra, compressore di tipo Lysholm, a destra

Il primo, e anche uno dei più usati, è il compressore Roots, o compressore a lobi. Questo particolare compressore prevede l'utilizzo di due rotori opportunamente sagomati che girano in senso opposto. Il movimento genera, come detto sopra, camere a volumi variabili nelle quale viene intrappolata l'aria che così passa dall'aspirazione alla mandata.

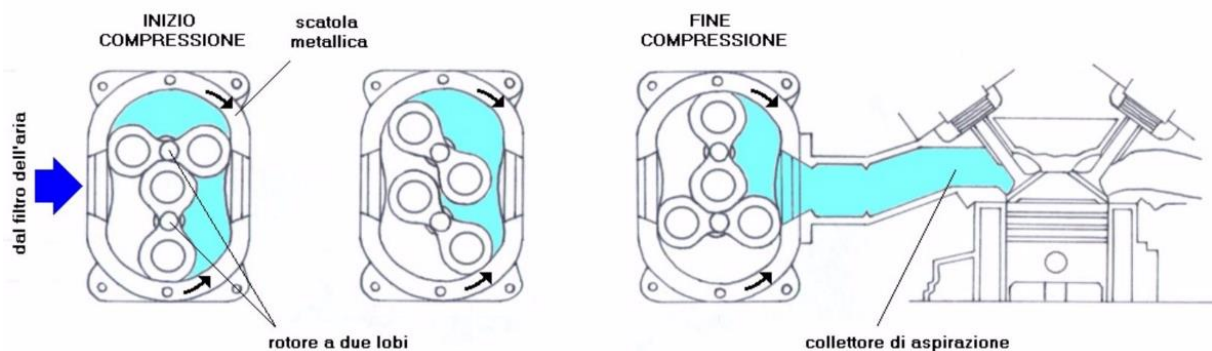


Figura 2.3: Funzionamento compressore Roots

In genere il numero di lobi è due, ma si possono presentare tipologie con anche 3 lobi, meno rumorosi e più efficienti, il cui utilizzo però è molto raro in quanto complessivamente più

costoso. Tra le caratteristiche meccaniche del compressore Roots è da annoverare il fatto che i lobi non si toccano e che quindi sono modeste le perdite organiche. Un problema è invece il trafilemento di portata, che richiede una realizzazione accurata dei lobi.

Il secondo invece è un compressore Lysholm o a vite. Questo compressore presenta due viti a passo inverso e differente diametro le quali ingranano l'una con l'altra. La compressione dell'aria avviene gradualmente, al contrario del Roots che è ad impulsi, e può raggiungere elevati rendimenti anche con rapporti compressione alti. Inoltre anche in questo caso i lobi elicoidali non si toccano, quindi le perdite organiche sono minime.

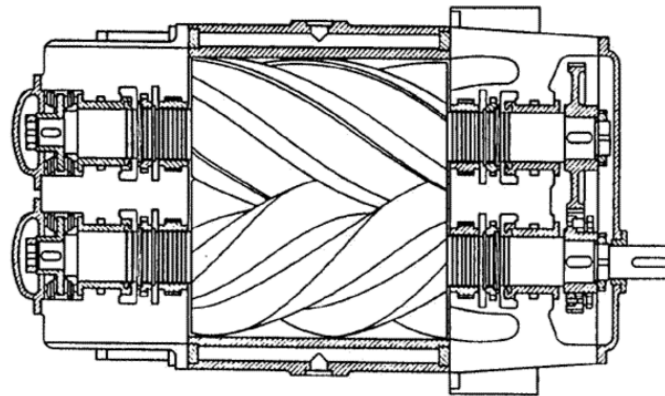


Figura 2.4 : Compressore Lysholm

E' infine da citare il ben noto compressore a palette a rotore eccentrico, dove troviamo delle palette che entrano in fenditure radiali del rotore, determinando spazi in cui può passare l'aria. Il processo di compressione è graduale come quello a vite, ma vi sono perdite di natura meccanica dovute all'attrito tra le palette ed il rotore.

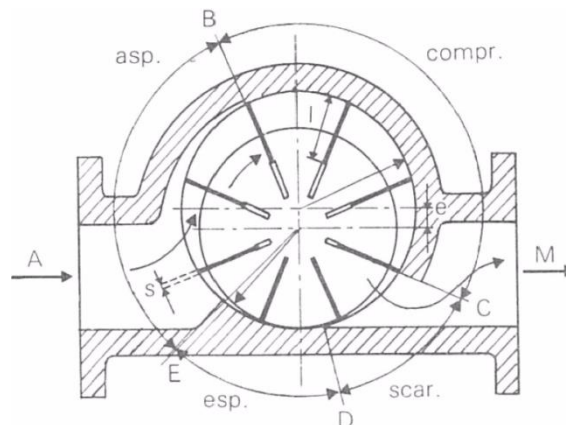


Figura 2.5 : Schema compressore a palette

I compressori volumetrici sopraccitati sono tutti accomunati da alcuni concetti generali qui elencati.

- Innanzitutto, poiché il compressore è collegato con il motore, la risposta alle variazioni di coppia sono immediate; significa che il compressore volumetrico permette di mantenere abbastanza costante il livello di sovralimentazione, contrariamente al turbocompressore, come verrà spiegato in seguito.
- E', inoltre, generalmente presente una valvola limitatrice di pressione in quanto, anche nei casi in cui il motore non assorba portata, il compressore, essendo volumetrico, continua a pompare aria, e si possono raggiungere pressioni eccessive e dannose.
- La variazione del rapporto di compressione risulta essere molto semplice da attuare, occorre infatti variare il rapporto di trasmissione tra motore e compressore e successivamente ritardare la valvola limitatrice.
- Infine è da dire che i compressori volumetrici non presentano il fenomeno del "pompaggio" nella fase di aspirazione; caratteristica che al contrario, purtroppo, è la norma nel turbocompressore.

Un breve schema di un motore sovralimentato a compressore volumetrico è riportato di seguito.

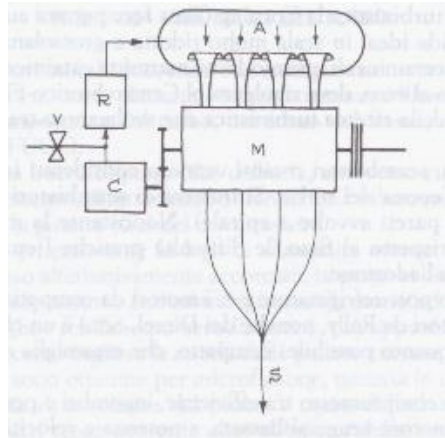


Figura 2.6 : Schema motore sovralimentato a compressore volumetrico

In essa si può vedere il motore (M), il compressore (C), la valvola limitatrice di pressione (V), il refrigeratore (R), il collettore di aspirazione (A) e gli scarichi (S).

2.2 Considerazioni termodinamiche in un motore sovralimentato con compressore volumetrico

Di seguito è presente il tipico diagramma di indicatore di un motore a benzina alimentato con compressore volumetrico.

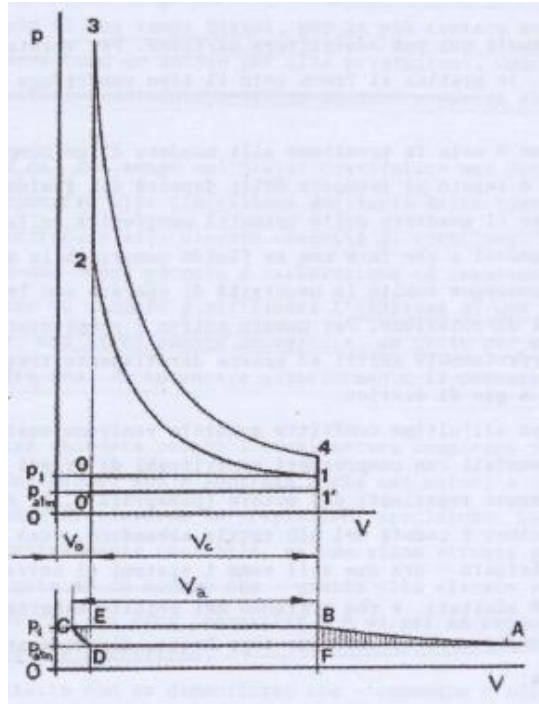


Figura 2.7 : Diagramma di indicatore del motore sovralimentato a compressore volumetrico e diagramma p-V del compressore

Notiamo come il valore di pressione p_1 all'aspirazione sia maggiore della pressione atmosferica (tratto 0-1), mentre lo scarico è a pressione ambiente (tratto 1'-0'). Si viene a creare un'area "positiva" percorsa in senso orario (0-1-1'-0') che si va ad aggiungere al lavoro utile del ciclo. In realtà questo lavoro aggiuntivo va sottratto dall'energia richiesta al compressore, rappresentata dall'area del diagramma (p,V) subito sotto quella del motore. Dopo che la fase di scarico è terminata si apre la valvola di aspirazione che mette in comunicazione la camera di combustione, satura di gas di scarico, con il collettore di aspirazione, colmo di aria alla pressione p_1 . Si ha una compressione di questi gas di scarico lungo il tratto D-C della figura 2.7. Conseguenza diretta di questo fenomeno, come si può ben vedere dal grafico, durante la compressione il volume di aria introdotto ($V_a = V_B - V_C$) è maggiore della cilindrata geometrica V_c del motore; non solo quindi l'aria viene compressa, ma ne è introdotto anche un maggiore quantitativo. Questo apparente vantaggio in realtà viene pagato in termini di energia. Il lavoro richiesto dal compressore (in figura l'area A-B-C-D) è maggiore del lavoro di compressione richiesto al motore. La differenza è individuata dalle aree

a linee tratteggiate, a cui si deve sommare la differenza tra il lavoro realmente speso e la richiesta teorica di energia del compressore. Dal diagramma di indicatore si evince che si passa dalla pressione esterna p_{atm} alla pressione di fine compressione p_2 in due fasi differenti. La prima avviene nel compressore, dalla p_{atm} alla p_1 con:

$$r_1 = \frac{V_A}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

dove r_1 è il rapporto volumetrico della compressione esterna. Successivamente, all'interno del motore, si passa dalla pressione p_1 alla pressione p_2 con:

$$r_2 = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

dove r_2 è il rapporto di compressione del motore. Si ha quindi che complessivamente:

$$r_1 r_2 = \left(\frac{p_2}{p_{atm}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Dunque per il ciclo non è più determinante il rapporto di compressione del motore r_2 , ma il prodotto $r_1 r_2$. Ciò significa che prendendo un motore semplicemente aspirato caratterizzato da un certo rapporto di compressione, e sovralimentarlo, la pressione di fine compressione cresce di un fattore moltiplicativo pari a r_1^γ . Ciò pone davanti al progettista un serio problema: le pressioni raggiunte nel cilindro, dopo la fase di compressione, potrebbero essere eccessive e potenzialmente dannose per la meccanica del motore. Nel caso di un motore a benzina c'è il rischio di innescare la detonazione, nel caso di un diesel di creare eccessive sollecitazioni meccaniche.

La soluzione maggiormente adottata è l'incremento del volume V_0 (ad esempio spessorando la testata). Ciò comporta una riduzione del rapporto di compressione, caratterizzato dalla formula:

$$r_2 = \frac{V + V_0}{V_0}$$

Graficamente una diminuzione del rapporto di compressione si traduce in una traslazione verso sinistra della scala dei volumi, l'asse delle ordinate, che comporta l'ottenimento di politropiche meno ripide. In figura 2.8 sono rappresentati i diagrammi ideali di indicatore nel caso di sovralimentazione (linea a tratto continuo) e motore semplicemente aspirato (linea tratteggiata) a parità di pressione p_2 .

