

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA - Sede di Forlì

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA (Classe L-9/0949)

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in

Disegno Tecnico Assistito dal Calcolatore

*Studio ed ottimizzazione di un sistema di sovralimentazione  
per un motore a 2 tempi aeronautico*

CANDIDATO

Alessandro Cicognani

RELATORI

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Ing. Leonardo Frizziero

Anno Accademico 2014/2015

Sessione I







# Indice

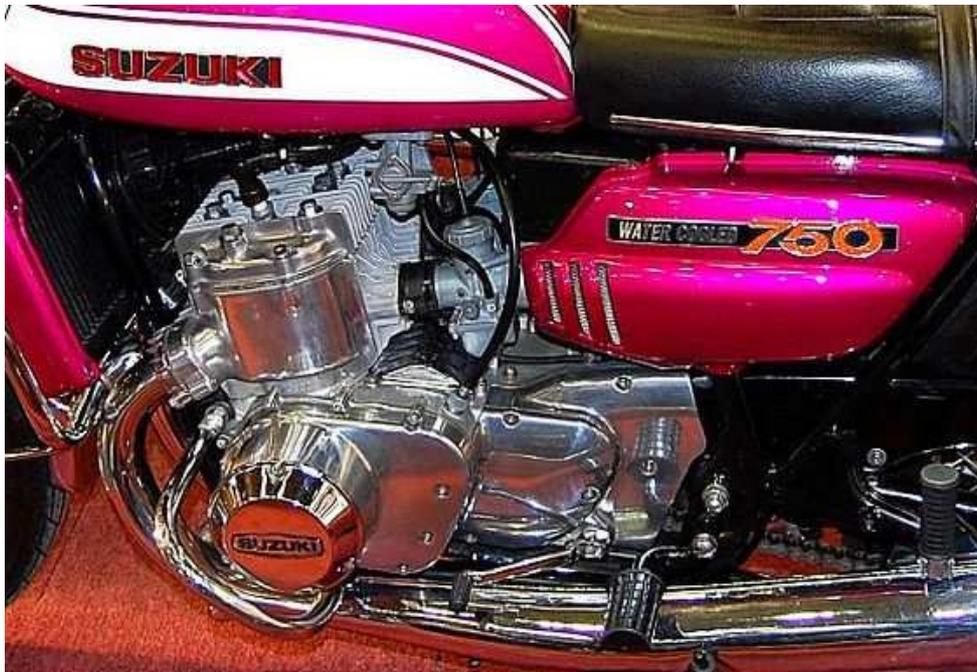
<b>Premessa</b>		pag.	1
<b>Capitolo 1. Introduzione a GT-Power</b>		pag.	5
<b>Capitolo 2. Il motore “Due tempi”</b>		pag.	9
2.1	Cenni storici	pag.	9
2.2	Schema costruttivo di base	pag.	10
2.3	Fasi del ciclo	pag.	12
2.4	Tipologia di lavaggio	pag.	15
2.5	Vantaggi e svantaggi	pag.	17
<b>Capitolo 3. La sovralimentazione</b>		pag.	19
<b>Capitolo 4. Ordine dei componenti</b>		pag.	31
4.1	Aspirazione	pag.	32
4.2	Blocco motore	pag.	33
4.3	Scarico	pag.	34

<b>Capitolo 5. L'aspirazione</b>	pag.	35
5.1 Ambiente esterno	pag.	36
5.2 Supercharger	pag.	38
5.3 Intercooler e valvola a farfalla	pag.	47
5.4 Airbox	pag.	53
5.5 Condotti d'aspirazione	pag.	56
<b>Capitolo 6. Blocco motore</b>	pag.	61
6.1 I cilindri	pag.	61
6.2 Il carter pompa	pag.	66
6.3 Gli iniettori	pag.	67
6.4 Valvole di aspirazione e scarico	pag.	69
6.5 Albero motore	pag.	71
<b>Capitolo 7. Lo scarico</b>	pag.	75
<b>Capitolo 8. La simulazione</b>	pag.	81
8.1 L'interfaccia grafica di GT-POST	pag.	88
8.2 Analisi della simulazione	pag.	89
<b>Capitolo 9. Conclusioni</b>	pag.	107
<b>Bibliografia e Ringraziamenti</b>	pag.	111

## Premessa

Il seguente lavoro tratta lo studio e l'ottimizzazione per un sistema di sovralimentazione tramite supercharger da installare su un motore 2 tempi ad accensione comandata.

Nello specifico è stato considerato il motore Suzuki 750 GT, che presenta una cilindrata pari a  $738 \text{ cm}^3$ , una rapporto di compressione 6.7:1, raggiunge una potenza di 70.2 HP a 7550 giri al minuto e una coppia di 72 Nm a 7000.



**Figura 2.1 - Motore Suzuki 750 GT**

I limiti del motore aspirato preso in esame si manifestano salendo di quota, dove l'aria, essendo più rarefatta e caratterizzata da una pressione minore, fa conseguire un calo di potenza che ne limita l'altitudine in volo.

Infatti, superati i 1500 m circa di altezza qualunque motore, che sia a benzina o a diesel, manifesta problemi di alimentazione.

Quello che si deve fare è cercare di ottenere in quota le stesse condizioni atmosferiche che si hanno come se fossimo ancora sul livello del mare. Più correttamente si parlerà quindi di sovralimentazione di ripristino.

La soluzione più congeniale è l'utilizzo di un compressore (meglio noto in ambiente motoristico col nome di supercharger) che immette forzatamente nel motore una quantità maggiore di comburente (ossigeno) rispetto a quella che sarebbe possibile con la normale aspirazione, compensando in questo modo la rarefazione dell'aria ad altezze di quota notevoli.

Con GT-POWER sono state eseguite prove di simulazione sul modello del motore aspirato a differenti condizioni ambientali, al fine di ricavare dati utili per la scelta di un supercharger attualmente disponibile sul mercato.

Fra le tante aziende leader del settore è stata consultata la Vortech, la quale ci ha messo a disposizione un catalogo con i prodotti attualmente in vendita.

Una volta individuato il supercharger adatto, è stata inserita la mappa del compressore nel software di simulazione e lo si è assemblato sul modello del motore aspirato realizzato precedentemente, ottenendo la cosiddetta *quota di ristabilimento (critical altitude)*, ovvero la quota alla quale la pressione di alimentazione con compressore risulta uguale alla pressione di alimentazione sul livello del mare senza il suo utilizzo.

Questo valore risulta molto importante in quanto stabilisce la quota massima che il velivolo, azionato dal motore sovralimentato in esame, può raggiungere senza subire cali di potenza dovuti alla diminuzione della densità dell'aria con la quota.

La quota di ristabilimento è stata calcolata seguendo le condizioni ISA (International Standard Atmosphere) ed è stato possibile individuare la potenza erogata dal motore sovralimentato corrispondente al solo aspirato alla quota di 3300 metri.



# Capitolo 1

## Introduzione a GT-POWER

Per gli studi di impostazione, per la progettazione e, in generale, per l'analisi del funzionamento dei motori a combustione interna, rivestono un'importanza sempre più crescente particolari tipologie di software cosiddetti monodimensionali che, in maniera efficace e versatile permettono di modellare l'intero sistema motore, allo scopo di simularne il funzionamento, avendo come peculiarità principale un'elevata velocità di esecuzione dei calcoli di simulazione, consentendo costi ridottissimi (non essendo necessarie attrezzature specializzate e un infimo numero di prove sperimentali).

Difatti, pur offrendo risultati più veritieri ed attendibili, queste risultano troppo onerose ed impegnative da eseguire.

In supporto alle prove sperimentali quindi si utilizzano simulazioni monodimensionali (1D) che ricreano in maniera attendibile il ciclo motore.

La simulazione 1D crea codici che:

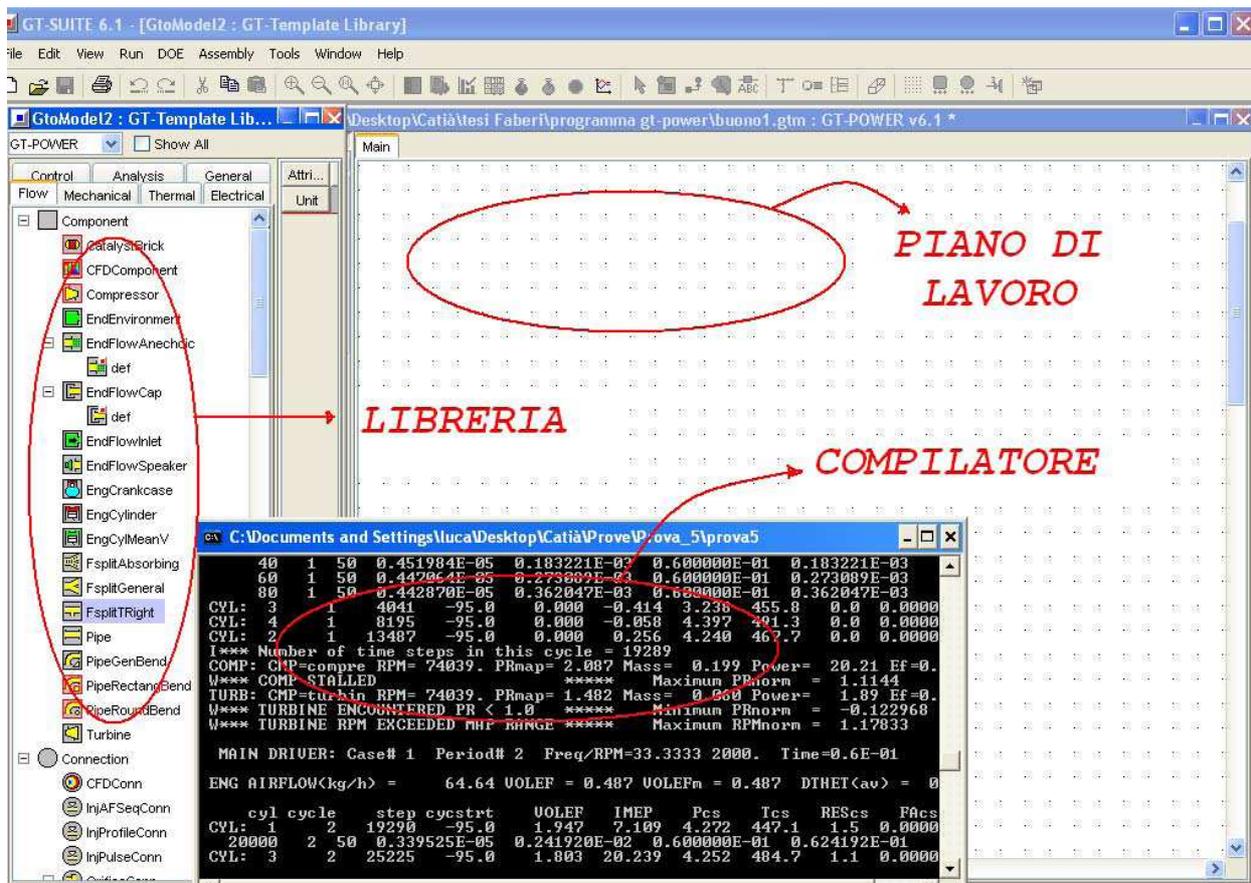
- ✓ Ottimizzano la geometria dei sistemi sia di aspirazione che di scarico per motori a due e quattro tempi;
- ✓ Ottimizzano la legge di alzata delle valvole e la fasatura;
- ✓ Predicono le prestazioni di un veicolo durante la fase di transitorio;
- ✓ Analizzano l'influenza di dispositivi a geometria variabile sulle prestazioni dei motori da competizione.

## Capitolo 1 - Introduzione a GT-POWER

Tali studi vengono condotti tramite l'utilizzo di un codice specifico del pacchetto GT-SUITE (Gamma Technologies) per la simulazione dell'intero ciclo motore: GT-POWER, sottoprogramma del software GT-ISE.

L'interfaccia di questo programma è molto semplice e presenta:

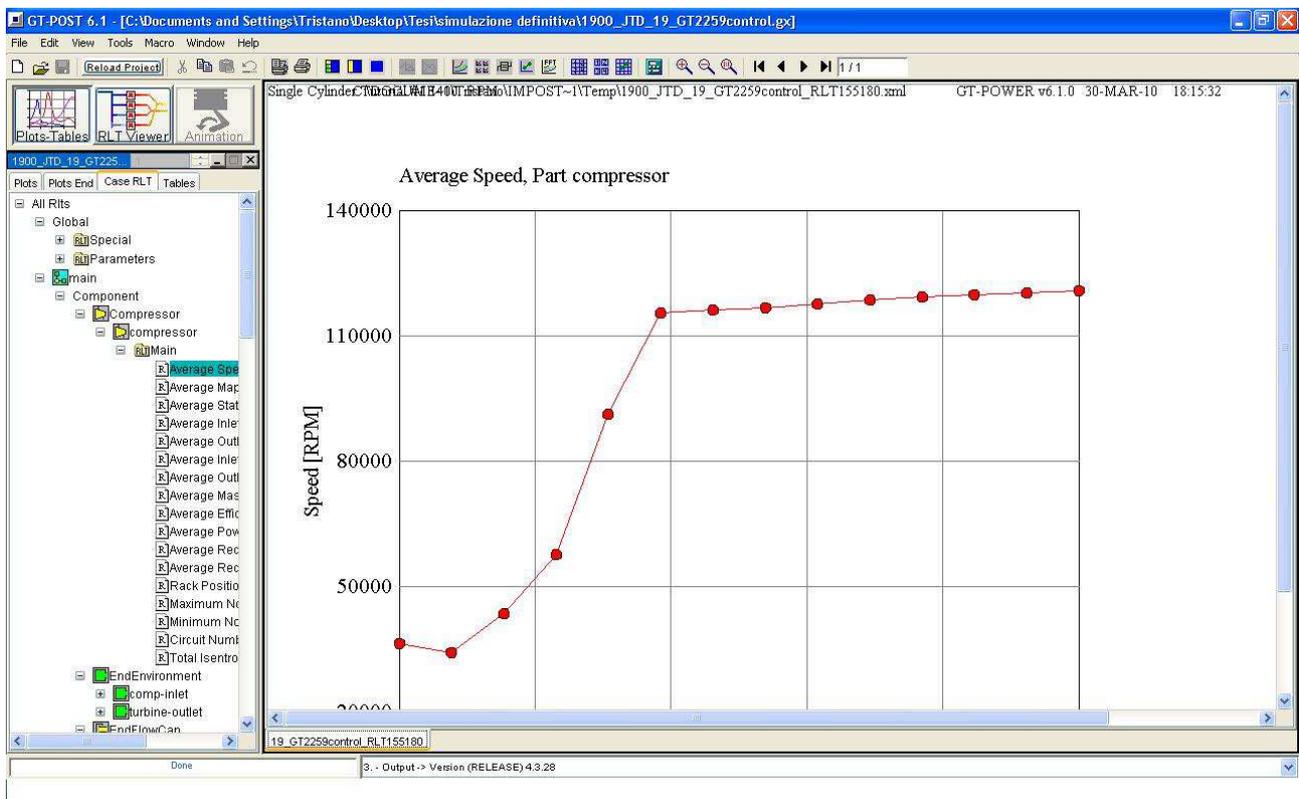
- ✓ Una libreria contenente elementi grezzi che completeranno il modello, nei quali verranno inseriti tutti i dati del propulsore;
- ✓ Un piano virtuale di lavoro nel quale assemblare il modello collegando i vari elementi;
- ✓ Un compilatore che ci mostrerà l'andamento della simulazione in corso.



## Capitolo 1 - Introduzione a GT-POWER

Riassumendo, per prima cosa si creerà il modello del motore grazie agli elementi presenti nella libreria sul nostro piano di lavoro. Una volta terminata questa fase il software, mediante il compilatore, avvierà e porterà a termine la simulazione.

Per visualizzarne i risultati si utilizzerà un secondo software di GT-SUITE, ovvero GT-POST, che rappresenterà graficamente i risultati in più forme: grafici, tabelle e animazioni della sperimentazione effettuata.





## Capitolo 2

### Il motore a due tempi

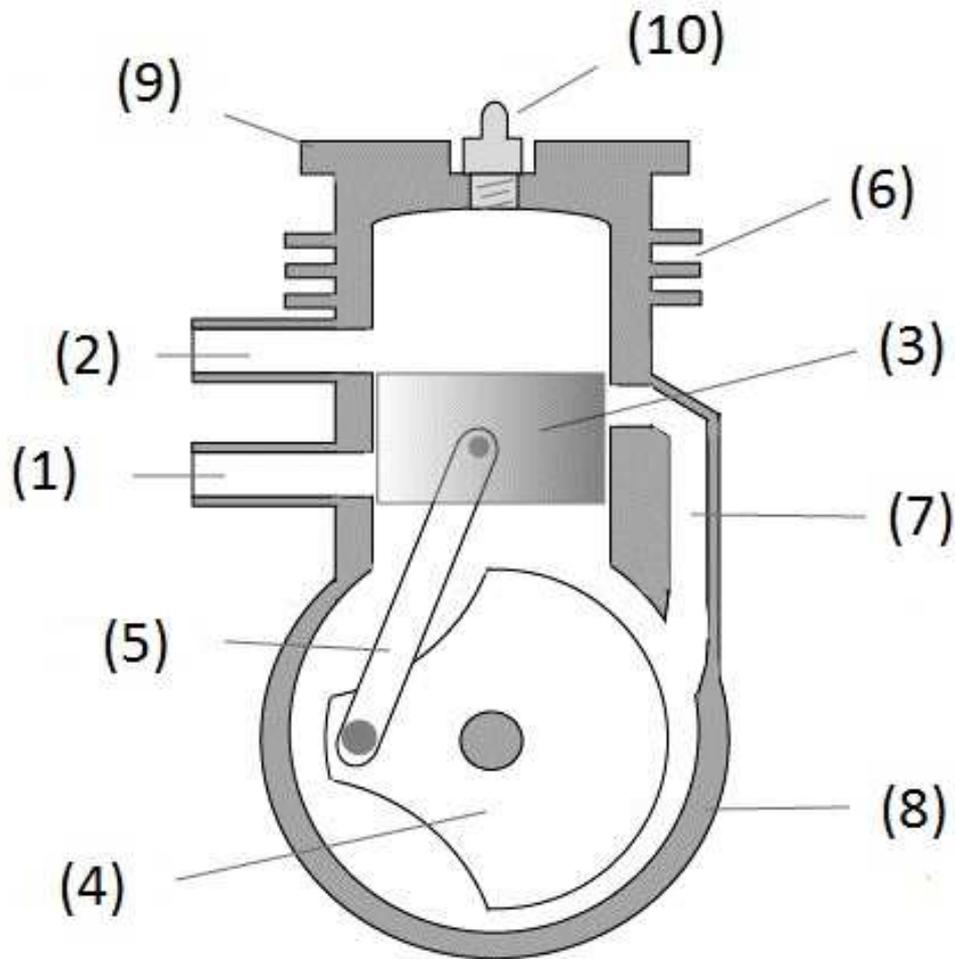
#### 2.1 Introduzione sul motore a due tempi

Il motore a due tempi è un tipo di motore a combustione interna, questo tipo di motore si differenzia dal più diffuso modello a quattro tempi essenzialmente per la differente alternanza delle fasi attive in relazione ai giri dell'albero motore: infatti nel quattro tempi si ha una fase attiva ogni due giri dell'albero (ovvero la fase in cui ha luogo la trasformazione effettiva dell'energia chimica in quella termica, dunque cinetica, che viene chiamata anche espansione), mentre nel due tempi si ha una fase attiva per ogni singolo giro completo dell'albero.

