

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 Disegno Assistito Dal Calcolatore

**SISTEMA DI CONTROLLO ATTIVO DELLA
SOVRALIMENTAZIONE PER UN MOTORE
AERONAUTICO**

CANDIDATO

Mattia Mazzolini

RELATORE

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2014/2015

Sessione I

Indice

Premessa		pag. 1
Capitolo 1. Condizioni generali di funzionamento		pag. 3
Capitolo 2 Il motore Wankel		
2.1	Introduzione	pag. 5
2.2	La storia del motore Wankel	pag. 5
2.3	Schema costruttivo	pag. 6
2.4	Le fasi di funzionamento	pag. 8
2.5	Principi geometrici	pag. 10
2.6	Vantaggi e svantaggi	pag. 12
2.7	Utilizzo nel campo aeronautico	pag. 14
Capitolo 3 La sovralimentazione		
3.1	Introduzione	pag. 15
3.2	Componenti	pag. 18
3.3	Funzionamento	pag. 21
3.4	Vantaggi e svantaggi	pag. 22
3.5	Variazione della potenza con la quota	pag. 23

Capitolo 4 Impianto elettronico

4.1 Componenti	pag.	25
4.2 Modulazione PWM	pag.	27
4.3 Osservazioni	pag.	31

Capitolo 5 La regolazione della pressione di sovralimentazione

5.1	Metodi di regolazione della pressione al compressore	pag.	33
5.2	Regolazione industriale	pag.	34
5.3	Regolazione aeronautica	pag.	46
5.4	Regolazione della pressione alla turbina	pag.	52

Capitolo 6: Valvola per la regolazione della pressione

6.1	Le valvole di controllo	pag.	55
6.2	Wastegate	pag.	56
6.3	Osservazioni	pag.	59
6.4	Valvola EGR	pag.	60
6.5	Scelta della valvola EGR	pag.	65
6.6	Caratteristiche del motore rotativo	pag.	67
6.7	Corpo valvola	pag.	69

Capitolo 7: Modellazione con Solidworks

7.1 Introduzione	pag. 71
7.2 Vavola EGR	pag. 72
7.3 Manicotto di raffreddamento	pag. 76
7.4 Assieme	pag. 77
Conclusioni	pag. 79
Bibliografia	pag. 80
Ringraziamenti	pag. 82

Premessa

La seguente trattazione analizza i componenti per la creazione di un sistema di controllo attivo della sovralimentazione da installare su un motore Wankel.

Nel lavoro è stato preso in esame il motore R902, si tratta di un monomotore di 345 cc, raffreddato a liquido a iniezione elettronica che eroga fino a 62 HP a 7550 RPM.

Oltre a queste caratteristiche vanno aggiunti l'eccellente rapporto potenza/peso, consumo di carburante ridotto rispetto ad altri motori Wankel simili, basso costo, ridotti interventi di manutenzione (250 ore TBO) e l'assenza di vibrazioni radiali.

Si intuisce subito che un motore con queste caratteristiche è molto adatto per essere utilizzato su UAV di lunga durata; uno tra tutti il UAV Hermes 450 è l'aeromobile a pilotaggio remoto su cui è montato un motore R902.

Il motore Wankel nelle condizioni reali di funzionamento presenta notevoli problemi; i limiti del motore aspirato preso in esame si manifestano in quota, dove l'aria è più rarefatta e caratterizzata da una pressione minore, con conseguente calo di potenza che ne limita l'altitudine in volo.

Superati i 1500 m circa di altezza non c'è motore che non manifesti problemi di alimentazione, bisogna quindi cercare di ottenere in quota le stesse condizioni atmosferiche che si hanno a terra.

Si parla allora di sovralimentazione di ripristino piuttosto che sovralimentazione per aumento di potenza.

La soluzione più congeniale è l'utilizzo di un turbocompressore che immette forzatamente nel motore una quantità maggiore di miscela combustibile comburente rispetto a quella che sarebbe possibile con la normale aspirazione, compensando così la rarefazione dell'aria.

La variabilità delle condizioni che il motore incontrerà durante il suo funzionamento vedono un ulteriore limite del sistema di sovralimentazione.

Controlli dinamici, come quelli in retroazione, godono di un'adattabilità e di una gestione migliore del motore.

Il problema del sistema di turbo-compressore è quindi la regolazione della pressione di scarico nel caso di decollo, volo ad alta quota o bruschi abbassamenti di quota.

Il compito del seguente trattato è la progettazione di un sistema di controllo attivo della pressione di sovralimentazione.

Il software di progettazione utilizzato è Solid Works e permette la creazione virtuale tridimensionale di componenti meccanici e l'assemblaggio di quest'ultimi.

Capitolo 1: Condizioni generali di funzionamento

UAV: *Unmanned Aerial Vehicle* è un aeromobile caratterizzato dall'assenza del pilota umano a bordo.

Il suo volo è gestito dal computer a bordo del mezzo, sotto il controllo remoto di un navigatore o pilota, che può essere a terra o in un altro veicolo.

Gli UAV sono principalmente indicati per le attività di sorveglianza tipiche delle forze dell'ordine; si ricorda il loro impiego militare o nell'ambito del controllo delle frontiere per contrastare l'immigrazione clandestina ed il traffico di stupefacenti al confine tra U.S.A. e Messico.

Tuttavia vengono utilizzati anche in ambito civile per il rilievo architettonico di infrastrutture ed edifici e per la mappatura del suolo, nonché per il monitoraggio delle centrali termoelettriche e di altri impianti industriali, potendoli dotare di telecamere, termocamere e di camere multi-spettrali per l'ispezione outdoor ed indoor di condotte.

L'Hermes 450 è prodotto dalla Elbit Systems Ltd, una società internazionale per la difesa con sede in Israele.

La Elbit Systems progetta e fornisce sistemi senza pilota integrato per una vasta gamma di applicazioni, produce una vasta varietà di piattaforme UAV, tra cui il modello Hermes e Skylark.



Figura 1.1

Caratteristiche generali Hermes 450

- **Equipaggio:** 0
- **Capacità di trasporto:** 150 kg
- **Lunghezza:** 6.1 m (20 ft 0 in)
- **Apertura alare:** 10.5 m (34 ft 5 in)
- **Peso lordo:** 450 kg
- **Motore:** R902 Walkel, 62 HP a 7550 RPM

Performance

- **Velocità massima:** 176 km / h (109 mph)
- **Velocità di crociera** 130 km / h (81 mph)
- **Ore massime di funzionamento continuo:** 20 ore
- **Quota massima raggiungibile:** 5.486 m (18,000 ft)
- **Tasso di salita:** 4,6 m / s (900 ft / min)

Dalle seguenti caratteristiche si denota:

- peso molto contenuto in relazione alle dimensioni
- raggiungimento di alte quote
- lunga durata di crociera
- eccellente rapporto potenza / peso

Capitolo 2 :Il motore Wankel

2.1 Introduzione

Il motore a combustione interna più comune è quello in cui i pistoni sono dotati di moto di tipo rettilineo alternato. Per ottenere un moto di rotazione bisogna ricorrere ad un albero a gomiti; se i pistoni potessero ruotare, anziché muoversi in linea retta e invertire continuamente il loro senso di spostamento, come avviene in un motore tradizionale, ne deriverebbe una notevole semplificazione meccanica. Il moto dei pistoni, infatti, potrebbe essere trasmesso direttamente al cambio di velocità senza dover essere trasformato in rotativo mediante un complesso e delicato imbiellaggio. Inoltre, il motore alternativo è caratterizzato da un basso rendimento complessivo a causa di vibrazioni, attriti e inerzia. Un motore rotativo, invece, dovrebbe essere in grado di offrire una notevole riduzione sia nelle dimensioni, sia nel numero delle parti in movimento e dovrebbe costituire un'unità motrice leggera e affidabile, capace di funzionare senza dar luogo a vibrazioni di rilievo.

2.2 La storia del motore Wankel

Il motore Wankel è stato creato da un'idea concepita da Felix Wankel nel corso degli anni '30, ma iniziò ad essere impiegato sulle autovetture nel 1957, a seguito della collaborazione con la casa tedesca NSU Motorenwerke.

Fu proprio la NSU Spider del 1963 la prima vettura spinta dal motore Wankel in grado di sviluppare una potenza di 50 HP e di raggiungere velocità superiori ai 150 km/h a fronte di una cilindrata ridotta (498 cm³) e con consumi contenuti. Successivamente vennero realizzati vari prototipi di vettura con questi motori da parte di Mercedes-Benz e General Motors, oltre a diversi motocicli prodotti da N.S.U., Suzuki e Norton.

Il problema principale di questi propulsori era la tenuta delle guarnizioni del rotore in condizioni di alte temperature e pressioni e scarsa lubrificazione.

Oggi il motore Wankel è stato ripreso in considerazione perché le nuove tecnologie e i materiali più resistenti hanno risolto il problema dell'usura.

I motori rotativi interessano notevolmente anche il settore aeronautico per la loro compattezza e leggerezza. Esistono già alcune ditte specializzate nella costruzione di questo tipo di propulsori.

2.3 Schema costruttivo

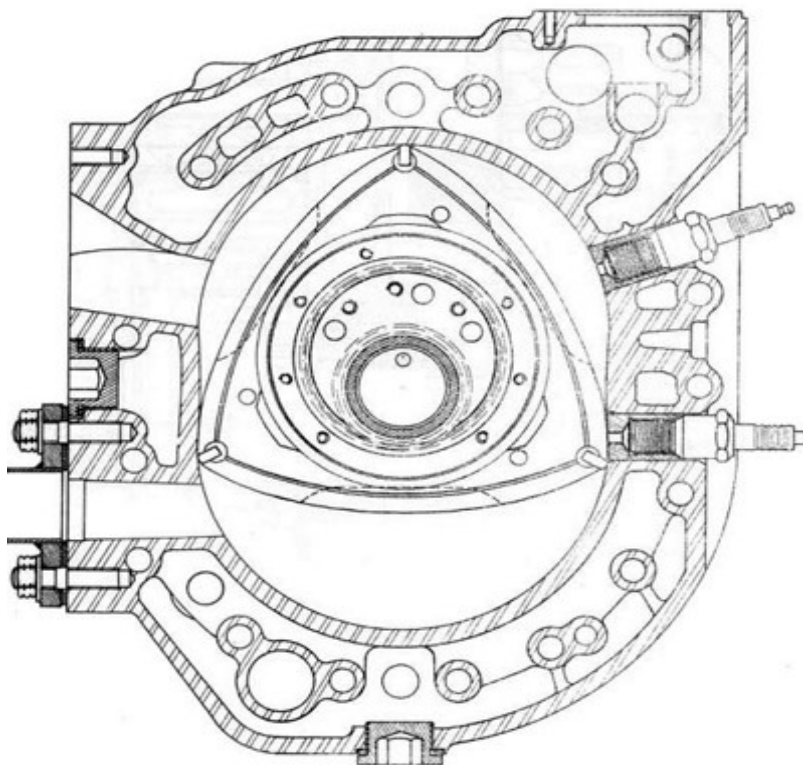


Figura 2.1

Il motore Wankel appartiene alla categoria dei motori a combustione interna di tipo rotativo, in cui funge da pistone un rotore prismatico a base triangolare equilatera con i lati leggermente convessi. In questa tipologia di motori dunque il pistone non ha un moto rettilineo alternato, bensì ruota attorno a un asse. Il rotore si trova all'interno della carcassa, detta statore, nella quale sono presenti le apposite aperture per l'aspirazione della miscela aria-carburante e per l'uscita dei gas di scarico.

Come è evidente, la sezione interna della carcassa sembra un'ellisse schiacciata con due lobi all'altezza dell'asse minore; questo profilo viene chiamato epitrocoideale.

Le basi dello statore sono costituite da due pareti piane, che presentano un'apertura centrale che permette l'alloggio dell'albero motore. Grazie alla rotazione del pistone, si vengono a creare tre camere di combustione in cui si compiono in simultanea tre cicli Otto a quattro tempi con sfasamenti di 120° tra loro. Ogni fase di lavoro che comporta una variazione di volume dal minimo al massimo avviene con una rotazione di 270° da parte dell'albero motore.

Quindi, il ciclo termodinamico è lo stesso dei motori con pistoni a moto rettilineo alternato, con la differenza che in questo caso il processo avviene tre volte per ogni giro del rotore stesso (che corrisponde a tre giri dell'albero motore), dando origine a un ciclo più regolare e con una maggiore potenza sviluppata.

Al centro del rotore è calettata una ruota dentata a denti interni, detta corona rotorica, la quale ingrana con una ruota a denti esterni, detta pignone statorico, solidale alla piastra di chiusura dello statore e coassiale con i perni di banco dell'albero motore.

Quest'ultimo viene messo in rotazione grazie alla pressione esercitata dai gas in espansione sul rotore, che la trasmette all'eccentrico calettato all'albero motore, il quale ruota all'interno della bronzina anulare di grande diametro presente al centro del rotore e funge in pratica da manovella, generando il braccio utile per avere un certo momento motore diretto lungo l'asse dell'albero.

Infine, abbiamo le candele di accensione, necessarie all'avvio della combustione.

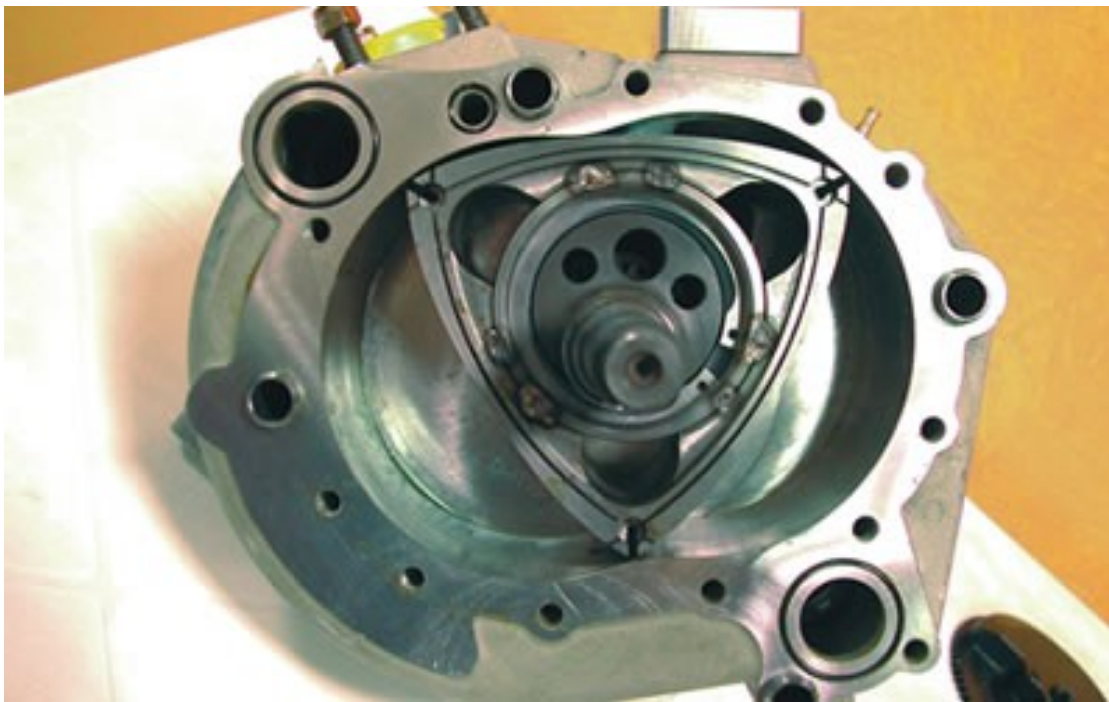


Figura 2.2

2.4 Le fasi di funzionamento

Il ciclo termodinamico seguito dai motori Wankel è assimilabile al ciclo Otto eseguito dai normali motori alternativi a benzina.

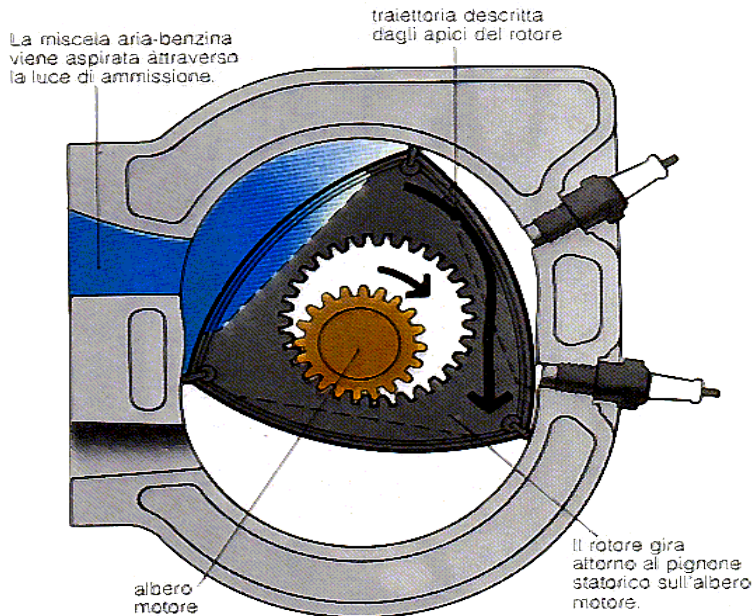


Figura 2.3

Aspirazione:

L'aspirazione si ha quando vi è una camera il cui volume è in espansione, ovvero quando il condotto di aspirazione non è ostruito dal rotore che, con il suo moto, aumenta il volume della camera di aspirazione.

Compressione:

La compressione si ha quando la miscela aspirata è spinta verso la camera di scoppio, con il volume in diminuzione per effetto del movimento eccentrico del rotore che genera la compressione.

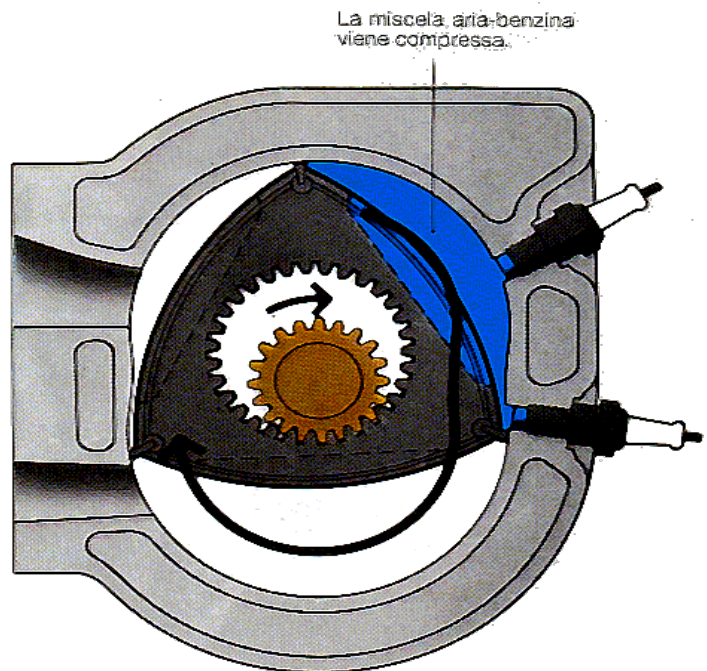


Figura 2.4

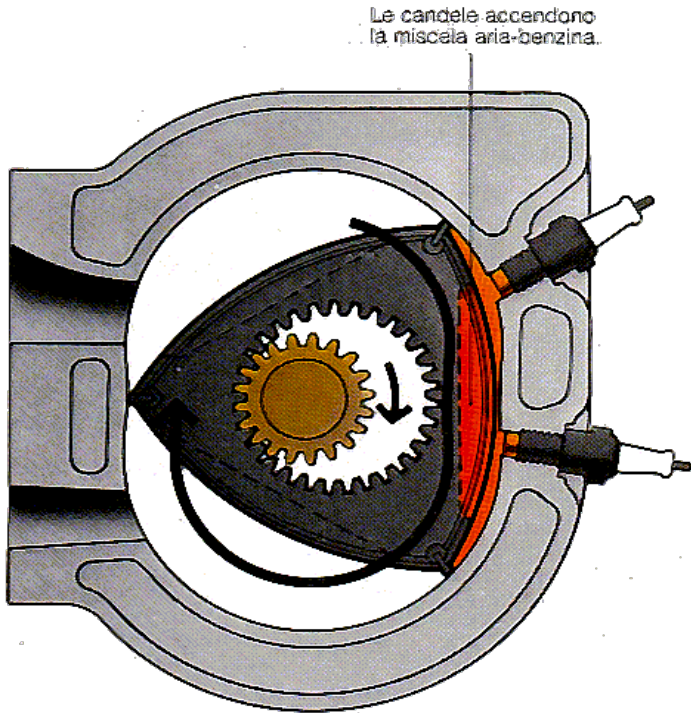


Figura 2.5

Combustione ed espansione:

La scintilla fornita dalla candela incendia il gas precedentemente compresso che va ad espandersi grazie al calore della combustione, generando la coppia motrice e facendo muovere il rotore nella direzione in cui la camera si espande.

L'albero eccentrico subisce una rotazione grazie alla presenza degli ingranaggi.

Scarico:

La fase di scarico libera la camera dai residui della combustione preparandola per un altro ciclo.

Nel motore rotativo il rotore prima apre la camera di combustione al condotto di espulsione e poi, con il suo movimento, espelle completamente i gas di scarico.

La freccia indica la traiettoria descritta dagli spigoli del rotore. Come si può notare, essa 'copia' il profilo a 8 dello statore.