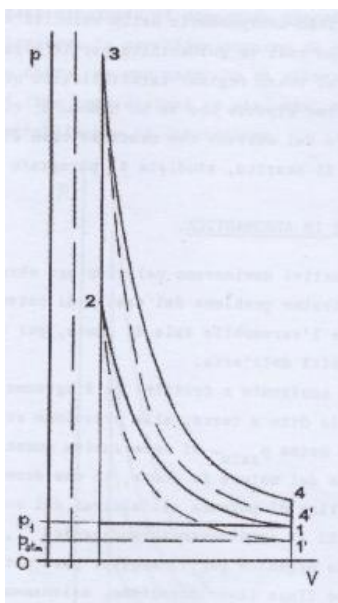


Figura 2.8 : Diagramma di indicatore di motore con compressore volumetrico e con spessoramento della testata

Immaginando di introdurre durante la combustione lo stesso quantitativo di energia e quindi di raggiungere la stessa pressione p_3 come in figura 2.8, si ha che l'espansione dà luogo ad una variazione di pressione minore. Le curve risultano essere più adagiate ed il risultato è un incremento dell'area racchiusa dal grafico e quindi del lavoro utile L_{utile} , che è lo scopo della sovralimentazione. E' però ben visibile un aspetto negativo: dopo la fase di espansione (punto 4) il fluido raggiunge una pressione, e quindi una temperatura, maggiore rispetto al ciclo semplicemente aspirato (punto 4') e viene liberato in atmosfera con un elevato valore entalpico. Ad un effettivo aumento di potenza corrisponde anche una diminuzione del rendimento termodinamico. Questo è il motivo per cui, di fatto, i motori a combustione interna sovralimentati a compressore volumetrico non hanno mai trovato una reale diffusione a livello industriale, ma qualche sporadica applicazione nei motori di grossa cilindrata dove può essere applicato senza penalizzare eccessivamente il rendimento.

CAPITOLO 3

TURBOCOMPRESSORE

3.1 Generalità

Alla base della dinamica del turbocompressore vi è il riutilizzo dei gas di scarico uscenti dal cilindro i quali vengono convogliati in una turbina; quest'ultima trascina un compressore che a sua volta forza l'ingresso di una massa d'aria maggiore nel cilindro. I principali sottosistemi del turbo sono elencati di seguito.

- Il primo è il compressore, che generalmente è centrifugo. Questa tipologia di compressori presentano un collettore di ammissione collocato al centro dell'alloggiamento, mentre l'uscita si sviluppa a forma di chiocciola. L'aria, presa dall'esterno tramite una bocca di presa dell'aria, passa, tramite un filtro, alla girante.



Figura 3.1 : Compressore centrifugo

- La girante è costituita da un disco rotorico su cui è ricavata la palettatura, la quale può essere sia su una, sia su tutte e due le facce del disco. Le palette, in, particolare, grazie all'affinamento delle tecniche metallurgiche e all'introduzione di nuovi materiali, hanno raggiunto un profilo curvo che migliora il rendimento del compressore. Il concetto di base è che più è alta la velocità di rotazione della girante e maggiore sarà il rapporto di compressione ottenibile. D'altronde un aumento eccessivo della velocità di rotazione può procurare eccessivi sforzi meccanici pericolosi per i profili curvilinei della girante. Per questo motivo la velocità di rotazione della girante in leghe leggere non supera i 460 m/s, pur ottenendo rapporti di compressione notevoli, di 4:1; mentre se si decide di

utilizzare materiali più resistenti allora si possono raggiungere rapporti di 10:1. All'interno della girante avviene la prima parte della compressione, soprattutto per effetto del campo centrifugo.

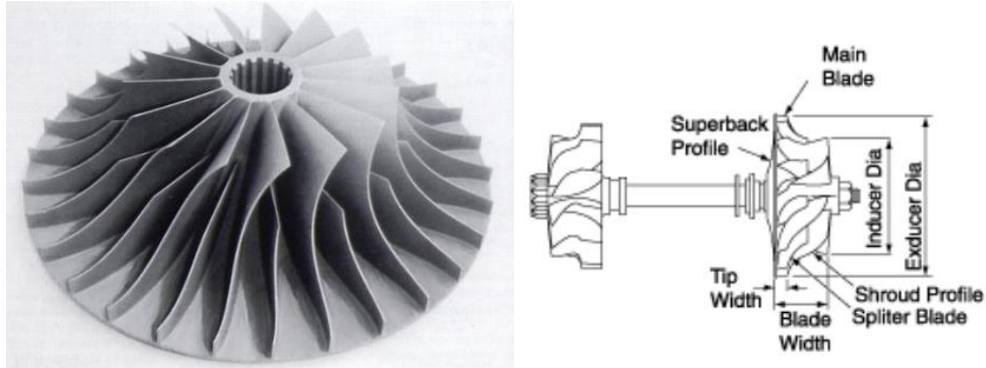


Figura 3.2 e Figura 3.3: Girante di un compressore centrifugo e accoppiamento con albero della turbina

- La seconda parte avviene nel diffusore. La girante è infatti seguita da un diffusore la cui funzione è quella di trasformare in pressione l'elevato termine cinetico assoluto che si ha all'uscita dalla girante. La diffusione del flusso può essere ottenuta realizzando un condotto divergente il cui angolo non potrà essere né troppo grande, né troppo piccolo: pena una riduzione della pressione.
- Dal diffusore l'aria passa nella chiocciola, o in un collettore, e poi al motore direttamente o tramite un refrigeratore. In figura 3.4 è presente uno schema semplificato.

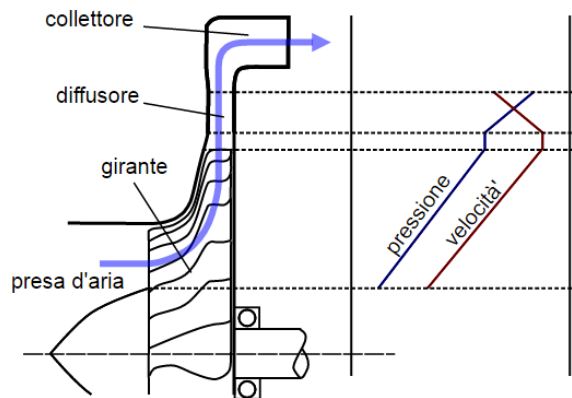


Figura 3.4 : Schema funzionale di un compressore centrifugo

- Infine, terminato il ciclo nel motore, i gas combusti sono inviati alla turbina, la quale ha lo scopo di trascinare il compressore. La turbina è composta di due parti: il rotore ed il collettore. In particolare il rotore, composto di una ruota a pale, può essere di tipo misto radiale o assiale, anche se generalmente si trova più spesso di disegno radiale.

Particolare attenzione va fatta sulla girante della turbina che riveste un ruolo importante ai fini delle prestazioni della macchina, in quanto è l'elemento che maggiormente influenza il “*turbolag*”, ovvero il ritardo di risposta del compressore in fase di accelerazione. Essendo costruita con materiali pesanti per resistere alle forti sollecitazioni meccaniche e termiche, la girante possiede un elevato momento di inerzia ed impiega quindi un certo tempo per ritornare alla velocità di rotazione iniziale, una volta che è scesa di giri. Per tal motivo si cerca di ridurre, per quanto possibile, il peso attraverso la riduzione del diametro e la realizzazione di intagli tra una pala e l'altra. Le turbine leggere e refrattarie in ceramica, su cui per qualche tempo si sono concentrate le più recenti ricerche, potrebbero rappresentare un significativo passo verso la riduzione del problema.

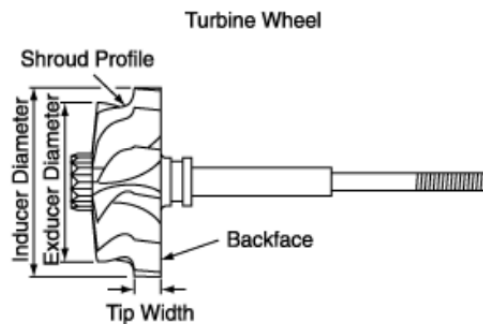


Figura 3.5 : Rappresentazione schematica della turbina

- Nel sistema in genere è presente anche una valvola di sfiato (detta “*waste-gate*”) che ha lo scopo di controllare la potenza erogata dalla turbina, per mezzo dello scarico di una parte dei gas operanti. Questa valvola di by-pass è in genere sempre presente nel caso di turbine medio-piccole, in quanto non le si vuol fare lavorare con valori di pressioni troppo elevate. Infatti, il valore della pressione dell'aria in ingresso al motore influisce sul valore della pressione raggiunta all'interno della camera di combustione. Nei gruppi turbocompressi di dimensioni considerevoli questa valvola è invece installata esternamente, sul collettore di scarico, bypassando quindi il transito della turbina. In questo modo è possibile salvaguardare il turbocompressore dall'elevata velocità e dal surriscaldamento, deviando anche fino al 30-40 % sotto alti carichi del motore, e/o ad un elevato numero di giri, ed indirizzando il flusso direttamente al tubo di scarico, con l'effetto di non aumentare la velocità dell'albero del turbocompressore e di mantenere costante la pressione di spinta, ad ulteriori aumenti della velocità di rotazione del motore. La valvola *waste-gate*, con una caratteristica a forma di fungo, è normalmente azionata da un attuatore a diaframma che ha la funzione di controllare la pressione. La

valvola a fungo è connessa da un lungo stelo all'attuatore a diaframma. Lo stelo è racchiuso in un involucro alettato per poter meglio dissipare il calore trasmesso dai gas di scarico. Di seguito riportiamo uno schema riassuntivo del funzionamento della valvola menzionata.

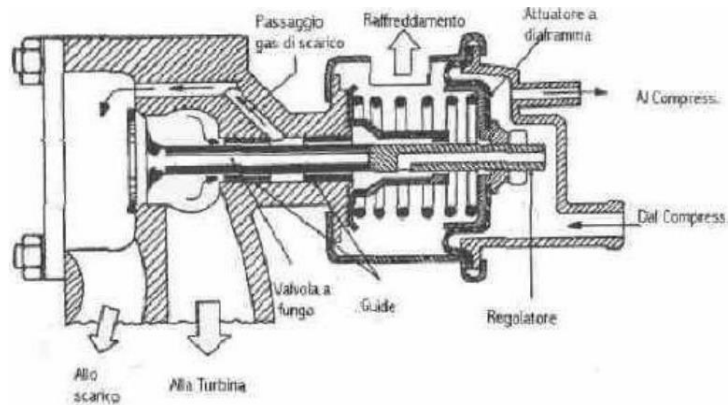


Figura 3.6 : Schema valvola waste-gate

E' successivamente presentato un disegno (Figura 3.8) in cui possiamo ritrovare i componenti principali in un turbocompressore di cui abbiamo parlato poco prima. E' inoltre ben visibile l'albero della turbina su cui è calettata la girante del compressore e di cui ne forma l'asse di rotazione. Di notevole importanza sono le tolleranze con cui viene deciso questo accoppiamento, poiché deve essere garantita la giusta stabilità dinamica alle massime velocità di funzionamento. In figura è anche presente il circuito di lubrificazione dell'accoppiamento, che funge anche da refrigeratore, senza il quale il tutto non potrebbe funzionare.

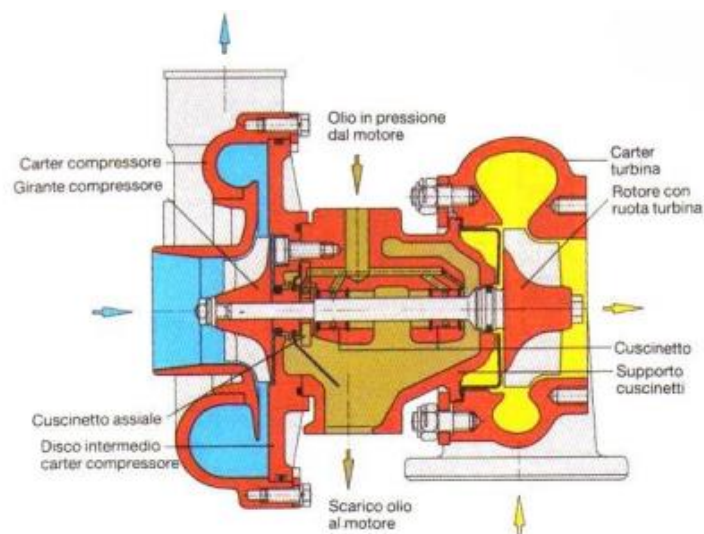


Figura 3.7 : Schema del complesso turbocompressore

3.2 Due tipologie diverse di turbo

Una suddivisione nella sovralimentazione a turbocompressione può essere effettuata in base alla condizione presente a monte della turbina ed in particolare ve ne sono due:

- a) Il caso da noi studiato, in cui i condotti di scarico provenienti dai singoli cilindri vengono fatti confluire in una camera che si collega poi alla turbina. La camera di scarico centrale deve avere una capacità tale da smorzare l'energia cinetica dei gas che giungono con flusso pulsante. Ciò porta ad una diminuzione delle perdite di carico in turbina e ad un maggiore rendimento della stessa. Per contro, la camera di scarico deve essere la più corta possibile per ridurre le perdite fluidodinamiche dovute alla dissipazione dell'energia cinetica dei gas provenienti dai vari cilindri. Tale energia non si converte completamente in energia di pressione, anche se un parziale recupero avviene sotto forma di un più elevata temperatura dei gas all'ingresso della turbina.
- b) Nell'altra tipologia, invece, i collettori di scarico in uscita dal motore sono accoppiati a due a due, al fine di ottenere particolari caratteristiche di estrazione dell'impianto di scarico sfruttando l'energia cinetica dei gas in uscita dal motore, ma in questo modo il flusso di gas che alimenta la turbina non è costante, ma ha un andamento pulsante.