#### 2.2 Cenni storici

Il primo modello di motore a due tempi fu ideato da Dugald Clerk nel 1879, ma la sua prima sperimentazione effettiva avviene solo nell'anno successivo per merito di Karl Benz. Il modello tricilindrico venne adottato soprattutto negli anni sessanta/settanta su moto di cilindrata medio/alta, tra cui la nostra Suzuki 750 GT.

### 2.3 Schema costruttivo di base



Strutturalmente, il motore a due tempi, normalmente non presenta le classiche valvole, le quali vengono sostituite dalle "luci" di travaso e scarico, ovvero fenditure non circolari ricavate direttamente sul cilindro, che vengono aperte e chiuse dal moto alternato del pistone.

Una caratteristica che distingue il motore a due tempi dal quattro tempi è quella di poter funzionare perfettamente in entrambi i sensi di rotazione. Questo è permesso dal fatto che le luci di scarico/travaso vengono aperte e chiuse dal pistone in maniera speculare rispetto al punto morto inferiore, dove la luce di scarico è la prima ad aprire e l'ultima a chiudere. Al contrario, nel quattro tempi la simmetria non c'è poiché deve essere aperta una soltanto delle due valvole e tassativamente in modo asimmetrico rispetto al punto morto inferiore.

Un'altra caratteristica che distingue il motore a due tempi dal motore a quattro tempi è la "pompa di lavaggio" che permette l'immissione tramite una compressione dei gas, generalmente questa pompa è costituita dal carter pompa, dalla superficie interna del pistone e da un sistema di ammissione dei gas freschi, mentre in altri casi (motori diesel 2T a lavaggio unidirezionale) la pompa di lavaggio è invece una vera e propria pompa volumetrica, azionata solitamente dall'albero motore, mentre in alcuni casi si hanno dei turbocompressori, azionati dai gas di scarico, che aiutano il lavoro della suddetta pompa, non essendo possibile sostituirla completamente.

- (1) luce di travaso
- (2) luce di scarico
- (3) pistone
- (4) albero motore
- (5) biella
- (6) alette di raffreddamento
- (7) luce d'aspirazione
- (8) carter
- (9) testa del cilindro
- (10) candela

## **2.4 Fasi del ciclo**

### **Aspirazione**

Il pistone, salendo verso il Punto Morto Superiore (PMS), crea una depressione all'interno del carter pompa, e contemporaneamente apre la luce d'aspirazione. La depressione (che si aggira intorno agli 0.3 bar) richiama la miscela aria/benzina dalla luce di aspirazione immettendola nel carter pompa, che la porterà nel cilindro attraverso le luci di travaso nella fase successiva.

### **Precompressione e lavaggio**

Durante la discesa del pistone verso il Punto Morto Inferiore (PMI) ha luogo la compressione della miscela nel carter pompa, conseguendo un rapporto di compressione compreso tra un minimo di 1.20:1 e un massimo di 1.50:1. Nel momento in cui si aprono le luci di travaso, esaurita l'eventuale sovrappressione residua, la miscela fresca aria/benzina entra nel cilindro, anche grazie alla depressione generata dalla parte iniziale dell'impianto di scarico, che favorisce il travaso dei gas freschi. Durante questa fase parte di questa miscela esce anche dalla luce di scarico mescolata con i gas combusti.

### **Compressione**

Il pistone, risalendo dal PMI, inizialmente chiude le luci di travaso, solo successivamente quelle di scarico. Fra queste due fasi può avvenire una prima compressione, conseguentemente all'onda di pressione riflessa dal controcono dell'impianto di scarico, se questo è di tipo "ad espansione". In questo caso, parte della miscela fresca rientra nel cilindro, anche se la quantità intrappolata nel cilindro è

inferiore alla cilindrata, perché comunque sia è sempre presente una frazione di gas combusti.

Nella parte finale della compressione la carica fresca viene messa in movimento dall'anello di squish, se presente nella testata, generando forti vorticosità che consentono una combustione più proficua ed un incremento del rendimento termodinamico.

### **Accensione ed espansione**

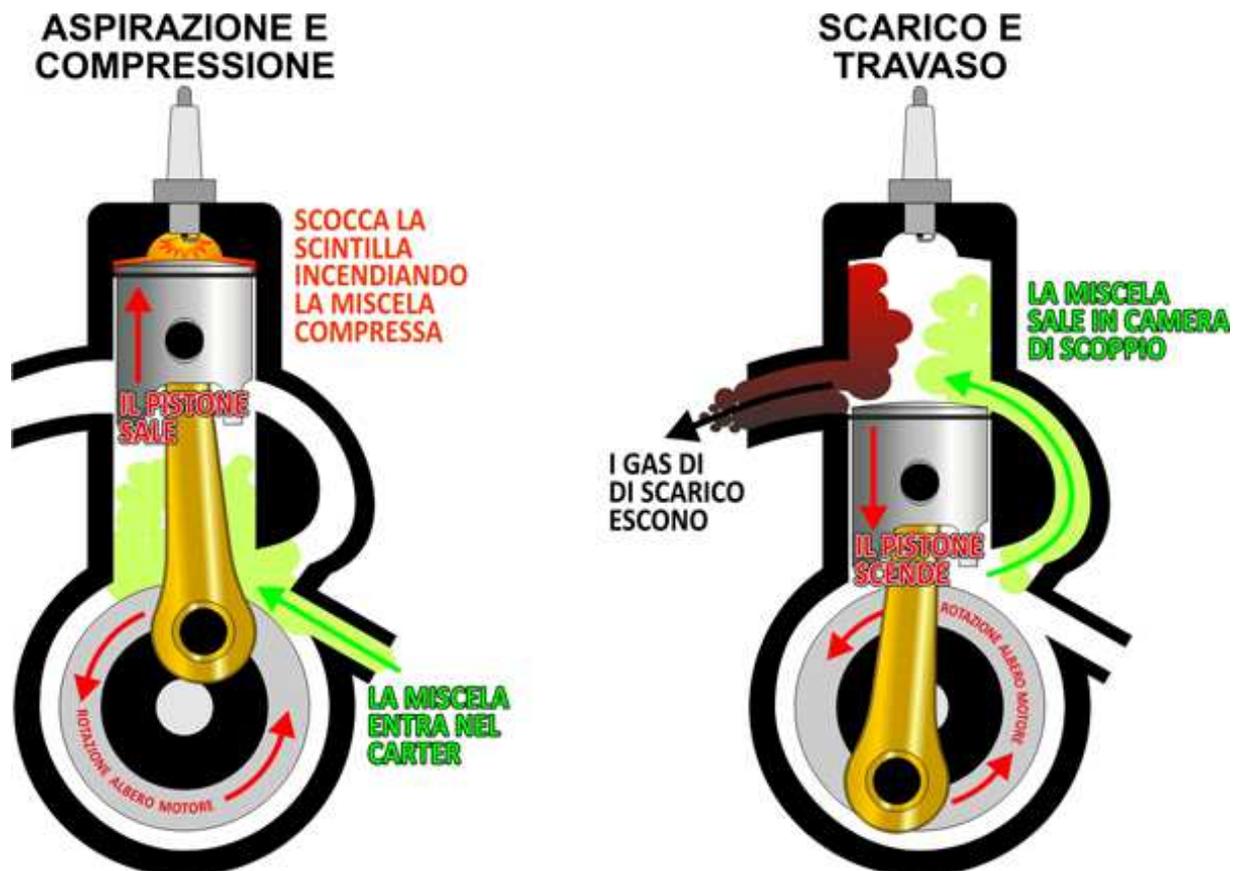
L'accensione avviene tramite la candela posta sulla testata, la quale avviene con anticipi nettamente inferiori rispetto a quella del quattro tempi. L'eventuale presenza dell'area di squish consente di utilizzare rapporti di compressione molto più elevati senza correre il rischio di subire ripercussioni negative tramite fenomeni come la detonazione, inoltre nel due tempi abbiamo la possibilità di usare un impianto di accensione ad anticipo costante senza subire un significativo calo di rendimento.

Dopo il PMS inizia l'espansione, la quale si interrompe al momento dell'apertura della luce di scarico, a causa del brusco calo di pressione, che però non determina una perdita notevole di rendimento rispetto ad un quattro tempi di pari cilindrata, dato che questo richiede un'apertura anticipata delle valvole di scarico, pressoché paragonabile al due tempi.

## Scarico

In fase di discesa il pistone scopre la luce di scarico e l'espulsione dei gas combusti avviene per semplice differenza di pressione, e non a causa del pompaggio del pistone come invece avviene in un quattro tempi.

In alcuni casi, per esempio quando si ha a che fare con motori muniti di aspirazione lamellare e condotto che collega direttamente il vano della valvola ai condotti di lavaggio, questa depressione influisce anche sul "rapporto di lavaggio", cioè aumenta la quantità di gas freschi che entrano all'interno del cilindro.



## **2.5 Tipologia di lavaggio**

Il lavaggio del cilindro con i gas freschi può avvenire in svariate modalità, di seguito vengono brevemente descritte le più note:

### **Flussi incrociati**

Questo tipo di motore (CrossFlow in inglese) ha due luci, una di scarico e una di travaso, poste ai lati opposti del cilindro. Infine il pistone viene munito di deflettore, in modo di evitare che i gas di scarico e la miscela fresca si mescolino, quindi la carica va verso la testa grazie alla forma del deflettore, mentre i gas combusti escono.

Questo è stato uno dei primi sistemi di lavaggio messi in pratica su vasta scala di produzione, ma non è durato molto a seguito delle complicazioni causate dal deflettore, che incrementa il peso del pistone, la superficie esposta alla combustione e rende quindi molto impegnativo progettare una camera di combustione ottimale.

### **Correnti tangenziali**

In questo tipo di lavaggio (Loop-scavenged), si studiano le posizioni e direzioni delle luci e condotti di lavaggio in maniera ottimale, in questo modo la necessità del deflettore viene meno. In breve queste luci vengono disposte in direzione opposta alla luce di scarico, imponendo alla miscela fresca di salire verso la testa, invertire la direzione e raggiungere così lo scarico solo dopo aver effettuato questo giro completo, da cui prende il nome inglese “loop”.

Il sistema a correnti tangenziali si è diffuso inizialmente in Germania e, dopo la seconda guerra mondiale, in tutto il resto del mondo. Al momento è il tipo di lavaggio più impiegato nei motori ad accensione comandata (a benzina), mentre non è più utilizzato su quelli ad accensione spontanea (diesel), il quale venne sostituito dal ciclo unidirezionale.

### **Lavaggio unidirezionale**

Questo tipo di lavaggio (Uniflow-scavenged in inglese) è utilizzato principalmente sui motori diesel due tempi, ma può essere utilizzato anche per motori ad accensione comandata. In questo caso l'immissione della carica fresca non avviene tramite i travasi, ma attraverso una o più valvole a fungo e l'iniettore, invece l'espulsione dei gas combusti avviene come sempre per mezzo delle luci di scarico poste nella parte bassa del cilindro, ma esistono anche motori con questa configurazione inversa.

Il nome è dato dal fatto che il flusso dei gas freschi va dalla testa del motore alla luce di scarico praticamente in linea retta, limitando una possibile miscelazione con i gas combusti, inoltre ha un altro vantaggio, ovvero la possibilità di utilizzare un carter a bagno d'olio o anche a secco, cioè senza che l'olio venga a contatto col carburante.

## 2.6 Vantaggi e svantaggi

I principali vantaggi di questo motore nei confronti del quattro tempi sono i seguenti:

- ✓ Motore reversibile (esclusi gli unidirezionali): questi motori possono ruotare in entrambi i versi e non aver nessun problema di grippaggio a causa di una scarsa lubrificazione;
- ✓ Motore più leggero, merito delle minori dimensioni e superiore semplicità delle componenti meccaniche necessarie al funzionamento;
- ✓ Motore più conveniente in termini di costi di produzione;
- ✓ Motore inclinabile, come per esempio nel caso di motoseghe;
- ✓ Sviluppo di maggior potenza a parità di dimensioni;
- ✓ Affidabilità maggiore, avendo meno parti mobili durante il moto è soggetto a meno fenomeni negativi, il che ne migliora l'affidabilità;
- ✓ Minor rischio di grippaggio, merito della lubrificazione a carter umido;
- ✓ Risposta più rapida e performante nell'avere un'accensione a ogni giro invece che ogni due, dimezzando così il tempo di risposta (a parità di regime);
- ✓ Costi di manutenzione inferiori, la revisione di un motore a due tempi richiede meno parti nuove e dal costo minore.

Tutte queste ragioni lo rendono ideale per aerei di piccole/medie dimensioni e per modelli acrobatici che necessitano di alimentazioni particolarmente spinte.

Vediamo, per dovere di cronaca, anche i suoi difetti:

- ✓ Emissioni di gas nocivi dalla combustione di benzina e olio (situazione analoga per il motore diesel);
- ✓ Minor rendimento termodinamico, per colpa di fuoriuscite di parte della miscela fresca;
- ✓ Consumo specifico maggiore, soprattutto a causato da perdite di carica fresca dallo scarico;
- ✓ Costi dell'olio lubrificante.

## Capitolo 3

### La sovralimentazione

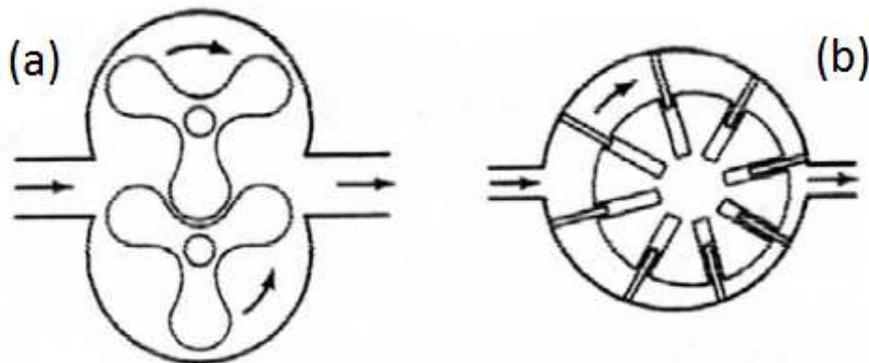
Il lavoro ottenibile in ogni ciclo dal motore dipende dalla sua cilindrata, cioè dalla quantità di aria che possiamo inserire al suo interno, e dal suo rendimento volumetrico. Quindi la massa d'aria iniettata all'interno del motore è il prodotto tra il suo volume e la sua densità. Essendo l'aria un fluido altamente comprimibile, avvengono forti variazioni di densità quando questa viene compressa, Perciò una sua compressione prima dell'iniezione nel motore permette l'ingresso di molto più comburente. Poiché il rapporto combustibile/comburente è da mantenere attorno ad un certo valore per una buona miscelazione, diverrà necessario iniettare anche più combustibile.

Risulta ovvio che il lavoro un motore sovralimentato aumenta rispetto a quello svolto da un semplice motore aspirato (ovviamente a parità di cilindrata), ciò significa che è possibile innalzare il rapporto potenza/peso del nostro motore senza appesantire significativamente le masse.

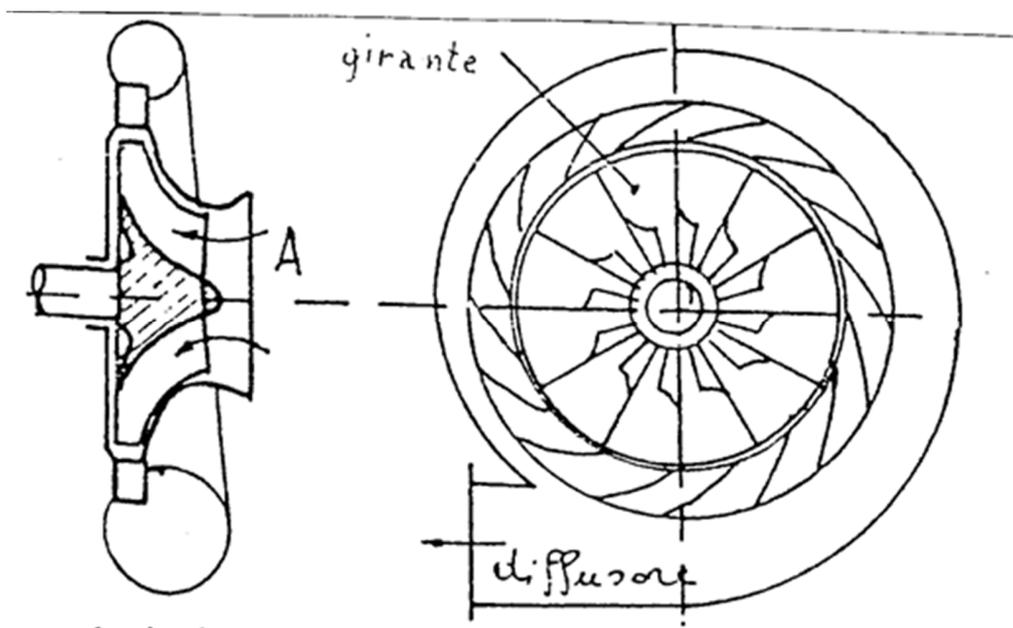
Esistono diverse possibilità per ottenere una pressione in ingresso maggiore di quella atmosferica nei nostri cilindri, ma noi ne prenderemo in considerazione una in particolare: il supercharger, ovvero un compressore, che può essere suddiviso in due categorie:

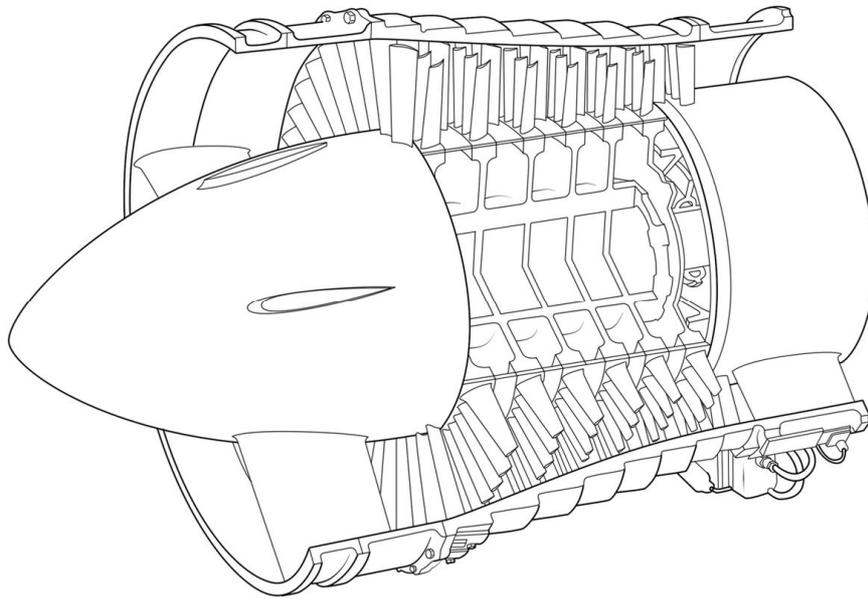
- ✓ Volumetrico;
- ✓ Dinamico.