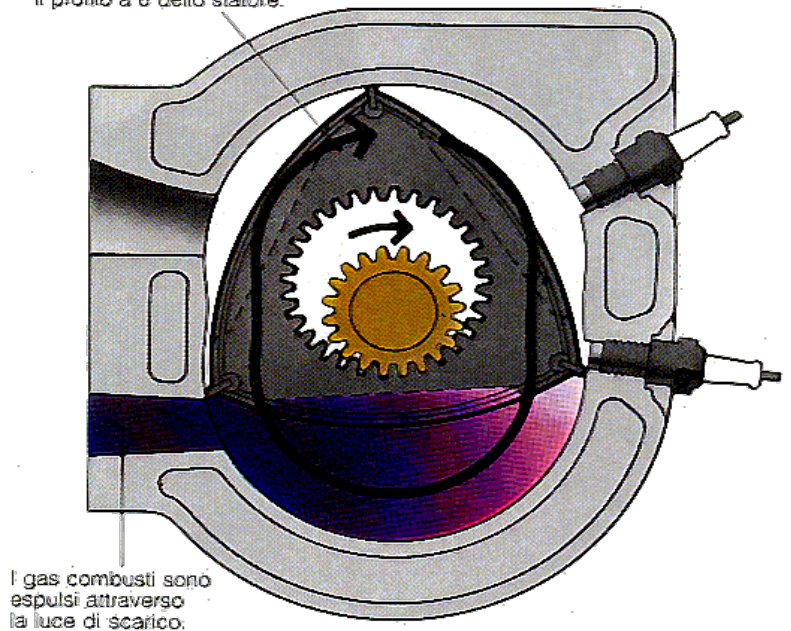


Figura 2.6

2.5 Principi geometrici

Lo statore ha un profilo simmetrico rispetto ai due assi ortogonali baricentrici chiamato profilo epitrocoideale.

Il profilo del rotore consiste invece in una base a forma di triangolo equilatero, con i lati leggermente convessi, chiamato triangolo di Reuleaux.

È evidente che abbiamo il contatto fra rotore e statore sempre in tre punti, che corrispondono di fatto ai vertici del triangolo.

Al particolare profilo dello statore, Wankel vi era giunto unicamente per via empirica. Furono gli studi del prof. Baier dell'Università di Stoccarda a definirlo come un epitrocoide, ovvero una curva generata dal rotolamento di una circonferenza generatrice su una circonferenza fissa.

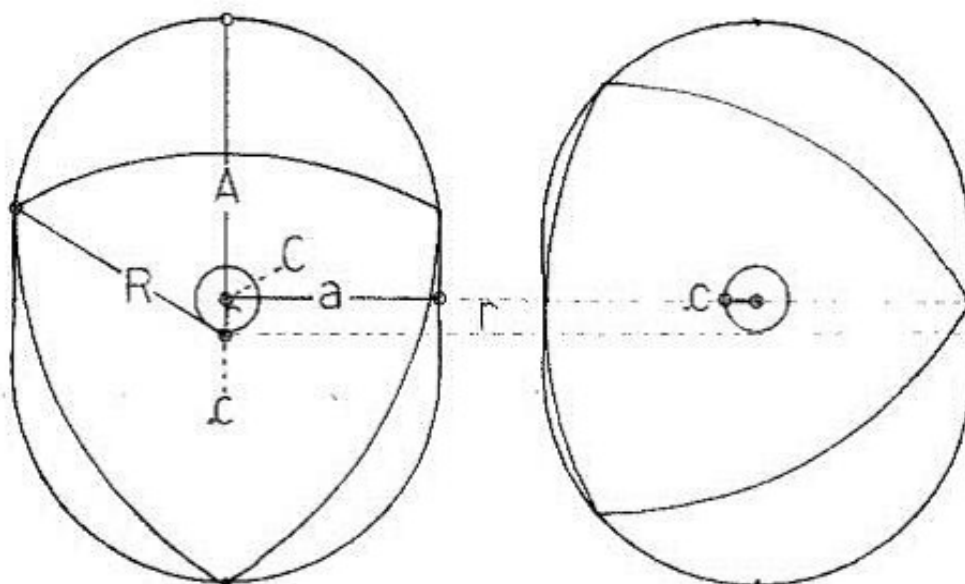


Figura 2.7

Quando il punto che descrive questa curva giace internamente o esternamente rispetto alla circonferenza, la curva diventa una trocoide.

Queste tipo di curve sono caratterizzate, nel caso di una linea chiusa, dal fatto che il rapporto tra i diametri della circonferenza fissa e quella mobile è un numero intero (rapporto di 2:1 nel caso del Wankel), che rappresenta tra l'altro il numero di archi che costituiscono la trocoide.

Per far sì che la trocoide non abbia punti doppi, il punto prescelto per tracciare il profilo deve essere all'interno della circonferenza generatrice, ovvero quella mobile.

Tuttavia, la scelta di questo punto e della distanza con il centro del cerchio mobile (eccentricità) è arbitraria, quindi in teoria abbiamo un numero infinito di profili trocoidali validi per un motore di tipo rotativo.

La soluzione che abbiamo nel motore Wankel è quella con statore epitrocoidale a due lobi e rotore trilobato, come già detto chiamato triangolo di Reuleaux. In particolare, se potessimo vedere la profondità dalle immagini precedenti, noteremmo che è presente una nicchia all'interno di ciascuno dei tre lati bombati del rotore che ha la triplice di funzione di aumentare la cilindrata (e di conseguenza si hanno valori del rapporto di compressione volumetrico di 8:1 o 10:1 equiparabili a motori che seguono il ciclo Otto), di migliorare la forma della camera di combustione e le prestazioni fluidodinamiche durante la fase di combustione, che sarebbero altrimenti penalizzate dalla strozzatura di giunzione dei due lobi epitrocoidali.

Lo spessore della parete esterna dello statore non è soggetto a particolari limitazioni, ma se risulta eccessivo limita la combustione, rendendola lenta e con forte rischio di non essere completa, mentre uno spessore troppo sottile rende troppo basso il valore della cilindrata per avere un funzionamento accettabile del motore.

La soluzione scelta quasi sempre per i motori Wankel è avere uno spessore della cassa statorica circa pari alla metà del raggio della circonferenza circoscritta al rotore.

2.6 Vantaggi e svantaggi

I vantaggi che si hanno per quanto riguarda i motori Wankel sono:

A-Minor numero di parti in movimento (assenza di manovelle, bielle, valvole e molle) rispetto a motori a pistoni di simile potenza, che generano meno rumorosità e la quasi totale assenza di vibrazioni; altro effetto correlato all'assenza di pistoni, spinotti e bielle è l'assenza delle forze di inerzia di secondo ordine, e quindi della necessità di bilanciarle, con conseguente rendimento energetico elevato;

B- Maggiore leggerezza dovuta alle dimensioni ridotte di questi propulsori, caratterizzati quindi da un alto rapporto potenza/peso;

C-Funzionamento molto regolare e dolcezza di utilizzo;

D-Semplicità progettuale e manutentiva;

E-Maggiore potenza a parità di cilindrata rispetto a un motore a pistoni, dovuto al fatto che si possono raggiungere velocità di rotazione più alte anche a causa dell'assenza di forze inerziali del secondo ordine e di masse volaniche che devono bilanciarle; altro vantaggio in termini di potenza è dato dalla rotazione di 270° (invece dei 180° in un motore a pistoni) dell'albero motore durante la fase di espansione correlata alla combustione;

F-Minori emissioni inquinanti di ossidi di azoto, grazie a minori temperature medie dei gas di scarico;

G-Vantaggi in fase di aspirazione e scarico, che durano di più rispetto al motore a pistoni e che consentono di avere minori perdite di carico;

H-Può essere sovralimentato tramite turbina o compressori volumetrici.

Parallelamente gli svantaggi per questo tipo di motori:

A-Scarsa durata degli elementi di tenuta del rotore, che sono soggetti a un consumo eccessivo di olio lubrificante;

B- Difficile smaltimento del calore in eccesso, con conseguente necessità della presenza di un impianto di raffreddamento liquido complesso ed efficace; in particolare, il rotore è soggetto a forti escursione termiche del valore di 900°C e necessita di essere costruito in leghe molto resistenti (acciaio e alluminio) e di conseguenza costose;

C-Bassi valori di coppia a bassi regimi di rotazione;

D- Forme delle parti costruttive complesse, richiedono lavorazioni difficili e in molti casi costose, come ad esempio processi di indurimento superficiale (tempra) e levigatura nelle parti interne dello statore per garantire la resistenza all'usura superficiale;

E- Riduzione del rendimento del motore dovuto alle perdite che si hanno per i piccoli urti e lo strisciamento del rotore sulla superficie dello statore che compromette la tenuta delle guarnizioni;

F- Maggiori consumi di combustibile rispetto ai motori a pistoni;

G- Elevato tasso di idrocarburi incombusti prodotti.

A seguito di queste considerazioni di carattere generale, vediamo nel dettaglio i motivi per i quali è preferibile utilizzare un motore Wankel su un'applicazione aeronautica:

1-Grande leggerezza e compattezza;

2-Quasi totale assenza di vibrazioni;

3-Alto rapporto potenza/peso;

4-Assenza di grippaggio del rotore, in quanto il carter contenente i rotori si espande più dei rotori stessi;

5-Non è soggetto a shock-cooling durante la fase di discesa dell'aereo;

6-Non richiede miscele arricchite per effettuare il raffreddamento ad alte potenze;

7-È meno soggetto a danneggiarsi in caso di fuori giri;

8-Costi abbastanza contenuti;

9-Architettura non troppo complicata.

2.7 Utilizzo nel campo aeronautico

Nell'aviazione leggera il Wankel è stato introdotto in modo massiccio solo negli ultimi decenni perché la relativamente bassa longevità del motore ne sconsigliava l'utilizzo.

Oggi invece se ne apprezzano numerosi aspetti: l'ottimo rapporto peso/potenza, la piccola sezione trasversale, la leggerezza, l'affidabilità, la semplicità e non ultimo il costo contenuto.

Esistono nel mondo piccole aziende specializzate che progettano e producono motori Wankel per applicazioni sia in campo terrestre (auto, moto, motoslitte), che navale, che per l'aviazione.

Queste aziende sfruttano la modularità nell'accoppiamento tra più rotori Wankel per avere in catalogo varie tipologie di motori con potenze che possono andare da 40 ad oltre 300 CV solo accoppiando due o più rotori dello stesso tipo.

Ne consegue una notevole flessibilità e semplicità costruttiva, molto apprezzata sia dalle aziende, per il minor costo di progettazione, produzione ed assemblaggio, sia dai clienti, per la quasi infinita varietà di prodotti tra i quali scegliere.

Capitolo 3 La sovralimentazione

3.1 Introduzione

Il lavoro ottenibile per ogni ciclo da un motore dipende dalla sua cilindrata, ovvero dalla quantità di aria che è possibile inserire all'interno del motore. Pertanto la massa d'aria iniettata all'interno del motore è il prodotto tra il suo volume e la densità del fluido iniettato.

Essendo l'aria un fluido altamente comprimibile, è soggetta a forti variazioni di densità quando viene compressa, quindi una compressione iniziale prima dell'iniezione nel motore permette di iniettare molto più comburente.

Poiché il rapporto tra le masse di combustibile e comburente è da mantenere attorno ad un certo valore per una buona miscelazione, è necessario iniettare più combustibile.

In questo modo il lavoro di un motore sovralimentato aumenta rispetto a quello svolto da un motore aspirato, a parità di cilindrata: questo significa che si può innalzare il rapporto potenza/peso del motore senza alterare significativamente le masse.

Nei due grafici seguenti viene confrontato il ciclo limite a quattro tempi sovralimentato e quello ad aspirazione naturale.

Nel caso (a), mantenendo inalterato il rapporto di compressione, la pressione massima del ciclo aumenta, aumentando il lavoro utile.

Nel caso (b), riducendo opportunamente il rapporto di compressione è addirittura possibile conservare la pressione massima costante, pur ottenendo un maggior lavoro utile.

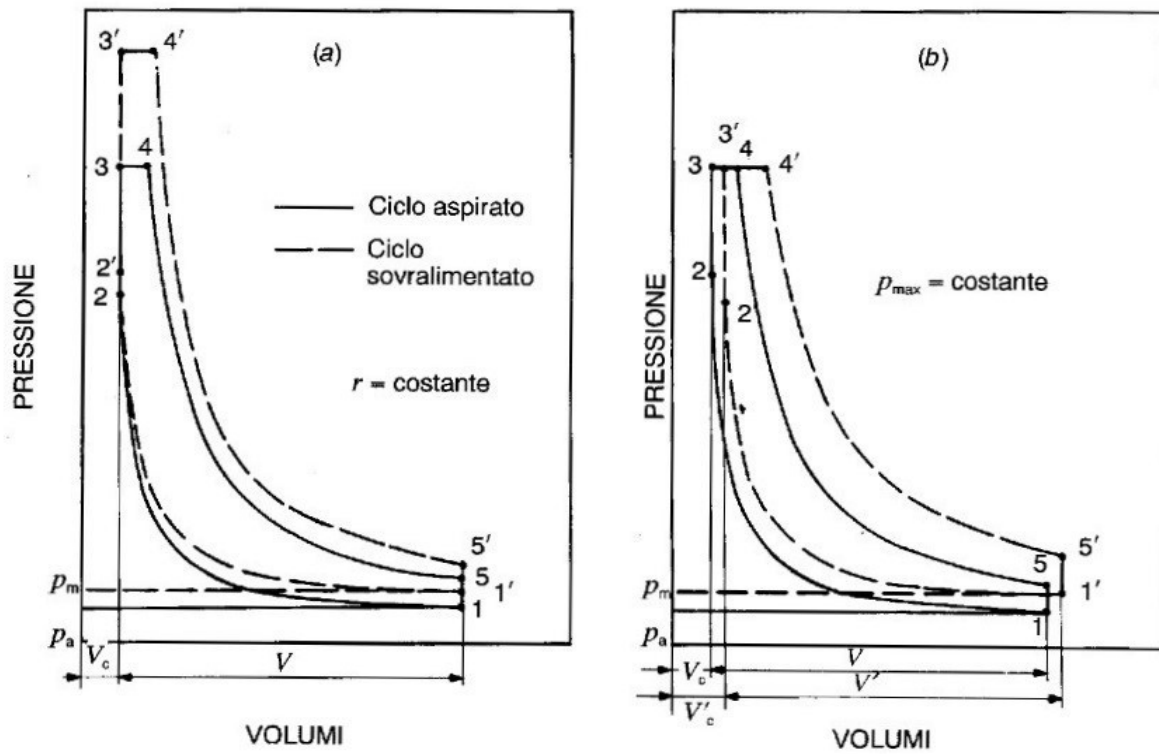


Figura 3.1

Facendo riferimento al diagramma p-V sottostante, l'energia massima che può essere trasformata in lavoro meccanico dalla turbina è data dall'area triangolare, dove la curva superiore rappresenta un'espansione adiabatca dei gas di scarico.

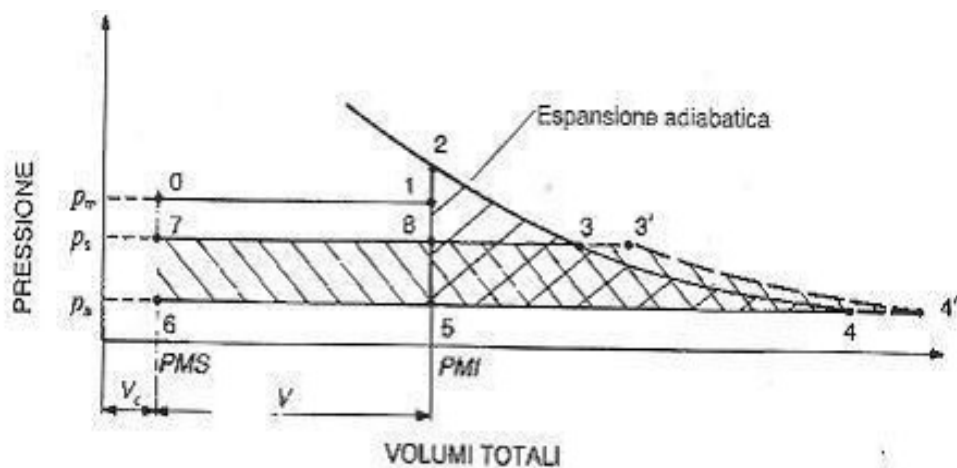


Figura 3.2

Inoltre il seguente diagramma h-s mostra come l'energia posseduta dal gas è trasferita al rotore nei passaggi tra gli elementi della turbina.

·Da 1 a 2 il flusso viene accelerato a spese di una parte di energia di pressione, ciò avviene con modeste perdite;

·Da 1 a 2 il flusso viene accelerato a spese di una parte di energia di pressione, ciò avviene con modeste perdite;

·Da 2 a 3 un'altra parte dell'energia di pressione e una parte dell'energia cinetica posseduta dal fluido vengono trasferite al rotore sotto forma di lavoro meccanico disponibile all'albero;

·Dal punto 3 il fluido deve possedere una bassa energia cinetica se il rotore è ben progettato.

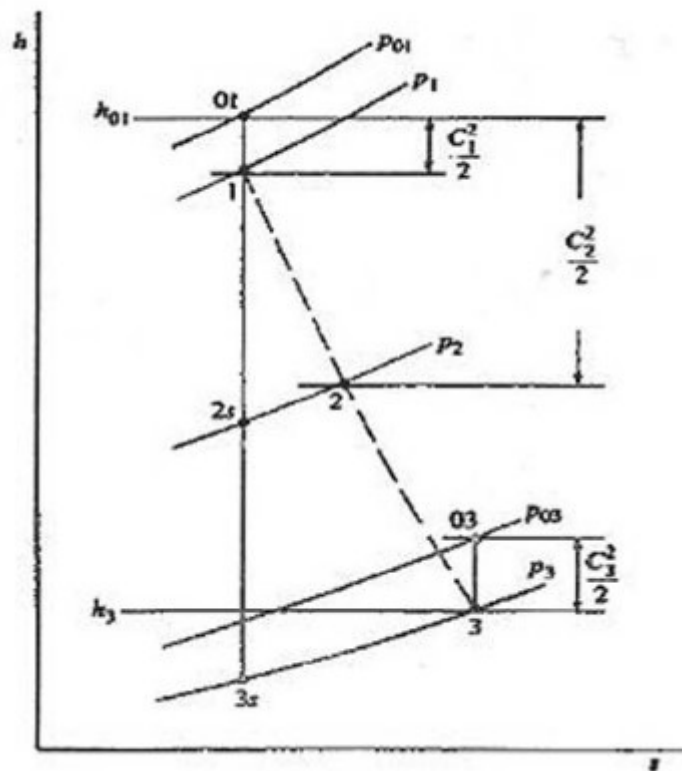


Figura 3.3

3.2 Componenti



Figura 3.4

Per applicare la sovralimentazione si possono seguire due vie: si può usare un compressore volumetrico collegato meccanicamente con l'albero motore, oppure si può usare un compressore dinamico a flusso centrifugo mosso da una turbina a flusso centripeto alimentata dai gas di scarico del motore; in questo secondo caso si recupera buona parte dell'energia perduta e si hanno quindi benefici dal punto di vista del rendimento.

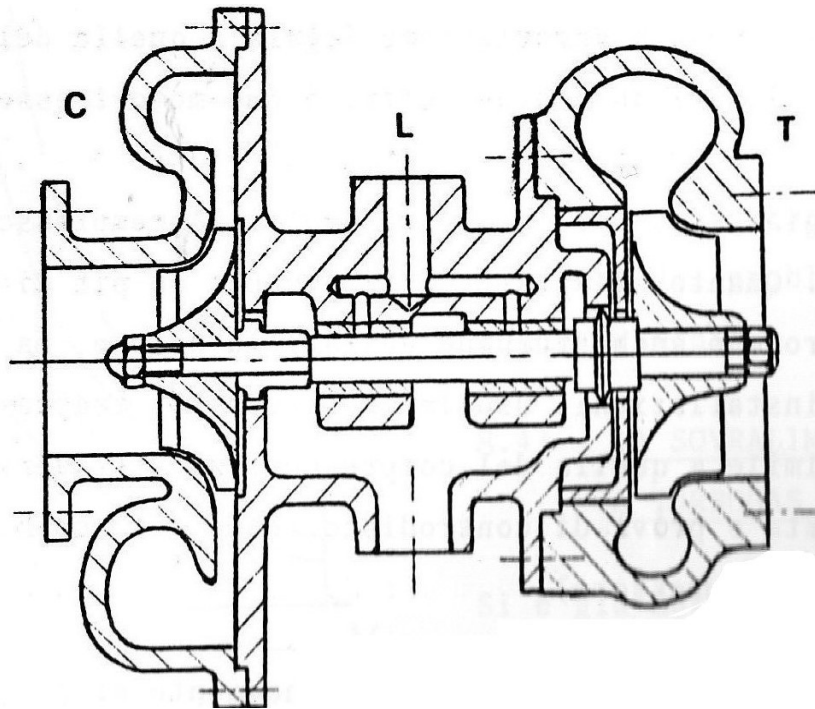


Figura 3.5

Il principale vantaggio della compressione dinamica è dato dal fatto che i gas di scarico, che in un motore con compressore volumetrico sono espulsi quando hanno ancora un alto contenuto energetico, vengono sfruttati dalla turbina e forniscono lavoro in uscita che viene a sua volta sfruttato dal compressore per questo motivo si recupera si hanno benefici dal punto di vista del rendimento.

Tale soluzione non è però esente da problematiche. Tra i vari problemi si registra quello delle alte temperature dei gas di scarico, che mettono in pericolo la resistenza meccanica della turbina, oltre ai giochi causati dalle dilatazioni termiche, che favoriscono le fughe del gas.

Il compressore non è vincolato all'albero motore (come nel caso del compressore volumetrico) e risulterebbe difficilmente realizzabile dato che l'ordine di grandezza dei regimi di rotazione di questi elementi è completamente diverso. Un turbocompressore raggiunge velocità che superano agevolmente i 200000 RPM, mentre gli alberi motore difficilmente vanno oltre i 10000 RPM.

Il valore del rapporto di compressione ci dice che:

- Esso varia al variare del regime di rotazione del motore, con un andamento circa proporzionale al quadrato del suo valore;
- Il rapporto di compressione dipende dal tipo di compressore e normalmente va oltre il valore 3 solo per quelli associati a motori di grande dimensione e potenza.