Una raffigurazione schematica delle due tipologie è presente in figura 3.9.

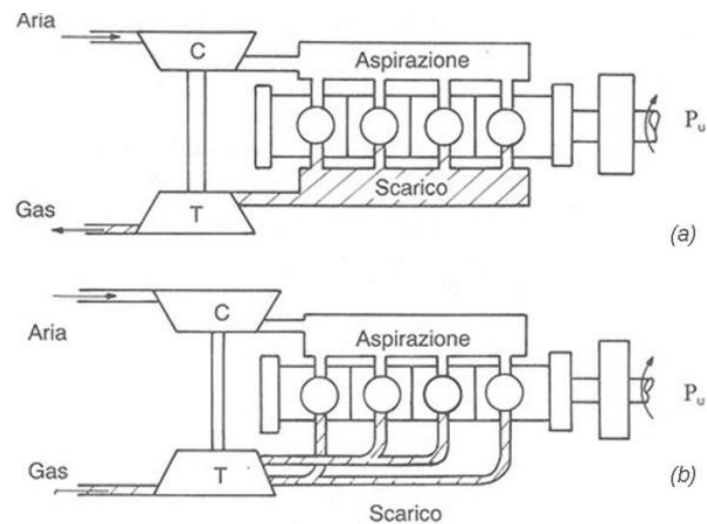


Figura 3.9 : Turbosovralimentazione con pressione costante a monte turbina (a), turbosovralimentazione ad impulsi di pressione (b)

3.3 Vantaggi e svantaggi

Ecco un elenco dei vantaggi ottenibili con un sistema di sovralimentazione tramite turbocompressione:

- Un punto a favore è il piccolo incremento di ingombro e peso a fronte di un considerevole aumento di potenza. E' infatti caratteristico di tutte le turbomacchine un'elevata concentrazione di potenza per unità di massa, diversamente dai motori alimentati da compressore volumetrico.
- Vi è un effettivo aumento del rendimento complessivo, in quanto si recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico che andrebbe, altrimenti, inevitabilmente perduta, come accade, invece, come abbiamo già visto, con il compressore volumetrico.
- Vi è un miglioramento del processo di combustione, in quanto l'aumento della quantità d'aria permette una combustione più uniforme e con meno incombusti in uscita. Questa caratteristica è più rilevante nel motore diesel, in cui la combustione non avviene con un rapporto teoricamente stechiometrico.
- Un'ulteriore conseguenza positiva del migliore processo di combustione è la sua maggiore gradualità. Ciò comporta il progetto di un motore molto meno rumoroso.
- Infine sono da citare le riduzioni delle emissioni allo scarico in quanto sono presenti meno incombusti.

Ad una serie di elementi positivi se ne accostano però anche di negativi:

- Tra i punti a sfavore vi è il rapporto di compressione variabile. Infatti poiché quest'ultimo è strettamente legato al regime del motore, ad una variazione del numero di giri del motore corrisponde una variazione della potenza erogabile grazie al turbocompressore.
- Un altro punto a sfavore, non presente nei motori con compressore volumetrico, è il fenomeno del cosiddetto "pompaggio", il quale limita molto il campo utilizzabile del compressore.
- Vi è un aumento dei carichi meccanici e termici sul motore. Con conseguente necessità di migliorare il raffreddamento e la resistenza meccanica del motore.
- Infine c'è il problema del ritardo dell'accelerazione, infatti ad un aumento repentino dei giri del motore, la risposta del turbocompressore non è immediata ma può subire un ritardo anche di qualche secondo.

3.4 Caratteristiche del compressore

3.4.1 Curva caratteristica

In figura 3.10 è presente la ben nota curva caratteristica del compressore. In ascissa è riportata la portata d'aria, mentre in ordinata il rapporto tra la pressione in uscita e la pressione in entrata (rapporto di compressione).

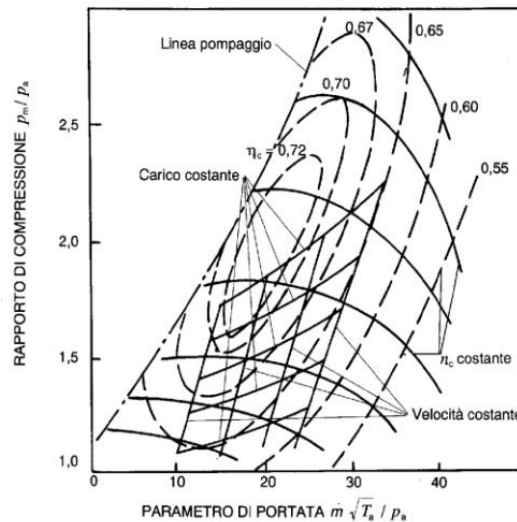


Figura 3.10 Curve caratteristiche di un compressore commerciale

Come si vede, per ciascun regime di rotazione (n) esiste una curva di carattere grossomodo parabolico del rapporto di compressione in funzione della portata. Nel grafico sono riportate inoltre le curve a rendimento costante del compressore, con la loro tipica forma “a isola”. Sono inoltre da fare due considerazioni.

- 1) A sinistra il grafico è limitato dalla “linea di pompaggio”, luogo dei punti in cui l'equilibrio aerodinamico interno del compressore viene rotto e si ha un violento rifiuto di portata alla bocca, con effetti che possono essere distruttivi per la meccanica del compressore. E' dunque da considerarsi una zona proibita.
- 2) Allo stesso modo a destra vi è, a volte rappresentata, la limitazione della “linea di saturazione”, non presente in figura, che corrisponde al raggiungimento di condizione soniche all'ingresso della palettatura. Quest'ultima definisce la massima portata erogabile dal compressore.

3.4.2 Accoppiamento motore-compressore

Poiché il sistema di turbocompressione è costituito da macchine molto diverse tra loro, risulta essere di vitale importanza l'accoppiamento tra i vari componenti. Questa considerazione vale soprattutto per i motori a ciclo Otto, come nel nostro caso di studio, poiché il diesel dispone di un grado di libertà in più rappresentato dall'ampia possibilità di variazione del rapporto aria-combustibile.

In generale devono essere rispettate le condizioni fondamentali seguenti, con motore a regime, in ciascun punto dell'accoppiamento:

- 1) La portata in massa fornita dal compressore deve essere uguale a quella aspirata dal motore e (aumentata della portata combustibile e ridotta della portata degli eventuali trafilamenti) deve essere anche uguale alla portata elaborata dalla turbina.
- 2) La potenza fornita dalla turbina deve essere uguale a quella assorbita dal compressore e dalle perdite organiche dell'albero del turbo (condizione di autosufficienza del gruppo turbocompressore)
- 3) Oltre alle condizioni relative al motore, non si intende superare il regime massimo del turbo. Questo limite può derivare da considerazioni varie, quali l'integrità strutturale del turbo stesso, oppure l'integrità strutturale del motore per cui non si vuole superare un certo livello di sovralimentazione, ecc.

3.5 Caratteristiche della turbina

3.5.1 Curva caratteristica

In figura 3.11 sono rappresentate le tipiche curve con cui vengono rappresentate le turbine con il rapporto di espansione in funzione della portata.

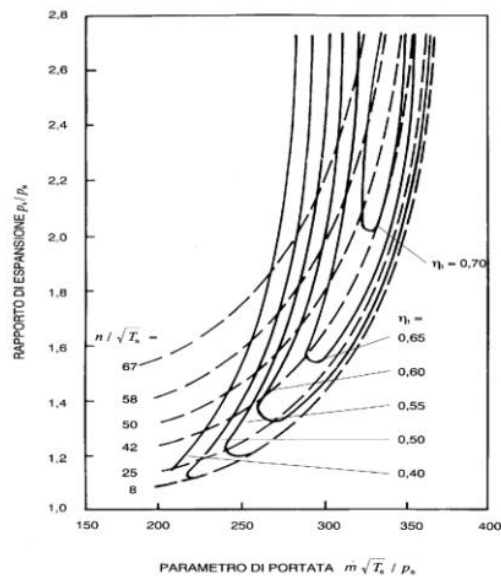


Figura 3.11 : Curve caratteristiche di una turbina commerciale

Le curve tipiche hanno tutte un andamento simile ad un quarto di ellisse e terminano verso l'alto tangenti ad un asintoto verticale il quale rappresenta il limite di funzionamento della turbina. In generale le turbine grandi hanno l'asintoto spostato verso destra, quelle piccole verso sinistra. Come per le curve del compressore anche per quelle della turbina si potrebbero riportare le "isole" a rendimento adiabatico costante. Motivi di facilità di uso consigliano invece di fornire a parte le curve del rendimento in funzione del "coefficiente di regime" (funzione del regime di rotazione della temperatura di ingresso in turbina) e per vari rapporti di espansione (β_t). La forma più comunemente usata è riportata in figura 3.12.

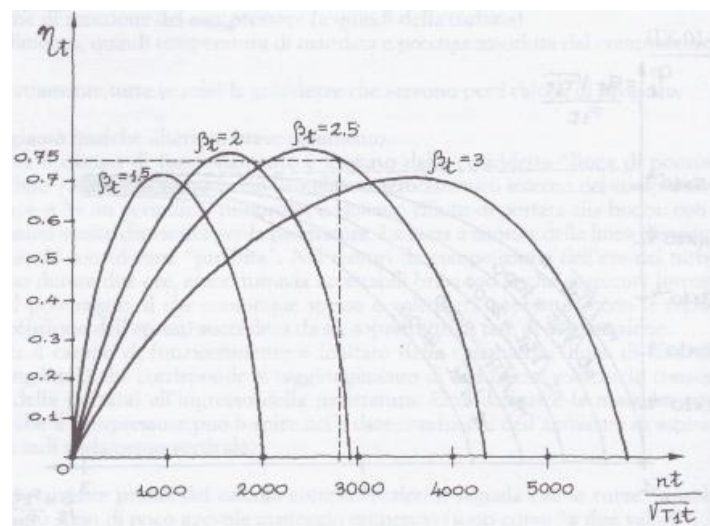


Figura 3.12 : Curva caratteristiche delle turbine commerciali per il calcolo del rendimento per diversi rapporti di espansione β_t

3.5.2 Accoppiamento motore-turbina

Analogamente a come fatto per il compressore, anche per la turbina occorre trovare i parametri specifici di funzionamento. Come già affermato la turbina viene dimensionata nelle condizioni di coppia massima, in quanto è la condizione in cui si viene ad aprire la valvola waste-gate. Come è già stato fatto notare le condizioni che devono essere soddisfatte sono due:

- 1) Parità di portata in massa (a meno di combustibile e di trafilamenti) con motore e compressore.
- 2) Erogazione della potenza richiesta per azionare il compressore e vincere le perdite organiche dell'albero del turbo.