Le prime “intrappolano” un volume di gas e viene compresso dalla carcassa. Tra questi tipi di compressori fanno parte il compressore Roots (a) e a palette (b).

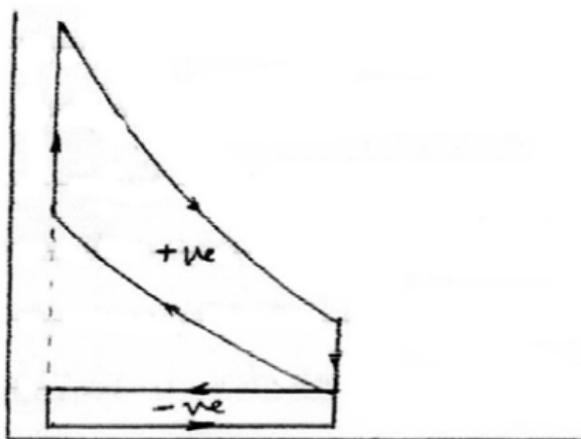


Un compressore dinamico invece ha un elemento rotante che aggiunge velocità tangenziale al flusso, che viene convertita in pressione all'interno del diffusore. Due tipi di compressore dinamico sono il radiale (o centrifugo) e l'assiale, rappresentati rispettivamente nel primo e secondo disegno.

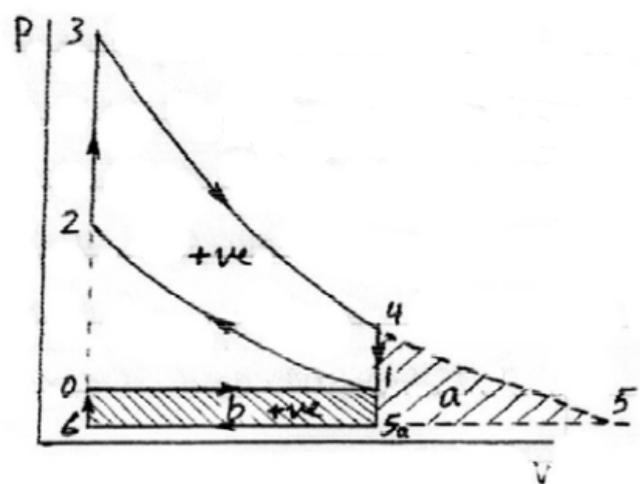




La fase di aspirazione di un motore sovralimentato è positiva anziché negativa come nei classici motori aspirati. Quindi, come si nota in figura, per ottenere la potenza netta ottenibile da questo sistema di propulsione è rappresentato dalla somma delle aree 1-2-3-4-1 e 0-1-5a-6-0.



(a) Naturally aspirated engine



(b) Supercharged engine

Nella nostra simulazione noi prenderemo in considerazione un compressore centrifugo, che descriveremo più approfonditamente nei prossimi capitoli, in quanto risulta il più adatto al tipo di uso che abbiamo in programma. Tale soluzione non è però esente da problematiche. Tra i vari problemi si sottolinea soprattutto un notevole incremento della temperatura nei gas di scarico, che mettono inficiano la resistenza meccanica dell'intero sistema di scarico, senza contare la comparsa di giochi tra i componenti causati dalle dilatazioni termiche, i quali possono dar luogo a fughe del gas.

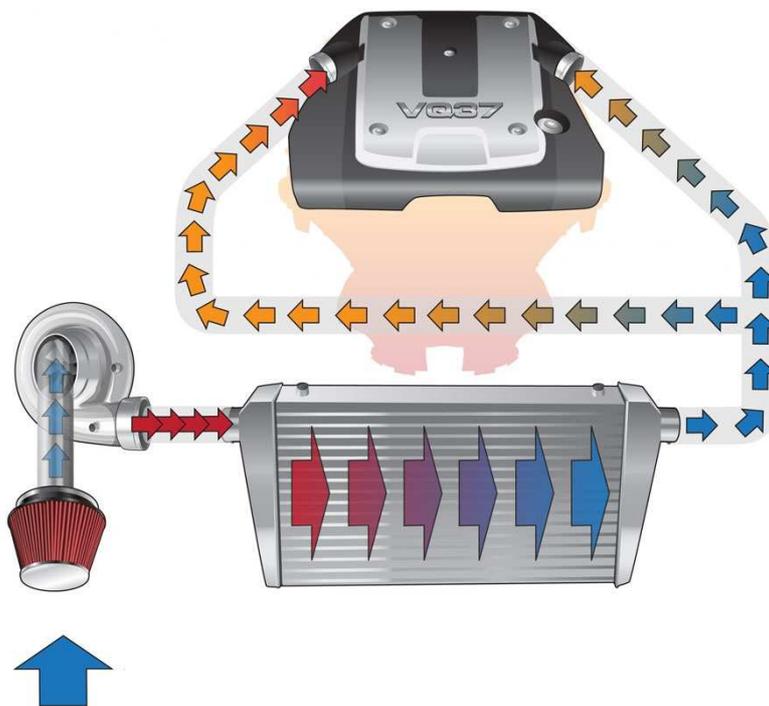
Il compressore centrifugo non è vincolato all'albero motore, come succede invece nel caso nel caso di un compressore volumetrico, dato che risulterebbe difficilmente realizzabile visto l'ordine di grandezza dei regimi di rotazione di questi elementi completamente diverso. Un supercharger raggiunge velocità che superano agevolmente i 50000 giri al minuto, mentre l'albero motore difficilmente supera i 10000.

Il valore del rapporto di compressione ci dice che:

- ✓ Esso varia al variare del regime di rotazione del motore, con andamento pressoché proporzionale al quadrato del suo valore;
- ✓ Il rapporto di compressione dipende dal tipo di compressore e normalmente supera il valore 3 solo se associati a motori di notevole dimensione e potenza.

L'aria per prima cosa attraversa il filtro per eliminare tutte le impurità presenti nell'atmosfera, impedendo che possano danneggiare o ostruire supercharger e successivi componenti. Da qui giunge all'aspirazione del compressore, situato in posizione centrale per consentire il flusso centrifugo. Uscendo dal compressore il nostro comburente ha aumentato la propria pressione in maniera considerevole e, di conseguenza, anche la sua temperatura.

Ovviamente non possiamo permettere che nel motore entri aria calda per dar luogo alla combustione della benzina, in quanto c'è la possibilità di andare incontro allo sviluppo di fenomeni negativi quali la detonazione, oltre al fatto di raggiungere temperature vertiginosamente alte in fase di scarico. Per questo spesso viene interposto tra supercharger e motore un ultimo componente, denominato intercooler o interrefrigeratore (ormai l'italiano nel linguaggio tecnico/tecnologico è roba vintage). Non è obbligatorio interporlo tra supercharger e motore ma incrementa l'efficacia della sovralimentazione, visto che abbassa la temperatura dell'aria in aspirazione, innalzandone così la densità e quindi la portata, il tutto a vantaggio della potenza. Infatti, come verrà constatato dalla simulazione, avremo degli inaccettabili picchi di temperatura superiori ai 150 °C, per questo verrà interposto, come mostrato in figura, tra compressore centrifugo e aspirazione, il nostro intercooler.



Dato l'utilizzo aeronautico, oltre a mantenere le temperature in aspirazione al di sotto dei 50°C, la caratteristica principale che ricerchiamo nel nostro intercooler è che abbia le minori perdite di carico possibili per non alterare il rapporto di compressione del compressore, che segue questa formula:

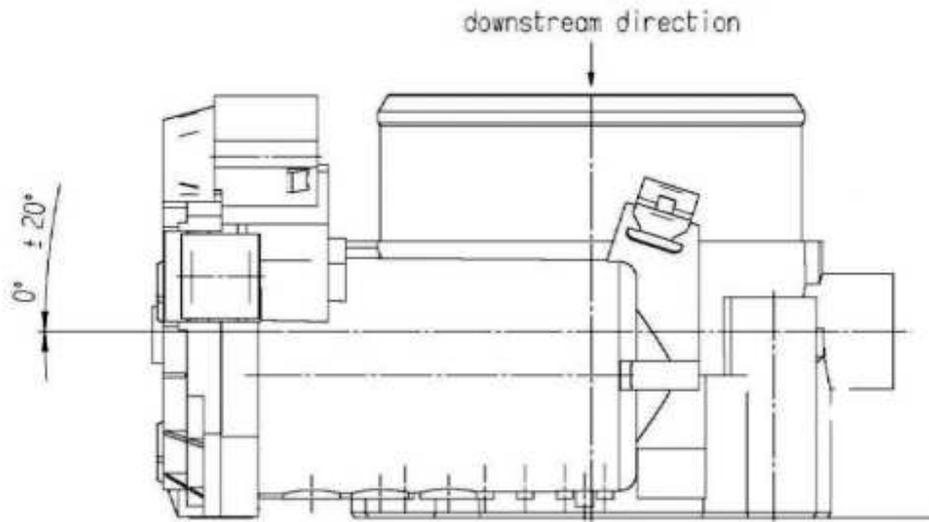
$$r = \frac{p_{\text{manifold}} - \Delta p_{\text{intercooler}}}{p_{\text{aspirazione}} + \Delta p_{\text{filtro}}}$$

E abbiamo trovato, nel modello 13 della Shaman la migliore scelta possibile, in quanto ha perdite inferiori ai 700 Pascal, è leggero (100% Alluminio e date le sue dimensioni è lecito supporre che pesi meno di 3 kg) e ha un costo attuale di 150 dollari.

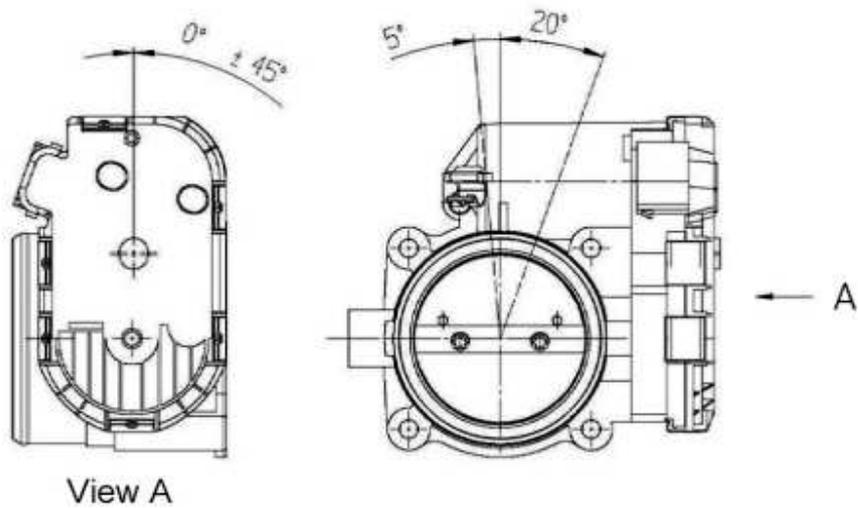


L'utilizzo di un supercharger aumenterà anche la pressione dell'aria all'interno del condotto d'aspirazione oltre che la temperatura. Come abbiamo risolto il problema della temperatura grazie all'intercooler, quello della pressione lo arginiamo grazie a una valvola a farfalla. Rispetto alla pop-off (o blow-off) è molto più leggera e permette sia il controllo che l'apertura elettronici a seconda della potenza richiesta dal motore tramite l'acceleratore. Per intenderci è un componente analogo ad un carburatore, il quale però non si occupa dell'iniezione del carburante. Per l'utilizzo che servirà a noi abbiamo riscontrato nel modello della Bosch<sup>TM</sup> da 50 mm un ottimo candidato, in quanto risponde a tutte le nostre esigenze, inoltre sopporta tranquillamente temperature vicine ai 150 °C.

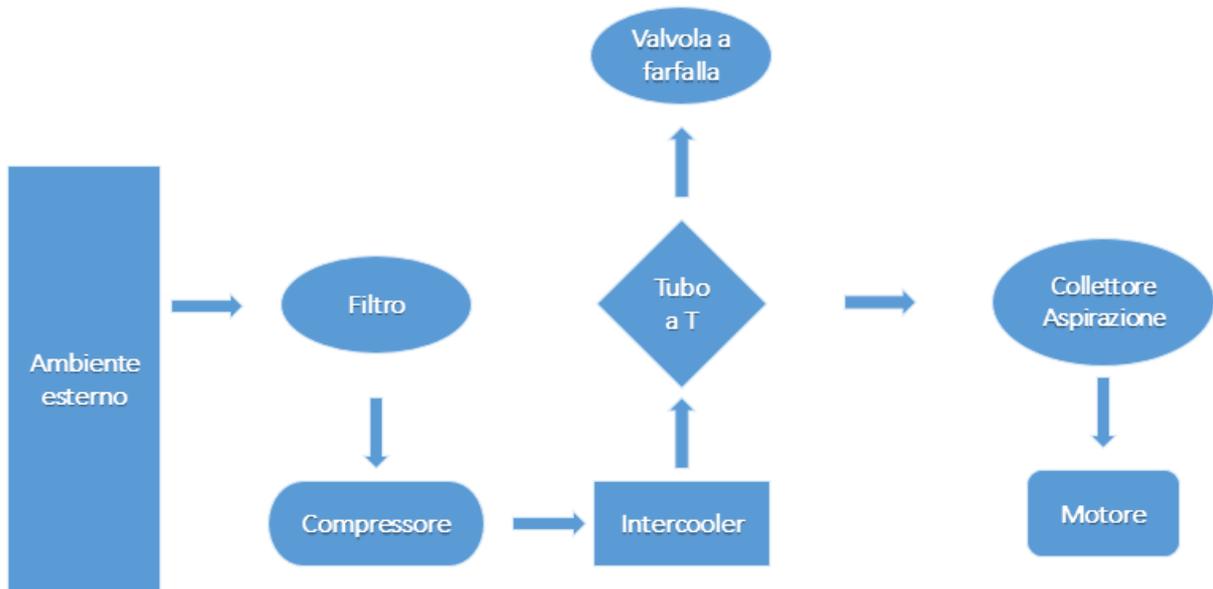




IN CASE OF MOUNTING POSITION WITH DC-MOTOR ON TOP  
A COMBINATION OF THE ANGLES SHOWN BELOW IS NOT ALLOWED!



Possiamo riassumere in maniera più intuitiva e rapida l'ordine di tutti i componenti dell'aspirazione in questo schema:



E' possibile stimare l'incremento di temperature dovuto all' installazione del supercharger considerando il suo operato come un processo isoentropico dove:

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

Ricordiamo che:

- ✓  $T_1$  = Temperatura ambiente dell'aria;
- ✓  $T_2$  = Temperatura dopo la compressione;
- ✓  $p_1$  = Pressione atmosferica assoluta;
- ✓  $p_2$  = Pressione dopo la compressione assoluta;
- ✓  $\gamma$  = Coefficiente di dilatazione adiabatica =  $C_p/C_v = 1.4$  (per l'aria);
- ✓  $C_p$  = Calore specifico a pressione costante;
- ✓  $C_v$  = Calore specifico a volume costante.

Si può affermare che la sovralimentazione per mezzo di un compressore centrifugo comporta i seguenti vantaggi:

- ✓ Aumento della potenza: l'aggiunta di un supercharger a ogni motore è una soluzione rapida per avere incrementi notevoli;
- ✓ Niente ritardi: il più grande vantaggio del compressore nei confronti del turbocompressore è che non ha alcun ritardo (fenomeno noto appunto col nome di turbo lag). L'erogazione è immediata, perché il compressore è guidato dall'albero motore;
- ✓ Risposta energica anche a bassi regimi: maggior sviluppo di potenza a ridotto numero di giri in confronto al turbocompressore;
- ✓ Prezzo: ha costo ridotto per l'incremento di potenza che fornirebbe un motore di elevata cilindrata.

Ma ci sono anche degli aspetti negativi:

- ✓ Meno efficiente: il più grande svantaggio del supercharger è che sottrae potenza al motore per produrre potenza proprio per il motore. A causa di questo, è significativamente meno efficiente di un turbocompressore;
- ✓ Affidabilità: aumento dei carichi meccanici e termici sui principali organi del motore, con conseguente necessità di irrobustire i suoi organi principali e migliorarne anche il raffreddamento.