Per non incorrere nel cosiddetto fenomeno della detonazione(cioè il battito in testa), o addirittura nella rottura del motore stesso, non si può superare un determinato rapporto di compressione all'interno dei cilindri e per questo motivo si usano sistemi di sfogo e di deviazione sia dell'aria di aspirazione che dei gas di scarico, sotto forma di particolari valvole (wastegate o pop-off)

Il turbocompressore è situato normalmente vicino al motore, in modo da limitare le perdite di carico lungo i condotti di adduzione e per essere facilmente raggiungibile dal circuito di lubrificazione che, soprattutto nel turbocompressore, esplica la doppia funzione di lubrificante e refrigerante.

3.3 Funzionamento

L'aria giunge all'aspirazione del compressore, che si trova in posizione centrale per consentire il flusso centrifugo, dopo essere stata filtrata nell'apposito filtro-aria ed esce radialmente per attraversare uno scambiatore. Quest'ultimo, denominato intercooler (o interrefrigeratore), non è in realtà sempre obbligatorio ma, con la sua presenza, aumenta notevolmente l'efficacia della sovralimentazione in quanto abbassa la temperatura dei gas di aspirazione, riscaldati durante la compressione, innalzandone la densità e quindi la portata, con conseguente aumento di potenza. Dopo il passaggio nell'intercooler, l'aria entra nel motore dove svolge il suo normale ciclo, per poi uscire con un contenuto energetico ancora molto elevato nei condotti di scarico. Questi possono eventualmente presentare un collettore capace di rallentare la dinamica dei fluidi scaricati in modo da regolarizzare il flusso in turbina.

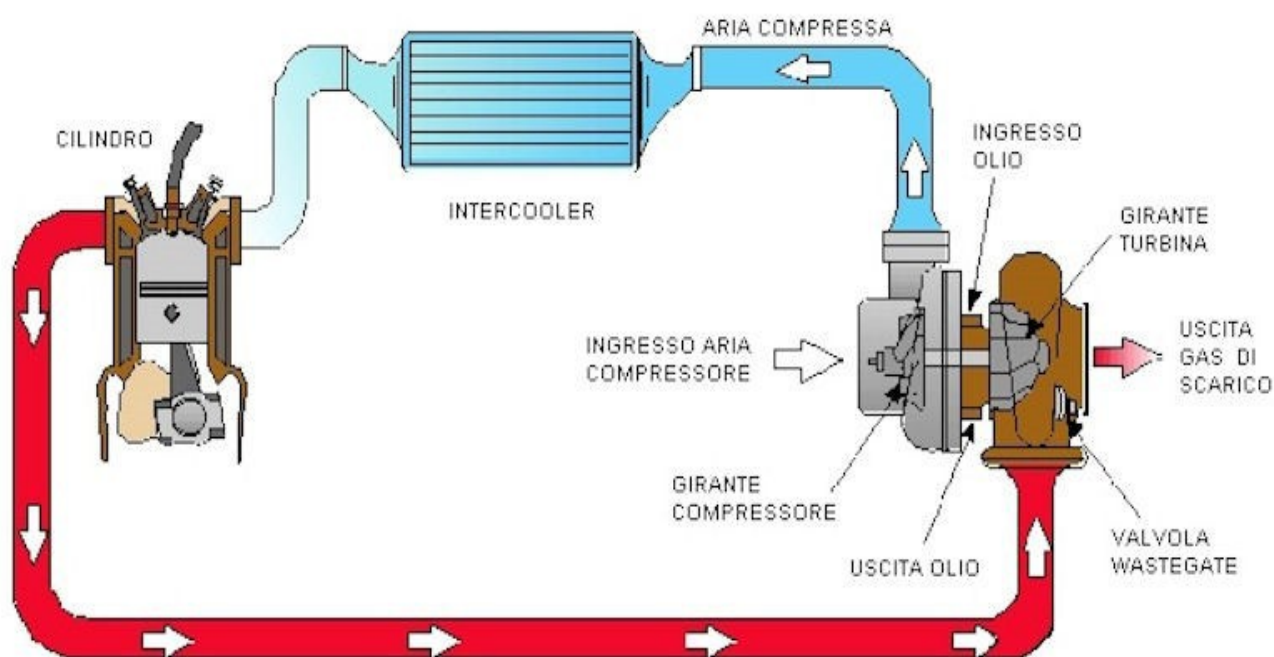


Figura 3.5

Il successivo passaggio dei gas avviene nella turbina a flusso centripeto, che si trova a ridosso del compressore, essendo le due giranti calettate sullo stesso albero. Questa caratteristica costruttiva del turbocompressore deve essere tenuta in seria considerazione dai costruttori, che devono evitare il surriscaldamento del compressore, fattore che causerebbe un crollo del rendimento del gruppo e il relativo grippaggio delle bronzine calettate sull'albero della girante.

3.4 Vantaggi e svantaggi

Si può affermare che la sovralimentazione comporta i seguenti vantaggi:

- Aumenta il rapporto potenza/peso, di importanza rilevante per propulsori impiegati su velivoli;
- Migliora il rendimento, ossia diminuisce i consumi specifici (sfrutta l'energia dei gas di scarico per comprimere la carica fresca);
- Rende il motore meno rumoroso perché assicura una combustione più graduale, mentre la turbina posta sullo scarico regolarizza le onde di pressione nei collettori;
- Riduce le emissioni allo scarico perché permette di recuperare le inevitabili perdite di potenza che comunemente si accompagnano ai provvedimenti che riducono le emissioni;
- Si ha una modesta diminuzione di potenza al diminuire della densità dell'aria ambiente, dovuta ad un aumento di quota o ad un cambiamento delle

Per contro, alla sovralimentazione si accompagnano normalmente i seguenti svantaggi:

- Aumento dei carichi meccanici e termici sui principali organi del motore, con conseguente necessità di irrobustire gli organi principali del motore e migliorare il raffreddamento;
- Tempi più lunghi di risposta nei transitori.

Si può quindi affermare che per i UAV che hanno un quota di funzionamento che possono raggiungere i 1500m è obbligatorio inserire un sistema di sovralimentazione per rimediare alle condizioni critiche (densità dell'aria e pressioni) presenti ad alta quota; il sistema di sovralimentazione cerca di ricreare in quota le stesse condizioni atmosferiche che si hanno a terra per questo si può chiamare più correttamente sistema di ripristino piuttosto che sovralimentazione per aumento di potenza.

3.5 Variazione della potenza con la quota

La potenza erogabile da un motore è influenzata, in modo significativo, dai fattori ambientali quali la pressione, la temperatura e l'umidità dell'aria, in quanto ne modificano il coefficiente di riempimento. Infatti la massa d'aria che entra nei cilindri durante un ciclo, ossia la carica reale, varia in modo concorde alla densità dell'aria, la quale, a sua volta, aumenta la pressione, che, al contrario, diminuisce quando aumentano la temperatura e l'umidità. In un motore aspirato, al diminuire della densità, diminuisce il coefficiente di riempimento e quindi il motore ha a disposizione meno ossigeno per la combustione, con la conseguenza che risulta minore la quantità di benzina che può essere bruciata. Mentre la diminuzione della densità e della pressione con la quota è da intendersi come fattore peggiorativo per la potenza, la diminuzione della temperatura agisce a carattere benefico. Una formula empirica che permette di calcolare la variazione della potenza con la quota è la seguente:

$$N = \frac{p}{p_0} \cdot N_0 \sqrt{\frac{T_0}{T}} = N_0 \Psi$$

In cui N , p e T sono la potenza, la pressione e la temperatura a quota z e N_0 , P_0 e T_0 la potenza, la pressione e la temperatura a quota 0.

Ψ prende il nome di “fattore di correzione della potenza con la quota”.

In passato si soleva rimediare a questo inconveniente aumentando fortemente il rapporto di compressione del motore (motori supercompressi), con l'avvertenza di lasciare sempre strozzata l'aspirazione nel volo a terra e a bassa quota per evitare un eccessivo incremento di pressione alla fine della compressione in grado di provocare preaccensione e detonazione.

Talvolta si allungava esageratamente la corsa, o si aumentava l'alesaggio, del pistone (motori surdimensionati).

Al diminuire della pressione di alimentazione diminuisce la potenza, ma diminuiscono anche le sollecitazioni degli organi del motore stesso; quindi un motore calcolato per fornire una data potenza ad una quota normale $z > 0$ risulterà più leggero, a parità di cilindrata, di un motore ordinario. Con questo sistema dei motori alleggeriti è possibile compensare la pressione di aspirazione; naturalmente alle quote inferiori a quella normale occorre provvedere a proteggere il motore contro le sovrasollecitazioni, per esempio strozzando il carburatore con una valvola a comando monometrico, indipendente dalla volontà del pilota. Con tale sistema si ha anche il vantaggio di poter usufruire di sovrapotenza alle basse quote eliminando per brevi periodi lo strozzamento al carburatore.

Oggi questi sistemi, poco pratici, sono stati del tutto abbandonati e si preferisce dotare il motore di un compressore rotativo centrifugo o volumetrico a capsulismo (roots), che mantenga la pressione nel condotto di aspirazione ad un valore ben superiore a quella esterna, ed in genere maggiore anche della pressione atmosferica a livello del mare.

Se il compressore deriva il moto direttamente dall'albero motore, con un rapporto di trasmissione fisso, la pressione nei condotti a monte delle valvole di aspirazione può essere pari a quella atmosferica a quota 0 solo ad una particolare quota detta quota di ristabilimento.

A quote maggiori la potenza diminuisce: la legge di diminuzione è però leggermente meno rapida di quella che avrebbe un motore aspirato per il benefico effetto che ha la diminuzione della temperatura all'ingresso del compressore sul rapporto monometrico di questo.

A quote inferiori a quella di ristabilimento, come visto per il motore alleggerito, occorre limitare al valore massimo ammissibile la pressione di alimentazione.

Occorre perciò strozzare la mandata o l'aspirazione del compressore, oppure far rifluire parte della portata dalla mandata all'aspirazione, a mezzo di un limitatore automatico.

In tali condizioni, mentre il motore fornisce sempre pressoché la stessa potenza, il compressore ne assorbe una aliquota via via crescente con il diminuire della quota, sicché la potenza disponibile all'albero diminuisce sensibilmente.

L'inserzione di un cambio di velocità continuo nella trasmissione del moto dal motore al compressore permetterebbe evidentemente di mantenere costante la pressione di mandata di quest'ultimo variandone il numero di giri, col che rimarrebbe essa pure costante.

Di fatto la realizzazione pratica di un tale cambio presenta però difficoltà costruttive tali da non averne mai consentito la pratica adozione.

Al contrario la soluzione con cambio a due, o raramente più, velocità, per essendo una soluzione intermedia di compromesso, ha trovato numerose applicazioni.

Le normali pressioni di sovralimentazione dei motori aeronautici dipendono dalla quota di ristabilimento che si vuole realizzare e la curva di potenza in funzione della quota è strettamente legata al tipo di compressore impiegato e alla sua velocità.

Per avere una curva di potenza, entro certi limiti, pressoché indipendente dalla quota si ricorre al sistema di azionare il compressore con una turbina a gas, alimentata dallo scarico del motore stesso.

In tal caso non si ha alcun collegamento meccanico tra motore e compressore e la velocità del gruppo turbina-compressore cresce con la quota e ne risulta un funzionamento autoregolatore. Il gruppo turbocompressore adegua, però, il suo numero di giri alle condizioni di funzionamento del motore e ne nascono altre limitazioni.

Se alla quota z il numero di giri del turbocompressore (n_g) era quello massimo compatibile con la resistenza meccanica, a quote superiori, dove esso tende ad aumentare, interviene un limitatore tachimetrico in modo tale da consentire che la pressione di alimentazione, e quindi la potenza del motore, varino all'incirca come nel caso del compressore a comando meccanico.

A quote inferiori a quella di ristabilimento, occorre limitare la pressione di mandata del motore e ciò provoca un calo di potenza del motore anche se molto meno sensibile di quella che si ha nel caso di compressore a comando meccanico. Grazie al turbocompressore si riescono ad avere potenze superiori a 70 cv/l, pari a ca. il doppio delle normali potenze di motori automobilistici non sovralimentati che usualmente hanno velocità di rotazione pari a circa il doppio di quelli aeronautici.

Capitolo 4 : Impianto elettrico

4.1 Componenti

L'impianto elettrico è composto dai seguenti elementi:

- 1) Centralina elettronica (EPU/ECU)
- 2) Sensori
- 3) Attuatori

La centralina elettronica incorpora due unità:

- a) EPU - Electronic Power Unit
- b) ECU – Electronic Control Unit

L'unità di potenza (EPU) è adibita al solo comando degli iniettori. In essa sono contenuti i circuiti di potenza necessari per produrre l'eccitazione dei solenoidi e realizzare il controllo degli elettroiniettori.

All'unità logica (ECU -Electronic Control Unit) è affidato invece il controllo elettronico dell'intero sistema: essa provvede all'elaborazione dei dati e al controllo della EPU; gestisce inoltre i comandi in PWM (Pulse With Modulation) per il regolatore di pressione, per l'attuatore dell'EGR e per l'attuatore della turbina del gruppo di sovralimentazione.

– Sensori

Il sistema prevede i seguenti sensori:

- a) Sensore velocità di rotazione motore: Ha il compito di rilevare la velocità di rotazione del motore e la sua posizione angolare. È composto da un trasduttore a riluttanza magnetica variabile (pickup) affacciato su una ruota fonica montata sull'albero motore;

b) Sensore di posizione acceleratore: Rileva la posizione del pedale acceleratore per determinare la domanda di potenza richiesta dal guidatore.

Il sensore è composto da un potenziometro collegato al pedale tramite alcuni leveraggi.

Il segnale ricevuto dalla centralina viene opportunamente trattato per convertire il valore di tensione in un valore espresso in gradi, 0 (pedale completamente rilasciato) a 90° (pedale premuto a fondo);

c) Misuratore di portata aria: Misura la quantità di aria fresca aspirata dal motore. Il misuratore utilizzato è del tipo a filo caldo, ed è disposto a monte del compressore;

d) Misuratore di pressione combustibile: Ha il compito di fornire un segnale di retroazione al circuito di regolazione della pressione di iniezione e di indicare il valore della pressione per il calcolo della durata di iniezione. E' montato direttamente sul rail e consente di misurare pressioni da 0 a 150 MPa (1500 bar);

e) Sensore di pressione atmosferica: Fornisce un valore indispensabile per il calcolo della portata d'aria di riferimento necessaria per il controllo dell'EGR;

f) Sensore di temperatura aria: Fornisce un ulteriore valore indispensabile per il calcolo della portata d'aria di riferimento necessaria per il controllo dell'EGR;

g) Sensore di temperatura acqua motore: Fornisce alla centralina un indice dello stato termico del motore, al fine di determinare le correzioni di portata combustibile (sia pilota che principale) durante l'avviamento a freddo e nelle fasi di riscaldamento del motore;

h) Sensore di temperatura combustibile: Consente di monitorare la temperatura del gasolio che in tale sistema può raggiungere valori elevati (100°C).

4.2 Modulazione PWM

La modulazione di larghezza di impulso (PWM) è un tipo di modulazione digitale che permette di ottenere una tensione media variabile dipendente dal rapporto tra la durata dell'impulso positivo e di quello negativo (duty-cycle), allo stesso modo è utilizzato per protocolli di comunicazione in cui l'informazione è codificata sotto forma di durata nel tempo di ciascun impulso. Grazie ai moderni microcontrollori è possibile attivare o inattivare un interruttore ad alta frequenza e allo stesso modo rilevare lo stato e il periodo di un impulso.

Il vantaggio di questa tecnica è di ridurre drasticamente la potenza dissipata dal circuito limitatore rispetto all'impiego di transistor controllati analogicamente. In un semiconduttore la potenza dissipata è determinata dalla corrente che lo attraversa per la differenza di potenziale presente ai suoi capi. In un circuito PWM il transistor in un istante conduce completamente, riducendo al minimo la caduta ai suoi capi, oppure non conduce, annullando la corrente, ed in entrambi i casi la potenza dissipata è minima.

Questa particolare meccanismo viene usata prevalentemente nei controlli automatici nel blocco denominato “attuatore”, ossia il blocco che comanda l'impianto sotto controllo. Alcuni esempi più comuni di utilizzo sono nel controllo di velocità e di posizione mediante un motore a c.c., nel controllo di temperatura. Anche i dispositivi che consentono di variare con continuità l'illuminamento di un dato ambiente, utilizzano essenzialmente tale modalità di comando.

Per capire i principi sui quali si basano gli attuatori “P.W.M”, consideriamo un generico segnale impulsivo:

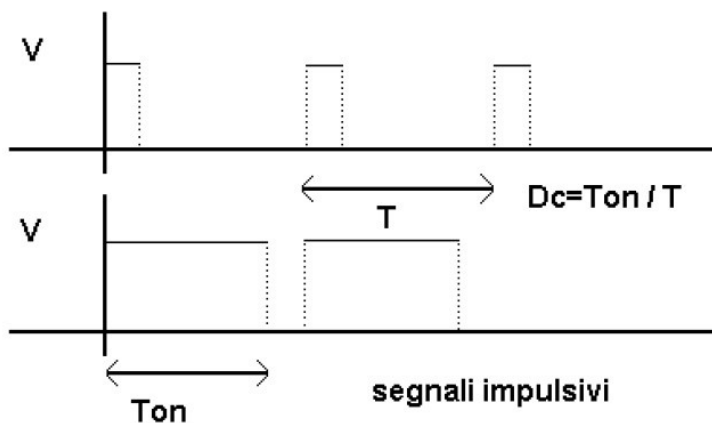


Figura 4.1

si tratta essenzialmente di un segnale digitale periodico caratterizzato da alcuni parametri fondamentali quali:

- 1) il periodo T e la frequenza $f=1/T$
- 2) il ciclo utile (duty cycle) $\delta=Ton/T$

Nel diagramma precedente sono rappresentati due segnali, il primo con un D.C. piccolo (prossimo a 0) ed il secondo con un D.C. grande (prossimo a 1). Possiamo, vista la semplicità del segnale calcolare facilmente il valore medio del segnale. Facciamo riferimento alla seguente figura:

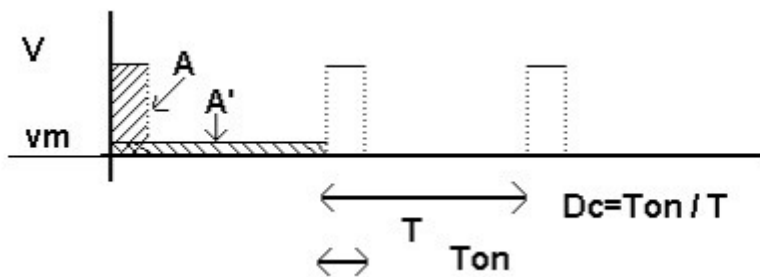


Figura 4.2

per definizione il valore medio è quel determinato valore costante (indicato in figura con V_m) tale per cui l'area A' eguaglia l'area A sottostante l'impulso.

Valgono le seguenti relazioni:

$$A=V \cdot Ton$$

$$A'=V_m \cdot T$$

$$A'=A \text{ -----} > V \cdot Ton = V_m \cdot T$$

$$V_m = V \cdot \left(\frac{Ton}{T} \right) = V \cdot \delta$$

vediamo quindi che il valore medio è direttamente proporzionale al duty cycle. Per capire come funziona un sistema, nel quale l'informazione da trasferire è

contenuta nella larghezza dell'impulso (e quindi in definitiva nel duty cycle) dobbiamo scomodare la teoria di Furier sui segnali periodici. Secondo il teorema di Furier, un generico segnale periodico $s(t)$ di periodo T e

frequenza $f_0=1/T$, se sono verificate certe condizioni ,che normalmente in campo ingegneristico non si prendono in considerazione (visto che sono sempre verificate per il tipo di segnali che interessano) può essere scomposto in una somma di infiniti termini di tipo sinusoidale a partire dalla frequenza fondamentale f_0 e da tutti i suoi multipli, più un eventuale termine costante che chiamiamo S_0 pari al valore medio del segnale periodica.

Quest'ultimo termine in elettronica viene chiamato "componente continua". Quanto detto può essere riassunto dalle seguente formula:

$$s(t)=S_0 + A_1 \cdot \cos(\omega_0 \cdot t) + B_1 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) + A_2 \cdot \cos(2 \cdot \omega_0 \cdot t) + B_2 \cdot \sin(2 \cdot \omega_0 \cdot t) + \dots + A_n \cdot \cos(n \cdot \omega_0 \cdot t) + B_n \cdot \sin(n \cdot \omega_0 \cdot t)$$

immaginiamo ora che un segnale di quest tipo sia applicato all'ingresso di filtro passa basso avente frequenza di taglio inferiore rispetto alla prima armonica del segnale di frequenza f_0 , come evidenziato dalla figura che segue.

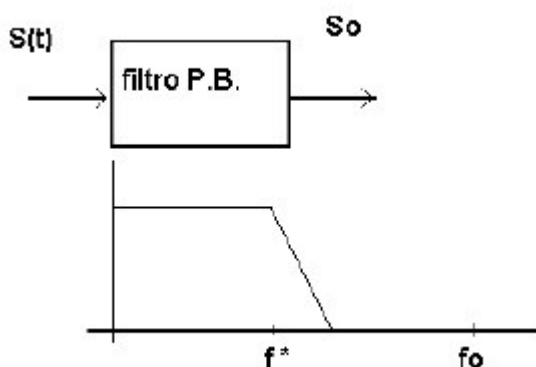


Figura 4.3

Da un punto di vista pratico la frequenza di taglio del filtro P.B. dovrà precedere di almeno una decade la prima armonica. Ad esempio se la $f_0=1\text{KHz}$ allora $f^* \leq 100\text{Hz}$.