La procedura è molto semplice e consiste nel conoscere la portata in massa della turbina, la temperatura dei gas scaricati in turbina e il regime di rotazione della turbina. Tramite la conoscenza di questi valori si può ora entrare nel grafico di figura 3.11 e, facendo riferimento alla curva che ci interessa, si ottiene il valore del rapporto di compressione corrispondente. Successivamente si entra nelle ascisse del grafico in figura 3.12 fino ad incontrare la curva corrispondente al rapporto sopra definito. Dal punto trovato si procede verso sinistra, leggendo sulle ordinate il corrispondente valore del rendimento della turbina η_t . A questo punto conoscendo portata temperatura di ingresso, rapporto di espansione e rendimento, si calcola subito la potenza erogata dalla turbina e è possibile detrarre le perdite organiche dell'albero del turbo. Questa potenza va confrontata con quella erogata dal compressore nel punto considerato. Salvo casi fortuiti, i due valori non coincideranno ed occorre ripetere il calcolo sulle caratteristiche di una nuova turbina. In generale la potenza erogata dalla turbina è inversamente proporzionale alle sue dimensioni, così nel caso in cui la potenza assorbita dalla turbina sia minore di quella erogata dal compressore bisognerà optare per una turbina più piccola e viceversa.

3.6 Caratteristiche dello scambiatore

Il fluido in uscita dal compressore risulta avere un contenuto energetico troppo elevato per partecipare al ciclo del motore, è quindi opportuno abbassare il livello entalpico prima dell'ingresso nel cilindro. L'utilizzo di uno scambiatore di calore interposto tra il compressore ed il motore (da cui il nome "*intercooler*") permette di riportare il fluido ad un livello energetico minore. La figura 3.13 mostra l'andamento della temperatura sul piano T-s nel caso di una compressione adiabatica (eseguita dal compressore) seguita da un raffreddamento in uno scambiatore di calore.

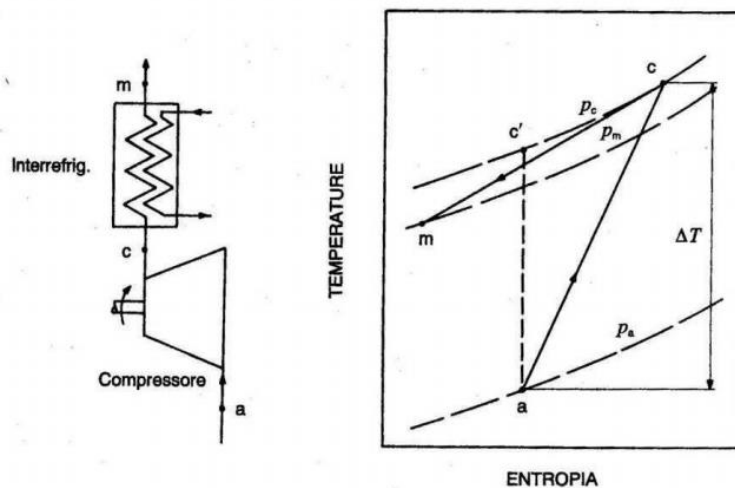


Figura 3.13 : Schematizzazione del processo di interrefrigerazione e rappresentazione delle relative trasformazioni sul piano temperatura-entropia

Come già visto la variazione di temperatura all'interno del compressore è esprimibile in funzione del rapporto di compressione p_c/p_a e del rendimento adiabatico di compressione η_{ac} . Dalla figura 3.14 successiva viene fornita la temperatura dell'aria all'uscita del compressore per alcuni valori della temperatura all'ingresso T_a e del rendimento adiabatico del compressore η_{ac} in funzione del rapporto di compressione.

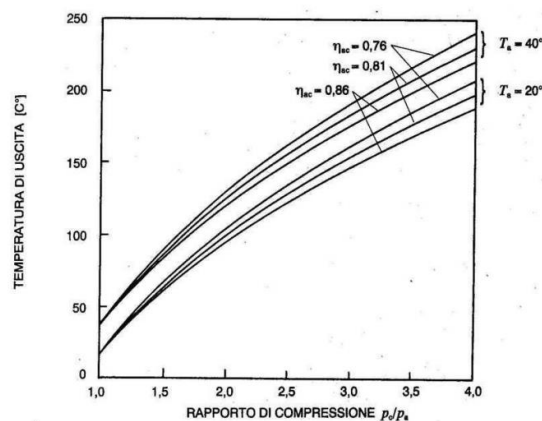


Figura 3.14 : Temperatura dell'aria in uscita dal compressore in funzione del rapporto di compressione

Sulla base di questi grafici si può dire che le temperature raggiunte giustificano un interesse nell'utilizzo di un inter-refrigeratore per rapporti di compressione superiori a, circa, 1,5. Possiamo ora elencare i vantaggi ottenuti con il raffreddamento della carica compressa:

1. Aumento della massa d'aria introdotta per ciclo nel cilindro e quindi della potenza fornita al motore. Infatti, l'aumento della massa volumica all'uscita del compressore è

sempre minore dell'incremento di pressione, e solo per una isoentropica i due aumenti sono uguali.

2. Si riducono tutti i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, abbassando così i carichi termici sul motore, che spesso limitano il valore del grado di sovralimentazione, e sulle palette della turbina.
3. Si migliora il rendimento organico (quindi il consumo specifico di combustibile), perché si incrementa la potenza resa senza variare sensibilmente i livelli di pressione (perciò le perdite per attrito negli accoppiamenti meccanici).
4. Si riduce, nel caso del motore ad accensione comandata, il pericolo di detonazione che costituisce l'attuale limite di sovralimentazione di questo tipo di motore. La figura 3.15 riportata illustra qualitativamente questo effetto, evidenziando la necessità di ridurre il rapporto di compressione ed insieme raffreddare la carica, per rendere tollerabili elevati valori di p_m (pressione di ingresso al motore) senza avere detonazione.

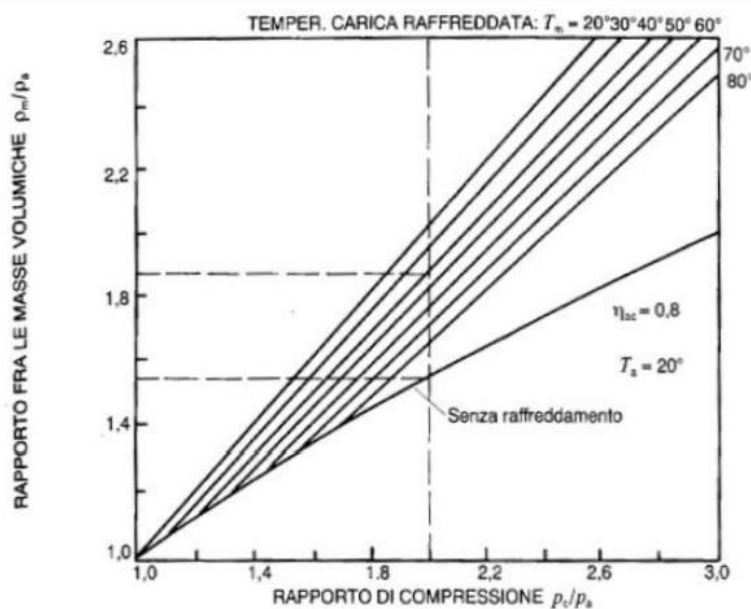


Figura 3.15 : Effetto dell'interrefrigerazione sulla massa volumica della carica inviata al motore.

Come fluido refrigerante può essere usata l'acqua del circuito di raffreddamento del motore, con la stringente limitazione della sua alta temperatura (tipicamente 80-90 °C); oppure quella di un circuito di raffreddamento separato, soluzione possibile solo con motori per particolari impianti fissi. In entrambi i casi, dato l'elevato coefficiente di scambio termico ottenibile, lo scambiatore risulta particolarmente compatto. In generale uno scambiatore è caratterizzato da un'efficienza (σ) che è il rapporto tra il calore effettivamente scambiato ed il calore massimo che può essere idealmente scambiato per le assegnate condizioni iniziali dei due fluidi. In termini matematici:

$$\sigma = \frac{T_B - T_0}{T_B - T_A}$$

Dove si è indicato con:

T_A = temperatura dell'aria prima di entrare nel compressore, nel nostro caso temperatura ambiente.

T_B = temperatura dell'aria uscita dal compressore e quindi all'entrata dell'intercooler.

T_0 = temperatura dell'aria uscita dall'intercooler.

3.7 Considerazioni termodinamiche in un motore sovralimentato a turbocompressore

In figura 3.16 possiamo vedere un tipico diagramma di indicatore ideale di un motore sovralimentato con gruppo turbogas, nello specifico caso di un ciclo ad Otto:

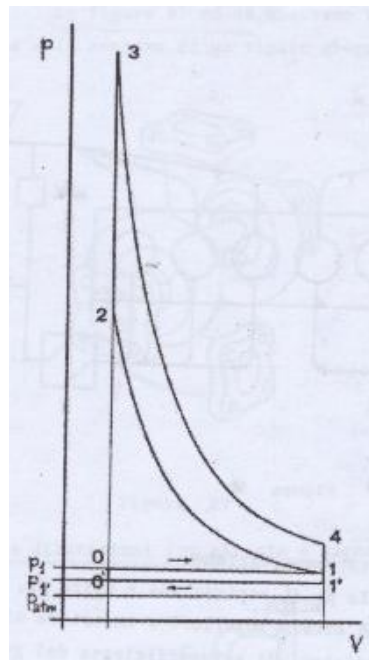


Figura 3.16 : Tipico diagramma di indicatore di un motore sovralimentato a turbocompressore

In generale non si hanno grosse differenze rispetto al diagramma di indicatore di un ciclo termodinamico con sovralimentazione a compressore volumetrico, se non per la fase di scarico che non avviene più alla pressione ambiente p_{atm} , ma ad una pressione maggiore p_1 . Per quanto concerne i valori delle pressioni di mandata e di scarico non ci sono regole su quale sia la maggiore, infatti dipende tutto dalla condizione di autosufficienza del gruppo turbogas di cui abbiamo già parlato. Un'altra analogia riscontrabile con la sovralimentazione con compressore volumetrico è la presenza di un'area aggiuntiva (0-1-1'-0') in quanto la maggiore pressione agente sul pistone nella corsa di aspirazione dà un lavoro superiore a quello che si spende ad

espellere i gas esausti alla più bassa contropressione p_1 . Al contrario però dell'altro caso questo lavoro aggiuntivo è totalmente fruibile, in quanto non si devono più tenere in conto le perdite con la compressione, la quale avviene a spese della turbina e non più a carico del motore. Inoltre come nella sovralimentazione tramite compressore volumetrico, si dovrà ricorrere ad un aumento di V_0 per ovviare ai problemi generati dall'eccessivo carico termico nella fase di combustione dovuto alla sovralimentazione.

CAPITOLO 4

SPECIFICHE DI ANALISI

Allo scopo di verificare quanto esposto in un caso concreto verrà di seguito esposta una analisi effettuata su una particolare configurazione di motore a ciclo Otto. L'elaborazione dei dati è stata fatta utilizzando lo strumento di calcolo Matlab, particolarmente indicato per questo tipo di simulazioni. Passiamo ora a descrivere le particolari specifiche utilizzate durante l'analisi dei cicli termodinamici. Con il termine di specifiche si intendono sia i dati di input assunti, sia le caratteristiche ad esse logicamente derivate. Riassumiamo ora tali specifiche con una breve esposizione schematica.

4.1 Dati di input

4.1.1 Caratteristiche generali del motore

- Motore ad accensione comandata;
- Sovralimentazione: turbo singolo;
- Motore a 4 tempi: $\tau = 4$;
- Cilindrata: $V = 1600 \text{ cc}$;
- Rapporti di compressione del compressore: inizialmente costante pari a $r_1 = \frac{p_{sovr}}{p_{amb}} = 2$ e successivamente verrà fatto variare;
- Numero di cilindri: $z = 4$;
- Regime di rotazione del motore: $n = 2500 \text{ rpm}$.

4.1.2 Caratteristiche ambientali

- Pressione ambiente: $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$;
- Temperatura ambiente: $T_{amb} = 300 \text{ K}$.