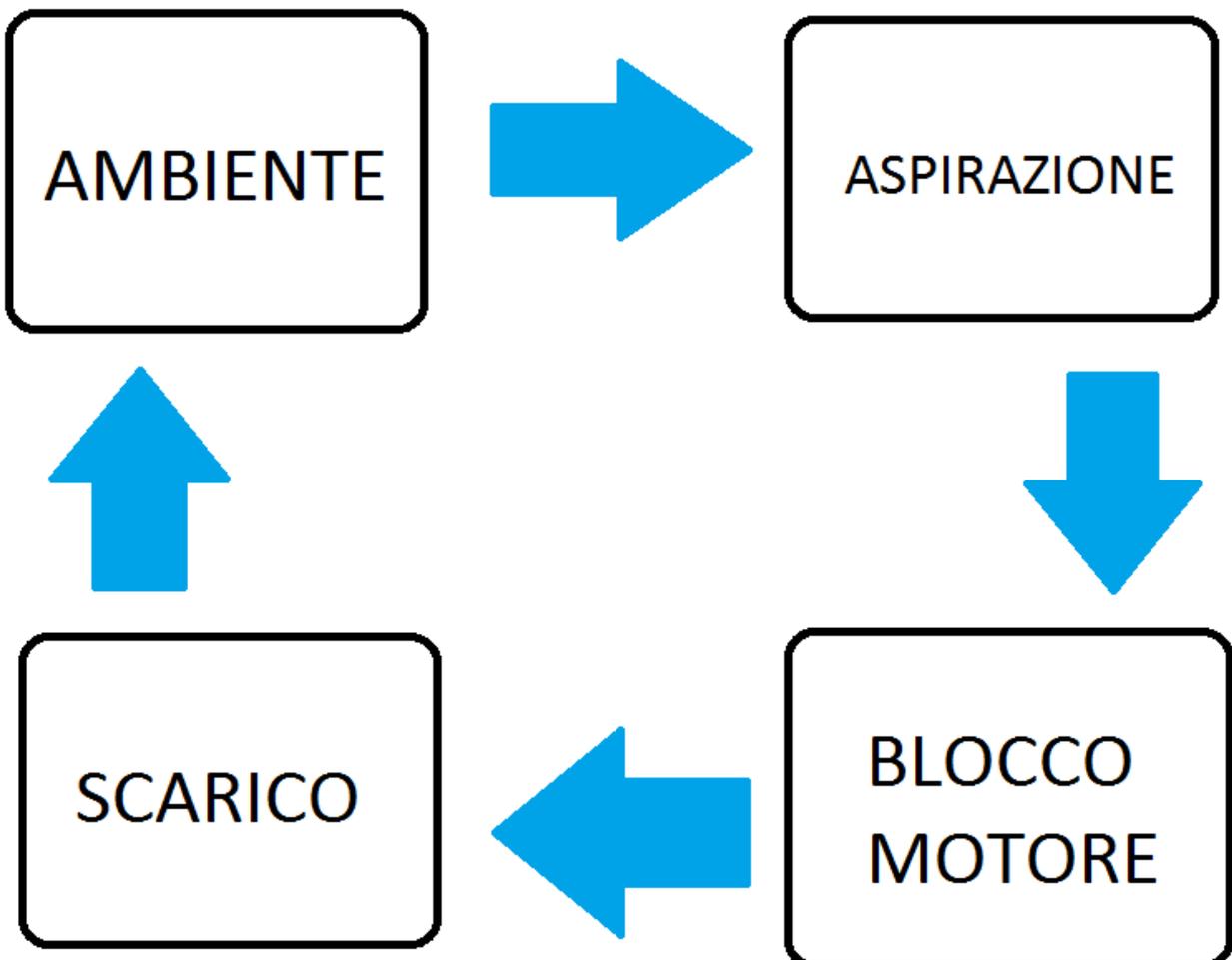
Supercharger e turbocompressori sono entrambi validi per sovralimentare un motore che verrà portato in un'ambiente duro come nel cielo a migliaia di metri d'altezza, nel caso fosse necessario si potrebbero installare entrambi e ricorrere al set chiamato twincharging, ma non lo affronteremo in questa simulazione.



## Capitolo 4

### Ordine dei componenti

Effettuando un'analisi superficiale per decidere quali fossero le fasi da definire ed il loro ordine, si è definito lo schema logico sottostante che raccoglie i componenti e la loro distribuzione all'interno del ciclo-motore:



Sono presenti quindi tre settori di nostra competenza in questo ciclo:

- ✓ Aspirazione;
- ✓ Blocco motore;
- ✓ Scarico.

#### **4.1 Aspirazione**

In questo settore vanno inseriti tutto i componenti compresi tra l'ambiente esterno e le valvole d'aspirazione escluse.

Ne fanno parte:

- ✓ Ambiente esterno;
- ✓ Supercharger;
- ✓ Intercooler;
- ✓ Valvola a farfalla;
- ✓ Collettore d'aspirazione.

## 4.2 Blocco Motore

A questo settore fa parte tutto ciò che è presente tra valvole di aspirazione e di scarico.



I componenti che lo compongono sono:

- ✓ Valvole di aspirazione;
- ✓ Cilindri;
- ✓ Candele;
- ✓ Valvole di scarico.

Dopo essere stati definiti, i cilindri verranno collegati singolarmente all'albero motore inserendo tutte le caratteristiche e i dati riguardanti.

Verranno inoltre descritti biella e manovella.

### **4.3 Scarico**

In quest'ultimo settore rientra ciò che si trova dopo le valvole di scarico, fino all'ambiente esterno, ovvero:

- ✓ Collettore di scarico;
- ✓ Silenziatore;
- ✓ Catalizzatore;
- ✓ Espansione.

## Capitolo 5

### L'aspirazione

La descrizione di questi elementi consiste nel definirne geometria, temperatura ed i particolari dei condotti che trasportano il fluido fino alle valvole di aspirazione.



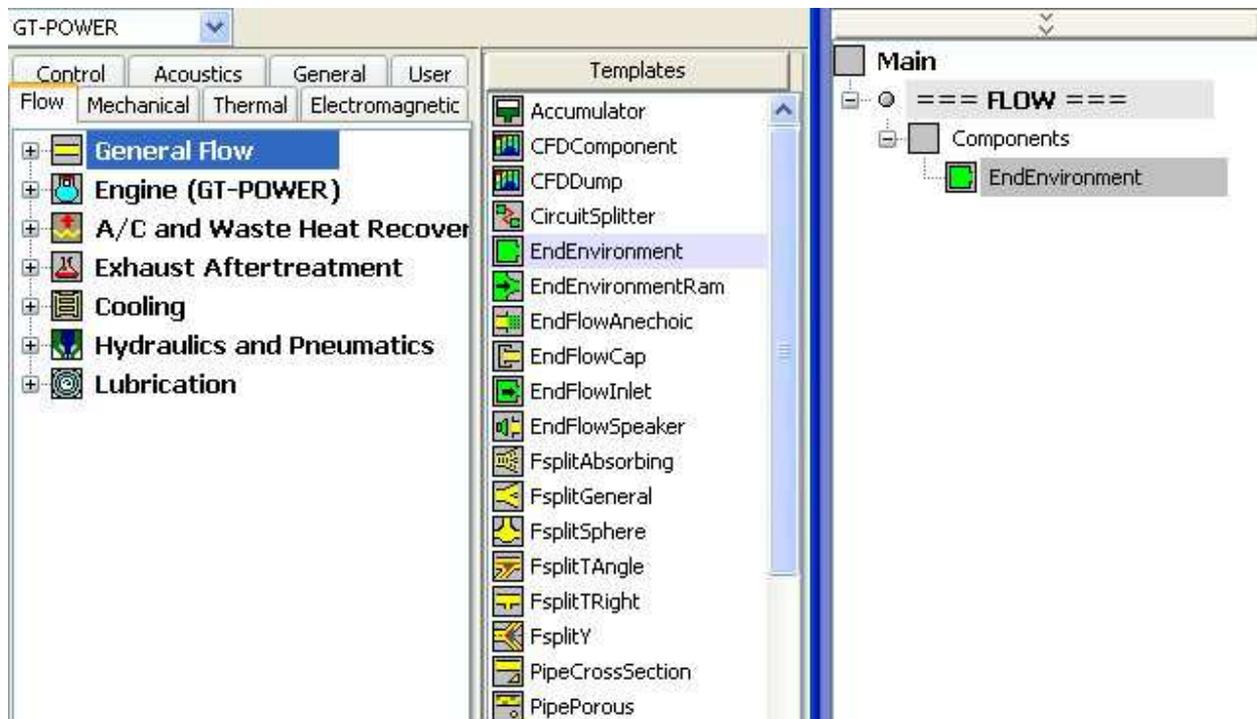
In questo modello filtro dell'aria e debimetro (misuratore del rapporto massa/aria) verranno trascurati in quanto la loro presenza ai fini della simulazione è irrilevante.

## 5.1 Ambiente esterno

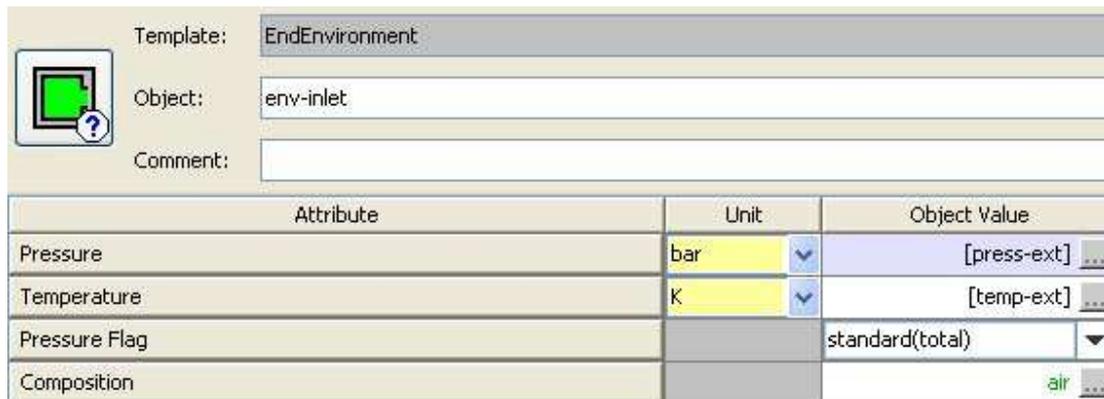
Per prima cosa definiamo l’ambiente esterno in cui opererà il modello.

Consideriamo fermo il motore, mentre per la composizione dell’aria utilizziamo dei valori standard.

All’interno della libreria di GT-POWER selezioniamo “EndEnvironment” e lo si definisce copiandolo all’interno del “main” del progetto, come in figura:

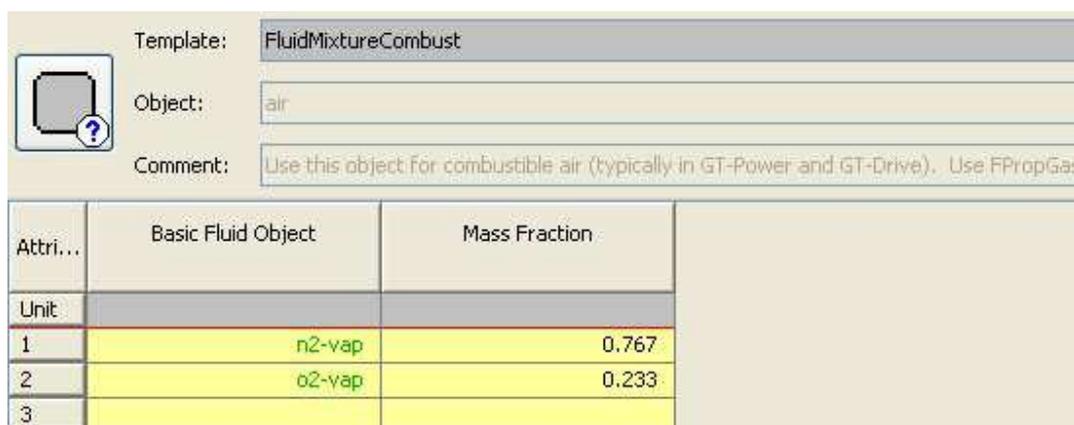


Impostiamo l’ambiente esterno semplicemente come composto dei gas predominanti presenti al suo interno, ovvero ossigeno ed azoto, con temperatura e pressione che calano col crescere dell’altitudine, come rappresentato di seguito:



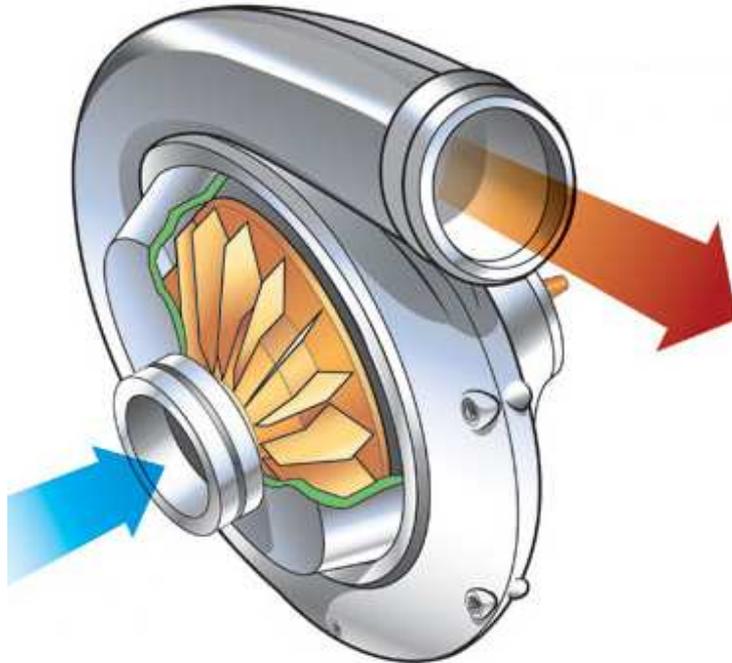
I valori di temperatura e pressione saranno introdotti impostando opportunamente il “*case setup*” (si vedrà in seguito nel capitolo sulla simulazione).

Per la composizione dell’aria abbiamo preso come riferimento le percentuali standard di ossigeno e azoto:



Questo elemento si può ritenere definito e potremo usarlo sul piano di lavoro (main) al momento opportuno.

## 5.2 Supercharger



Il compressore centrifugo comprime l'aria e la immette nel collettore d'aspirazione, fornendo ai cilindri del motore una quantità d'aria maggiore di quanto ne potrebbero aspirare normalmente.

In questo modo è possibile immettere nella camera di scoppio anche un maggior quantitativo di carburante, assicurando così una maggiore potenza.

Per effettuare la scelta del supercharger che accoppieremo al motore, in primo luogo dev'essere nota la sua cilindrata e la sua potenza erogata, successivamente verrà svolta una prima simulazione del semplice motore aspirato alle condizioni ambientali fornite dalla Vortech.

La simulazione ci è servita per ottenere la portata in massa d'aria aspirata dal motore, ottenendo i due valori seguenti ai giri mini e massimi:

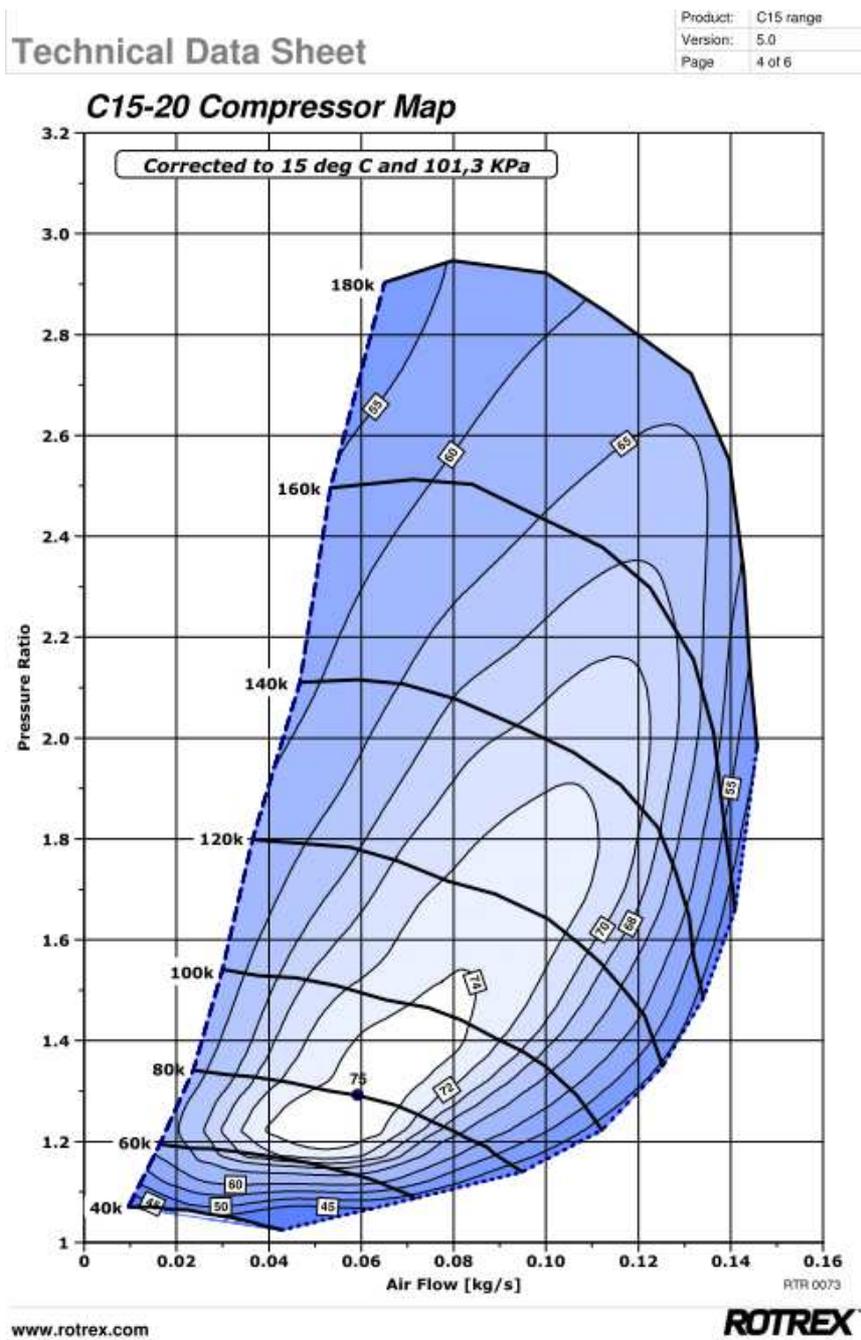
- 0.0657 kg/s (8.69 lb/min) a 4000 rpm;
- 0.09 ks/s (11.9 lb/min) a 7550 rpm.