Ci chiediamo che tipo di segnale uscirà dal filtro. Evidentemente tenendo presente da un punto di vista qualitativo la scomposizione secondo il teorema di Furier del segnale periodico applicato in ingresso e osservando che vista la linearità del sistema, vale il principio di sovrapposizione degli effetti. E' lecito quindi ragionare tenendo conto di una componente alla volta e calcolare la risposta in un secondo momento

facendo la somma di tutte le singole uscite.
 (In realtà le cose si semplificano di molto, per cui non vi è bisogno di fare calcoli).
 Osserviamo che la prima armonica viene completamente eliminata dal filtro e a maggior ragione anche tutte le altre multiple della prima.
 L'unica componente che passa indisturbata è la componente continua.
 Di conseguenza all'uscita del filtro troveremo un segnale costante direttamente proporzionale al duty cycle. Quanto detta a parole viene riassunto dalla seguente figura:

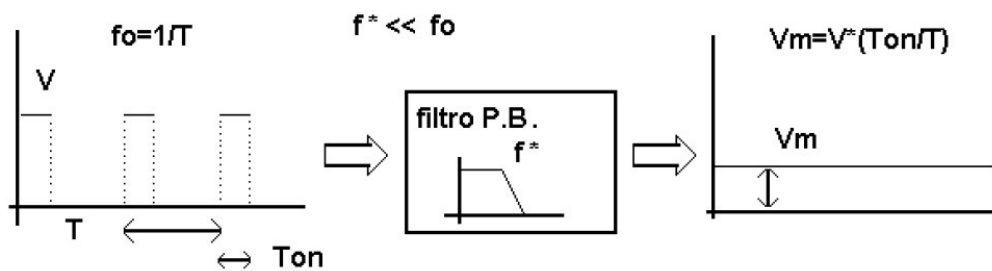


Figura 4.4

L'informazione trasmessa quindi, come preannunciato inizialmente, è proprio nella larghezza dell'impulso, che in uscita si manifesta come ampiezza del valore costante presente.

4.3 Osservazioni

Grazie allo sviluppo di sensori sempre più sofisticati e anche al progredire della potenza di calcolo disponibile, negli anni novanta i ricercatori ne hanno intuito l'utilizzo come strumento per la diagnostica di bordo e per il controllo in tempo reale del motore.

Negli ultimi anni, lo sviluppo della ricerca ha portato all'installazione di sensori di pressione nel cilindro nelle produzioni di alcuni motori di serie e si prevede che gran parte dei motori futuri ne sarà provvisto.

Uno dei motivi principali che ne ha permesso l'utilizzo è il prezzo dei sensori; il calo di questi, fino a qualche anno fa proibitivo, ha fornito soluzioni a più basso costo adatte all'utilizzo in produzioni di massa.

Ricercatori e costruttori vedono nell'impiego del segnale di pressione cilindro l'opportunità di gestire il rilascio di energia per un efficace controllo del motore, volto a gestirne le situazioni più critiche.

Capitolo 5 La regolazione della pressione di sovralimentazione

5.1 Metodi di regolazione della pressione al compressore

Si distinguono due tipi di regolazione al compressore, a seconda del campo di impiego:

- industriale
- aeronautica

Le modalità solitamente impiegate per effettuare la regolazione sono le seguenti

	Reg.ind.	Reg.aer.
1. Laminazione alla mandata	X	X
2. Laminazione all'aspirazione	X	X
3. Riflusso all'aspirazione o <i>bypass</i>	X	X
4. Variazione del numero di giri n del compressore	X	X
5. Variazione dell'angolo di calettamento delle pale	X	NO

5.2 Regolazione industriale

Lo scopo di questo tipo di regolazione è mantenere costante la pressione alla mandata del compressore, a fronte di variazioni di portate in massa richieste dall'utilizzatore ed a parità di condizioni dell'ambiente di aspirazione (p_1 , T_1).

- 1) Interventi sulla caratteristica del sistema esterno
 - a) laminazione alla mandata
 - b) laminazione all'aspirazione
 - c) riflusso all'aspirazione o bypass
- 2) Interventi sulla caratteristica di funzionamento (manometrica) della macchina
 - d) variazione della velocità angolare
 - e) variazione dell'angolo di calettamento delle pale fisse

Laminazione alla mandata

A fronte di un'eventuale minor richiesta di portata da parte dell'utenza, si mantiene inalterata la pressione p_s nel serbatoio di mandata semplicemente chiudendo una valvola posta a valle del compressore.

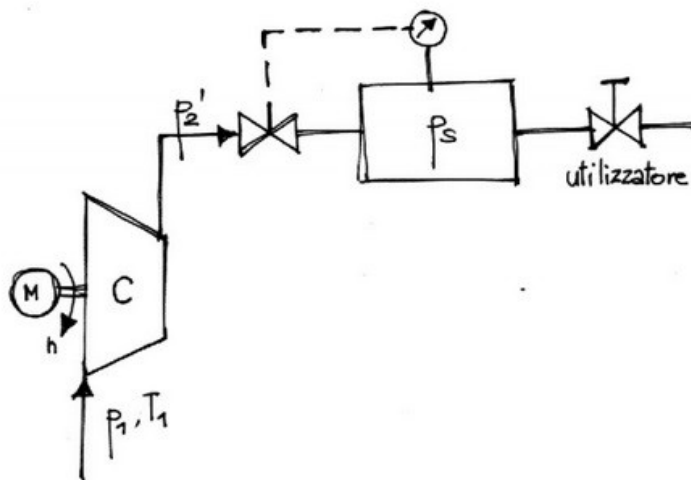


figura 5.1, la regolazione per laminazione alla mandata (schema dell'impianto)

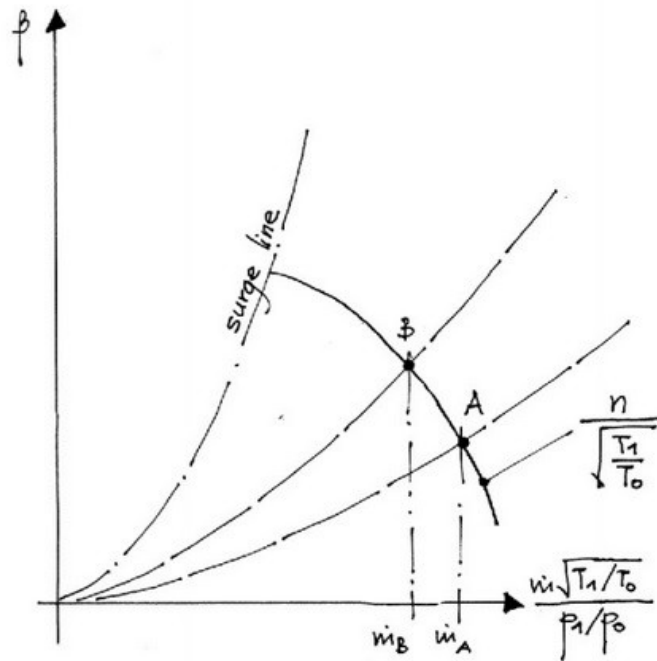


figura 5.2 Punti di funzionamento sulla caratteristica manometrica durante la regolazione per laminazione alla mandata.

In condizioni di progetto il punto di funzionamento è ad esempio il punto A rappresentato nel grafico precedente, ed il compressore fornisce all'utente una certa portata (\dot{m}_a) alla pressione di mandata $p_{2c} = A_{pl}$.

Se l'utente richiede una diminuzione di portata, questa può essere ottenuta chiudendo progressivamente la valvola del condotto di mandata.

La valvola di laminazione viene regolata solitamente mediante un sistema automatico che rileva la pressione nell'ambiente di mandata, e apra o chiuda la valvola a seconda dell'esigenza (per mantenere costante p_s).

Poiché il numero di giri e le condizioni in aspirazione non variano, il nuovo punto di funzionamento (B) si trova sulla stessa curva caratteristica di A.

Poiché p_1 e T_1 non variano, l'ascissa del nuovo punto (B) è proporzionale alla nuova portata \dot{m}_B .

Come si può osservare, in seguito alla regolazione, il compressore elabora un rapporto di compressione maggiore: $B > A$

ma la maggior pressione di mandata $p'_{2c} = B_{pl}$ fornita dal compressore è utilizzata per vincere la dissipazione della valvola (attraverso la quale la pressione passa dal valore p'_{2c} al valore costante p_s).

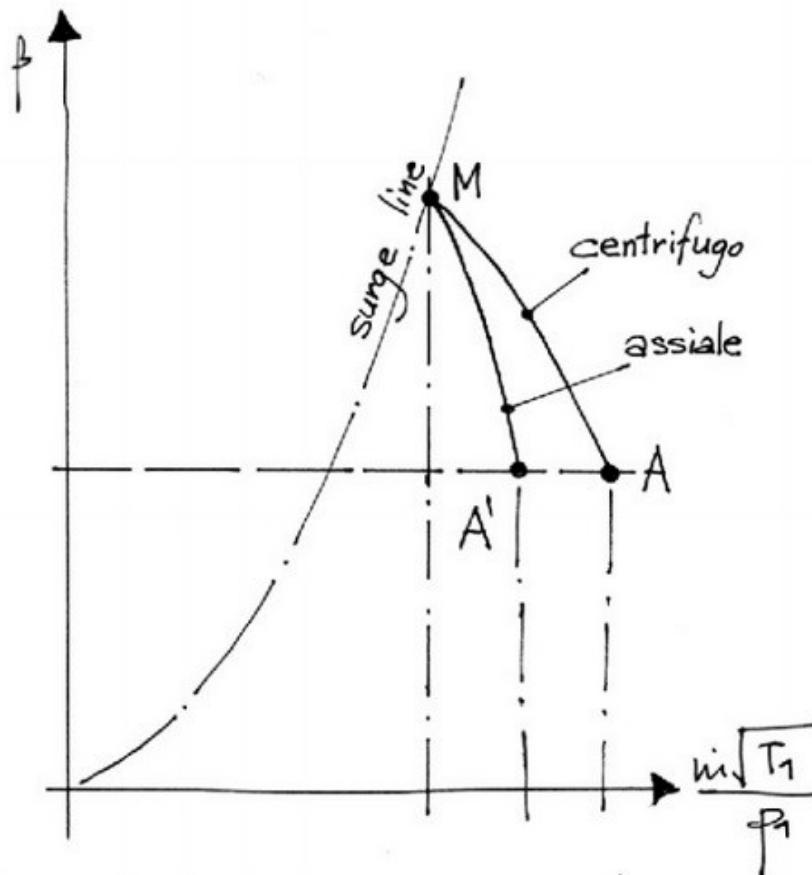


figura 5.3 Margine di regolazione per laminazione per i turbocompressori assiale e centrifugo

La minima portata ottenibile attuando questo metodo di regolazione è fissata dal vincolo rappresentato dalla linea del pompaggio (punto M in figura).

Nel caso dei turbocompressori assiali, a causa della ripidità della caratteristica, l'utilizzo di tale metodo di regolazione porta a rapidi avvicinamenti alla linea del pompaggio, ed è pertanto non molto frequente.

La regolazione per laminazione alla mandata porta ad una marcata riduzione del rendimento. Il punto A nella figura precedent (punto di funzionamento in condizioni di progetto) è generalmente situato in corrispondenza della zona di massimo rendimento, e quindi il punto B verrà a trovarsi in zone a rendimento sensibilmente inferiore (si ricordi il diagramma collinare dei rendimenti). La riduzione di rendimento complessivo dell'operazione è persino più marcata della riduzione di rendimento che si legge sulla mappa del compressore. Questo perché il rendimento riportato sulla mappa fa riferimento al rapporto di compressione effettivamente elaborato dal compressore, e non tiene conto del fatto che per l'utilizzatore il compressore continua a fornire una pressione costante p_2 minore di p'_2 (il compressore elabora un rapporto di compressione "apparente" minore): una parte del lavoro di compressione è dissipata nella valvola di laminazione.

Laminazione all'aspirazione

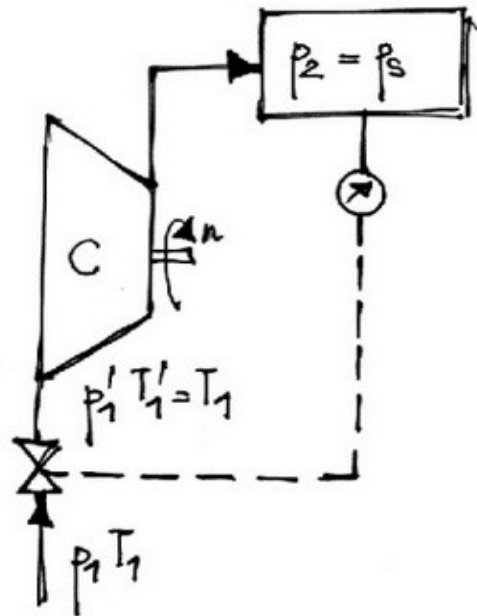


figura 5.4 Regolazione per laminazione all'aspirazione (schema dell'impianto).

Pur continuando ad aspirare dallo stesso ambiente (p_1 e T_1 invariati), con l'introduzione di una valvola di regolazione sul condotto di aspirazione è possibile modificare la pressione del fluido in ingresso al compressore.

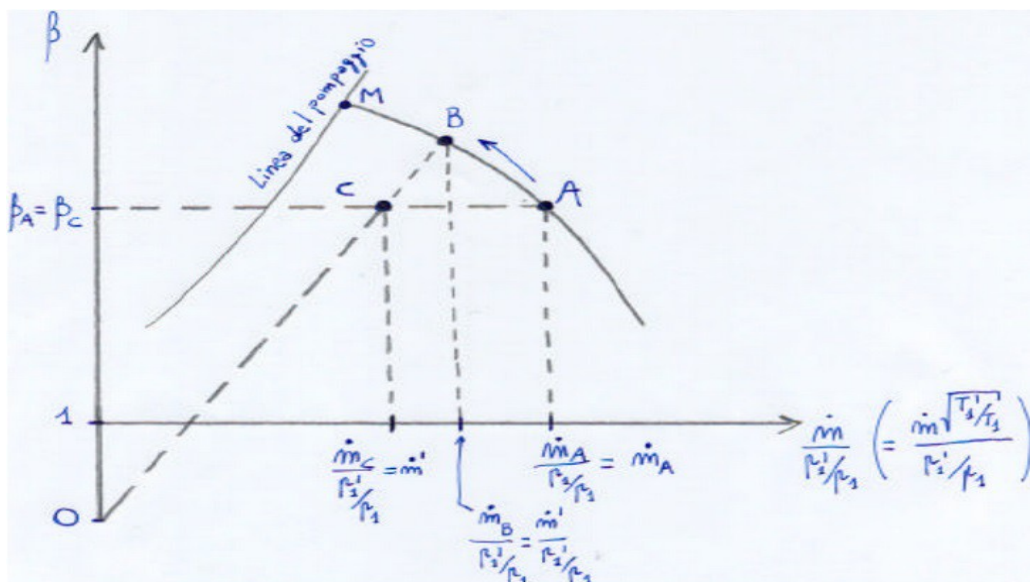


figura 5.5 : Regolazione per laminazione all'aspirazione – Punto iniziale (A) e punto finale (B) sulla mappa di funzionamento del compressore.

Partendo dal punto A (della figura precedente) di funzionamento in condizioni di progetto (p_1 , T_1 , p_{2c} , m), si riduce la portata laminando all'aspirazione, portando in

ingresso al compressore un fluido con pressione $p'_1 < p_1$ e temperatura

$$T'_1 = T_1 \text{ (laminazione isentalpica).}$$

Se si vuole ridurre la portata dal valore \dot{m}_a al valore \dot{m}' , bisogna prima di tutto capire quanto è necessario chiudere la valvola, ovvero quanto deve valere la p'_1 .

Non essendo variati il numero di giri del compressore e la temperatura all'aspirazione, la curva caratteristica di funzionamento non varia.

In figura 5.4.43 è riportata la caratteristica manometrica in funzione della portata corretta $\frac{\dot{m}}{(p'_1/p_1)}$

Per determinare il nuovo punto di funzionamento (punto B in figura), nota la nuova portata \dot{m}' che si desidera ottenere, si può ragionare come segue. Il nuovo rapporto di compressione $B =$ dovrà essere pari a p_{2c} / p'_1 (si vuole che la pressione di mandata non cambi in seguito alla regolazione):

$$b_A = \frac{p_{2c}}{p_1}$$

$$b' = \frac{p_{2c}}{p'_1}$$

$$p_1 b_A = p'_1 b'$$

Si consideri ora il punto C in figura 5.4.43, di coordinate (\dot{m}' , A), note (è dunque possibile immediatamente disegnarlo), nel piano della caratteristica manometrica (il punto C ha pendenza così essere calcolata:

$$Pendenza_{OC} = \frac{b_A}{(\dot{m}')} \quad Pendenza_{OB} = \frac{(b') \cdot (p'_1/p_1)}{(\dot{m}')}$$

La pendenza del segmento OB è dunque uguale a quella del segmento OC. Il nuovo punto di funzionamento (B), pertanto, può essere ricavato per costruzione grafica (si trova all'intersezione della retta passante per l'origine e per il punto C con la caratteristica del compressore).

Una volta individuato graficamente il valore $\left(\frac{\dot{m}_B}{(p'_1/p_1)} = \frac{(\dot{m}')}{(p'_1/p_1)} \right)$, poiché \dot{m} (portata obbiettivo) e p_1 sono note, è possibile ricavare la pressione di regolazione p'_1

A parità di riduzione di portata, regolando per laminazione all'aspirazione ci si sposta meno dal punto A di progetto rispetto a quanto avviene in seguito a regolazione per laminazione alla mandata: il rendimento del compressore peggiora meno. Anche in questo caso, comunque, il peggioramento del rendimento letto sui diagrammi è più ottimistico rispetto al peggioramento del rendimento effettivo.

Il campo di riduzione di portata è più ampio che nel caso della laminazione alla mandata; ciò è dovuto al fatto che, a parità di ascissa al limite del pompaggio (punto M), nel caso della laminazione alla mandata la portata è corretta con la p_1 , mentre nel caso della laminazione all'aspirazione la nuova portata è corretta con la $p'_1 < p_1$.

Nuovamente la temperatura T_{2C} alla mandata è maggiore di quella realizzata in condizioni di progetto.

Riflusso all'aspirazione

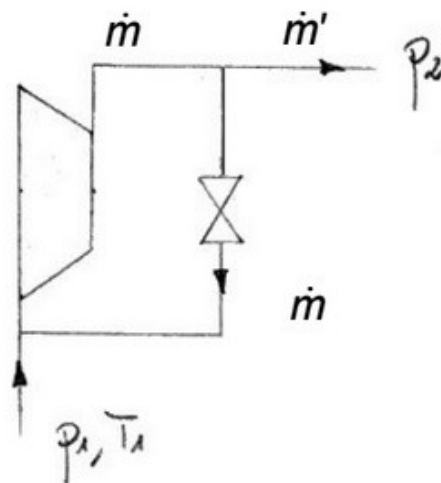


figura 5.6 Regolazione per riflusso all'aspirazione (schema dell'impianto).

La riduzione di portata è ottenuta facendo rifluire parte della portata mandata all'aspirazione: mediante una valvola si spilla una frazione della portata complessiva, inviando all'utenza una portata \dot{m}' inferiore a quella di progetto (secondo la richiesta). Questo metodo di regolazione non fa variare

(almeno in prima approssimazione) né il punto di funzionamento sulla mappa manometrica, né la potenza assorbita dal compressore.

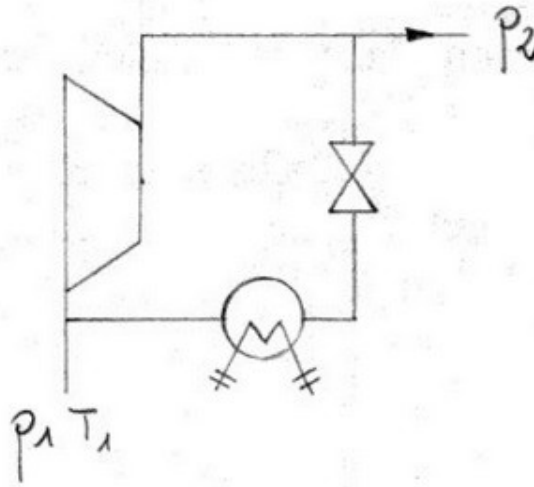


figura 5.7: Regolazione per riflusso all'aspirazione (schema dell'impianto con refrigeratore).

Per evitare che il compressore aspiri fluido sempre più caldo, è solitamente necessario introdurre un refrigeratore che riporti il gas che rifluisce all'aspirazione circa alla temperatura originaria T_1 (il lavoro richiesto per la compressione cresce al crescere della temperatura dei gas da comprimere).

Variazione del numero di giri

A parità di condizioni all'aspirazione, con questo metodo si fa variare il numero di giri della macchina e, pertanto, in modo direttamente proporzionale il numero di giri corretto.

Nel caso in cui la portata venga debba essere diminuita dal valore m (punto A di progetto) al valore m' , il nuovo punto di funzionamento si sposterà in B (in figura): il rapporto di compressione deve rimanere costante (perché costante deve essere la pressione alla mandata) e la portata è corretta con le condizioni ambiente originarie T_1 e p_1 .

Il nuovo numero di giri n' potrà essere letto sulla mappa individuando la nuova caratteristica manometrica su cui si trova al punto B.

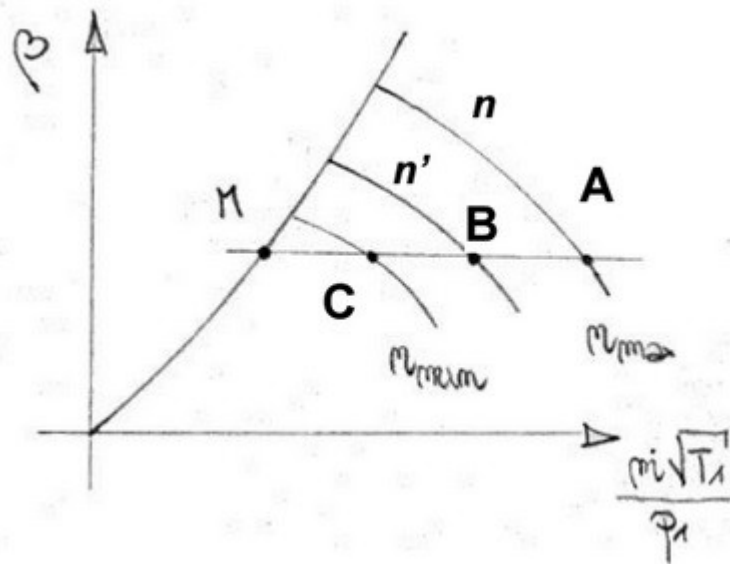


figura 5.7 Regolazione per variazione del numero di giri – spostamento del punto di funzionamento sulla caratteristica manometrica.