4.1.3 Caratteristiche del fluido

- Calore specifico a pressione costante: $c_p = 1005 \text{ J/(kg K)}$;
- Costante specifica dell'aria: $R = 287,05 \text{ J/(kg K)}$;
- Costante specifica a volume costante: $c_v = c_p - R = 717,95 \text{ J/(kg K)}$;
- Coefficiente di politropica: $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$;
- Densità del fluido: $\rho = \frac{p_{amb}}{R \cdot T_{amb}} = 1.177 \text{ kg/m}^3$;

- Rapporto stechiometrico aria-combustibile: $AFR = 14,6$
- Potere calorifico inferiore del combustibile: $k_i = 44000000 \text{ J/kg}$.

4.1.4 Caratteristiche delle macchine

4.1.4.1 Rendimento del compressore

Ipotizziamo che la trasformazione all'interno del compressore sia adiabatica. Nel caso in cui fosse anche reversibile allora si parlerebbe di trasformazione isoentropica e sul piano T-s verrebbe rappresentata con una linea verticale. Realmente però ciò non accade, infatti la trasformazione in questione risulta essere sempre irreversibile. Uno schema esplicativo è rappresentato in figura 4.1.

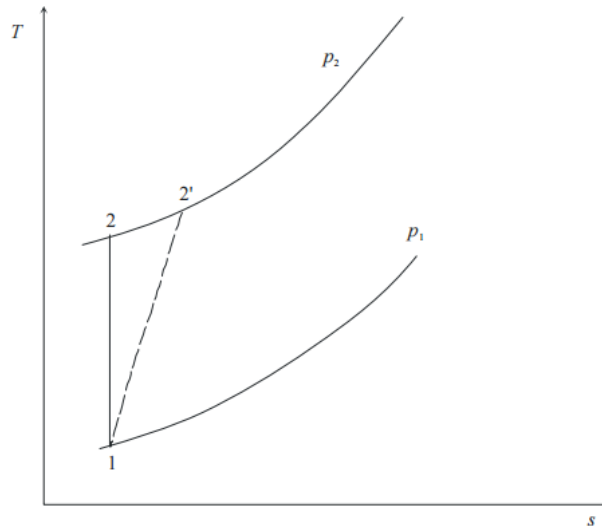


Figura 4.1 : Rappresentazione di una compressione isoentropica (tratto 1-2) e irreversibile (1-2') sul diagramma entropico

Sono presenti due trasformazioni termodinamiche che vanno dalla pressione p_1 alla pressione p_2 : l'isoentropica del segmento verticale 1-2 e la trasformazione irreversibile 1-2'. Quest'ultima è tratteggiata e in realtà non potrebbe essere rappresentata su piano termodinamico in quanto non è formata da stati di equilibrio. Possiamo così definire il rendimento isoentropico di compressione come il rapporto tra il lavoro ideale della compressione e quello reale:

$$\eta_{ic} = \frac{L_{id}}{L_r} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Questo è lo stesso rendimento che troviamo nelle curve caratteristiche del compressore con la forma a isola. I compressori di uso commerciale assestano il loro rendimento, a seconda del

punto di utilizzo, su valori compresi tra il 65% e il 75%. Nel nostro caso utilizzeremo questo secondo valore ai fini dello studio.

4.1.4.2 Efficienza scambiatore di calore

Un vasto panorama commerciale di scambiatori di calore e nuove tecniche di refrigerazione ci permettono di scegliere tra una gamma pressoché illimitata di refrigerazioni. Per questo motivo considereremo, inizialmente, un'efficienza $\sigma = 0.95$ per poi variare il parametro ed analizzare come si comportano alcune grandezze del sistema in questione.

4.1.4.3 Rendimento della turbina

In modo analogo al compressore si può definire un rendimento isoentropico di espansione.

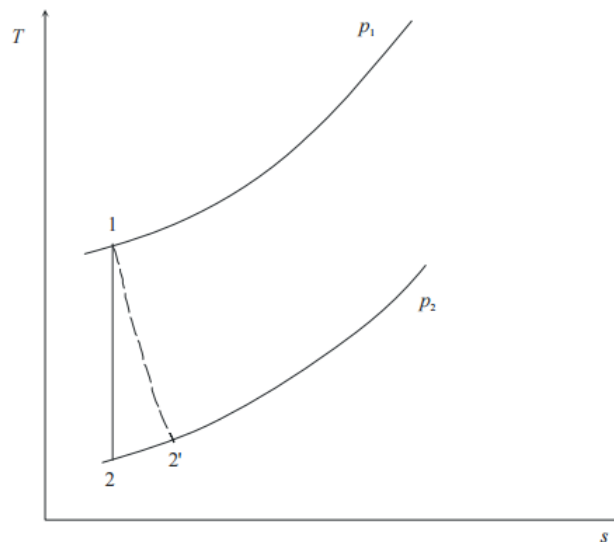


Figura 4.2 : Rappresentazione di una espansione isoentropica (tratto 1-2) e irreversibile (1-2') sul diagramma entropico

Come si può vedere in figura a causa dell'irreversibilità l'entropia e la temperatura di fine espansione saranno maggiori nel caso di espansione reale rispetto all'espansione isoentropica e quindi il lavoro ottenibile sarà minore di quello ideale. In questo caso il rendimento è pari al rapporto tra il lavoro reale ottenuto e quello ideale che otterrei in una trasformazione isoentropica.

$$\eta_{ie} = \frac{L_r}{L_{id}} = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2}$$

Analogamente al caso del compressore il rendimento di turbina si può ricavare dai grafici delle curve caratteristiche. Nel nostro caso, assumeremo un valore pari a 80%.

4.1.5 Limite di temperatura

Come già accennato nel paragrafo del ciclo termodinamico del motore sovralimentato a turbocompressore, a causa delle temperature e pressioni eccessive raggiunte durante la fase di combustione occorre operare un ingrandimento della camera di combustione V_0 (ad esempio spessorando la testata). Il criterio che ci permette di decidere quanto aumentare il suddetto valore, e il valore da vincolare, sono arbitrari. Nel nostro caso considereremo una temperatura T_2 di fine compressione limite, pari a quella ottenuta da un motore semplicemente aspirato che si presenta nelle stesse condizioni iniziali del motore sovralimentato oggetto di studio e con un rapporto di compressione $r = 11$.

Per il calcolo del ciclo aspirato ci rifacciamo ai modelli del ciclo Sabathé. In particolare considereremo le sole due fasi iniziali di aspirazione e compressione; per capire meglio ecco un diagramma di indicatore delle trasformazioni considerate:

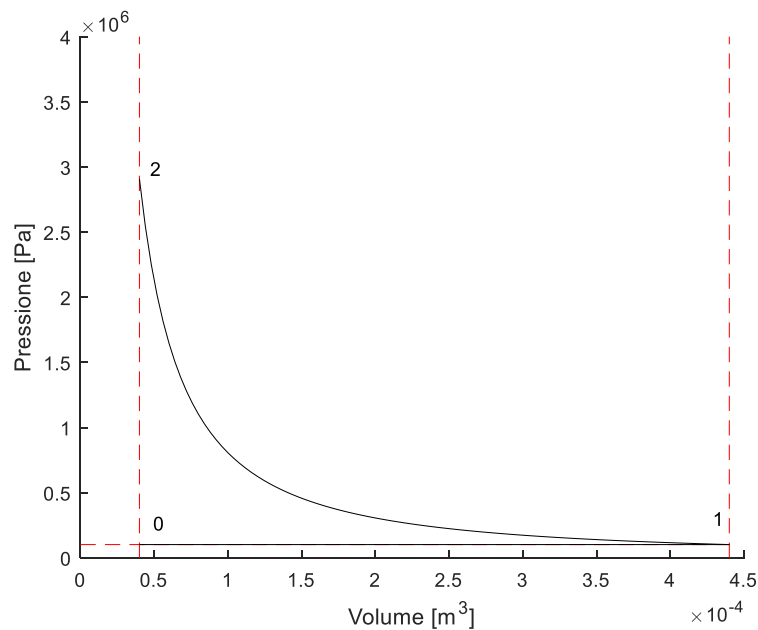


Figura 4.3 : Rappresentazione delle fasi di aspirazione e compressione di un ciclo semplice su un diagramma p-V

Durante l'aspirazione (tratto 0-1) immaginiamo che il riempimento del cilindro avvenga in condizioni isobare e isoterme. La temperatura nel punto 1 sarà quindi uguale a quella del punto 0. Ovvero:

$$T_1 = T_0 = 300 \text{ K}$$

Successivamente si passa alla compressione, che consideriamo adiabatica e reversibile. Una trasformazione con queste caratteristiche è isoentropica e l'equazione che relaziona le coordinate termodinamiche dei due punti, iniziale e finale (tratto 1-2), è:

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$$

Se introduciamo la ben nota legge fondamentale dei gas, e poniamo il rapporto V_2/V_1 in funzione del rapporto di compressione r , otteniamo la relazione:

$$T_2 = T_1 r^{\gamma-1}$$

Da cui si ricava facilmente che $T_2 = 782,69 K$, nostro valore di riferimento utilizzato nel ciclo sovralimentato.

CAPITOLO 5

ANALISI DEL CICLO

5.1 Portate in massa d'aria e di combustibile

I primi dati che ci interessa conoscere sono le portate in massa d'aria e di combustibile, che sono chiaramente funzioni del rapporto di compressione. In particolare la portata in massa dell'aria che compete al ciclo si può ricavare dalla formula:

$$\dot{m}_a = \frac{V p_{sovr}}{R_{aria} T_{amb}} \frac{n}{2 * 60} = 1,8852 * 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Dove il primo termine a secondo membro risulta essere la massa d'aria, mentre il secondo il numero di giri al ciclo, in secondi. Il coefficiente 2, presente nell'equazione, considera il numero di tempi del motore: nel motore a 4 tempi a benzina preso in esame, un ciclo utile viene effettuato ogni 2 giri dell'albero motore. Conoscendo la portata in massa d'aria e il rapporto stechiometrico AFR caratteristico della miscela, si può conoscere anche la portata in massa del combustibile:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{AFR} = 1,2912 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

5.2 Camera di combustione

Come già visto in precedenza una conseguenza della sovralimentazione è l'eccessivo carico termico a cui deve essere sottoposto il motore. La soluzione adottata nel nostro caso è l'ingrandimento del volume della camera di combustione ricavabile dal rapporto di compressione del motore, che è però incognito. Occorre quindi percorrere le varie fasi del ciclo fino alla fase di compressione per conoscerne il valore.