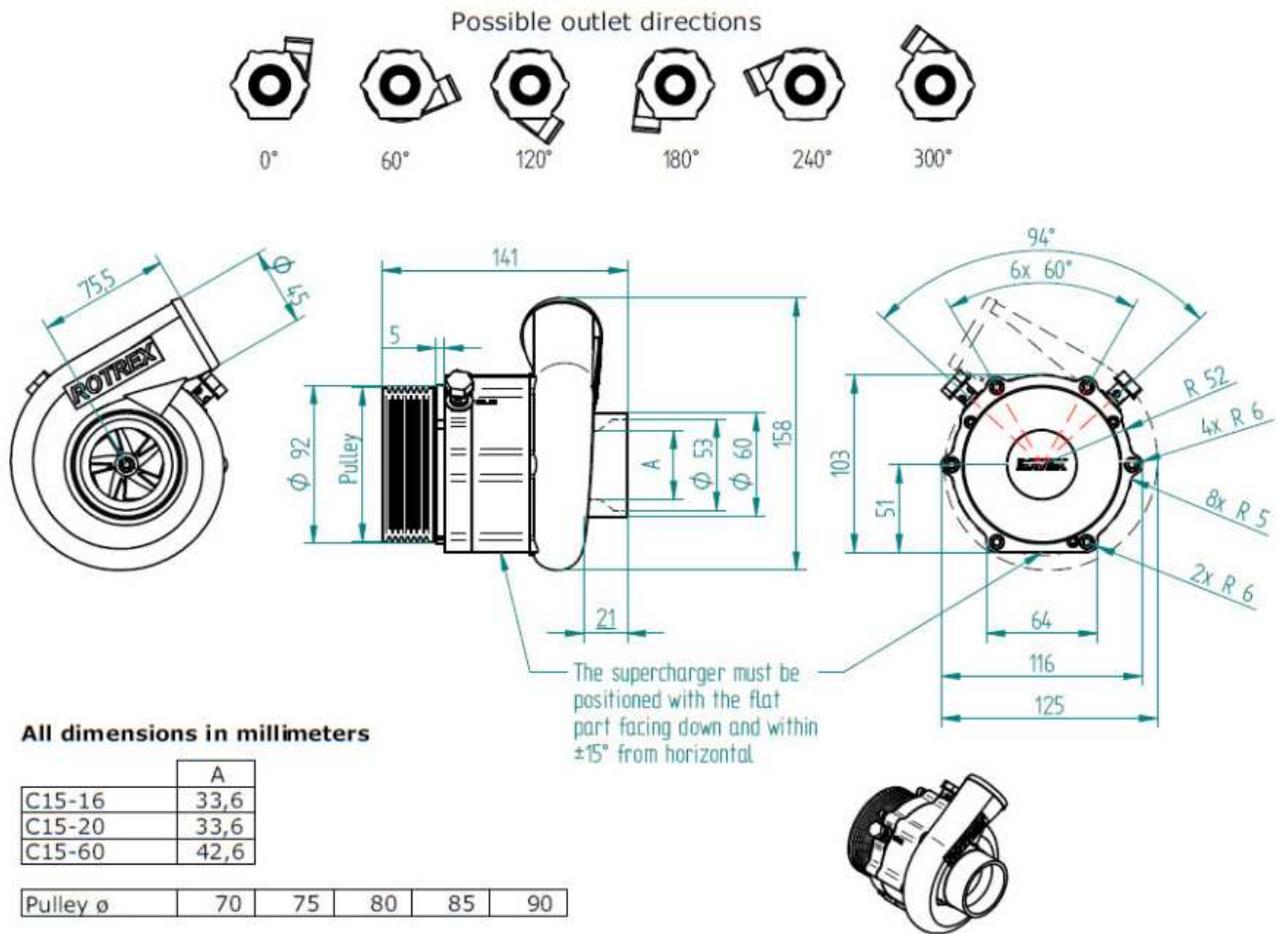
A seguito dei risultati ottenuti optiamo per il supercharger dal catalogo Rotrex, nello specifico il modello C15-20.



**ROITREX C15-20**

Di seguito vengono illustrati rispettivamente la mappa del compressore e le dimensioni del nostro componente:





Si procede ora a definire questo elemento. Per prima cosa creiamo un condotto cilindrico che rappresenta il nostro ingresso nel compressore e ne definiamo la geometria. Gli assegneremo infine un diametro maggiorato rispetto a quello effettivo d’ingresso al fine di compensare eventuali cali di massa d’aria aspirata.


 Template: PipeRound  
 Object: comp-in  
 Comment:

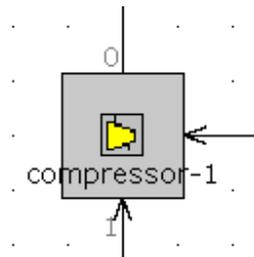
Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	101
Diameter at Outlet End	mm	101
Length	mm	100
Discretization Length	mm	40
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	[temp_amb]
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

Si può anche scegliere di quali parametri ottenere i grafici sul file apposito alla supervisione dei risultati (GT-POST):

 Pressure (Static)	<input checked="" type="checkbox"/>
 Pressure (Total)	<input type="checkbox"/>
 Mass Flow Rate (at the Boundary)	<input type="checkbox"/>
 Integrated Mass Flow Rate (at the Boundary)	<input type="checkbox"/>
 Volumetric Flow Rate (at the Boundary)	<input type="checkbox"/>
 Velocity (at the Boundary)	<input type="checkbox"/>
 Average Subvolume Velocity (centroid)	<input type="checkbox"/>
 Mach Number	<input type="checkbox"/>
 Volume of Pipe Subvolume	<input type="checkbox"/>
 Courant Condition Timestep	<input type="checkbox"/>
 Unsteady Friction Enhancement	<input type="checkbox"/>
 Reynolds Number	<input type="checkbox"/>
 Traveling Waves	<input type="checkbox"/>
 Body Force Acceleration (Total)	<input type="checkbox"/>
 Body Force Acceleration (Components)	<input type="checkbox"/>

Per il momento questo elemento è definito e verrà trascinato sul piano di lavoro in seguito.

Adesso è possibile creare il compressore e inserire gli elementi da rappresentare graficamente.



Per la definizione del compressore è necessario inserire la mappa del supercharger.

	Template: Compressor	Part: compressor-1				
	Object: compressor	Edit Object				
	Object Comment:					
	Comment:					
Attribute	Unit	Rack Position #1	Rack Position #2	Rack Position #3	Rack Position #4	
Rack Array		1				
Map Object or File		Rotrex-C15-20				

Una volta creato l’oggetto “CompressorMap”, nella schermata “data” verranno inseriti i valori, punto per punto, di velocità di rotazione, portata, rapporto di compressione ed efficienza dei vari punti di funzionamento presenti sulla mappa del compressore del Vortech V-1 s.

## Capitolo 5 – L'aspirazione

Template: CompressorMap

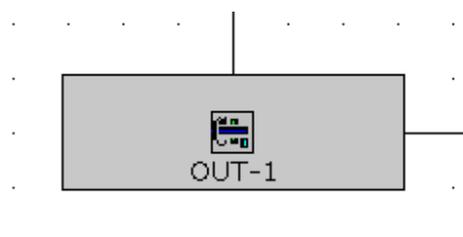
Object: Rotrex-C15-20

Comment:

Attri...	Speed	Mass Flow Rate	Pressure Ratio	Efficiency
Unit	RPM	kg/s		%
53	140000	0.121	1.85	70
54	140000	0.125	1.82	68
55	140000	0.128	1.73	65
56	140000	0.13	1.67	60
57	140000	0.132	1.58	55
58	140000	0.135	1.5	50
59	160000	0.077	2.5	60
60	160000	0.099	2.44	65
61	160000	0.117	2.35	68
62	160000	0.13	2.22	68
63	160000	0.133	2.1	65
64	160000	0.137	1.95	60
65	160000	0.138	1.83	55
66	160000	0.14	1.72	50
67	180000	0.078	2.93	55
68	180000	0.107	2.87	60
69	180000	0.142	2.33	60

Main | Scaling | Data | PresRatio < 1 | Reverse Flow

Ora aggiungiamo, utilizzando l'elemento "Shaft", l'albero collegato al nostro supercharger in modo che avrà velocità di rotazione proporzionale a quella del motore.

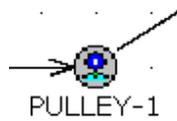


Imposteremo ora tutti i valori relativi al nostro albero, eccetto l’efficienza meccanica dove verrà lasciato il valore di default.


 Template: Shaft  
 Object: OUT  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Initial Speed	RPM	[OUT] ...
Initial Angular Position	deg	0 ...
Shaft Moment of Inertia	kg-m <sup>2</sup>	1E-6 ...
Friction Mechanical Efficiency	fraction	def ...

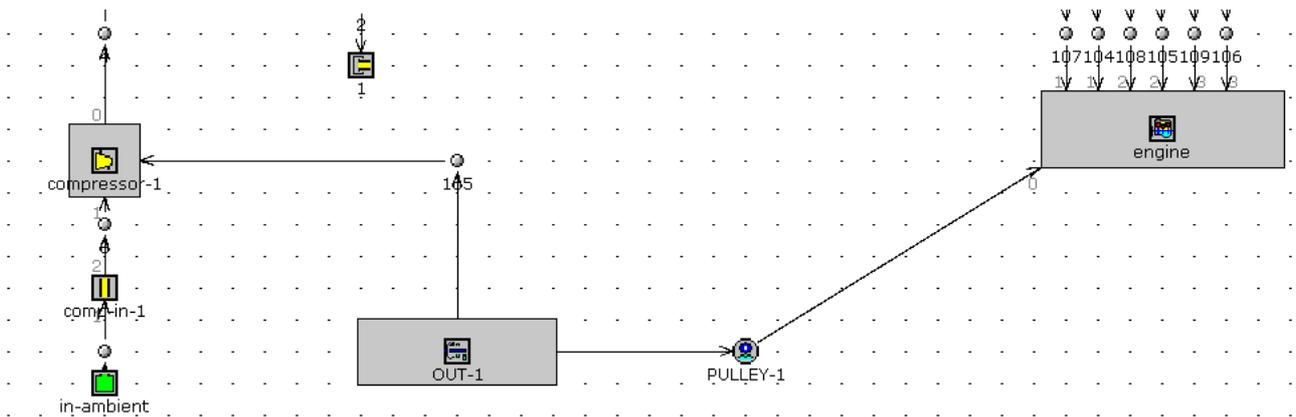
Come velocità iniziale, come accennato prima, dovremo avere una velocità proporzionale a quella dell’albero motore, perciò collegheremo entrambi gli alberi con una puleggia a cui assegneremo 24 (nel case setup col nome di tau) come rapporto di trasmissione, in modo che, a 7550 giri al minuto (massimo per il nostro motore) del blocco, ne corrispondano circa 180000 del compressore:




 Template: GearConn  
 Object: PULLEY  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Gear Ratio		[tau] ...
Mechanical Efficiency	fraction	0.99 ...

Ora il mio gruppo supercharger/albero è stato creato:



Questo schema potrà essere utilizzato per testare altri modelli di compressori, basterà semplicemente sostituire i valori della mappa nella sezione "data" e le caratteristiche di funzionamento generali nella sezione "main".

### 5.3 Intercooler e valvola a farfalla

Lo scopo principale di questi due componenti è di tenere sotto controllo la temperatura e la pressione all’interno dei condotti d’aspirazione.

Questo modello dev’essere molto versatile, in quanti se si decidesse di sostituire o semplicemente testare i componenti da noi selezionati, vogliamo eseguire le modifiche in tempi brevi, perciò verranno definiti come segue.

L’intercooler lo schematizziamo come un insieme di condotte cilindriche e di biforcazioni. Queste vengono definite in base al diametro degli sbocchi e al volume totale della biforcazione stessa.

Per cominciare definiamo la condotta cilindrica che si trova all’ingresso e all’uscita dell’intercooler:



Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	70
Diameter at Outlet End	mm	70
Length	mm	40
Discretization Length	mm	40
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	[temp_amb]
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

## Capitolo 5 – L’aspirazione


 Template:  Part:

Object:

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	70
Diameter at Outlet End	mm	70
Length	mm	40
Discretization Length	mm	40
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	[cooler]
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

Ora passiamo alle biforcazioni inserendone il volume:


 Template:

Object:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Volume	mm <sup>3</sup>	1.1090786175E7
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	[cooler]
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

Infine il condotto che collega le biforcazioni:


 Template: PipeRound  
 Object: cooler  
 Comment:

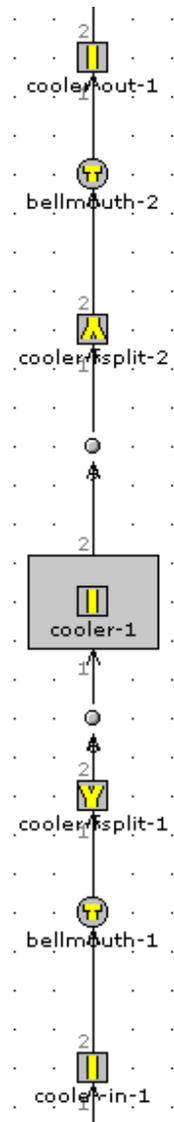
Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	3
Diameter at Outlet End	mm	3
Length	mm	350
Discretization Length	mm	70
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	[cooler]
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

Agli estremi dell’intercooler verranno inseriti due svassi (elementi “bellmouth”) che vengono inseriti nel modello con queste caratteristiche:


 Template: OrificeConn  
 Object: bellmouth  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Hole Diameter	mm	def
Number of Holes		def
Forward Discharge Coefficient		1
Reverse Discharge Coefficient		1
Hole Thickness	mm	def

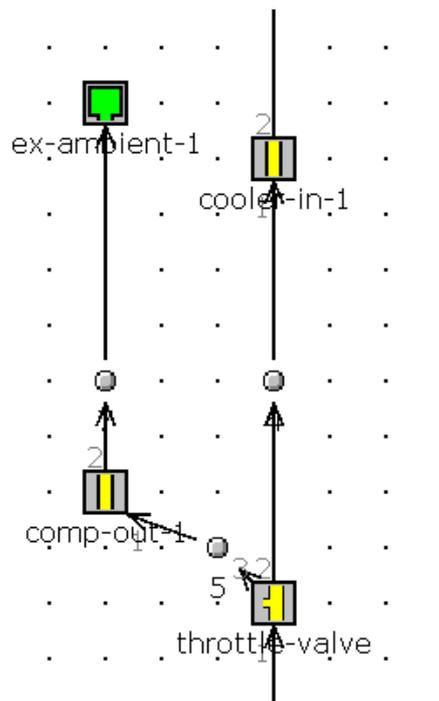
Ora l'intercooler è stato definito e risulterà così nel nostro foglio di lavoro:



Ora tocca alla valvola a farfalla. Questa sarà molto più veloce da definire rispetto all'elemento precedente, difatti si compone di soli due componenti:

- ✓ Uno sfiato nel condotto principale
- ✓ Un condotto che guiderà l'aria in eccesso attraverso uno sfiato verso l'ambiente esterno

Ecco come si presenta nel nostro schema, dal quale si nota anche l'ingresso del flusso principale verso l'intercooler:



Qui sarà sufficiente modificare il diametro dell'apertura della valvola a farfalla, dove a terra sarà massima e via via salendo di quota si giungerà alla completa chiusura.

## Capitolo 5 – L’aspirazione


 Template:  Part:

Object:

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter	mm	50
Length	mm	50
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	300
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial


 Template:  Part:

Object:

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	5
Diameter at Outlet End	mm	5
Length	mm	50
Discretization Length	mm	10
Material for Default Surface Roughness		cast_iron
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	300
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		initial

## 5.4 Airbox

Lo scopo principale dell’airbox è quello di fornire aria il più possibile indipendente dai fenomeni dinamici esterni e allo stesso tempo con un alto valore di pressione.

Nel modello che stiamo costruendo si deve quindi rappresentare questo oggetto tenendo presente che:

- ✓ Il modello deve poter essere variato con estrema rapidità;
- ✓ Il modello deve essere “leggero”, per migliorare la velocità di calcolo;
- ✓ Il volume dell’airbox è la grandezza di maggior interesse;
- ✓ Deve avere un ingresso e tre uscite, una per ogni valvola d’aspirazione;

Per semplicità l’airbox verrà considerato come un semplice condotto cilindrico (non molto lontano dalla realtà in effetti), in fondo al quale verrà posta la triforcazione che porterà l’aria a ciascun cilindro:



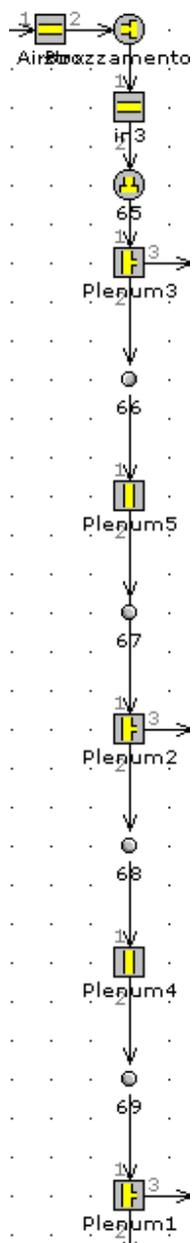
Template:  Part:

Object:  Edit Object

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter at Inlet End	mm ▼	100	...
Diameter at Outlet End	mm ▼	100	...
Length	mm ▼	100	...
Discretization Length	mm ▼	[dxi]	...
Material for Default Surface Roughness		user_value ▼	...
Surface Roughness	mm ▼	def	...
Wall Temperature	K ▼	300	...
Heat Conduction Object		ign	...
Initial State Name		intake	...



## Capitolo 5 – L'aspirazione

Template: FsplitTRight Part: Plenum3

Object: Plenum Edit Object

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter	mm	95	...
Length	mm	34	...
Material for Default Surface Roughness		user_value	...
Surface Roughness	mm	def	...
Wall Temperature	K	300	...
Heat Conduction Object		ign	...
Initial State Name		intake	...

Il nostro airbox è ora completo e lo inseriremo nel piano di lavoro al momento opportuno.

## 5.5 Condotti d'aspirazione

Le trombette d'aspirazione collegano il nostro airbox ai condotti d'aspirazione del motore, e ce n'è una per ogni cilindro.

Le caratteristiche che dobbiamo garantire nella nostra simulazione sono i diametri e le lunghezze dei condotti.

Il fatto che nella realtà queste siano inserite in parte all'interno dell'airbox crea non poche difficoltà nel definirle nel nostro ambiente simulato.

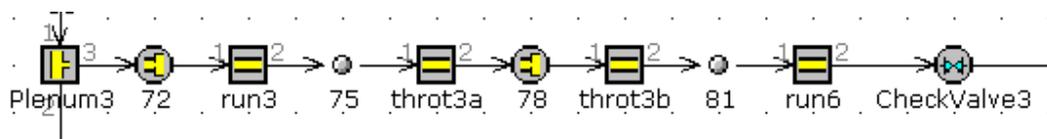
Dal disegno dell'elemento si evince che si tratta semplicemente di un condotto cilindrico con una svasatura all'imbocco per agevolare il passaggio del flusso.

Questa verrà rappresentata tramite un collegamento di cui impostiamo un valore standard al coefficiente di efflusso.

In sintesi le trombette saranno definite tramite un collegamento ed un condotto cilindrico.

In mancanza di dati certi il diametro del nostro collegamento non viene fissato ma ne abbiamo vincolato il coefficiente di efflusso trascurando il filtro dell'aria e le relative opzioni per la verifica dati.

Ogni condotto d'aspirazione, che nella realtà hanno andamento curvilineo, sono stati schematizzati dal susseguirsi di due tratti rettilinei, collegati in seguito alla valvola come proposto di seguito:



Come si vede in figura, l'iniettore è stato installato nel secondo tratto rettilineo del condotto di aspirazione. Le ragioni di questa scelta verranno esposte nel capitolo successivo.