La variazione del numero di giri del compressore può avvenire in diversi modi:

- se il compressore è mosso da un motore elettrico, viene fatta variare la velocità angolare di quest'ultimo;
- se il compressore è trascinato da un motore a combustione interna, viene realizzato tra i due un collegamento a rapporto di trasmissione variabile;
- se il compressore è trascinato da una turbina, solitamente la velocità dell'intero turbogruppo si adatta alla diversa richiesta di portata.

La regolazione per variazione del numero di giri non è molto frequente, in quanto piuttosto costosa e complicata da un punto di vista realizzativo. Il rischio di raggiungere condizioni di instabilità (pompaggio) è inoltre molto elevato (regolando, ci si avvicina molto velocemente alla curva limite).

Variazione dell'angolo di calettamento delle pale

E' un metodo di regolazione solitamente utilizzato con i compressori centrifughi con diffusore palettato.

Si può pensare di ottenere una riduzione (ad esempio) di portata facendo variare l'angolo α di calettamento delle pale del diffusore: varia in tal modo l'area della sezione di passaggio del fluido nel diffusore.

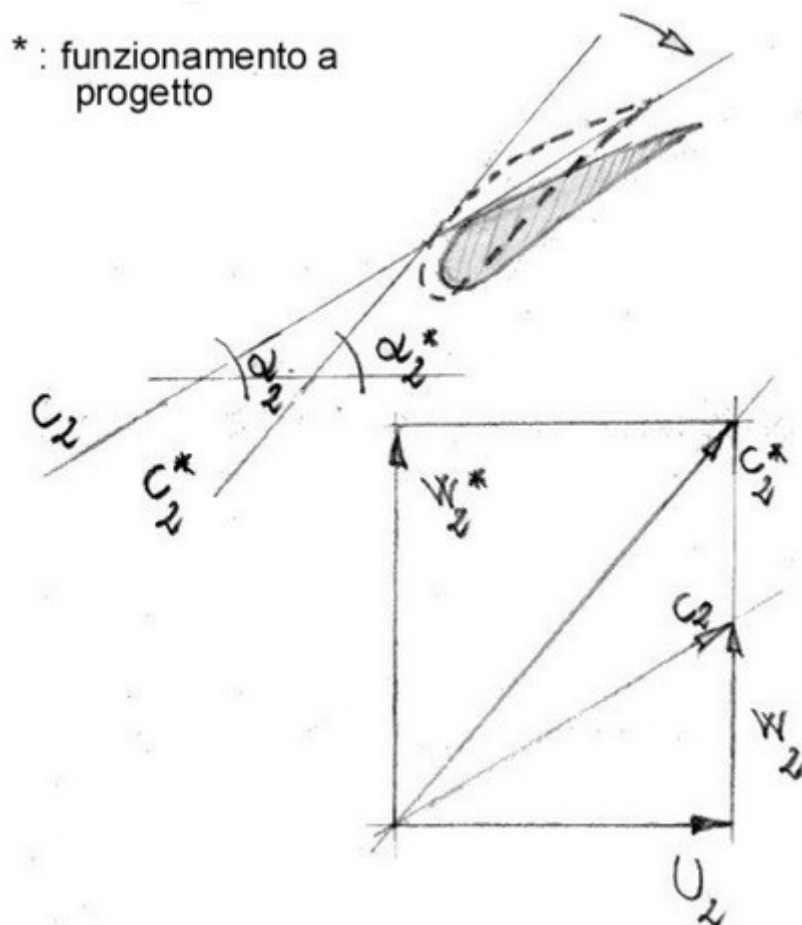


figura 5.8 : Regolazione per variazione dell'angolo di calettamento delle pale(variazione dei triangoli di velocità).

Se la portata che fluisce attraverso la macchina diminuisce, diminuirà anche la velocità w_2 in uscita dalla girante. A parità di u_2 (questo metodo di regolazione prevede la costanza del numero di giri), ciò comporta una minore velocità assoluta c_2 in uscita dalla girante, e diversamente inclinata (in figura, con l'asterisco sono indicate le grandezze a progetto).

Si può allora fare in modo che il nuovo orientamento delle pale sia tale che il nuovo angolo α'_2 geometrico di imbocco coincida con quello cinematico della corrente in uscita dalla girante: in questo modo si evitano brusche cadute del rendimento e si allontana il pericolo di stallo.

Sarebbe opportuno far variare l'inclinazione della corrente anche in ingresso alla girante (la nuova portata, e dunque la nuova velocità c_1 , saranno tali da non garantire più un corretto imbocco delle palette mobili).

Si può allora pensare di predisporre un predistributore della girante con orientamento variabile.

Questo tipo di regolazione comporta una variazione di tutta la caratteristica manometrica del compressore, che può ad esempio essere resa più favorevole al funzionamento a portate ridotte.

Per i turbocompressori assiali la pratica appena descritta è difficilmente realizzabile, poiché oltre a modificare l'angolo di calettamento delle pale statoriche sarebbe necessario regolare anche le pale rotoriche (degli stadi successivi), operazione estremamente complessa.

Uno dei pochi casi in cui si realizza una regolazione di tal genere è rappresentato dai ventilatori, che presentano solitamente poche pale e sono monostadio.

Confronto tra le diverse metodologie

Nel caso di regolazione industriale la portata e il rendimento variano, mentre rimangono costanti le condizioni nell'ambiente di mandata p_s e nell'ambiente di aspirazione p_1 e T_1 .

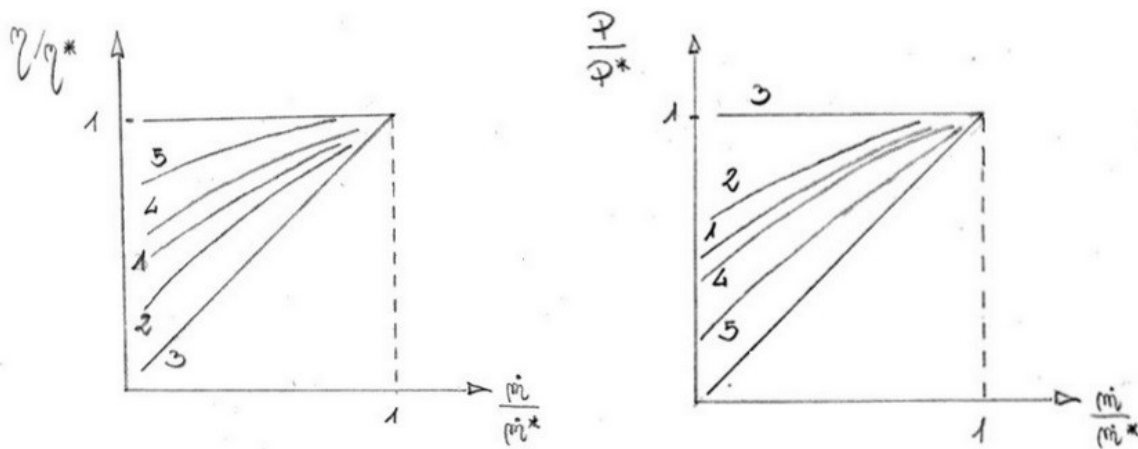


figura 5.9: Confronto tra le diverse metodologie numeri diversi i vari metodi di regolazione:

- 1- laminazione all'aspirazione;
- 2- laminazione alla mandata;
- 3- riflusso all'aspirazione;
- 4- variazione della velocità angolare;
- 5- variazione dell'angolo di calettamento delle pale.

1. Laminazione all'aspirazione. Il compressore compie un maggior lavoro massico, in quanto aumenta il rapporto di compressione elaborato (il maggior lavoro compiuto è perso per laminazione). Se, come spesso accade, il punto di progetto è il punto a massimo rendimento, allontanandosi da esso il rendimento diminuisce (tanto più quanto maggiore è la riduzione di portata che con la regolazione si vuole realizzare). Come visto, poi, la diminuzione di rendimento è più marcata di quanto si legge sulla caratteristica, poiché al maggior lavoro

richiesto dal compressore non fa riscontro un maggior effetto utile: si realizza un più alto quando ne servirebbe uno più basso. La potenza assorbita diminuisce anch'essa, ma meno che proporzionalmente alla portata: alla riduzione di portata si contrappone l'aumento di lavoro (T_1 costante e aumentato).

2. Laminazione alla mandata. Come per la laminazione all'aspirazione, si riduce la portata ed aumenta il rapporto di compressione: aumenta il lavoro massico compiuto, il che attenua la riduzione di potenza assorbita. Nel caso della laminazione alla mandata, l'aumento di è più marcato che nel caso della laminazione all'aspirazione: a parità di riduzione della portata, l'aumento di lavoro massico è più consistente, e quindi la potenza assorbita diminuisce meno rispetto al caso precedente. Anche il rendimento diminuisce, nell'ipotesi che il punto di funzionamento iniziale si trovi a max. Tale riduzione è più marcata che nel caso della laminazione all'aspirazione perché, come si è visto, a parità di riduzione di portata ci si sposta maggiormente dal punto di funzionamento di progetto.

3. Riflusso all'aspirazione. La portata smaltita dal compressore è costante, per cui resta inalterata la potenza assorbita. In questo caso il punto di funzionamento sulla mappa manometrica non varia. Il lavoro compiuto dal compressore sul fluido è in parte sprecato, poiché una frazione della portata di fluido compresso viene fatta rifluire all'aspirazione senza essere utilizzata. Sulla mappa del compressore si legge lo stesso h_c , ma il rendimento complessivo h dell'operazione si riduce proporzionalmente alla portata inviata all'utenza.

4. Variazione della velocità angolare. Al diminuire della portata trattata dal compressore, rimane costante: resta invariato il lavoro isentropico massico di compressione. La riduzione di potenza assorbita è allora dovuta al fatto che la portata in massa diminuisce più di quanto faccia il rendimento complessivo.

5. Variazione del calettamento delle pale. Il rendimento resta comunque elevato perché si ha sempre una buona condizione di imbocco delle palette. Di conseguenza la potenza assorbita diminuisce più che per gli altri metodi di regolazione.

Da quanto esposto, il metodo di regolazione per variazione del calettamento delle pale risulta il più efficiente (mininima riduzione del rendimento e massima riduzione della potenza assorbita al diminuire della portata).

Le portate minime ottenibili con le varie tecniche di regolazione sono praticamente nulle nei casi di regolazione per riflusso all'aspirazione e variazione del calettamento delle pale; corrispondono invece al raggiungimento della linea di pompaggio per le altre tecniche.

5.3 Regolazione aeronautica

È il tipo di regolazione caratteristico dei turbocompressori utilizzati per la sovralimentazione dei motori alternativi di tipo aeronautico.

Lo scopo è quello di mantenere costante la pressione all'aspirazione del motore (e dunque alla mandata del compressore) al variare della quota.

Al variare della quota di volo z variano sia p_{1z} che T_{1z} , cioè le condizioni dell'ambiente esterno. Per mantenere inalterate le prestazioni del motore è necessario che, a parità circa di portata inviata, la pressione di mandata p_2 resti costante.

Se il turbocompressore è stato progettato in modo da ripristinare alla quota z_a di adattamento la pressione del livello del mare, è evidente che, scendendo al di sotto di tale quota, il motore tenderebbe ad essere sovralimentato eccessivamente ($p_{1z} > p_{1z_a}$), con pressioni di sovralimentazione troppo elevate. Viceversa al di sopra della quota di adattamento.

Laminazione alla mandata

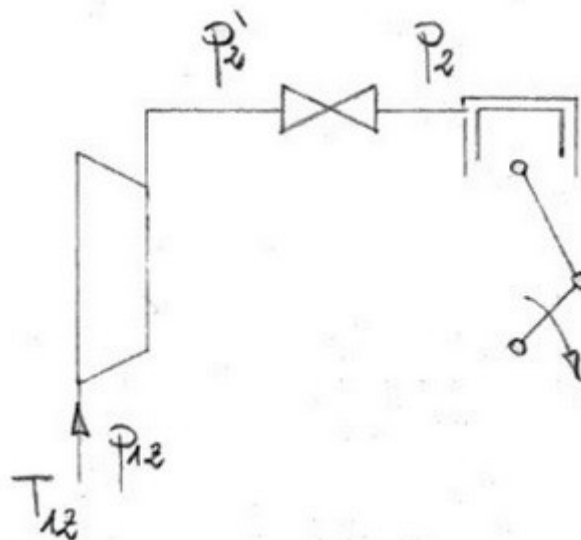


figura 5.10 Regolazione aeronautica per laminazione alla mandata (schema dell'impianto).

Chiudendo la valvola rappresentata in figura si evita che, al diminuire della quota di volo, la pressione in ingresso al motore salga oltre il limite di progetto.

Se $z < z_a$, allora $p_{1z} > p_{1z_a}$ e $T_{1z} > T_{1z_a}$, e quindi ci si sposta su una nuova caratteristica (varia il numero di giri corretto, mentre il numero di giri effettivo del compressore è costante).

Lo spostamento è comunque modesto, poiché la variazione di temperatura con la quota è piccola (circa 6.5 K ogni 1000m), ed è attenuata dalla radice con cui compare la temperatura nell'espressione del numero di giri corretto.

Il nuovo punto si individuerà essendo note le condizioni all'aspirazione p_{1z} e T_{1z} e considerando circa invariata la portata.

Essendo prevalente l'effetto della variazione di pressione al variare della quota, ci si sposta a sinistra rispetto al punto di progetto sulla mappa del compressore (minore portata corretta).

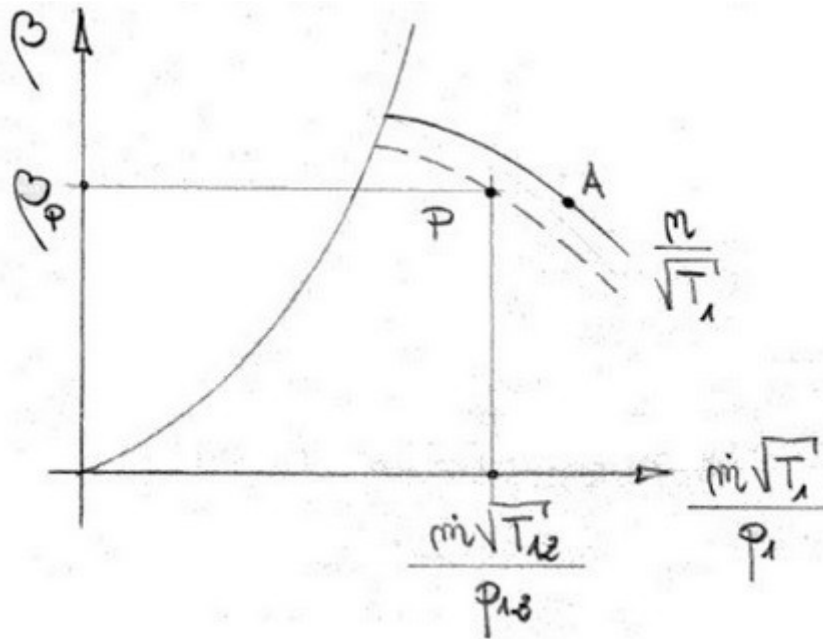


figura 5.11: Regolazione aeronautica per laminazione alla mandata (variazione del punto di funzionamento).

Partendo dall'ascissa così determinata si individua il nuovo punto di funzionamento sulla nuova caratteristica (punto P).

La nuova pressione di mandata

$$p'_2 = p p_{1z}$$

è inoltre maggiore della pressione a monte del motore p_2 .

Laminazione all'aspirazione

Si riduce la pressione alla bocca di aspirazione del compressore mediante la valvola rappresentata in figura:

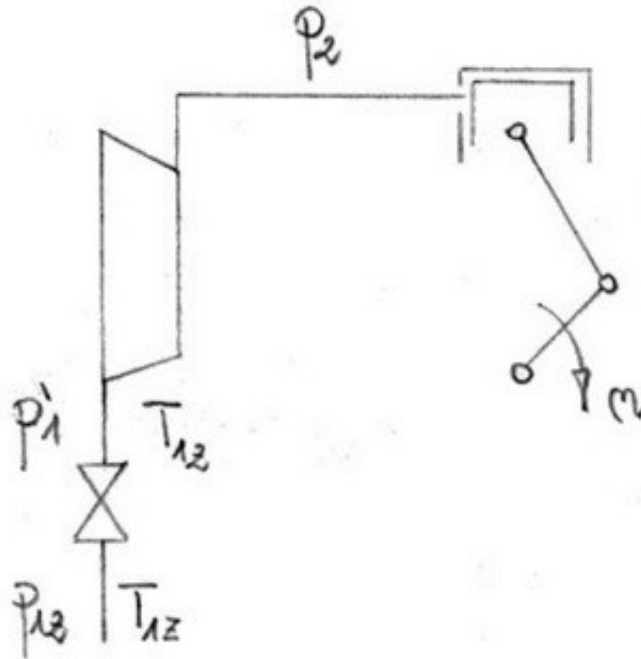


figura 5.12 : Regolazione aeronautica per laminazione all'aspirazione (schema dell'impianto)

Se fosse possibile trascurare la variazione di temperatura in ingresso al compressore causata dalla variazione di quota, visto che la laminazione è isoentalpica, si potrebbe effettuare la regolazione in modo da mantenere

$$p'_1 = p_{12A}$$

(A è il punto di progetto rappresentato in figura).

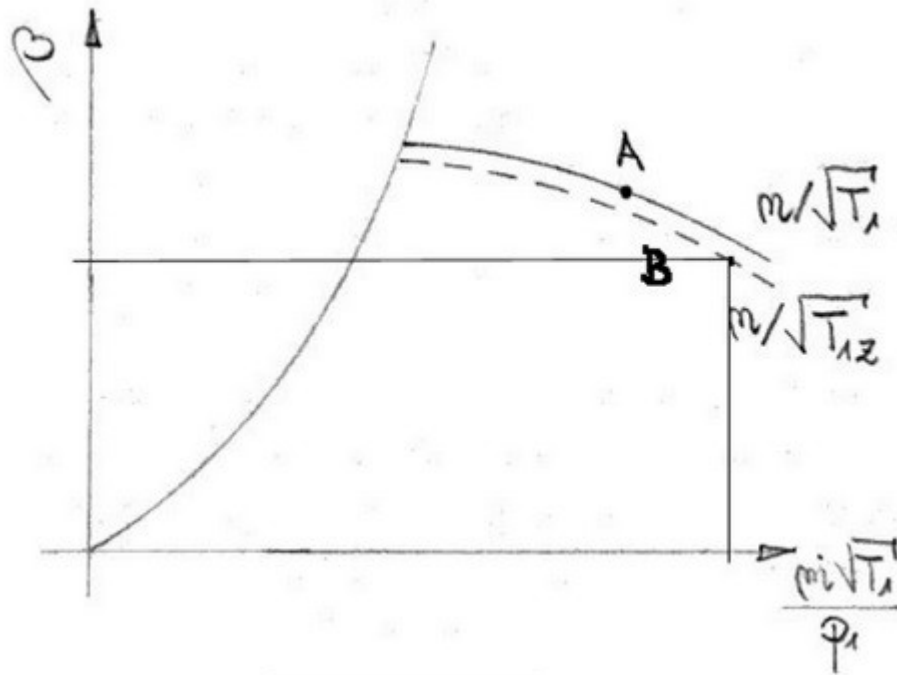


figura 13: Regolazione aeronautica per laminazione alla mandata (variazione del punto di funzionamento).

Il nuovo punto di funzionamento si troverebbe sulla stessa curva caratteristica (n e T_1 costanti) e allo stesso del punto iniziale (e dunque sarebbe identico al punto di progetto).

Essendo comunque la variazione della temperatura con la quota non rilevante, il nuovo punto di funzionamento si troverà su una caratteristica poco distante da quella corrispondente alle condizioni di progetto.

Variazione del numero dei giri

Se il turbocompressore è trascinato meccanicamente dal motore che deve sovralimentare, questa regolazione è attuabile solo qualora sia previsto un meccanismo che consenta di regolare il rapporto di trasmissione del collegamento tra le due macchine.

I dispositivi di trasmissione devono allora essere tali da realizzare rapporti elevati (la velocità del compressore deve essere dell'ordine delle decine di migliaia di giri al minuto, mentre il motore ruota a velocità angolari dell'ordine delle migliaia di giri al minuto).

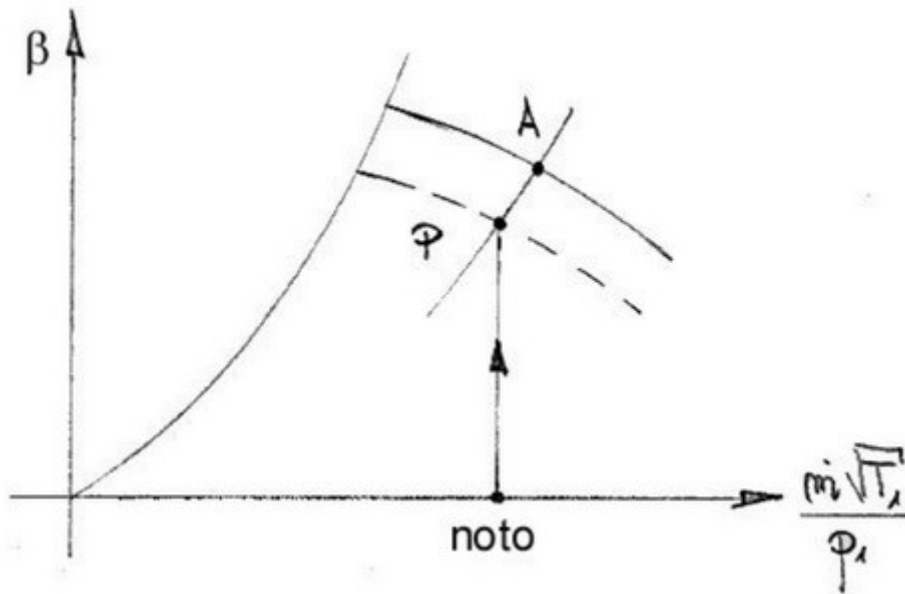


Figura 5.14: Regolazione aeronautica per variazione del numero di giri (spostamento del punto di funzionamento).