5.2.1 Compressore

Grazie alla conoscenza della pressione di sovralimentazione imposta, possiamo conoscere il rapporto di compressione del compressore:

$$r_1 = \left(\frac{p_{sovr}}{p_{amb}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 1,64$$

E grazie al rendimento, riformulando la formula del rendimento del compressore possiamo ottenere la temperatura di fine compressione T_B .

$$T_B = \frac{T_{amb}(r_1^{\gamma-1} - 1 + \eta_{ic})}{\eta_{ic}} = 388 \text{ K}$$

5.2.2 Refrigeratore

Grazie alla conoscenza dell'efficienza dello scambiatore, imposta in precedenza, possiamo ricavare la temperatura di fine intercooler, che corrisponde anche a quella di inizio ciclo del motore.

$$T_0 = T_B(1 - \sigma) + \sigma T_{amb} = 309 \text{ K}$$

5.2.3 Ciclo del motore

Considerando le sole prime due fasi del motore, come già fatto per la ricerca della temperatura limite del ciclo semplicemente aspirato, possiamo pervenire al rapporto di compressione del motore. Poiché infatti la fase di aspirazione risulta essere idealmente isoterma, possiamo assumere che la temperatura di inizio compressione T_1 sia uguale alla T_0 . Conoscendo così T_1 e T_2 , ricaviamo il rapporto di compressione tramite la formula:

$$r_2 = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 9,54$$

Infine conoscendo il rapporto di compressione del motore calcoliamo il volume della camera di combustione V_0 :

$$V_0 = \frac{V}{r_2 - 1} = 4,464 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

5.3 Calore nel ciclo

Un ulteriore dato che occorre calcolare per l'analisi del ciclo è il parametro caratteristico a del motore a benzina, ricavabile dalla conoscenza della temperatura di fine combustione del motore. Dobbiamo quindi considerare il bilancio termico che avviene all'interno del cilindro tramite il primo principio della termodinamica:

$$dQ = dU - p dV$$

Considerando la combustione isocora si ha:

$$\dot{m}_c k_i = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)U_3 - \dot{m}_a U_2 - \dot{m}_c U_c$$

Dove si è considerato:

- U_2 l'energia interna del fluido prima di entrare nel cilindro
- U_c l'energia interna del combustibile prima di essere miscelato (assibilabile alla U_2)
- U_3 l'energia interna del fluido uscito dalla camera di combustione

Se sostituiamo alle varie energie interne il calore specifico a volume costante per le rispettive temperature, possiamo ricavare la formula che ci permette di conoscere la temperatura T_3 di fine combustione.

$$T_3 = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_a) c_v T_2 + \dot{m}_c k_i}{(\dot{m}_c + \dot{m}_a) c_v} = 4711 K$$

Il parametro caratteristico del motore sarà quindi:

$$a = \frac{T_3}{T_2} = 6,02$$

5.4 Diagramma di indicatore

Di seguito sono elencate le varie fasi che compongono il diagramma di indicatore, con le loro rispettive caratteristiche:

- Aspirazione (0-1): la valvola di aspirazione si apre e il pistone passa dal punto morto superiore a quello inferiore. Il fluido entra così nel cilindro senza variazioni di pressione o temperatura.
- Compressione (1-2): il fluido viene compresso tramite una trasformazione isoentropica. Il pistone ritorna al PMS.
- Combustione (2-3): la miscela sprigiona l'energia intrinseca innalzando la pressione e la temperatura istantaneamente. Consideriamo la trasformazione a volume costante.
- Espansione (3-4): Le forti pressione generate dalla combustione spingono il pistone verso il PMI, tramite una trasformazione isoentropica.
- Cessione di calore (4-5): come nella combustione immaginiamo che il calore residuo venga ceduto all'esterno istantaneamente e isocoricamente.
- Scarico (5-0'): la valvola di scarico si apre e il pistone spinge i gas di scarico verso la turbina passando dal PMI al PMS. La pressione p_{con} a cui vengono scaricati sarà maggiore della pressione ambiente.

In figura 5.1 è rappresentato il diagramma di indicatore così ottenuto, ed nella 5.2 un ingrandimento per vedere lo scarico alla pressione di contropressione.

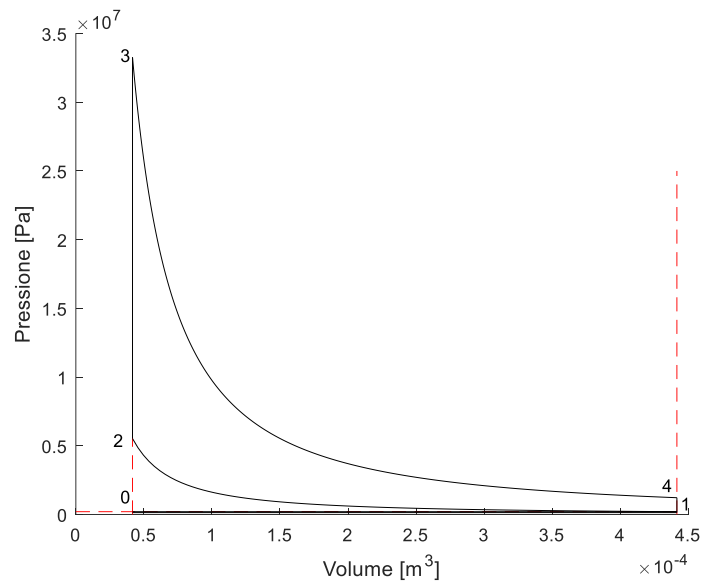


Figura 5.1 : Diagramma di indicatore del ciclo sovralimentato considerato

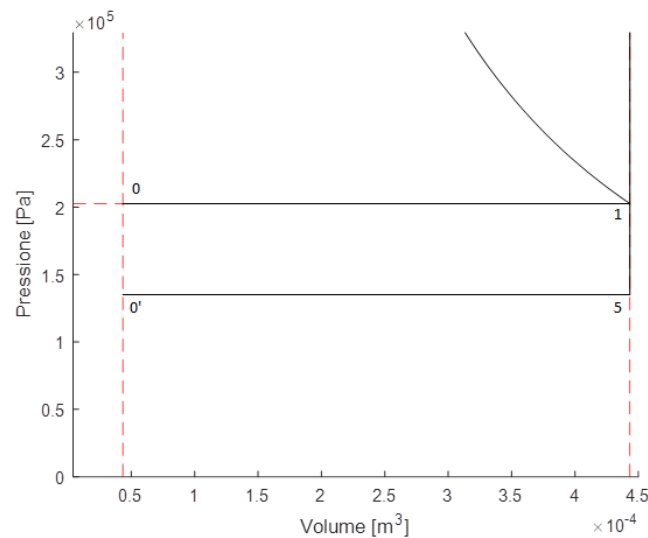


Figura 5.2 : Ingrandimento delle fasi di aspirazione e scarico del diagramma di indicatore del ciclo sovralimentato considerato

Una parte cruciale è il calcolo della pressione di contropressione. Quest'ultima infatti può essere calcolata unicamente imponendo alcune condizioni al sistema. Queste condizioni sono:

- Equazione del rendimento della turbina, data dalla seguente relazione:

$$\eta_{it} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 \left(1 - \left(\frac{1}{r_e}\right)^{\gamma-1}\right)}$$

- Equazione del bilancio termico dei gas di scarico:

$$c_v (T_4 - T_F) = c_p (T_5 - T_F)$$

- Legge dei gas per il punto F, intersezione tra l'isobara di controcompressione e l'isocora di scarico nel piano T-s:

$$T_F = \frac{p_{con} V}{m_a R_{aria}}$$

- Rapporto di espansione:

$$r_e^\gamma = \frac{p_{con}}{p_{amb}}$$

- Equazione di autosufficienza del gruppo turbogas a meno di perdite meccaniche:

$$c_p (T_5 - T_6) = c_p (T_B - T_{amb})$$

Dove si è indicato con:

- T_5 la temperatura dei gas di scarico entranti in turbina
- T_6 la temperatura dei gas di scarico in uscita dalla turbina
- r_e il rapporto di espansione in turbina
- T_F la temperatura del punto F
- p_{con} la pressione di controcompressione

Il calcolo presenta dunque cinque equazioni in cinque incognite (che abbiamo appena riportato qui sopra) ed è, quindi, risolvibile. Per i calcoli si è dovuto utilizzare il programma di calcolo *Matlab*, ed in particolare la funzione “*fsolve*”, che permette di risolvere questi particolari sistemi di equazioni non lineari.

5.5 Diagramma T-s

Al contrario del diagramma di indicatore, quello entropico risulta essere molto più semplice da realizzare in quanto la maggior parte dei dati sono già stati calcolati. Gli unici valori ancora da ricavare sono le entropie specifiche relative, ma i calcoli sono molto meno onerosi. Per quanto riguarda il compressore, la turbina e l'intercooler si conoscono tutte le condizioni iniziali e finali; l'espansione e la compressione, invece, sono trasformazioni isoentropiche; mentre la combustione è da considerarsi isocora e segue la legge:

$$s_3 - s_2 = c_v \log\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

In figura 5.3 è rappresentato il diagramma T-s.

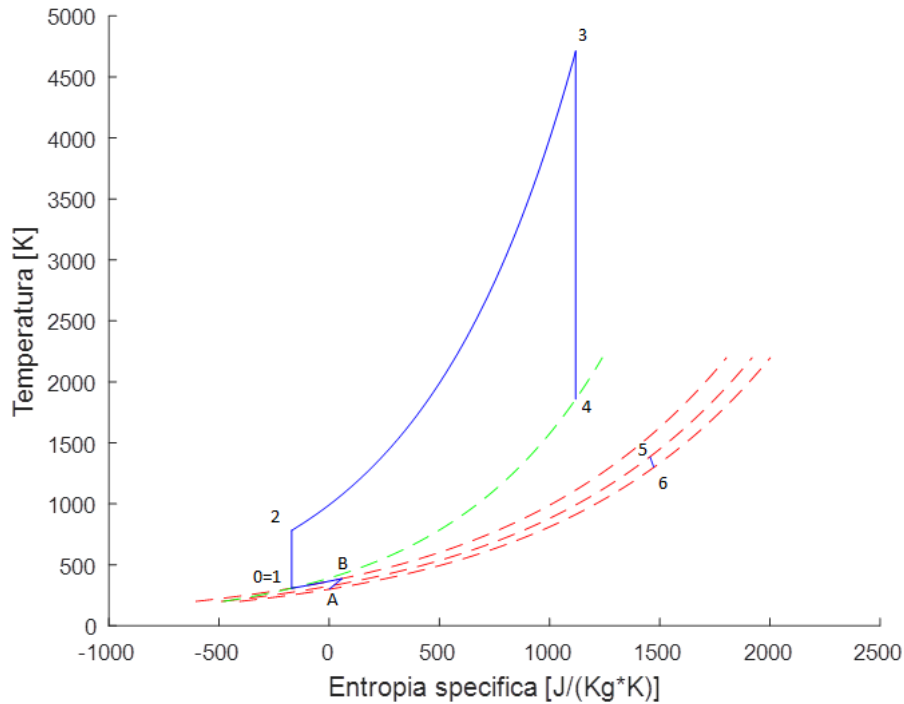


Figura 5.3 : Diagramma entropico del ciclo sovralimentato considerato

5.6 Potenza e rendimento

In conclusione delle analisi gli ultimi due parametri di interesse sono la potenza e il rendimento termodinamico. Per la prima si può usare la seguente formula:

$$P = \dot{m}_a (c_v (T_3 - T_2) - c_p (T_6 - T_{amb}) - c_p (T_B - T_1)) = 17 \text{ kW}$$

Mentre per il rendimento termodinamico si può usare l'equazione riportata qui sotto:

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{c_p (T_6 - T_A) + c_p (T_B - T_0)}{c_v (T_3 - T_2)} \right) = 0,62$$

CAPITOLO 6

CONSIDERAZIONI

In generale possiamo dire che i risultati trovati sono in linea con le nozioni dateci dalla letteratura tecnica. Ora però può essere interessante vedere cosa succede al sistema nel caso in cui venisse fatto variare uno dei parametri iniziali, ed in particolare la pressione di sovralimentazione. A seguito sono riportati sette grafici in cui altrettanti parametri del sistema sono fatti variare in funzione, appunto, della p_{sovr} . Quest'ultima assumerà così valori dalla pressione ambiente fino a cinque volte la medesima. I parametri considerati sono:

- Temperature d'inizio e fine intercooler
- Pressione di fine compressione
- Massa d'aria
- Pressione di contropressione
- Rendimento termodinamico
- Potenza
- Volume della camera di combustione

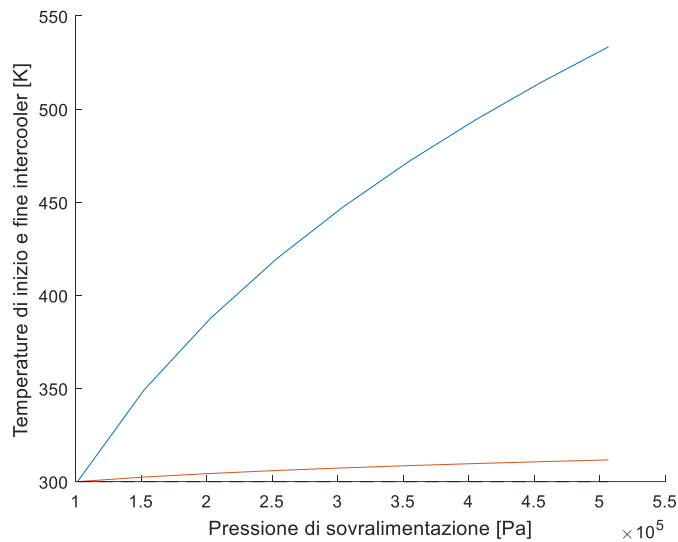


Figura 6.1 : Variazione delle temperature di inizio (linea blu) e fine (linea rossa) intercooler in funzione del rapporto di sovralimentazione