Definiamo ora tutte le geometrie che incontrerà il nostro comburente fino alla valvola:


 Template: OrificeConn Part: 73  
 Object: smooth  
 Object Comment:  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Hole Diameter	mm	100
Number of Holes		1
Forward Discharge Coefficient		1
Reverse Discharge Coefficient		1
Hole Thickness	mm	0


 Template: PipeRound Part: run2  
 Object: run-in1  
 Object Comment:  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	35
Diameter at Outlet End	mm	35
Length	mm	60
Discretization Length	mm	[dxi]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	300
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		intake

## Capitolo 5 – L’aspirazione


 Template:  Part:

Object:

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	35
Diameter at Outlet End	mm	35
Length	mm	43
Discretization Length	mm	[dxi]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	305
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		intake


 Template:  Part:

Object:

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	35
Diameter at Outlet End	mm	35
Length	mm	43
Discretization Length	mm	[dxi]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	305
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		intake

Template:  Part:


 Object:

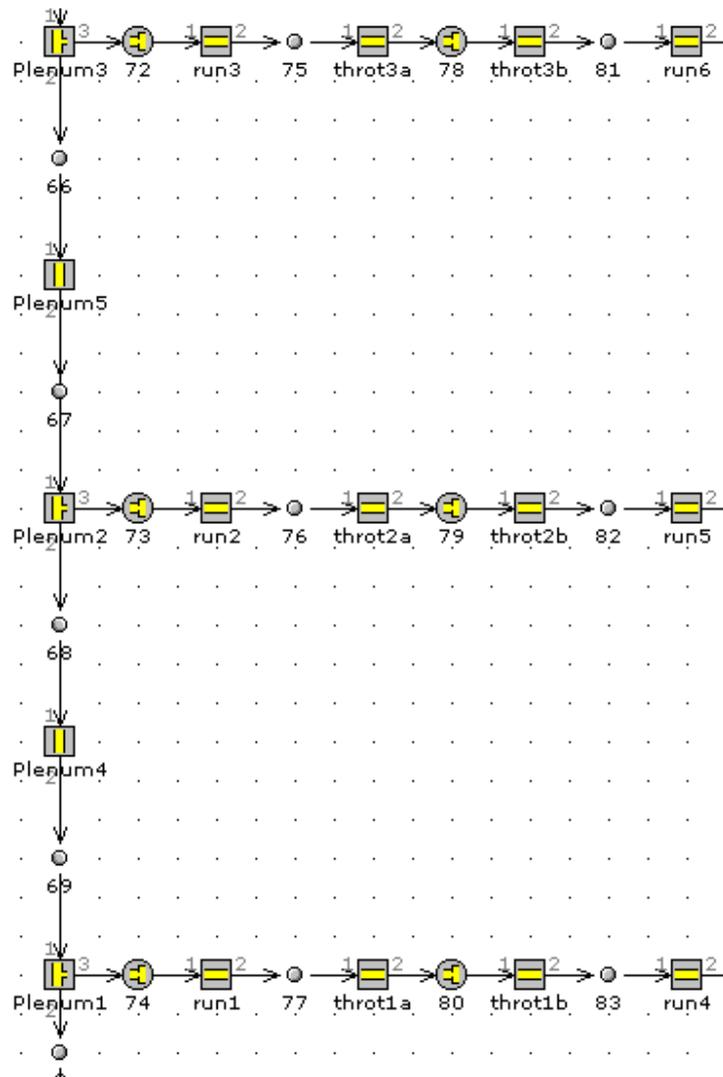
Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	35
Diameter at Outlet End	mm	35
Length	mm	100
Discretization Length	mm	[dxi]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	300
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		intake

Abbiamo così definito tutte le componenti e le assembliamo tra loro, ottenendo il sistema d’aspirazione del nostro modello; la definizione dell’elemento valvola verrà eseguita nel capitolo successivo, quello inerente alla definizione degli organi del motore.

In basso riportiamo il modello della nostra aspirazione, ovvero l’airbox e i condotti di aspirazione.



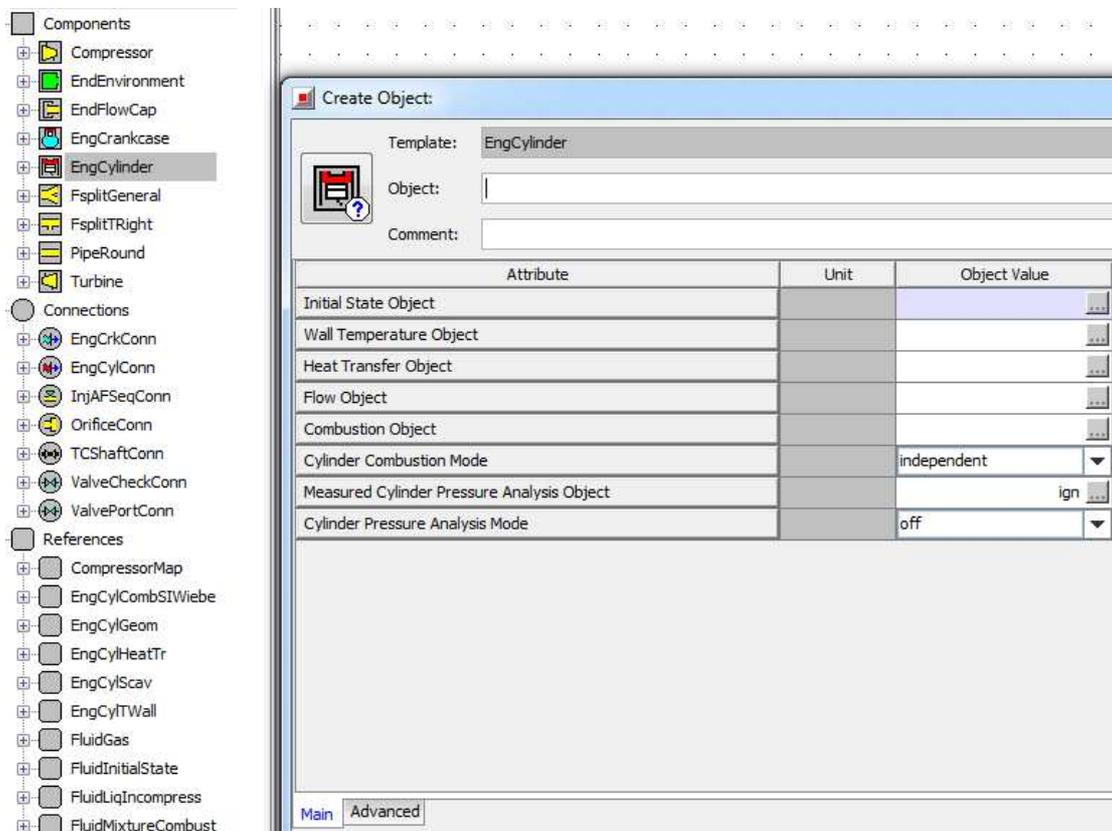
# Capitolo 6

## Blocco motore

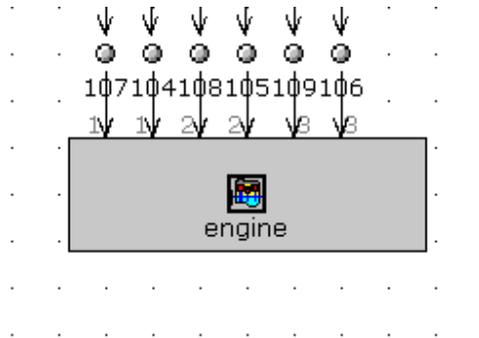
Per poter simulare il blocco motore dobbiamo definire cilindri, valvole, iniettori e il blocco stesso. Nella creazione dei nostri componenti è possibile creare ogni singolo ramo con una valvola d'aspirazione, un carter pompa, un cilindro, un iniettore e infine una valvola di scarico e ricopiare il tutto per 3 volte, ovvero il numero di cilindri del nostro motore.

### 6.1 I cilindri

Definiamo il cilindro creando un nuovo elemento:



Tale elemento verrà poi collegato, insieme ai restanti cilindri all'albero motore (Engine):



Verrà definito come segue:

Template:  Part:   
 Object:   
 Object Comment:   
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Engine Type		2-stroke ▼
Speed or Load Specification		speed ▼
Engine Speed	RPM ▼	[rpm]
Engine Friction Object or FMEP		feng
Start of Cycle (CA at IVC)		-92

Inoltre verrà definita e dimensionata la geometria del cilindro:

Template: EngineCrankTrain Part: engine  
 Object: eng1  
 Object Comment:  
 Comment:

Attribute	Unit	Cylinder #1	Cy
Cylinder Geometry Object		cylgeom	
Crank-Slider Object		ign	

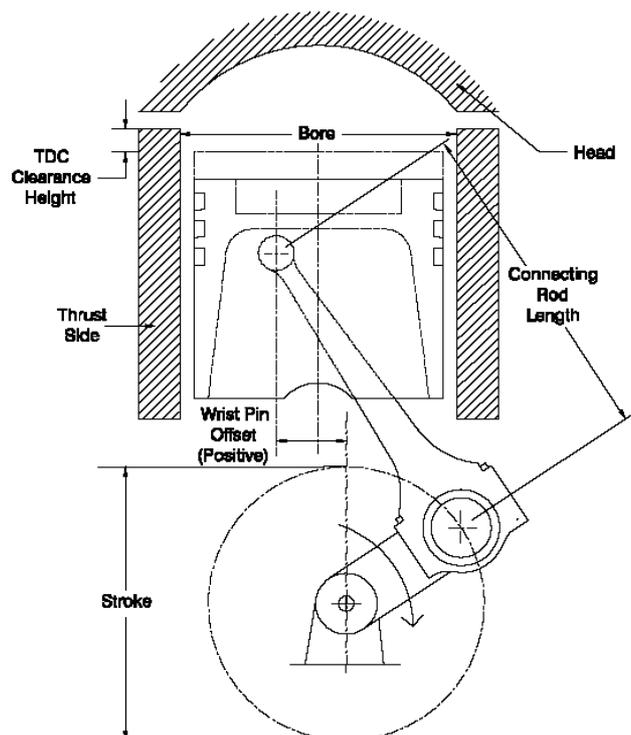
Sotto la voce “geom” definiamo i valori geometrici rispettivamente di cilindro, pistone e biella.

Template: EngCylGeom  
 Object: cylgeom  
 Comment:

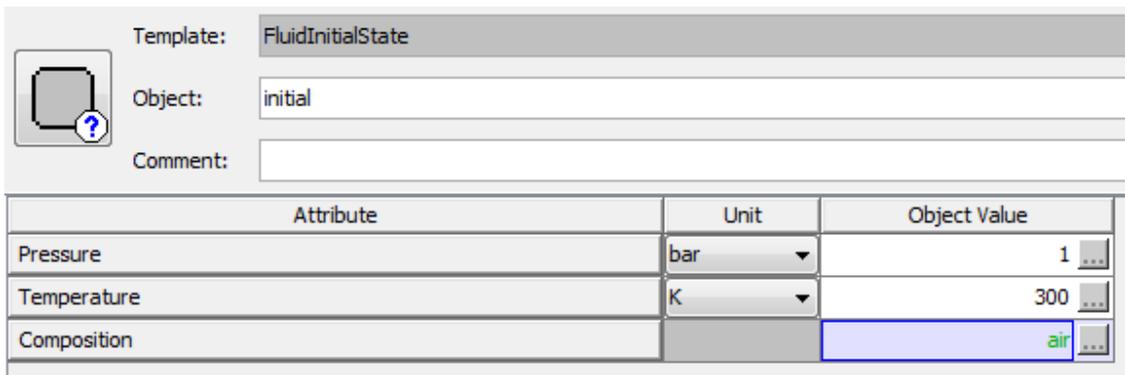
Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	70
Stroke	mm	64
Connecting Rod Length	mm	115
Compression Ratio		9.6
TDC Clearance Height	mm	2

Nella seguente tabella definiamo i seguenti parametri:

- ✓ Bore: l'alesaggio (diametro) del cilindro;
- ✓ Stroke: la corsa del pistone;
- ✓ Connecting rod length: la lunghezza della biella;
- ✓ Compression ratio: il rapporto di compressione;
- ✓ Tdc clearance height: la distanza tra la parte superiore del cilindro ed il pistone nel momento in cui esso si trova al punto morto superiore (PMS). Questo valore viene utilizzato nel calcolo degli scambi termici.

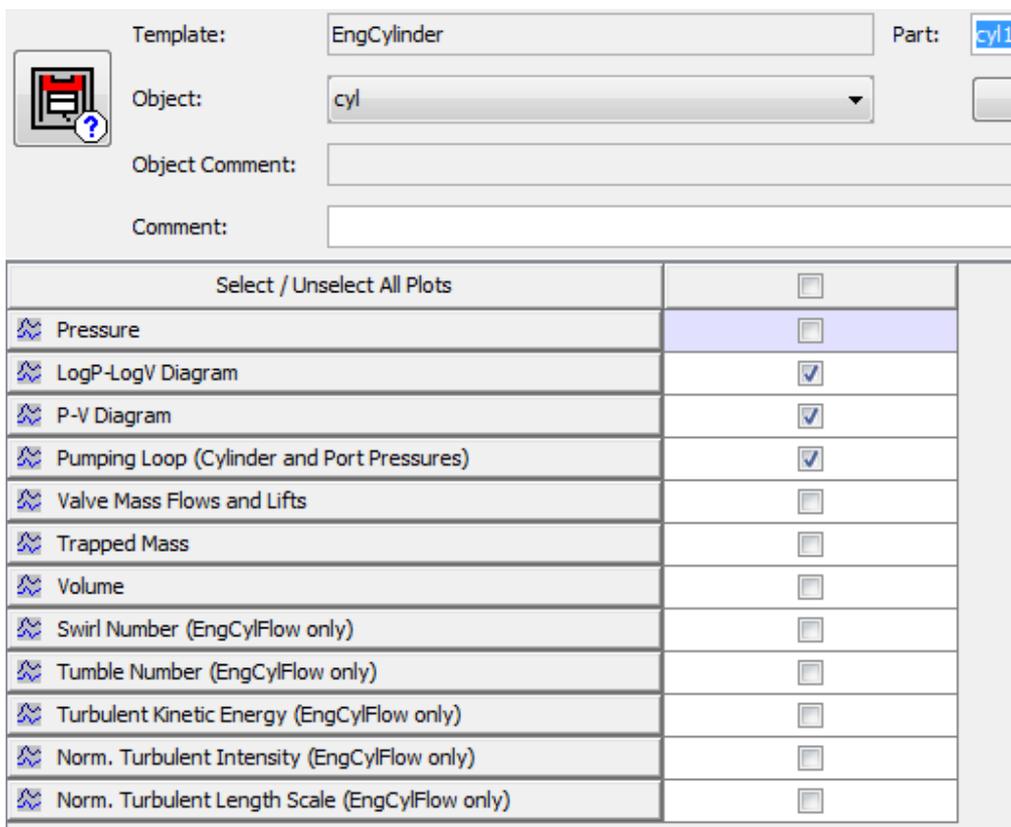


Con il termine “initial” sotto “References” e ”FluidInitialState” definiamo le condizioni iniziali dell’ambiente, ovvero aria alla pressione di 1 bar e temperatura di 300 K:



Attribute	Unit	Object Value
Pressure	bar	1
Temperature	K	300
Composition		air

Infine scegliamo quali valori rappresentare su grafico:



Select / Unselect All Plots	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Pressure	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> LogP-LogV Diagram	<input checked="" type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> P-V Diagram	<input checked="" type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Pumping Loop (Cylinder and Port Pressures)	<input checked="" type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Valve Mass Flows and Lifts	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Trapped Mass	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Volume	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Swirl Number (EngCylFlow only)	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Tumble Number (EngCylFlow only)	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Turbulent Kinetic Energy (EngCylFlow only)	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Norm. Turbulent Intensity (EngCylFlow only)	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Norm. Turbulent Length Scale (EngCylFlow only)	<input type="checkbox"/>

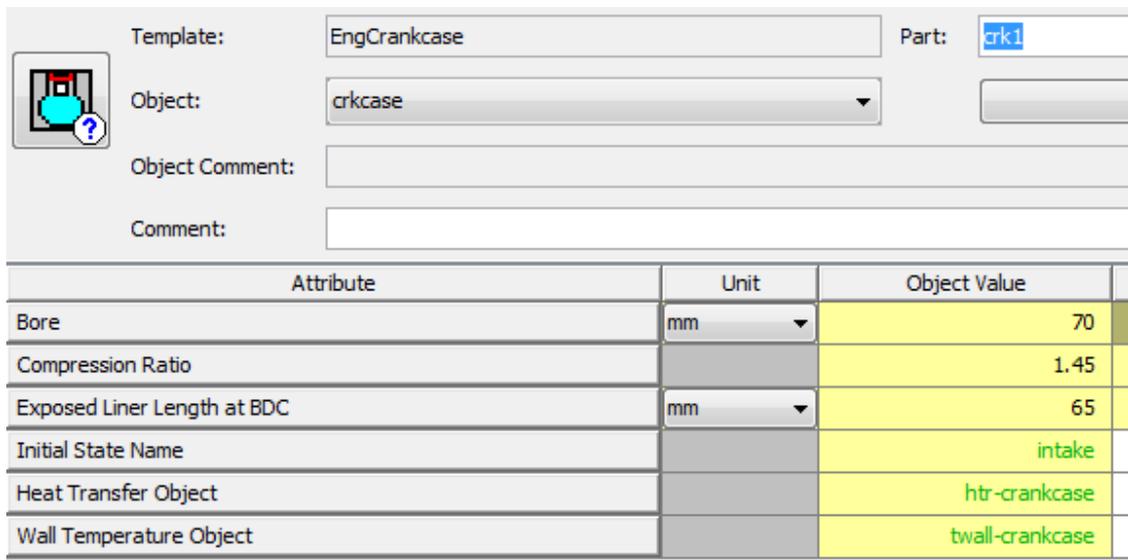
I cilindri sono ora definiti e possono essere trasferiti nel piano di lavoro nella fase di assemblaggio del modello.

## 6.2 Il carter Pompa

Il carter pompa è quella porzione di carter motore composta da:

- ✓ Camera di manovella;
- ✓ Parte inferiore del cilindro, le cui cavità comunicanti vengono riempite e svuotate di carburante a causa della depressione e pressione causate dal movimento del pistone.