La corrispondente regolazione industriale, come visto, implica uno spostamento del punto di funzionamento lungo una linea a costante.

Nella regolazione aeronautica la situazione è differente: la pressione in ingresso al compressore p_{1z} aumenta al diminuire della quota.

Dovendo essere p_2 costante al diminuire della quota, deve diminuire in modo inversamente proporzionale all'aumento di p_{1z} .

Poiché la portata effettiva rimane costante, diminuisce anche la portata corretta (si passa dal punto A al punto P rappresentati in figura).

Il nuovo punto di funzionamento è individuabile all'intersezione della linea a p_2 costante con la nuova ascissa, nota: si determina così il nuovo numero di giri n_p .

Il compressore dovrà ruotare tanto più lentamente quanto più è bassa la quota di volo.

La velocità di rotazione del compressore deve essere molto alta in quanto il lavoro massico di compressione, a parità delle altre grandezze, come noto, è proporzionale al quadrato della velocità periferica in uscita dalla girante: quest'ultima deve essere notevole se si vogliono realizzare alti rapporti di compressione.

Si deduce, inoltre, come la velocità di rotazione del compressore, a parità di rapporto di compressione realizzato, debba essere tanto maggiore quanto più piccolo è il diametro della macchina.

Se il compressore è piccolo, pertanto, non può essere azionato meccanicamente dal motore, perché il rapporto di trasmissione sarebbe irrealizzabile.

E' questo il caso dei turbocompressori per la sovralimentazione automobilistica, che sono trascinati da una turbina azionata dai gas di scarico del motore.

Riflusso all'aspirazione

La regolazione per riflusso all'aspirazione si attua scaricando nell'ambiente esterno la frazione di portata non "richiesta" dal motore.

Nella corrispondente regolazione industriale il compressore non varia il proprio punto di funzionamento.

Nella regolazione aeronautica, invece, il punto di funzionamento varia perchè variano T_{1z} e p_{1z} : il nuovo punto di funzionamento si trova su una caratteristica differente e con un minore (punto B in figura).

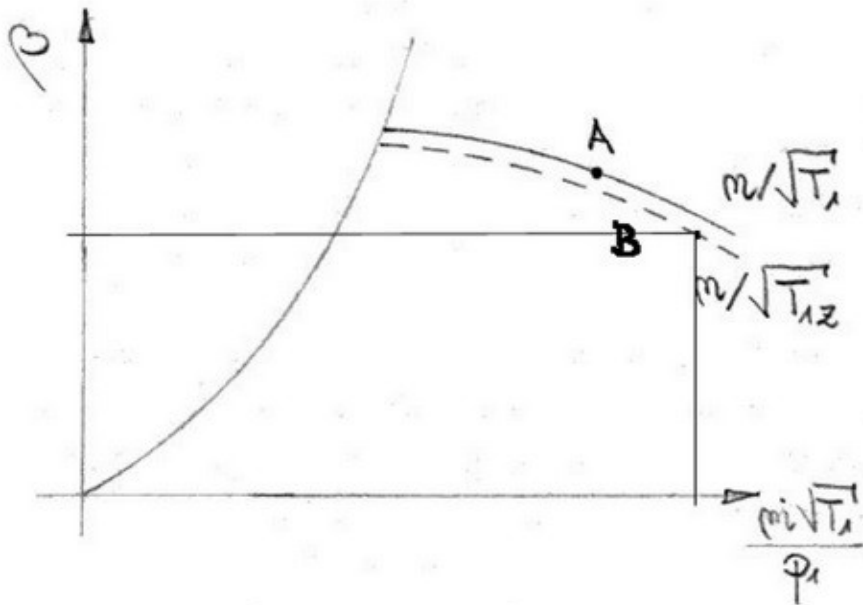


figura 5.15 : Regolazione aeronautica per riflusso all'aspirazione (spostamento del punto di funzionamento).

La portata complessivamente elaborata tende quindi ad aumentare sensibilmente: poiché l'obiettivo è quello di mantenere costante la portata inviata al motore al variare della quota, la portata in eccesso viene scaricata all'esterno mediante una valvola.

L'attuazione di questo tipo di regolazione risulta inefficiente nel caso di caratteristiche manometriche con rami piuttosto piatti: la riduzione del rapporto di compressione impone in tal caso grandi spostamenti dal punto di progetto, con conseguente elevata riduzione del rendimento del compressore.

5.4 Regolazione della pressione ramo turbina

La pressione di sovralimentazione è governata dalla variazione dell'incidenza del flusso dei gas di scarico che investe la turbina.

Nel caso in cui l'acceleratore fosse sempre tenuto premuto, la velocità della turbina aumenterebbe provocando un aumento della pressione di sovralimentazione. L'ulteriore sovralimentazione farebbe aumentare ulteriormente la velocità della turbina.

In altre parole verrebbe a crearsi una retroazione positiva che porterebbe a valori di pressione (e velocità di rotazione della turbina stessa) troppo elevati per essere sopportati dal motore.

Per controllare questo fenomeno viene comunemente utilizzata la valvola di wastegate che, aprendosi, permette ad una frazione dei gas di scarico di bypassare la turbina e defluire verso l'esterno, riducendo la velocità di rotazione della girante e quindi diminuendo la sovralimentazione (riflusso di aspirazione).

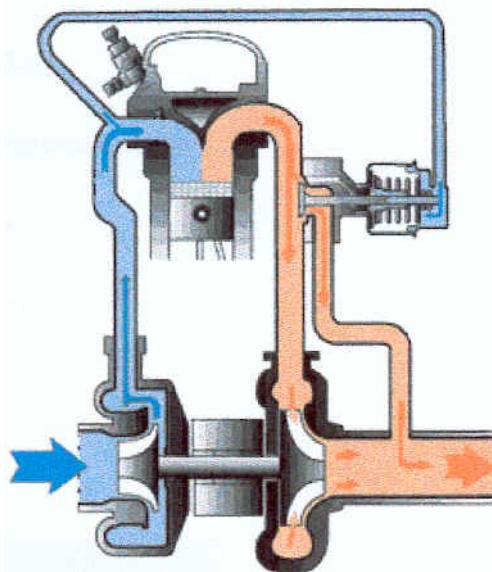


figura 5.16 Valvola Wastegate a controllo pneumatico

Esiste anche una funzione di bloccaggio di questa valvola nota come overboost: durante le forti accelerazioni, l'overboost blocca per pochi secondi il normale funzionamento della valvola di wastegate in maniera che il motore possa ricevere tutta l'aria pompata dalla turbina. In passato il tempo di overboost veniva regolato da un semplice timer mentre nelle implementazioni più recenti è gestito da una centralina elettronica.

Nel caso di raggiungimenti di quote differenti come nel caso dei UAV, la pressione e la densità dell'aria diminuisce e nasce un ulteriore problema in quanto c'è bisogno di avere la stessa portata di fluido in entrata nel motore.

Per le applicazioni aeronautica, nel caso in cui l'aereo avesse bisogno di un cambiamento di quota per esempio da alta a bassa quota, si avrebbe un brusco calo della pressione dovuto alla mancanza di accelerazione.

In questo caso la valvola deve rimanere chiusa per ristabilire la pressione nel ramo di aspirazione della turbina.

Nel caso di decollo invece, avendo condizioni di pressione e densità dell'aria atmosferiche nominali la valvola deve rimanere aperta e quindi il passaggio dei gas di scarico viene quindi deviato direttamente allo scarico (motore aspirato).

In assenza di questa valvola il motore andrebbe incontro a rottura certa.

Capitolo 6: Valvola per la regolazione della pressione

6.1 Le valvole di controllo

Una valvola di controllo è una valvola che può essere impiegata in condizioni stazionarie con posizioni dell'otturatore intermedie fra apertura completa e chiusura completa, permettendo di raggiungere valori intermedi della portata e conseguentemente della perdita di carico nella valvola, allo scopo di controllare lo stesso o un altro parametro.

La valvola ideale dovrebbe avere una caratteristica di regolazione lineare, e di ciò si tiene conto scegliendo il giusto profilo dell'otturatore in funzione del tipo di processo. Se ad esempio la pressione differenziale sulla valvola è costante alle diverse aperture di valvola, si tende a scegliere una valvola con caratteristica di regolazione lineare. Può accadere invece spesso che la differenza di pressione esistente sul corpo valvola non sia costante, ma vari al variare dell'apertura della valvola stessa. Quando la valvola è chiusa ci sarà la massima pressione differenziale. Man mano che la valvola apre, tale differenza di pressione si riduce fino a diventare minima per valvola tutta aperta.

In questo caso si sceglierà una valvola con caratteristica di regolazione equipercentuale. Il profilo dell'otturatore è tale che, ad esempio, al 50% di corsa si libera una sezione di passaggio più grande di quella di una valvola lineare, proprio per incrementare la portata che altrimenti sarebbe ridotta per effetto dell'abbassamento della pressione differenziale.

6.2 Wastegate

I componenti della Wastagate pneumatica sono molto semplici, è una banale valvola on-off cioè o è aperta o è chiusa.



figura 6.1 componenti wastegate pneumatica

La valvola wastegate è un meccanismo che si compone di più parti ma le fondamentali sono due:

- valvola
- attuatore

La valvola può essere:

- a sportello
- a clappè
- a fungo

Le più diffuse sono quelle a sportello, tale sportello può essere incorporato nella fusione principale della chiocciola della turbina, oppure inserito in un coperchio che viene imbullonato sulla chiocciola stessa.

Questi tipi di valvola sono relativamente comodi, pratici ed economici per quanto riguarda l'installazione, tuttavia, spesso possono portare ad un decremento del potenziale del sistema, in quanto scaricano i gas in eccesso subito a valle della girante di scarico del turbo, generando in tal modo turbolenze e contropressioni nocive alle prestazioni; per esempio considerando concettualmente la girante di scarico come una girandola, quando questa è in rotazione, se c'è una corrente d'aria in senso contrario la girandola tenderà a rallentare o a fermarsi del tutto.

Questo è esattamente ciò che succede in un turbo con wastegate incorporata, specie se di vecchia generazione; all'apertura dello sportello corrisponde un'emissione di

un flusso di gas che finisce anche contro la parte esterna della girante di scarico. Se il sistema di scarico è molto efficiente (molto libero) e la turbina è caratterizzata da un a/r sufficientemente grande, la contropressione generata dalla wastegate non avrà un influsso troppo deleterio sulle prestazioni, in caso contrario la contropressione potrà risultare decisamente penalizzante.

Le dimensioni della valvola wastegate sono molto importanti e vanno valutate attentamente considerando sia la potenza massima teorica dell'applicazione, sia le caratteristiche della turbina installata; se ad es. la wastegate fosse troppo piccola, la pressione potrebbe salire in modo incontrollabile con l'aumentare dei giri del motore, se viceversa fosse troppo grande, potrebbe causare uno svuotamento troppo repentino del complesso collettore chiocciola, generando un'ondeggiamento della pressione difficilmente controllabile ed un calo generale delle prestazioni.

L'attuatore è il meccanismo che aziona la valvola wastegate, si compone solitamente di una membrana chiusa in un polmone comandata dalla pressione del condotto di aspirazione, che aziona una stecca che muove il leveraggio della valvola, oppure direttamente lo stelo della valvola nel caso della wastegate separata a fungo.

La taratura dell'attuatore, si basa fondamentalmente sull'escursione e sulla forza della molla: in genere l'escursione è vincolata dal tipo di valvola a cui viene applicato, e non dovrebbe essere variata, mentre le caratteristiche della molla sono molto importanti ai fini delle prestazioni, è pertanto sconsigliabile tentare di modificare la taratura del polmone agendo sulla corsa, in quanto si potrebbe alterare il regolare funzionamento del sistema, occorre piuttosto intervenire sul tipo di molla e sulla gestione del controllo della pressione nel polmone (overboost). Un eccellente sistema di controllo della pressione, viene effettuato pilotando la membrana da entrambi i lati, modulandone in tal modo sia l'andata che il ritorno: questo controllo non è di semplice messa a punto, ma una volta tarato offre i migliori risultati.

Nel motore endotermico turbocompresso, la wastegate è una valvola di pressione massima utilizzata per il controllo delle condizioni d'esercizio della turbina mossa dai gas di scarico.

La valvola è posizionata nel collettore di scarico (lato turbina) e la sua apertura è proporzionale alla pressione di sovralimentazione (lato compressore). L'azionamento della valvola di wastegate, volto ad evitare che il sistema di sovralimentazione venga sollecitato eccessivamente, mantiene la velocità di rotazione della turbina entro certi limiti, limitando in questo modo anche la pressione di sovralimentazione.

Nel caso dell'azionamento pneumatico, la valvola è comandata da un tubo connesso al lato compressore. Superato il limite di attenzione, la pressione interna del compressore vince la resistenza di una molla posta all'interno della valvola,

provocandone l'apertura. In questo modo parte dei gas di scarico viene convogliata verso l'esterno bypassando la turbina, che decelera insieme al compressore riducendo la pressione di sovralimentazione.

Nelle automobili di nuova concezione la valvola di wastegate è invece controllata elettronicamente da una centralina elettronica, solitamente dalla centralina di controllo del motore stesso.

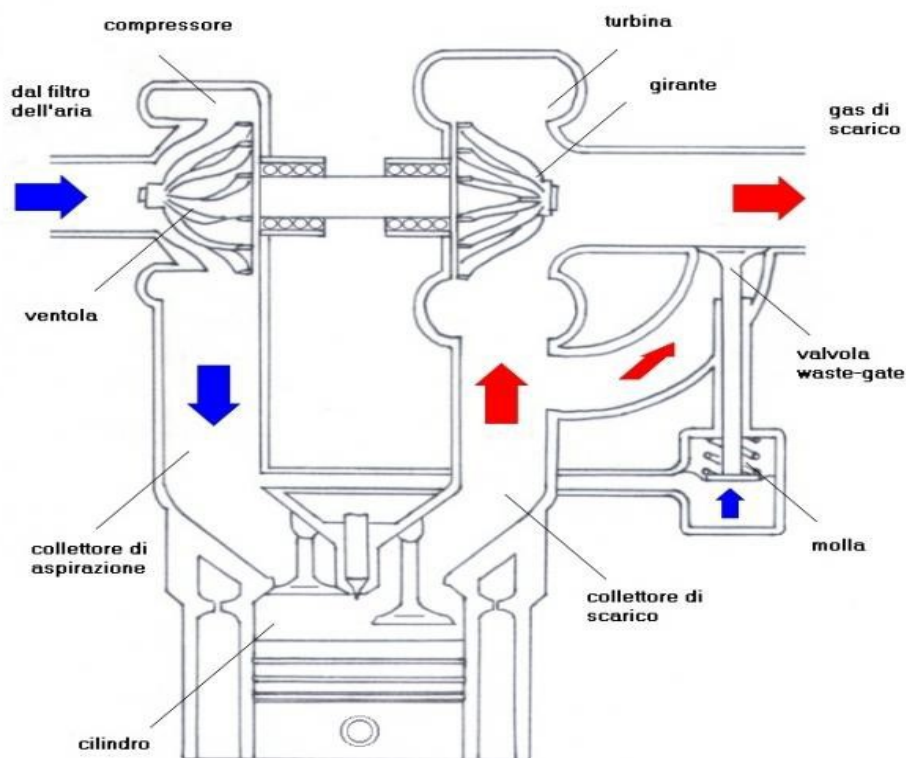


figura 6.2 Funzionamento wastegate

Il motore, evitando di lavorare a rapporti di compressione troppo elevati, non viene influenzato negativamente sulla sua durata e non si compromette l'efficacia della combustione. Tuttavia, questo sistema presenta qualche problema costruttivo per la valvola di sfiato, dovuto all'alta temperatura e all'aggressività chimica dei gas combustibili.

6.3 Osservazioni

La valvola Wastegate è assolutamente necessaria ma non soddisfa le seguenti condizioni

- velocità del tempo di risposta
- resistenza a pressioni più elevate
- parzializzazione lineare di apertura/chiusura della valvola

Vantaggi della valvola EGR

- Apertura della valvola più veloce e tempo di risposta di chiusura migliorato in relazione alle interazioni con la centralina del motore. Hanno un driver compatibili con ECM (electronic control unit).
- Miglior parzializzazione lineare di apertura e chiusura della valvola
- Miglior resistenza della valvola alle contropressione allo scarico
- La valvole è in acciaio inossidabile che fornisce ottime prestazioni di resistenza alla corrosione, alle alte temperature ed all'usura

6.4 Valvola EGR

La valvola EGR a controllo elettronico è composta da due parti:

- 1- motore elettrico (attuatore)
- 2- corpo della valvola



figura 6.3 Valvola EGR. Parte superiore motore elettrico, parte inferiore corpo valvola

MOTORE ELETTRICO

La valvola EGR viene comandata dalla centralina del motore tramite un segnale Pulse Width Modulation (PWM) consentendo la regolazione della quantità di gas di scarico in rapporto alla pressione necessaria.



Figura 6.4 sezione del motore elettrico

Il funzionamento avviene per moto rotoidale.

Il motore elettrico controllato dal PWM genera così un moto che provoca l'azionamento della valvola.

Con un semplice meccanismo albero-camma ottengo il moto alterno (della valvola) da un moto rotoidale (albero)



figura 6.5

VALVOLA

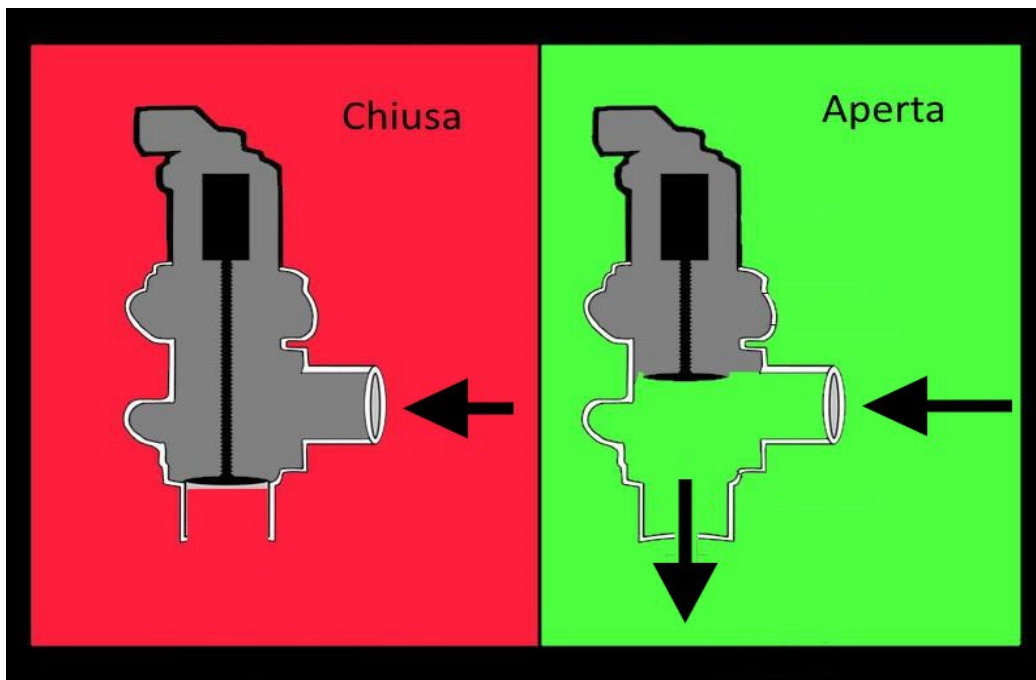


figura 6.6 apertura e chiusura valvola EGR

All'interno della valvola sono presenti due sensori:

Il sensore di posizione rileva il movimento e la posizione della valvola EGR.

Il sensore di pressione rileva il flusso di gas di scarico che attraversa il corpo della valvola.

I sensori di posizione sono montati sulla parte superiore della valvola EGR mentre i sensori di pressione sono situati vicino al condotto del gas di scarico.

FUNZIONAMENTO

Lo scopo più comune, ma non nel nostro caso di lavoro, del sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation) è quello di ridurre l'inquinamento facendo ricircolare parte dei gas di scarico per abbattere gli ossidi di azoto in uscita verso la marmitta.