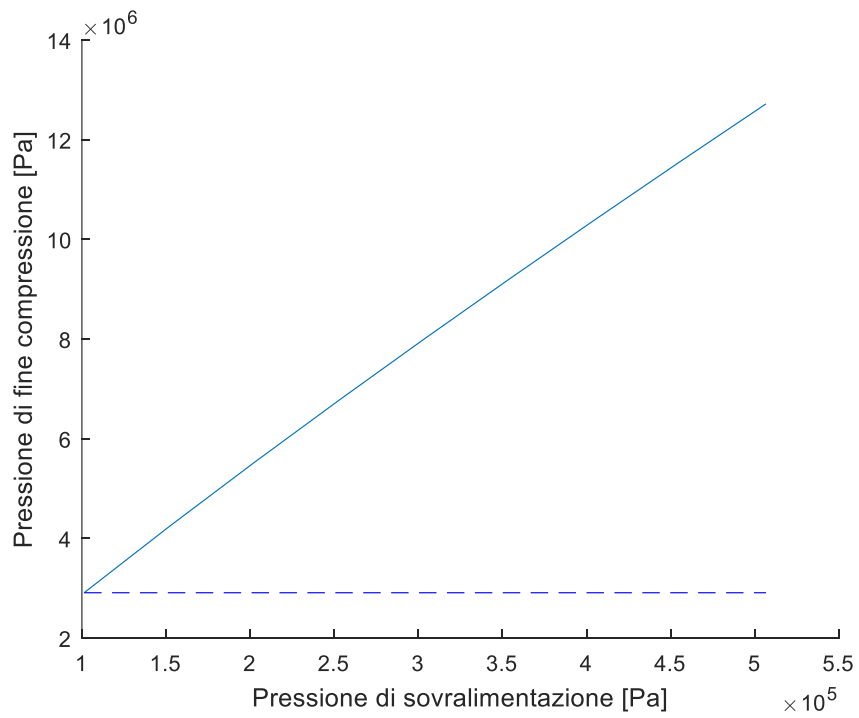


Figura 6.2 : Variazione della pressione di fine compressione in funzione della pressione di sovralimentazione

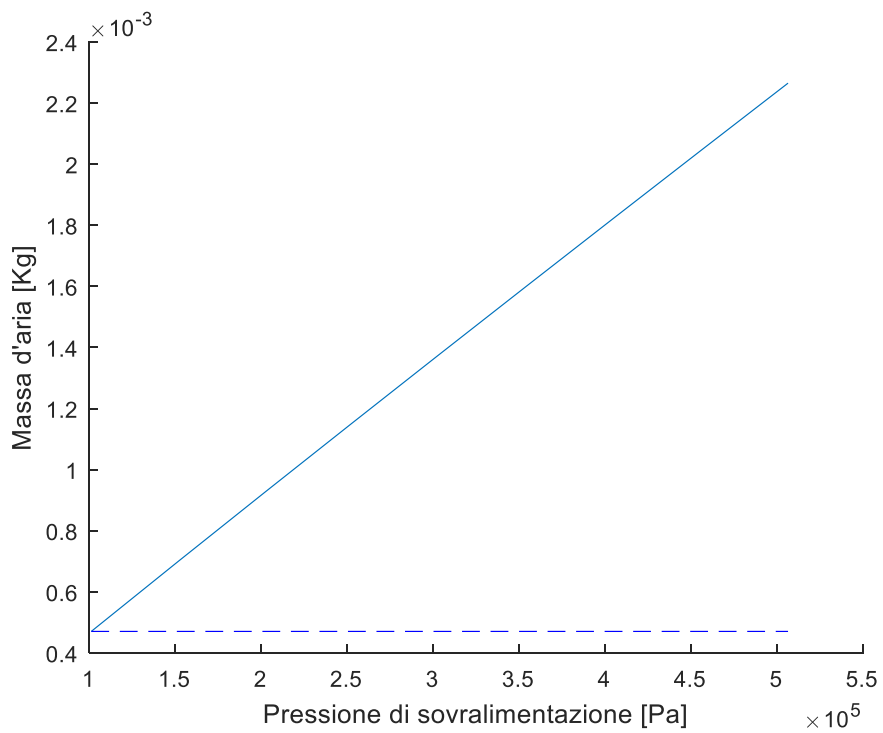


Figura 6.3 : Variazione della massa d'aria in funzione della pressione di sovralimentazione

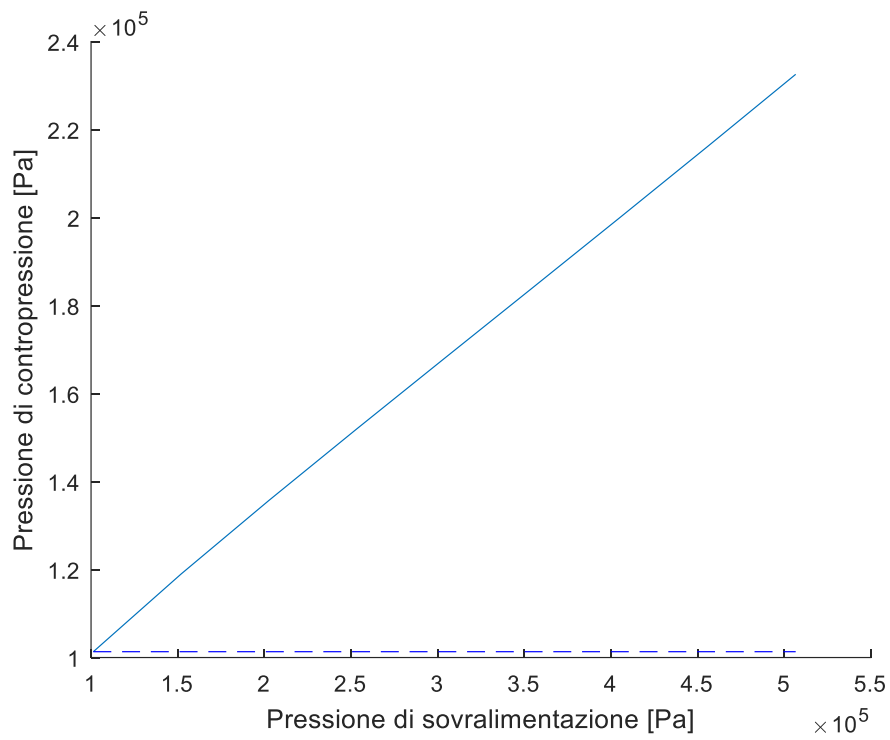


Figura 6.4 : Variazione della pressione di contropressione in funzione della pressione di sovralimentazione

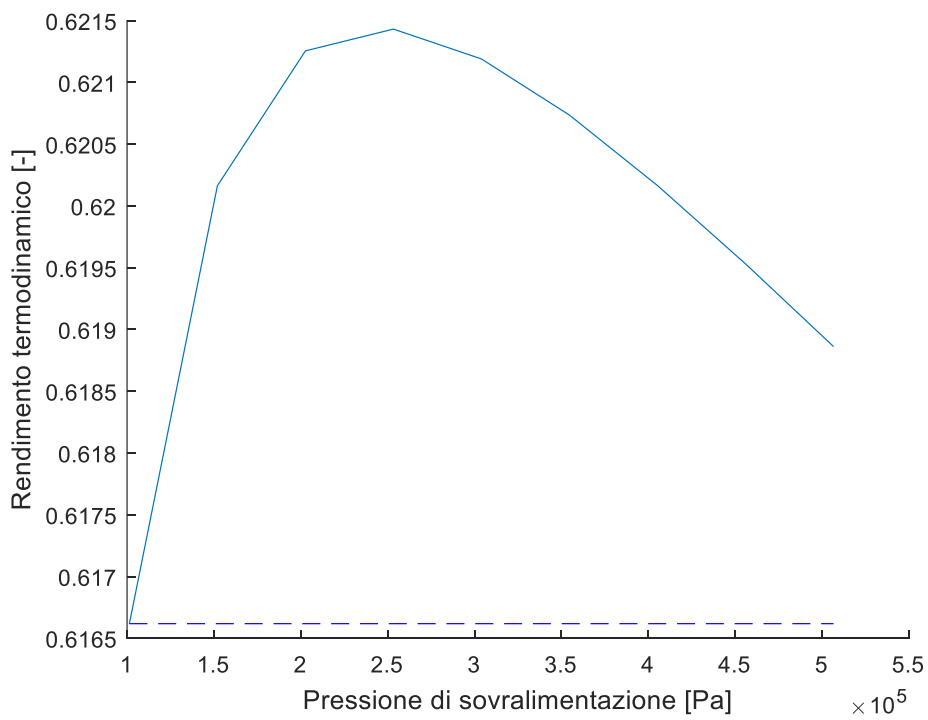


Figura 6.5 : Variazione del rendimento termodinamico in funzione della pressione di sovralimentazione

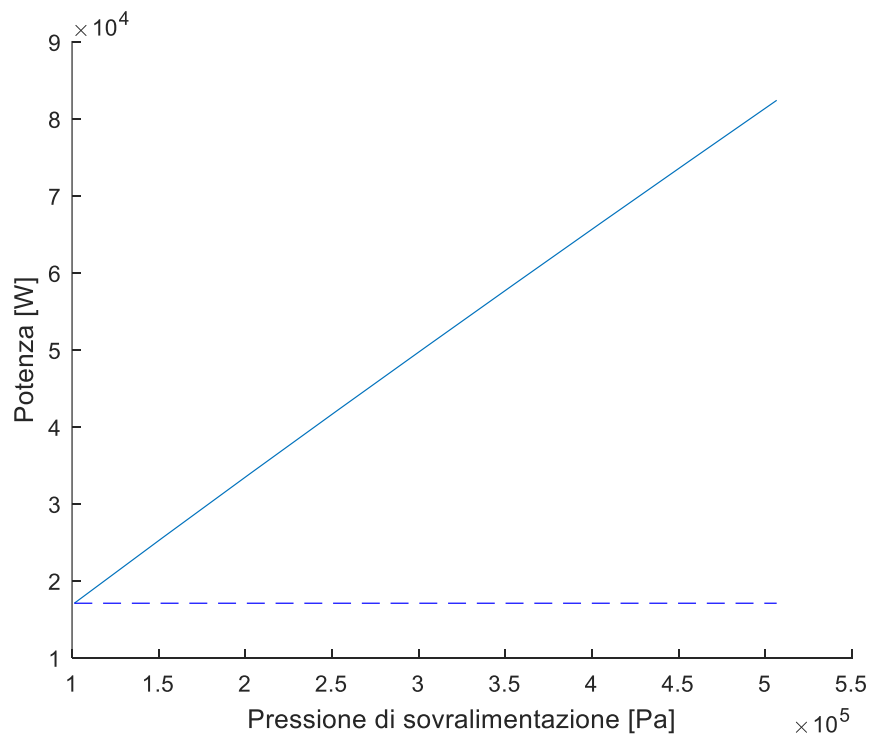


Figura 6.6 : Variazione della potenza in funzione della pressione di sovralimentazione

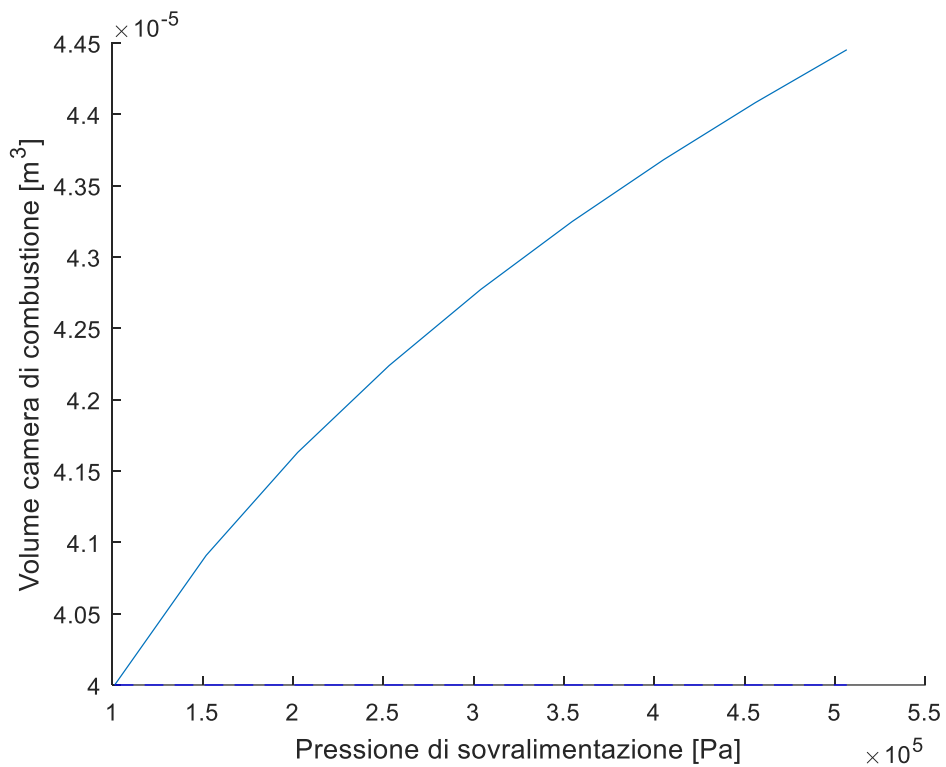


Figura 6.7 : Variazione del volume della camera di combustione in funzione della pressione di sovralimentazione

In generale si può vedere come tutti i parametri siano crescenti in modo più o meno lineare all'aumentare della pressione di sovralimentazione; fatta eccezione per il rendimento termodinamico che per valori troppo elevati del p_{sovr} assume un andamento decrescente.