Segue in basso la sua definizione nel software:



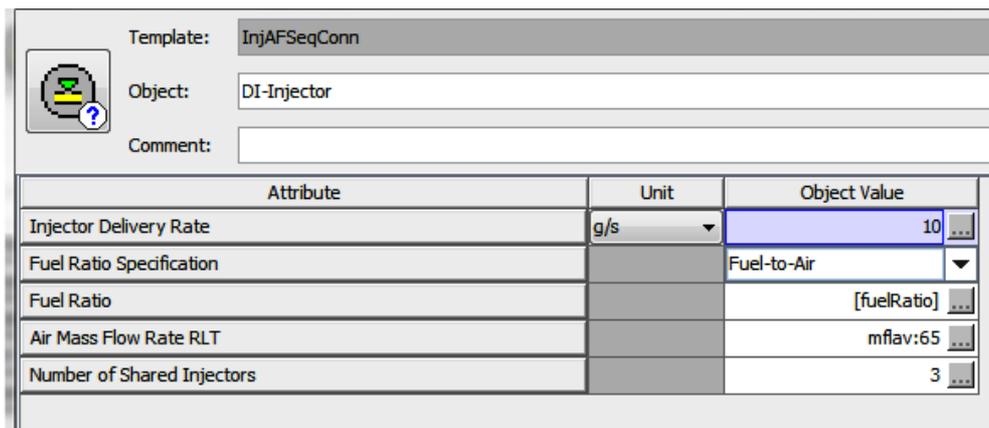
Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	70
Compression Ratio		1.45
Exposed Liner Length at BDC	mm	65
Initial State Name		intake
Heat Transfer Object		htr-crankcase
Wall Temperature Object		twall-crankcase

### 6.3 Gli iniettori

L'iniezione permette di fornire il combustibile all'interno del motore tramite l'utilizzo d'un iniettore comandato da una centralina ECU (engine control module) che modifica la fasatura d'accensione. Questo metodo di alimentazione del motore a combustione interna viene utilizzato in alternativa alla carburazione.

L'iniezione del Suzuki 750 GT avviene elettronicamente per via indiretta, ovvero il combustibile, nella forma di un getto polverizzato dall'iniettore, viene immesso nel collettore di aspirazione e non direttamente in camera di combustione all'interno del cilindro. La quantità di carburante immessa dipende da molti fattori, come la concentrazione d'aria nel condotto d'aspirazione (spesso definita grazie alla sonda lambda). Gli iniettori vantano una carburazione più precisa, ottenendo maggior potenza, meno consumi e meno inquinamento.

Si definisce l'elemento:



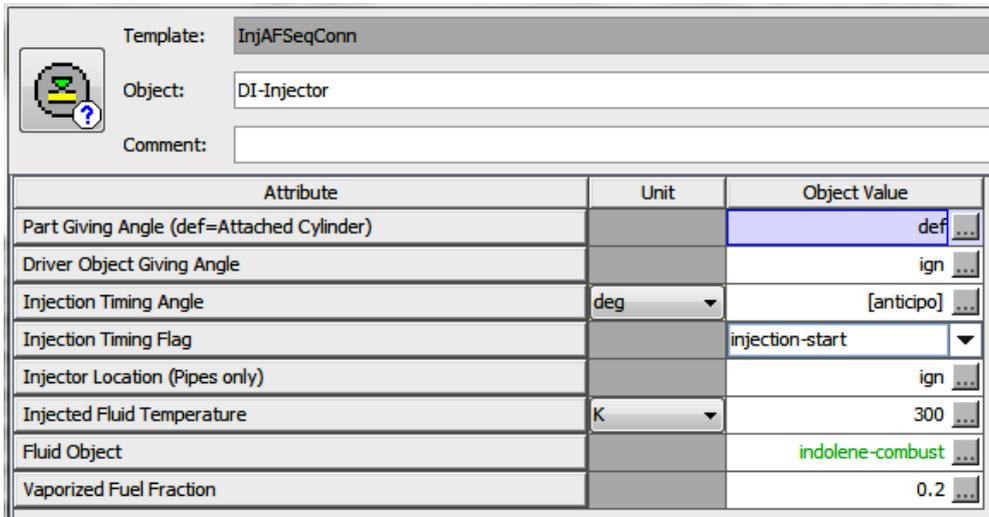
Template: InjAFSeqConn

Object: DI-Injector

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Injector Delivery Rate	g/s	10
Fuel Ratio Specification		Fuel-to-Air
Fuel Ratio		[fuelRatio]
Air Mass Flow Rate RLT		mflav:65
Number of Shared Injectors		3

## Capitolo 6 - Blocco motore



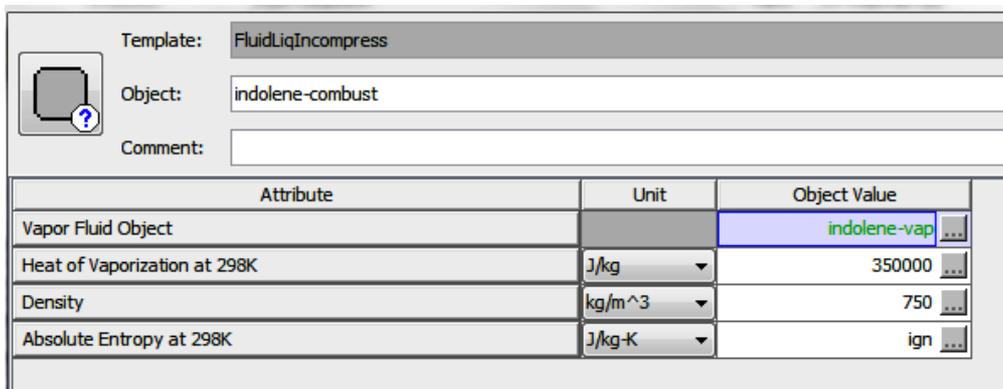
Template: InjAFSeqConn

Object: DI-Injector

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Part Giving Angle (def=Attached Cylinder)		def ...
Driver Object Giving Angle		ign ...
Injection Timing Angle	deg	[anticipo] ...
Injection Timing Flag		injection-start ▼
Injector Location (Pipes only)		ign ...
Injected Fluid Temperature	K	300 ...
Fluid Object		indolene-combust ...
Vaporized Fuel Fraction		0.2 ...

Si nota nella seconda immagine la seconda voce: “*fluid object*” che definisce le proprietà del fluido che si andrà ad inserire:



Template: FluidLiqIncompress

Object: indolene-combust

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Vapor Fluid Object		indolene-vap ...
Heat of Vaporization at 298K	J/kg	350000 ...
Density	kg/m <sup>3</sup>	750 ...
Absolute Entropy at 298K	J/kg-K	ign ...

Template: FluidGas				
Object: indolene-vap				
Comment:				
Attri...	Temperature Array	Pressure Array	Dynamic Viscosity Array	Thermal Conductivity A
Unit	K	bar	kg/m-s	W/m-K
1	303.15	def	8.02e-006	0.0082990
2	373.55		6.75e-006	0.0082990
3	475.35		8.48e-006	0.0082990

L'iniettore si può ritenere definito e pronto per essere portato nel piano di lavoro.



#### 6.4 Valvole di aspirazione e scarico

Le valvole sono tra loro geometricamente uguali, mentre i valori delle alzate vengono forniti in base all'angolo formato dai cilindri del motore. Questi dati sono uguali per tutti i cilindri, i quali poi, in un secondo momento, vengono fasati cilindro per cilindro.

Una volta che abbiamo definito le alzate delle valvole le si può assegnare nel modello:

Capitolo 6 - Blocco motore


 Template: ValveCheckConn  
 Object: reeds  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Valve Reference Diameter	mm	24. ...
Upstream Pressure Area	mm <sup>2</sup>	962.11 ...
Downstream Pressure Area	mm <sup>2</sup>	962.11 ...
Flow Area Multiplier		6 ...
Number of Identical Holes		def ...
Heat Conduction "Flange"		ign ...

Mentre, per l'inserimento dei coefficienti di efflusso e di reflusso della valvola:


 Template: ValveCheckConn  
 Object: reeds  
 Comment:

Attri...	L/D Array	Forward CD	Reverse CD
Unit			
1	0 ...	0 ...	0 ...
2	0.01 ...	0.013 ...	0.013 ...
3	0.02 ...	0.026 ...	0.026 ...
4	0.03 ...	0.046 ...	0.046 ...
5	0.04 ...	0.065 ...	0.065 ...
6	0.05 ...	0.092 ...	0.092 ...
7	0.06 ...	0.118 ...	0.118 ...
8	0.07 ...	0.144 ...	0.144 ...
9	0.08 ...	0.17 ...	0.17 ...
10	...	...	...
11	...	...	...
12	...	...	...
13	...	...	...
14	...	...	...
15	...	...	...
16	...	...	...
17	...	...	...

Main **Flow Arrays** Dynamics Basic Dynamics Detail

### 6.5 Albero motore

I tre cilindri definiti in precedenza vengono ora collegati all'albero motore.

Finora i tre cilindri erano elementi identici tra loro, adesso invece vanno individuati singolarmente coi numeri 1, 2 e 3 per definirne la sequenza di scoppio.

Colleghiamo quindi il motore due tempi ai nostri tre cilindri:


 Template: EngineCrankTrain  
 Object: engine 1  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Engine Type		2-stroke
Speed or Load Specification		speed
Engine Speed	RPM	[rpm]
Engine Friction Object or FMEP		feng
Start of Cycle (CA at IVC)		-92

Una volta che vengono collegati è necessario definirne la posizione e il rispettivo ordine di scoppio.

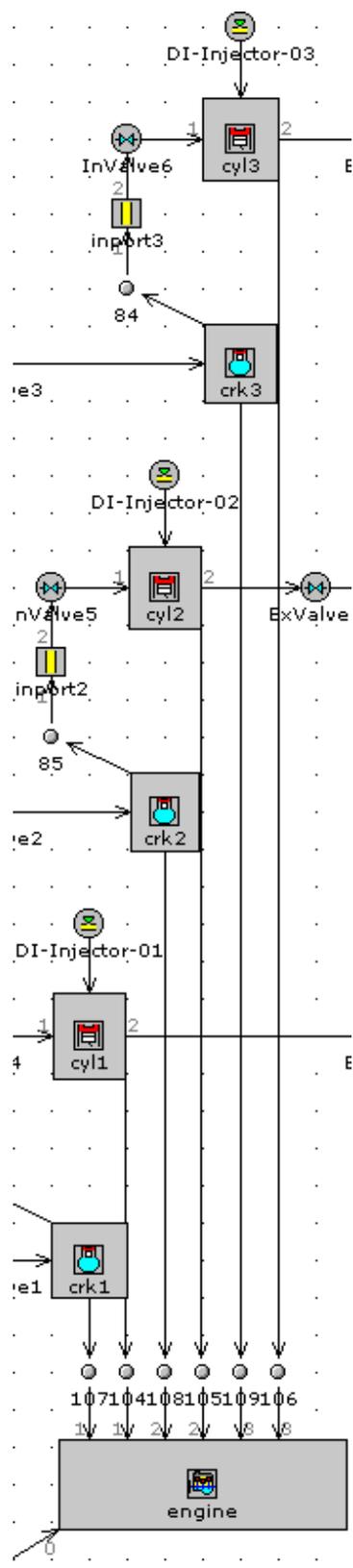
Sono 3 cilindri disposti su 360° che scoppiano ogni 120° l'uno dall'altro, seguendo cioè il seguente schema:


 Template: EngineCrankTrain  
 Object: engine 1  
 Comment:

Attribute	Unit	Fire #1	Fire #2	Fire #3
Cylinder Number		1	2	3
Firing Intervals	deg	0	120	120

Abbiamo dunque definito completamente ogni componente del blocco motore.

Ora, assemblandoli otteniamo il blocco motore del modello. Ad esso vengono associati i relativi iniettori, il carter pompa e le valvole sia di aspirazione che di scarico. In basso invece è collocato l'albero motore, sul quale vengono applicati i tre collegamenti appartenenti ai nostri singoli cilindri.





# Capitolo 7

## Lo scarico

La descrizione del settore finale consiste nel definirne geometrie, temperature ed altre caratteristiche delle condutture che trasportano i gas di scarico dalle valvole fino all'ambiente esterno.

Esso è composto da una serie di condotti cilindrici e biforcazioni che si collegano fino a confluire in un'unica uscita.

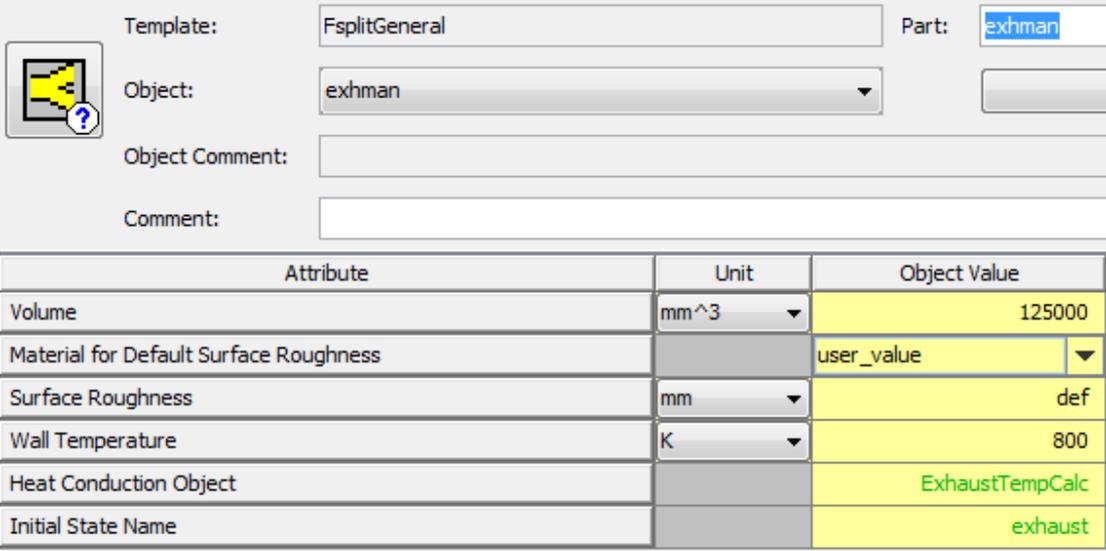
Cominciamo analizzando il primo componente dopo le valvole di scarico, ovvero il collettore.

Selezioniamo l'elemento "*PipeRound*" dalla libreria e andiamo ad inserire tutti i rispettivi dati:


 Template: PipeRound  
 Object: exhport  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	40
Diameter at Outlet End	mm	40
Length	mm	40
Discretization Length	mm	[dxe]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	0.26
Wall Temperature	K	560
Heat Conduction Object		ign
Initial State Name		exhaust

I collettori di scarico provenienti dai tre cilindri vengono poi fatti convogliare in una triforcazione, che viene così caratterizzata:



Attribute	Unit	Object Value
Volume	mm <sup>3</sup>	125000
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	800
Heat Conduction Object		ExhaustTempCalc
Initial State Name		exhaust

Ora il collettore di scarico è completamente definito. Manca solo da definire il collegamento tra la triforcazione e l'uscita nell'ambiente esterno dei gas di scarico. Questo tratto finale del condotto di scarico viene separato in quattro condotti, con un orifizio interposto tra un condotto e l'altro. Questi orifizi, non troppo complessi, vengono lasciati con le caratteristiche di default, mentre i quattro condotti vengono così impostati:

## Capitolo 7 - Lo scarico


 Template: PipeRound  
 Object: pipex1  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	50
Diameter at Outlet End	mm	50
Length	mm	160
Discretization Length	mm	[dxe]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	800
Heat Conduction Object		ExhaustTempCalc
Initial State Name		exhaust


 Template: PipeRound  
 Object: pipex2  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	100
Diameter at Outlet End	mm	100
Length	mm	310
Discretization Length	mm	[dxe]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	800
Heat Conduction Object		ExhaustTempCalc
Initial State Name		exhaust

Capitolo 7 - Lo scarico


 Template: PipeRound  
 Object: pipex3  
 Comment:

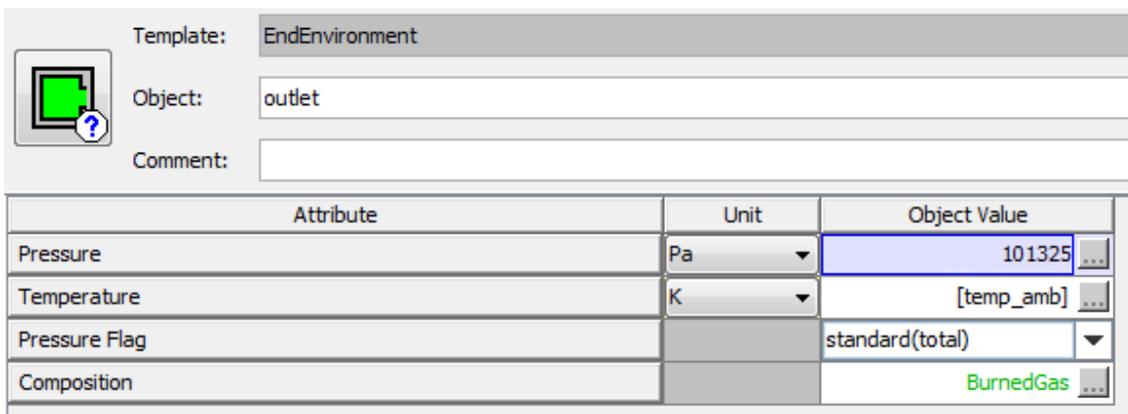
Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	50
Diameter at Outlet End	mm	50
Length	mm	220
Discretization Length	mm	[dxe]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	800
Heat Conduction Object		ExhaustTempCalc
Initial State Name		exhaust


 Template: PipeRound  
 Object: pipex4  
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	75
Diameter at Outlet End	mm	75
Length	mm	200
Discretization Length	mm	[dxe]
Material for Default Surface Roughness		user_value
Surface Roughness	mm	def
Wall Temperature	K	800
Heat Conduction Object		ExhaustTempCalc
Initial State Name		exhaust

Infine verrà definito l'ambiente esterno, denominato "outlet", dove vengono espulsi i gas di scarico.

Possiamo riutilizzare l'elemento ambiente che era stato creato per l'aspirazione, ricordandoci di sostituire, nella composizione, l'aria con i gas di scarico.