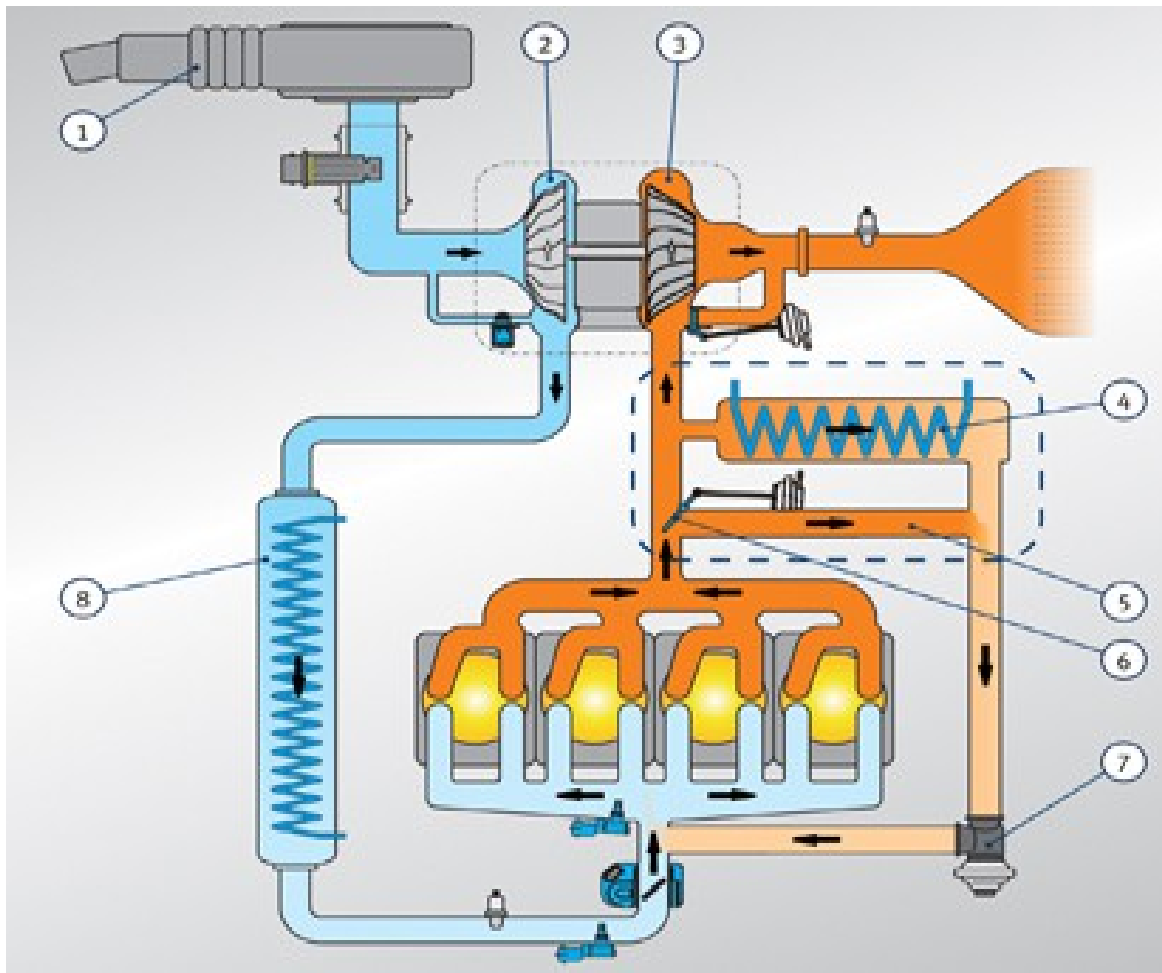


Figura 6.7 : 1. Filtro dell'aria; 2. T turbocharger (compressore); 3. Turbocharger (turbina); 4. EGR cooler; 5. Bypass duct; 6. Bypass flap; 7. Valvola EGR; 8. Intercooler

Si spilla una parte dei gas di scarico dal collettore, tramite una valvola (6) lo si invia eventualmente ad un piccolo scambiatore (4) che lo raffredda e poi lo invia al collettore di aspirazione dove questi gas, essendo esausti, cioè senza ossigeno, non partecipano alla combustione, e quindi fanno sì che la temperatura all'interno del cilindro si abbassi di quel tanto, calcolato in sede di progetto, che serve a portare gli scarichi alla percentuale desiderata gli ossidi.

Per ottenere questo ricircolo dei gas combusti, durante la fase terminale dello scarico e la fase iniziale dell'aspirazione si utilizza un'apposita elettrovalvola o idrovalvola (7), l'Exhaust Gas Recirculation (valvola EGR) .

La valvola EGR non è un dispositivo isolato, ma fa parte di un gruppo di componenti - il gruppo EGR - che comprende, oltre all'omonima valvola, altre elettrovalvole di comando, tubi, cavi, ed in diversi motori anche un motorino apposito. Su alcuni motori il gruppo EGR include due valvole EGR.

Per il nostro caso di lavoro con il motore Wankel la valvola EGR viene utilizzato per regolare la pressione dei gas in uscita dal motore
La valvola EGR comandata elettronicamente con il PWM dalla centralina convoglierà i gas di scarico dove è più opportuno.

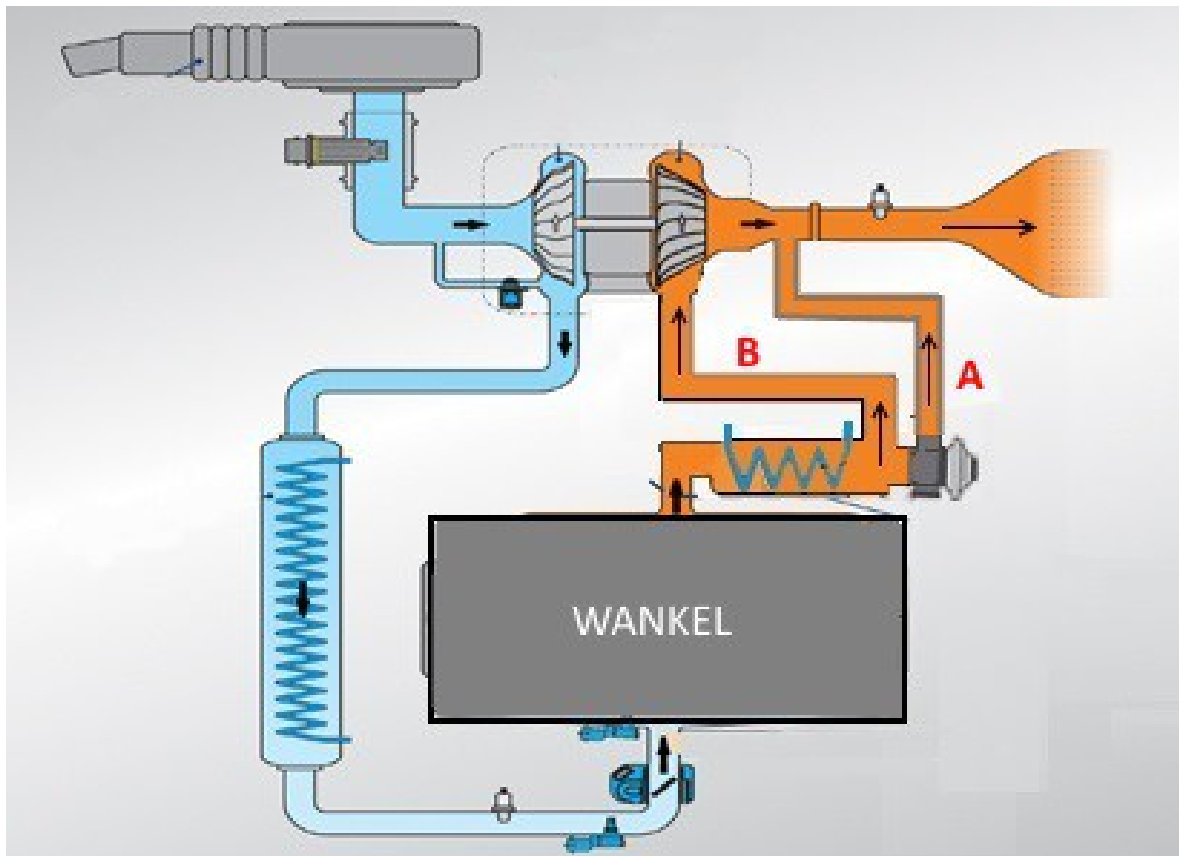


Figura 6.8 Funzionamento sovralimentazione con motore R902

Dopo il passaggio nel motore i fluidi di scarico convogliano nel manicotto di raffreddamento in quanto il contenuto entalpico dei gas è troppo elevato per poter operare

Successivamente i gas si trovano ad un bivio:

A-se la valvola Egr è aperta i gas vengono direttamente convogliati verso lo scarico

B-con la valvola chiusa i gas passano per la turbina e successivamente allo scarico.

6.5 Scelta della valvola EGR

Per trovare la valvola EGR più opportuna è stato necessario selezionare il componente commerciale con le caratteristiche necessarie e con le dimensioni più ridotte; a differenza della Wastegate la valvola EGR è più costosa e ha maggior ingombro.



Figura 6.9

La valvola EGR che è stata presa in esame per studiarne le caratteristiche e per il montaggio all'interno del sistema turbocompresso è identificata con il codice Delphi EG10396-12B

La valvola in figura 6.9 era precedentemente montata su una Peugeot 407 2.0 HDI diesel del 2007.

Il prezzo del componente usato si aggira sugli 80 euro mentre il prezzo arriva sul 180/200 euro per una valvola EGR di fabbrica.

Questo modello di valvola EGR commerciale è applicabile anche ai seguenti veicoli

Citroën: C4-C5 -C8

Peugeot: 307 - 407 -807

Fiat: Scudo - Ulisse

Lancia: Phedra

Ford: C-Max- Focus - Galaxy- Kuga -Mondeo

Volvo: C30-C70-V40-V50

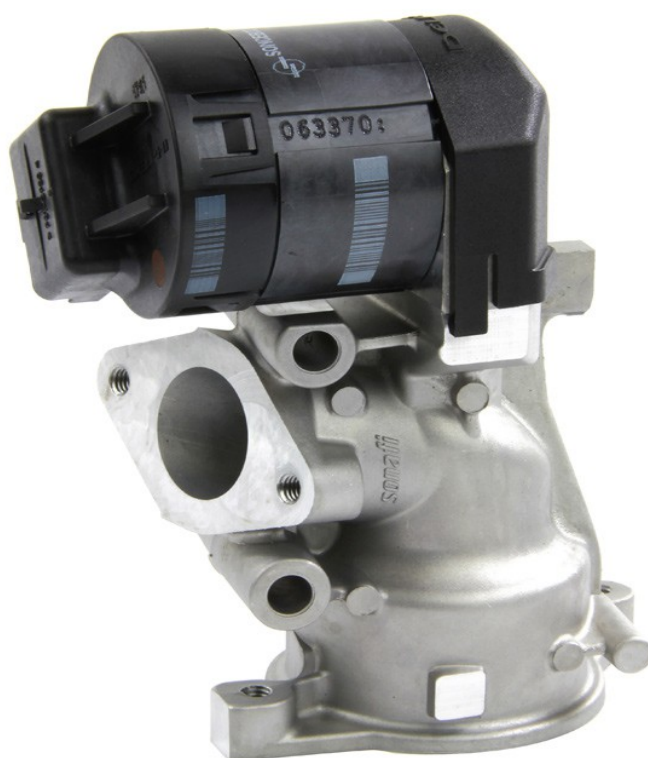


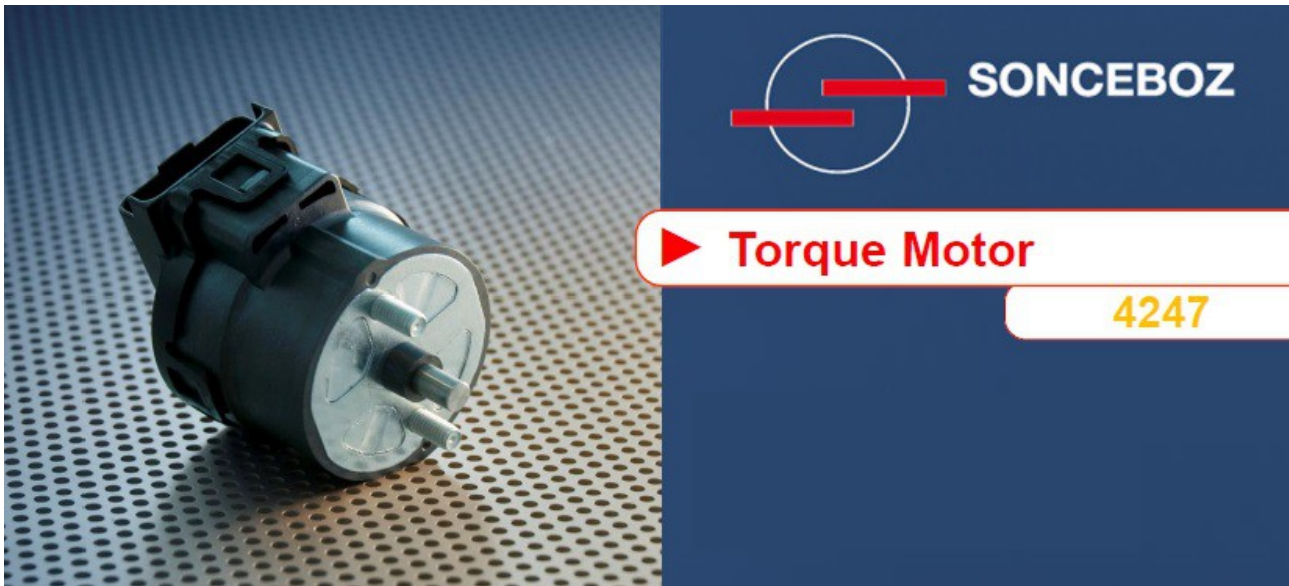
figura 6.10

6.6 Caratteristiche del motore rotativo



figura 6.11

Il motore elettrico montato sulla valvola EGR è prodotto dalla casa produttrice svizzera SONCEBOZ e il codice modello è 4247.



Visionando il catalogo del motore è possibile ottenere le caratteristiche principali.

Working angle [°]	75 max
Positioning time [ms]	< 100
Weight [g]	330
Peak torque @ 13.5V [mNm]	650

Resistance [Ω]	2
Inductance [mH]	14
Torque constant [mNm/A]	100
Motor constant [mNm/√W]	70
Detent torque [mNm]	38

Sensor signal Programmable: - Analog: 0.5 to 4.5 V
 - Digital: PWM / SENT

Qualified for on-engine applications:

Ambient temperature: -40 ... > +160° C
 Vibrations: 40 g

Caratteristica Dinamica

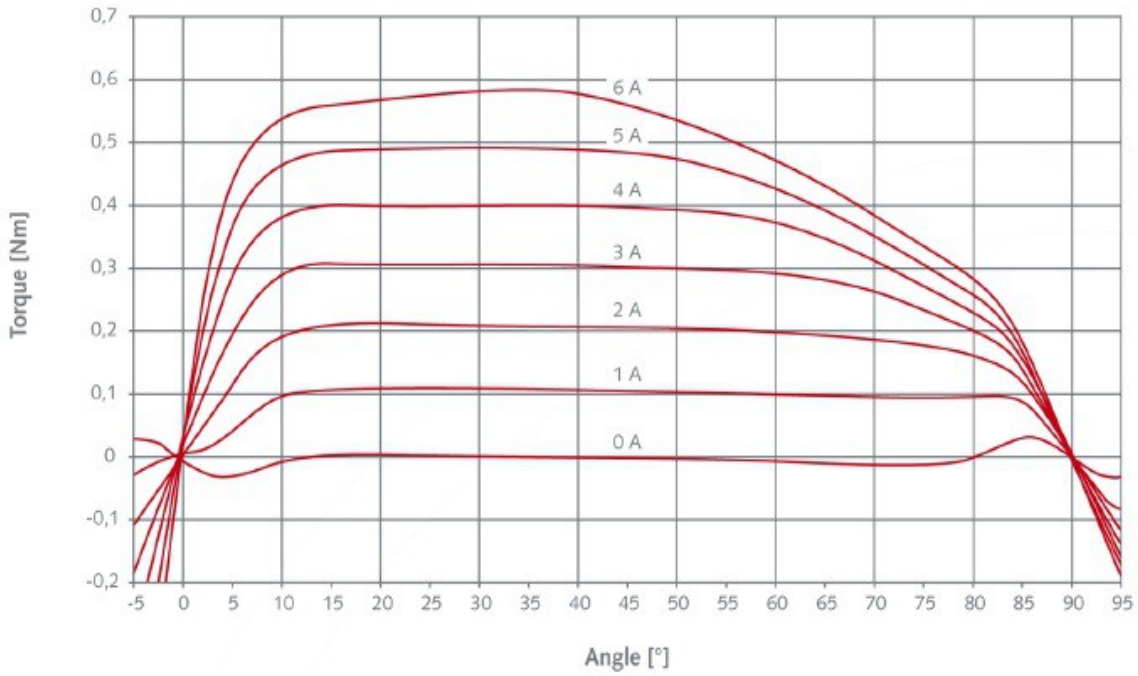


figura 6.12

Le dimensioni:

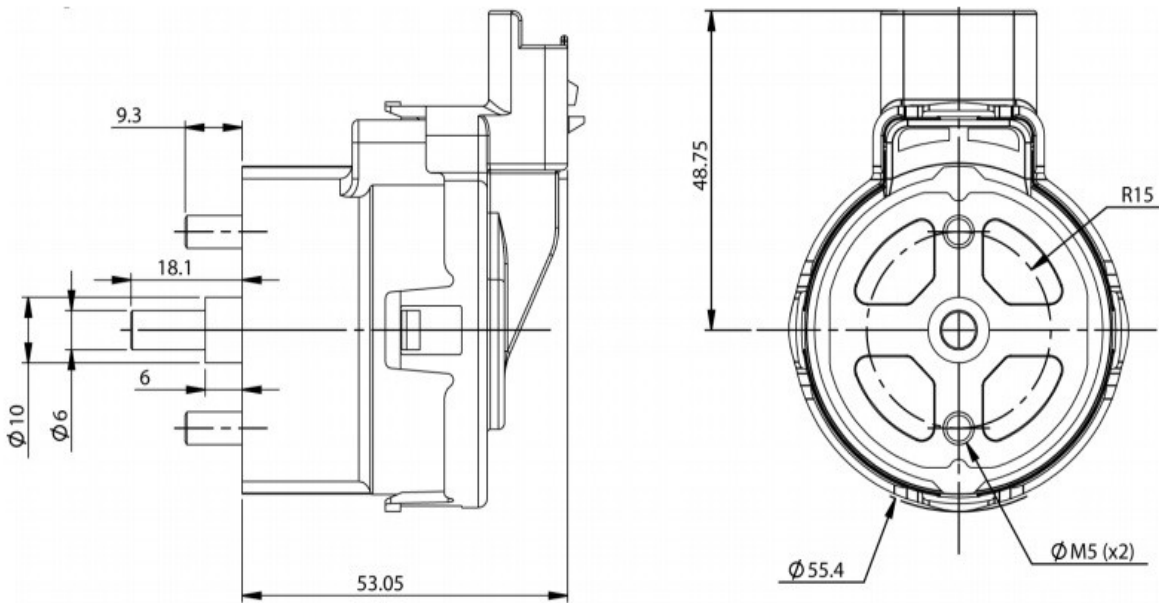


figura 6.13

6.7 Corpo valvola



figura 6.14

Il produttore della Valvola è Delphi

Modello: EG10396-12B1

Peso 998 g

Dimensioni e specifiche

Altezza 48.8 cm

Lunghezza 72.4 cm

Larghezza 55.1 cm

Capitolo 7: Modellazione con Solidworks

7.1 Introduzione

La modellazione di solidi 3D offre svariati vantaggi rispetto alla progettazione 2D.

SolidWorks fornisce un sistema CAD 3D intuitivo che combina facilità di utilizzo e funzionalità di modellazione avanzate in grado di gestire i progetti più complessi. SolidWorks accelera la progettazione, consentendo di risparmiare tempo e costi di sviluppo e aumentando la produttività.

Successivamente aver definito i componenti necessari per poter soddisfare i nostri obiettivi si è passato alla scelta dei componenti commerciali.

Il compito successivo è stato e procedere alla modellazione 3D con Solidworks. Questo è stato il risultato:

7.2 Valvola EGR

Vista 1



figura 7.1

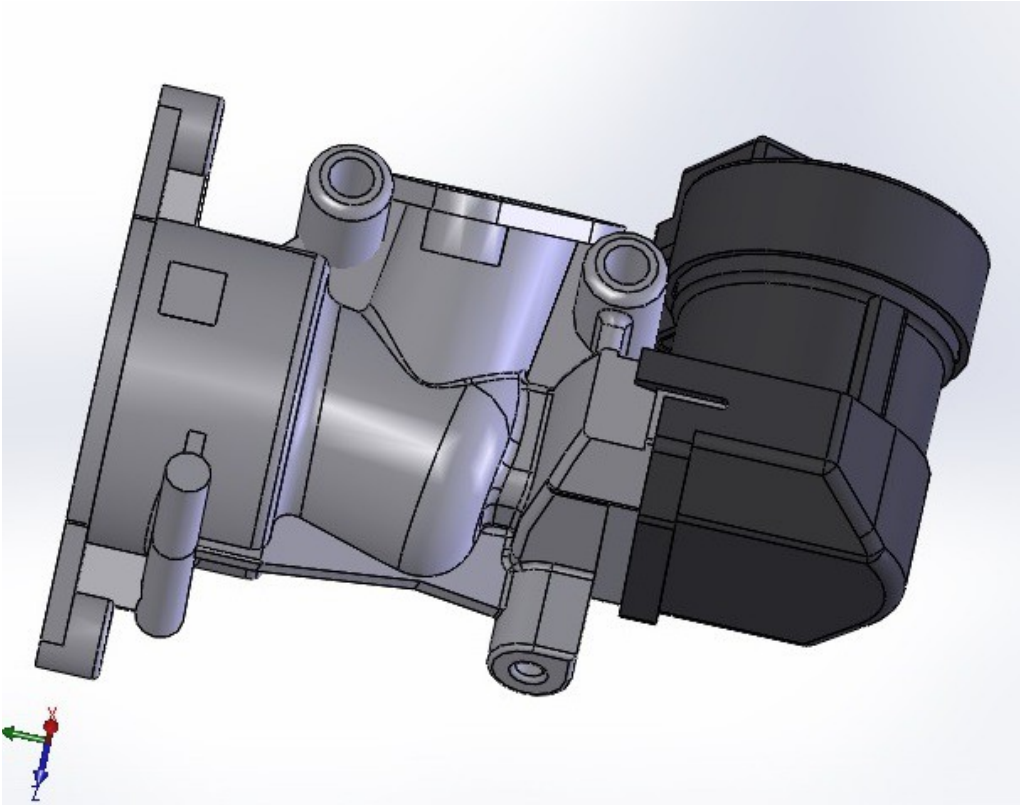


figura 7.2

Vista 2



figura 7.3

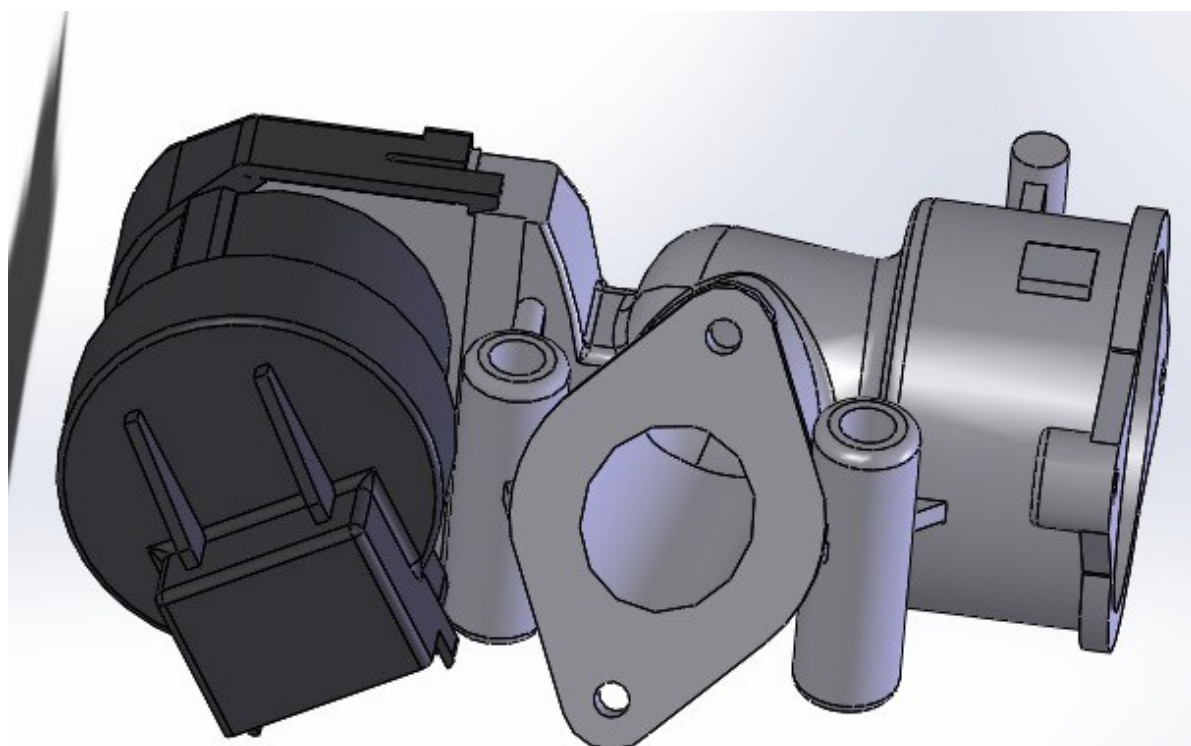


figura 7.4

Vista 3



figura 7.5

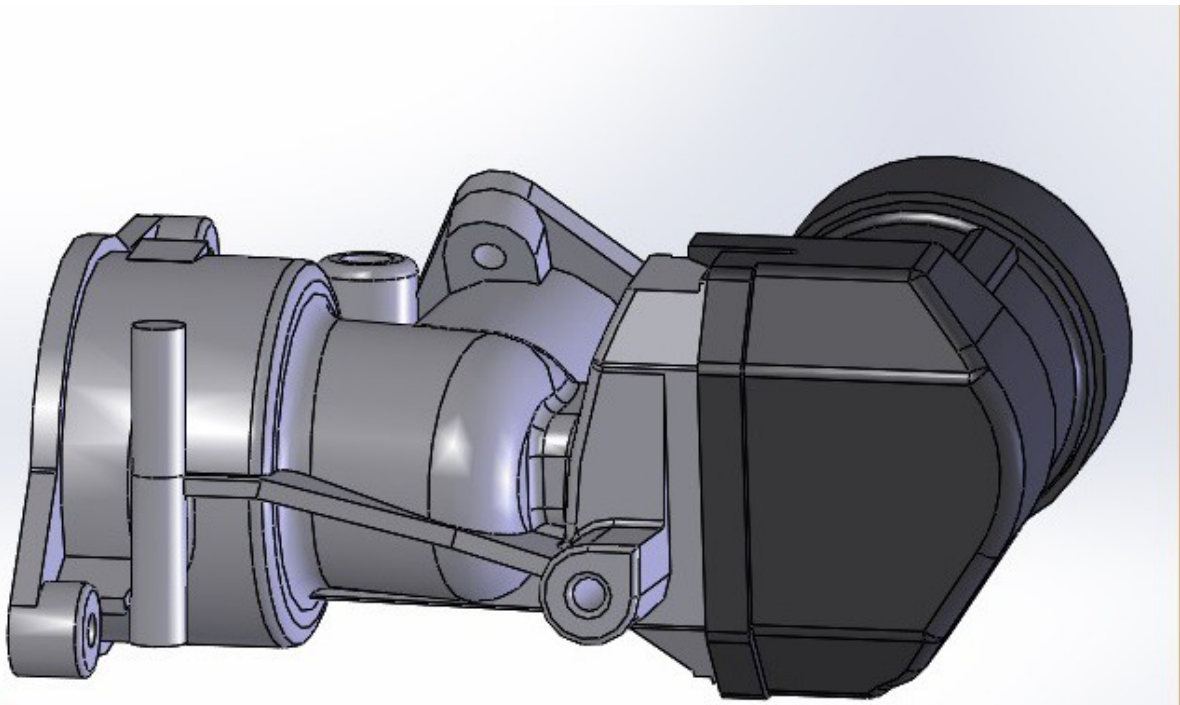


figura 7.6

Vista 4



figura 7.7

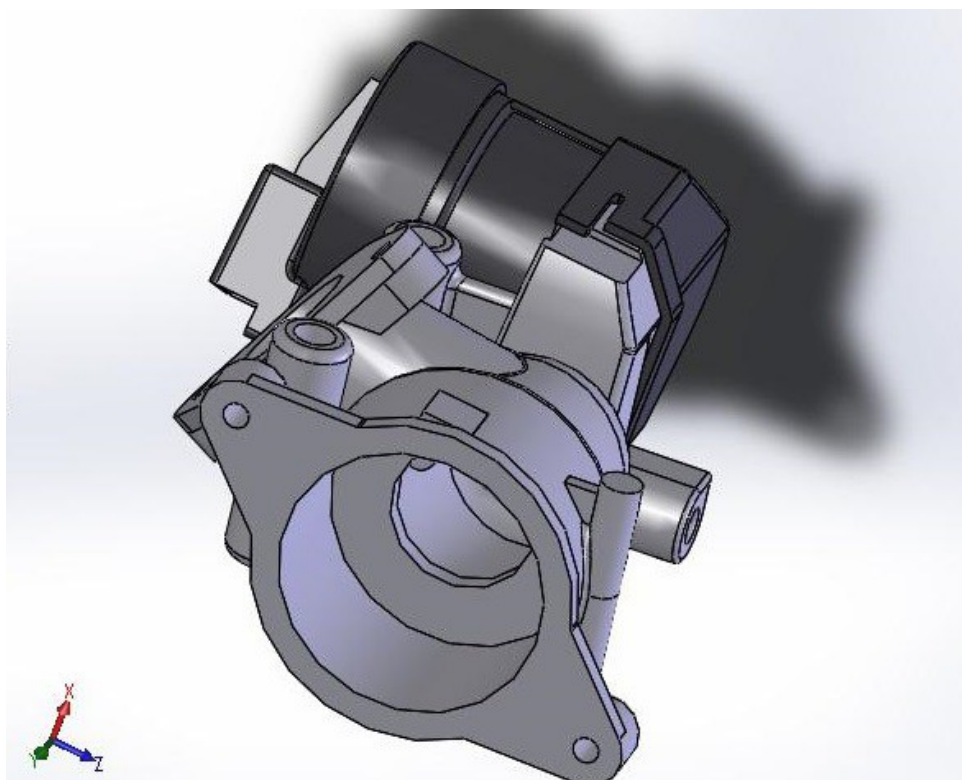


figura 7.8

7.3 Manicotto per il raffreddamento

Per la scelta del manicotto di raffreddamento si è optato per un componente che si adeguasse all'architettura del turbocompressore di ripristino.

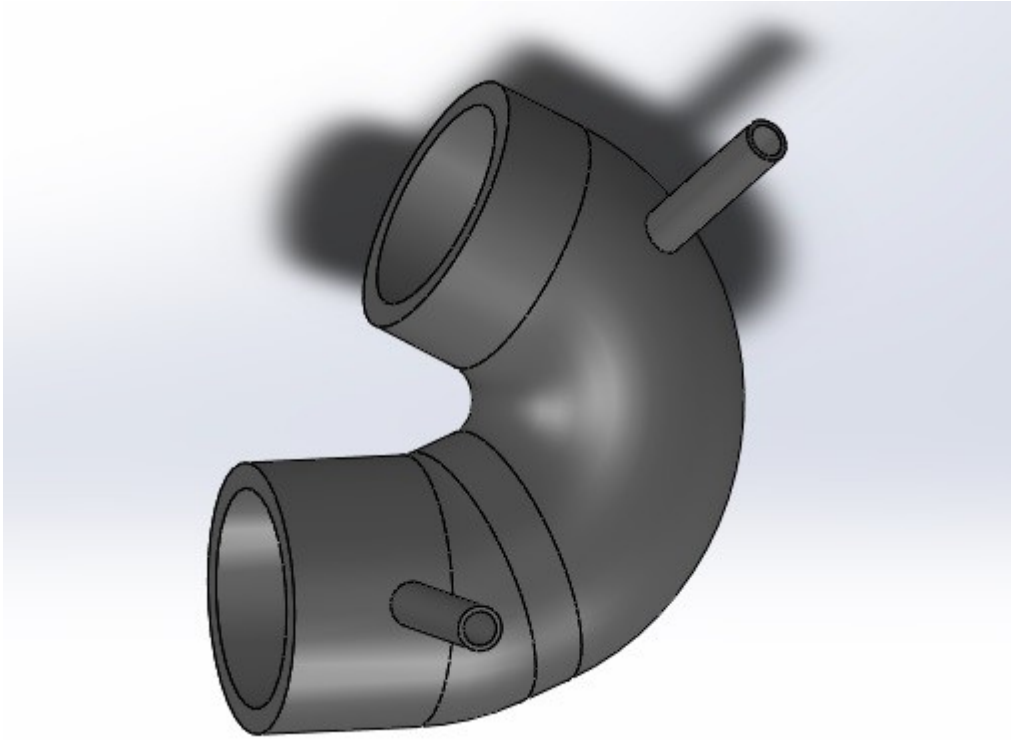


Figura 7.9

Il manicotto è composto da una tubazione (collegamento tra mandata del motore e aspirazione valvola EGR o Turbina) e da un condotto (di refrigerazione) incluso all'interno della tubazione.

7.4 Assieme

Valvola EGR e manicotto di raffreddamento vengono collegati con tubi e giunti in un sistema come seguente:

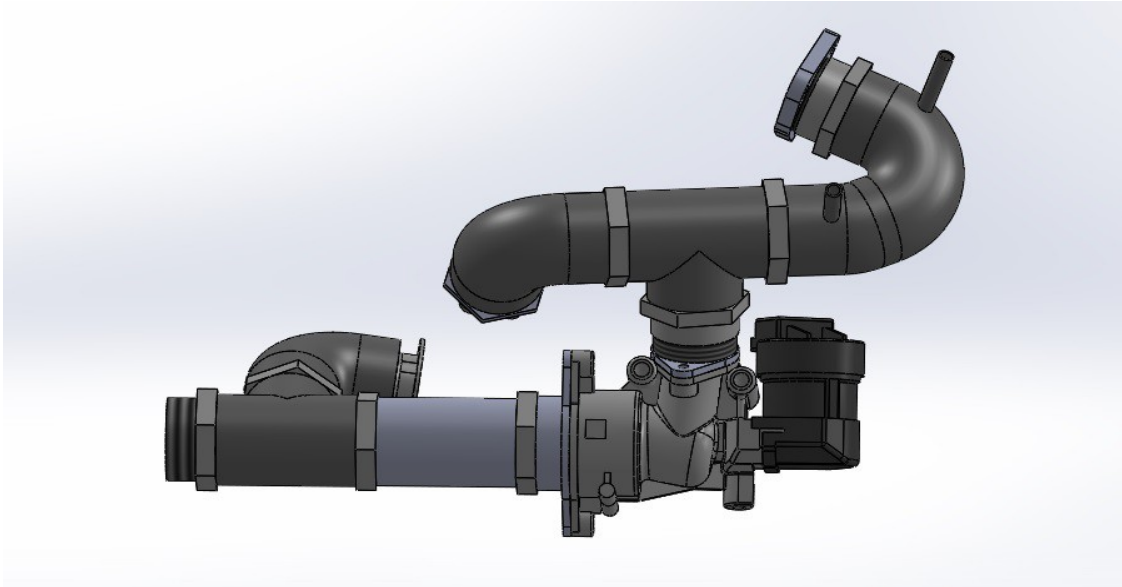


figura 7.10

Successivamente il sistema di controllo attivo della pressione allo scarico del motore viene collegato al sistema di sovralimentazione :

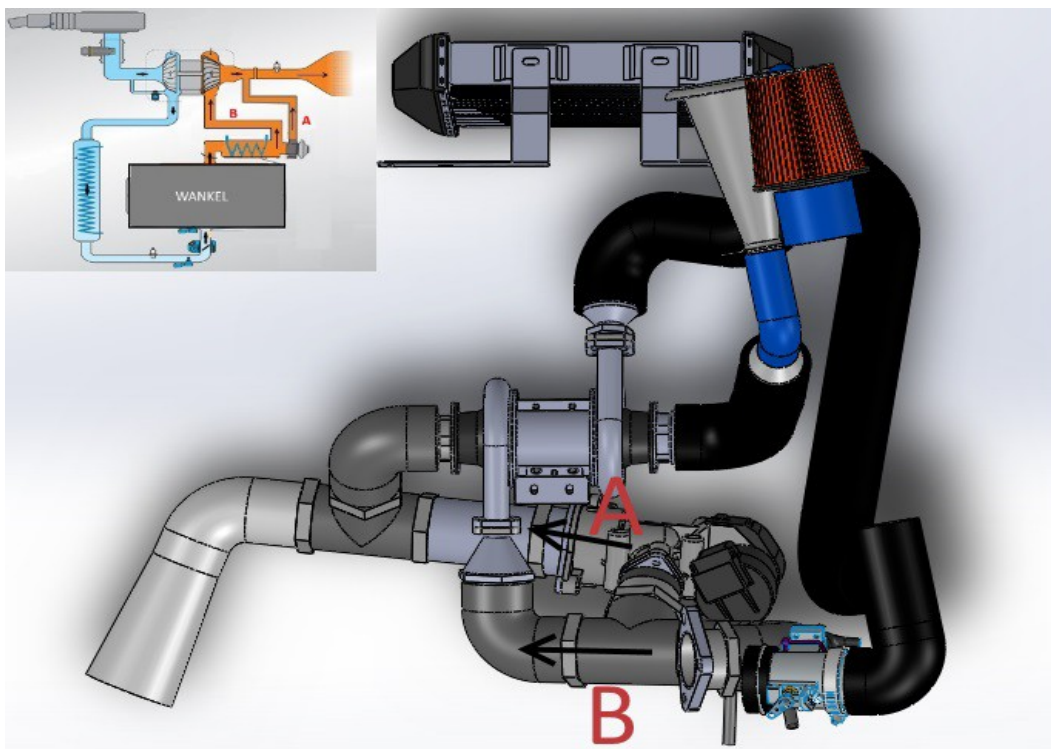


figura 7.11

Infinte il sistema di sovralimentazione collegaro al motore:

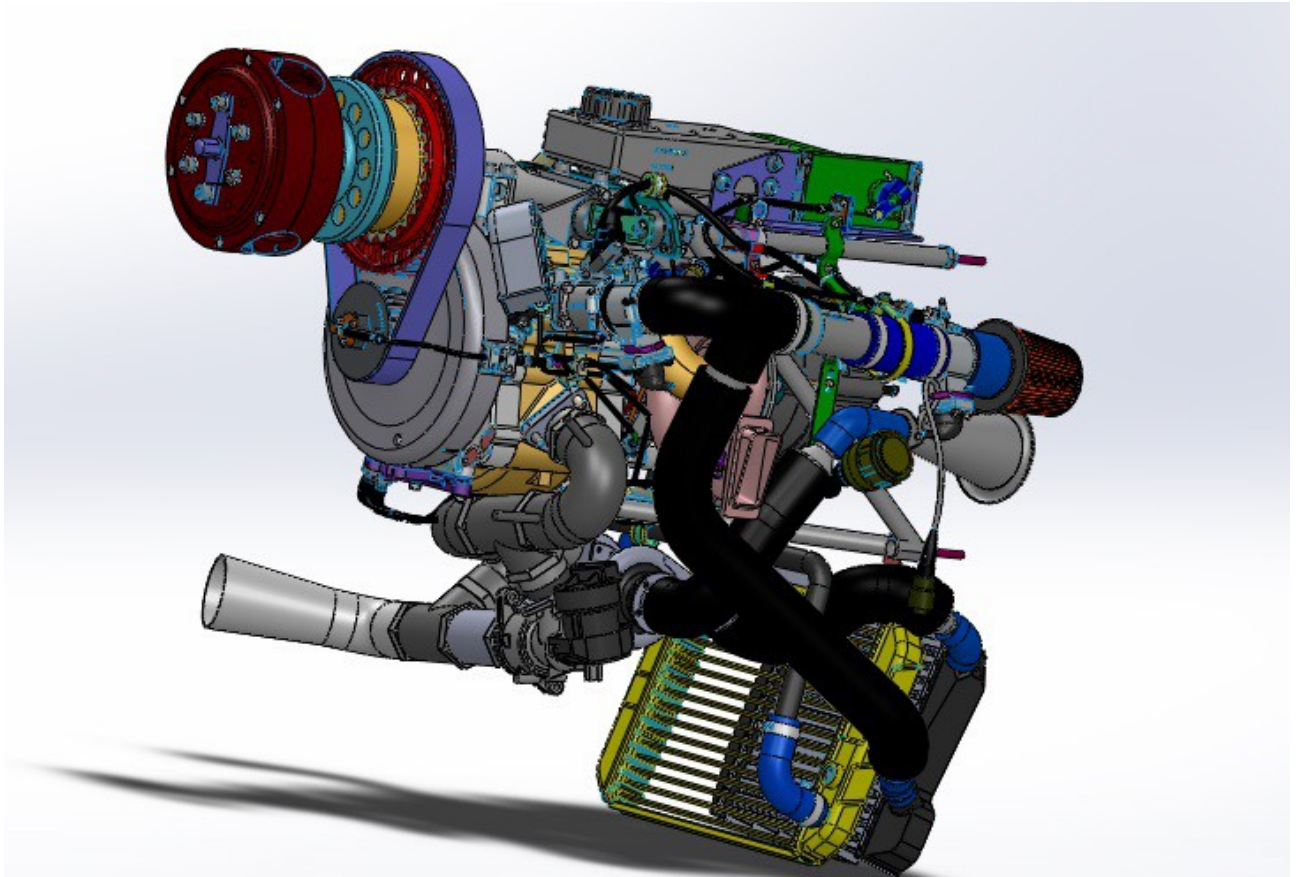


figura 7.12

Conclusioni

Per poter viaggiare a quote maggiori di 1500 metri la sovralimentazione è essenziale sovralimentare ma è opportuno parallelamente avere un ottimo sistema che controllo attivo della pressione per consentire il funzionamento corretto del UAV ad ogni condizione di volo.

Per costituire il sistema di controllo attivo della pressione è stato progettato un ampliamento del sistema turbocompressore, esso è costituito da una valvola EGR Delphi EG10396-12B1 (motore elettrico rotativo SONCEBOZ 4247) e da un manicotto di raffreddamento.

Il progetto svolto in questa tesi è stato sviluppato in modo puramente virtuale servendosi di software CAD di disegno tridimensionale.

Il lavoro più gravoso ha riguardato lo studio e il disegno della valvola EGR , avendo come vincolo le dimensioni tutt'altro che abbondanti per questa applicazione aeronautica.

Complessivamente gli obiettivi prefissati sono stati raggiunti: il sistema di sovralimentazione in seguito alle modifiche risulta operativo in ogni condizione di volo .

Bibliografia

[1] G. Ferrari, “Motori a combustione interna” 4 ed. 2008, Edizioni Il Capitello, Torino.

[2] Dante Giacosa “ Motori endotermici “ HOEPLI EDITORE, 2000

[3] “Turbomacchine- Regolazione dei turbocompressori “ Fabio Mallamo 2005

[4] Manfè G., Pozza R., Scarato G., “Disegno meccanico”, Milano, Principato Editore, 1992;

[5] Sonceboz - Torque Motor 4247 Catalogue

[6] Powertrain Systems , Delphi - Electronic Diesel Exhaust Gas Recirculation Valves Catalogue

[7] Tesi di Andrea Benci, “L'impiego del segnale di pressione nel cilindro per il controllo della combustione in motori ad accensione per compressione “ AA2012/2013

[8] Tesi di Gambacorta, Matteo “Modalità di combustione per la riduzione delle emissioni degli NOx” AA 2011-2012

[9]Hermes 450 – Tactical Long Endurance UAS.” Elbit Systems. N.p., 2013. Web. 15 gennaio 2014. - Web:
<http://militaryedge.org/armaments/hermes450/#sthash.xmO76v1V.dpuf>

[10] “Elbit Hermes 450 Unmanned Aerial Vehicle (2003).”Military Factory. N.p., 22 Oct. 2013. Web:
<http://militaryedge.org/armaments/hermes450/#sthash.xmO76v1V.dpuf>

[11] Motore Wankel Web: http://it.wikipedia.org/wiki/Motore_Wankel

[12] Valvole di controllo Web: https://it.wikipedia.org/wiki/Valvola_di_controllo

[13] “modulazione a larghezza di impulso (pwm) ” Giorgio Jovinelli Web:
<http://www.itisrighi.fg.it>

Ringraziamenti

Volevo ringraziare in primo luogo, il mio relatore, il Prof. Ing. Luca Piancastelli per la disponibilità e la competenza dimostrata durante lo svolgimento di questo progetto e non solo.

Ringrazio tutti i compagni di corso, la loro compagnia è stata per me un forte stimolo ad andare avanti.

Ringrazio tutta la mia famiglia e tutte le persone che mi sono state vicine in questo percorso perché hanno sempre avuto fiducia in me.