Sono inoltre riportati i grafici dei diagrammi del diagramma di indicatore e diagramma entropico del turbosovralimentato ricavati facendo sempre variare la pressione di sovralimentazione.

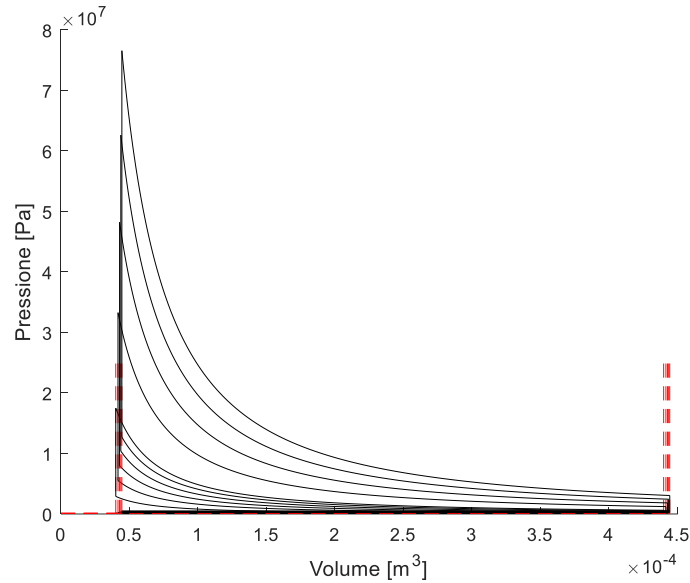


Figura 6.8 :Diagramma di indicatore del motore turbosovralimentato ottenuto variando tramite iterazioni la pressione di sovralimentazione

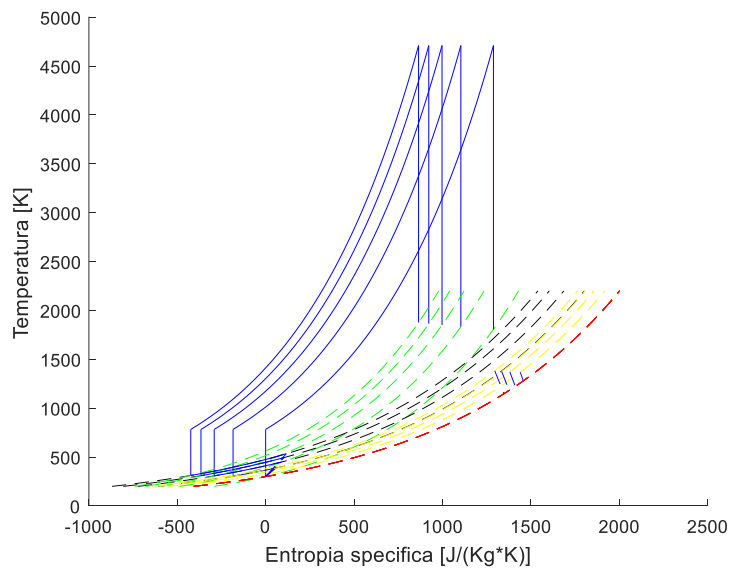


Figura 6.9 : Diagramma entropico del motore turbosovralimentato ottenuto variando tramite iterazioni la pressione di sovralimentazione

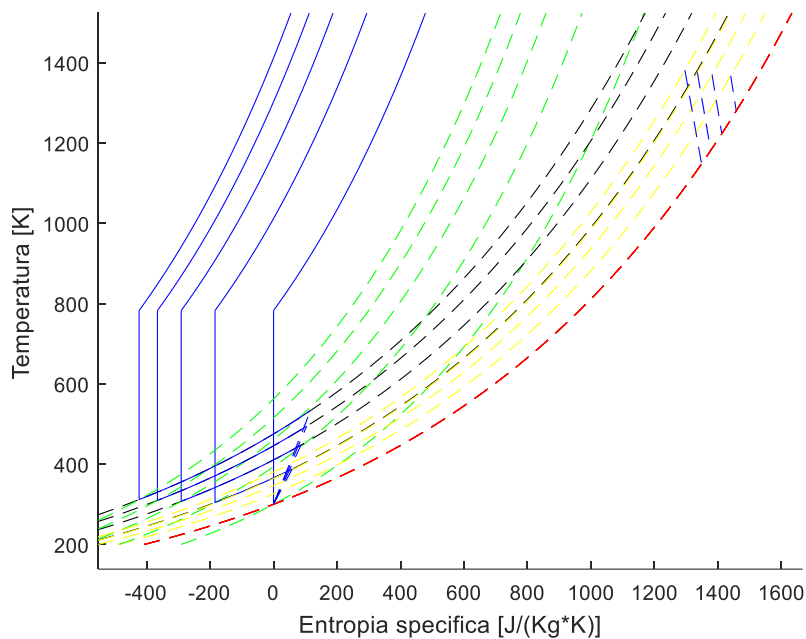


Figura 6.10 : Ingrandimento del diagramma entropico ottenuto variando tramite iterazioni la pressione di sovralimentazione

6.1 Ruolo dell'intercooler

In quest'ultimo paragrafo si vuole evidenziare l'importanza cruciale che detiene l'efficienza dell'intercooler nell'intero ciclo. In particolare se ricostruiamo i grafici del rendimento e della potenza ottenuti variando la pressione di sovralimentazione ripetendoli per tre valori diversi dell'efficienza dello scambiatore (0,75-0,85-0,95) otteniamo i seguenti grafici:

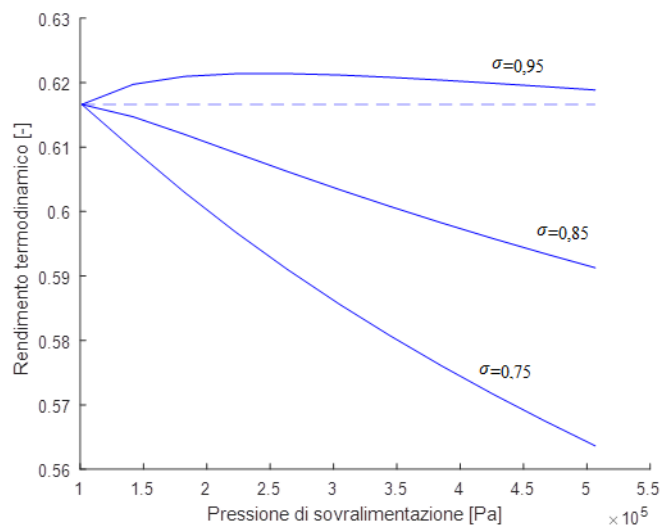


Figura 6.11 : Variazione del rendimento termodinamico in funzione della pressione di sovralimentazione e dell'efficienza dello scambiatore

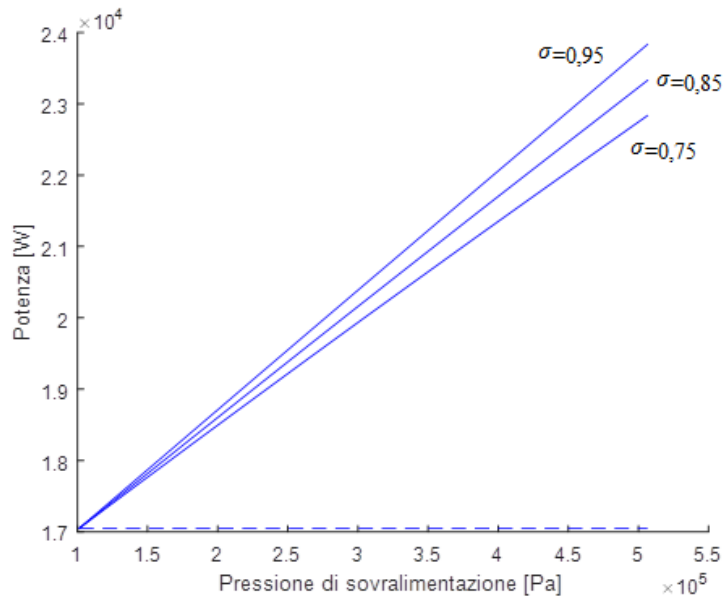


Figura 6.12 : Variazione della potenza erogata dal motore in funzione della pressione di sovralimentazione e dell'efficienza dello scambiatore

I grafici riportati mettono in evidenza che la presenza dell'intercooler permette in generale di aumentare il rendimento complessivo del sistema ed in particolare quanto maggiore è l'efficienza dell'intercooler tanto migliore è la curva del rendimento termodinamico. Per contro le curve visualizzate evidenziano che, per bassi valori dell'efficienza dello scambiatore e per pressioni elevate il rendimento tende a diminuire e l'incremento di potenza che si ottiene risulta più limitato al diminuire dell'efficienza dell'intercooler.

CONCLUSIONE

In conclusione si vuole riassumere il lavoro eseguito nell'analisi, appena fatta, della sovralimentazione di un motore a ciclo Otto. Sono state prima esposte le principali caratteristiche del motore sovralimentato tramite gruppo turbogas a gas di scarico, e successivamente verificate dalle simulazioni effettuate tramite Matlab. Si sono inoltre potuti valutare gli andamenti di otto parametri caratteristici del ciclo, ovvero temperature di inizio e fine intercooler, quantità di massa d'aria, pressione di controcompressione, potenza, rendimento termodinamico, pressione di fine compressione e volume della camera di combustione, in funzione della variazione della pressione di sovralimentazione, e si è potuto constatare una generale linearità nei grafici. L'analisi complessiva ha messo in luce il reale contributo garantito dalla sovralimentazione, ed in particolare quella tramite turbocompressore, in termini di potenza e rendimento. Infine è stata fatta notare l'importanza che riveste lo scambiatore di calore all'interno del ciclo sovralimentato ricalcolando i valori di potenza e, in particolare, del rendimento termodinamico in funzione di varie efficienze del refrigeratore.

BIBLIOGRAFIA

- ❖ Giorgio Minelli, “Motori Endotermici Alternativi”, Pitagora Editrice.
- ❖ Giacomo Augusto Pignone, Ugo Romolo Vercelli, “Motori ad alta potenza specifica – Le basi concettuali della tecnica da competizione”, Giorgio Nada Editore, 2005.
- ❖ Gloria Galli, “Simulazione termo-fluidodinamica di un motore endotermico diesel sovralimentato mediante turbocompressore”, Tesi Politecnico di Milano, 2012
- ❖ Matteo Colaianni, “Studio ed ottimizzazione di un turbocompressore per un motore avio V6 da 1.6 l”, Tesi Università di Bologna, 2014
- ❖ www.Mathworks.com, “Matlab Documentation”,