Template: EndEnvironment

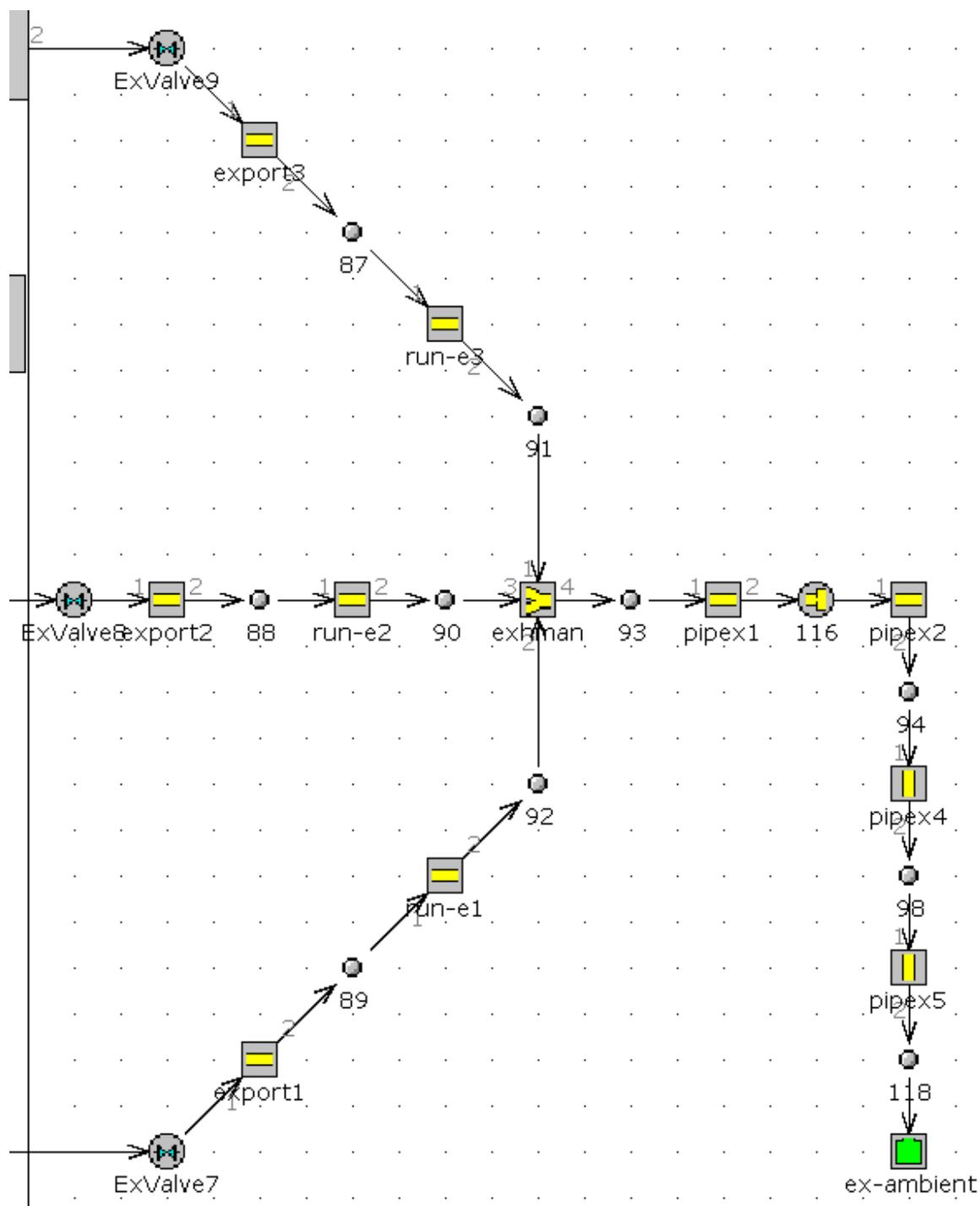
Object: outlet

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure	Pa	101325
Temperature	K	[temp_amb]
Pressure Flag		standard(total)
Composition		BurnedGas

Infine assembliamo tutti i componenti definiti ed otterremo il modello completo del nostro scarico.

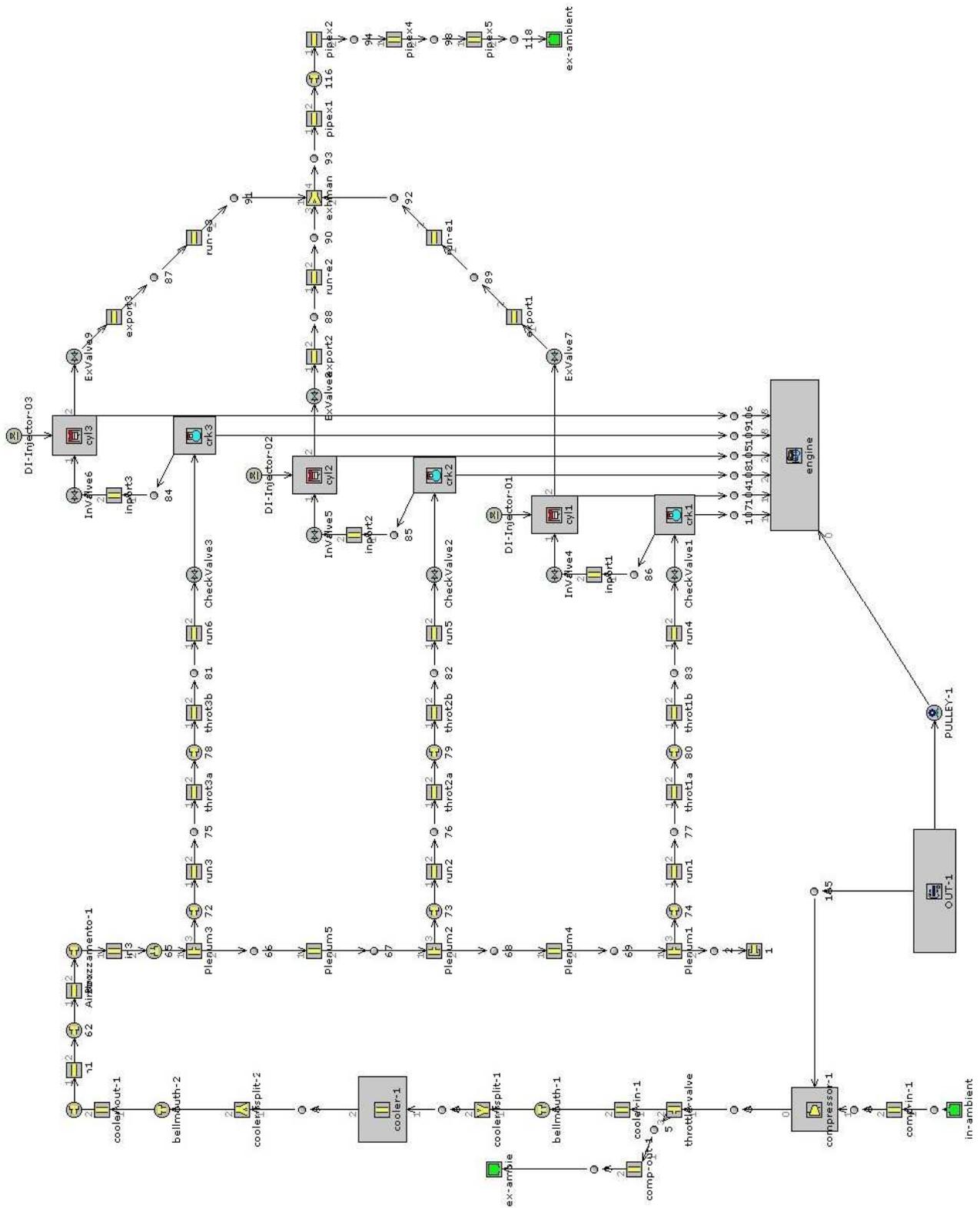
Di seguito viene presentato nel dettaglio con tutti i componenti descritti nel capitolo.



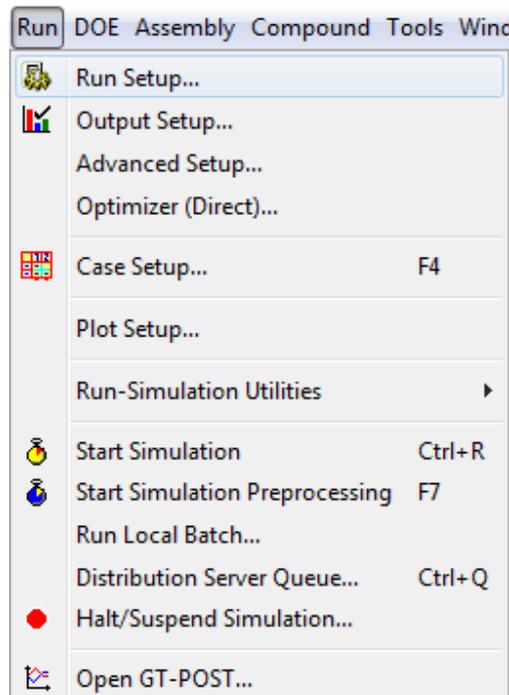
# Capitolo 8

## La simulazione

Prima di definire i parametri della simulazione assembliamo la varie parti analizzate in questo studio per giungere al modello finale, rappresentato di seguito:



Arrivati questo punto cominciamo a impostare la simulazione, definendo le variabili in gioco da tenere sotto controllo e la durata della prova, per fare ciò apriamo “*Run Setup*” dal menu a tendina:



Nella prova che dobbiamo effettuare impostiamo i vincoli su una sola variabile, la velocità angolare dell’albero motore, che chiameremo semplicemente “RPM”, ovvero le sue rotazioni al minuto.

Ma attenzione, l’utilizzo di una variabile non preclude l’utilizzo di un’altra, perciò sono stati valutati e modulati anche diversi altri parametri, in questo modo possiamo rispettare le varie condizioni di funzionamento del motore al variare del numero di giri.

Per prima cosa occorre definire la durata della prova. Questa scelta è molto importante, dalla durata infatti, deriva l’attendibilità dei nostri risultati, più cicli durerà la prova, maggiore sarà la sua veridicità.

Per contro, maggiori saranno i casi che testeremo nella prova e alto sarà il numero di cicli in esame, i tempi di calcolo da parte del PC aumenteranno non di poco.

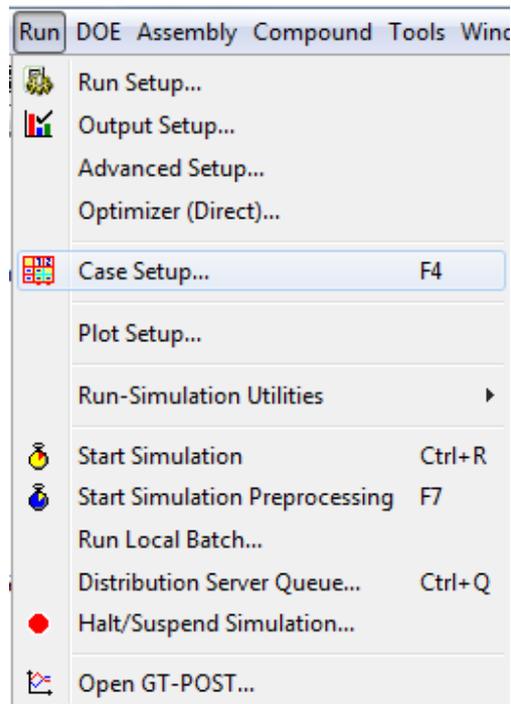
Questo avviene poiché aumentando la durata vengono a ridursi tutti i possibili errori dovuti all'approssimazione delle condizioni iniziali, per esempio riguardo alle temperature assegnate alle condotte.

Dalle prove effettuate, e grazie al fatto che il tempo non ci sia toiranno in questo momento, abbiamo impostato una durata della prova di 200 cicli, a favore ovviamente della precisione dei risultati.

Attribute	Unit	Object Value
Time Control Flag		periodic(cycles) ▼
Maximum Simulation Duration		200 ...
Minimum Simulation Duration		def ...
Automatic Shut-Off When Steady-State		on ▼
Part Providing Frequency for Main Driver (Periodic only)		def ...
Driver Object Providing Frequency for Main Driver (Periodic Only)		ign ...

Ora dobbiamo definire su quanti livelli (o casi) vogliamo far variare le rotazioni al minuto dell'albero motore che abbiamo creato. Impostiamo quindi il “*Case Setup*”:

## Capitolo 8 - La simulazione

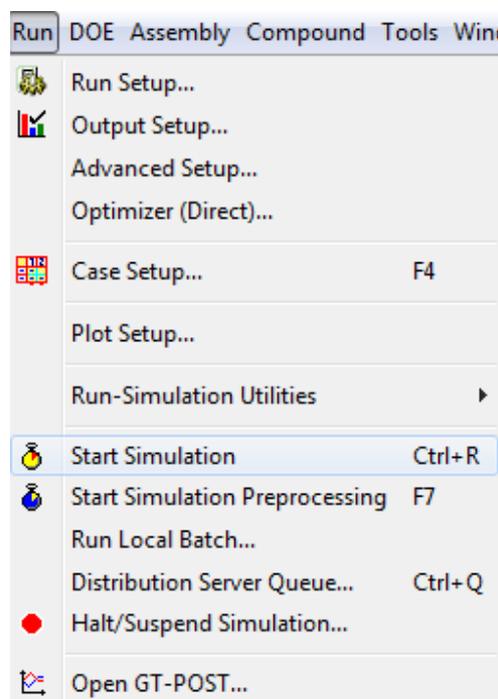


La nostra variabile principale verrà fatta variare in otto casi, che oscilleranno tra i 4000 e i 7550 giri al minuto, come mostrato dalla figura:

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>						
Case Label		Unique Text for Plot Legends	RPM = 4000	RPM = 4500	RPM = 5000	RPM = 5500	RPM = 6000	RPM = 6500	RPM = 7000	RPM = 7550
anticipo	deg		-165	-165	-165	-165	-165	-165	-165	-165
cooler	K		320	320	320	320	320	320	320	320
friction			1	1	1	1	1	1	1	1
fuelRatio			0.032	0.035	0.038	0.035	0.037	0.042	0.05	0.059
heattrans			8	8	8	8	8	8	8	8
molt3			1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
strozz	mm		100	100	100	60	60	50	50	29
temp-ext	K	Temperatura ambientale	239.4	239.4	239.4	239.4	239.4	239.4	239.4	239.4
dx	mm	exhaust discretization length	40	40	40	40	40	40	40	40
dx	mm	intake discretization length	28	28	28	28	28	28	28	28
rpm	RPM		4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7550
OUT	RPM	giri compressore	96000	108000	120000	132000	144000	156000	168000	180000
tau		rapporto trasmissione puleggia	24	24	24	24	24	24	24	23.8410596...

Il case setup presenta inoltre un parametro presente con la denominazione “molt”, ovvero dei parametri che descrivono i moltiplicatori di massa del nostro supercharger, in modo da ottenerne un'alimentazione consona e consentire il suo posizionamento nella mappa in punti con alto rendimento e quindi maggiore potenza.

Possiamo ora far partire la simulazione:



Nell'immagine seguente viene mostrato il processo di calcolo e compilazione della simulazione del nostro modello, al termine del quale il software creerà un file con estensione .gx, contenente i relativi grafici e i risultati di compressore, motore, condotti, ecc. Per supervisionare tali dati si aprirà questo file utilizzando un altro software del pacchetto GT-SUITE, ovvero GT-POST.

```

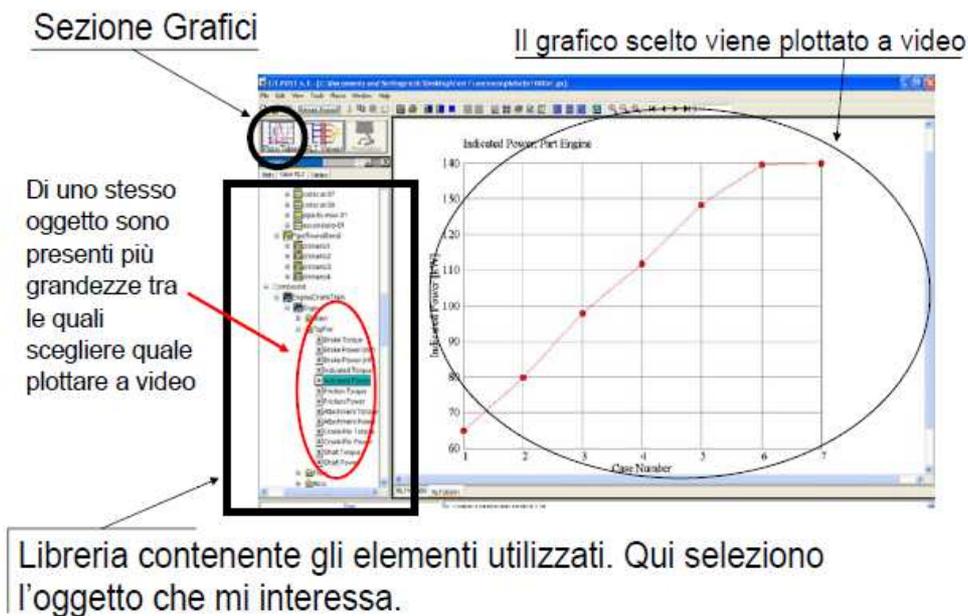
C:\Users\Alessandro\Desktop\FINITO

COMP: CMP=compre RPM=210000. PRmap= 1.619 Mass= 0.044 Power= 3.38 Ef=0.468
**WARN:COMP RPM EXCEEDED MAP RANGE ***** Maximum RPMnorm = 1.06017
      UOLEF  IMEP  Pmax  Ieff  REScs  FAeff
cyl1:  0.708  4.85  23.93  39.0  1.1  0.0669
crk1:  -0.21  0.94  38.5  1.3  0.0636
cyl2:  0.734  4.79  24.16  38.9  1.2  0.0664
crk2:  -0.20  0.96  38.9  1.2  0.0664
cyl3:  0.706  4.84  23.01  38.9  1.2  0.0664
crk3:  -0.23  0.95  38.9  1.2  0.0664
ENGINE: IMEP = 4.62 bar, UOLEF = 0.716 UOLEFm = 0.716

FLOW CONUERGENCE:
NO      Mass dfmax (%) = 7.1043 at con : 90
NO      Pres. dpmax (%) = 4.4999 at cmp : in3
NO      Temp. dtmax (K) = 60.6960 at cmp : run-e1
MECH CONUERGENCE:
NO      Velo. dvmax (%) = 1.4088 at cmp : CheckValve1
YES (1) Torq. dTqmx (%) = 0.0000 at cmp : OUT-1
Timesteps/cycle=364, average time step = 0.989 deg

MAIN DRIVER: Case# 1 Period# 9 Freq/RPM=116.667 7000. Time=0.685714E-01
    
```

## ✓ 8.1 L'Interfaccia grafica di GT-POST



Oltre alla soluzione grafica, come già accennato, GT-POST consente di supervisionare i risultati sotto forma di tabella selezionando il valore interessato e cliccando sulla voce “View Data”.

“RLT Viewer” invece, possiede un’interfaccia grafica più intuitiva, ovvero permette di effettuare un’analisi più rapida e complessiva sul modello, oggetto della nostra simulazione, per poi proseguire più nel dettaglio selezionando ogni volta un singolo componente.

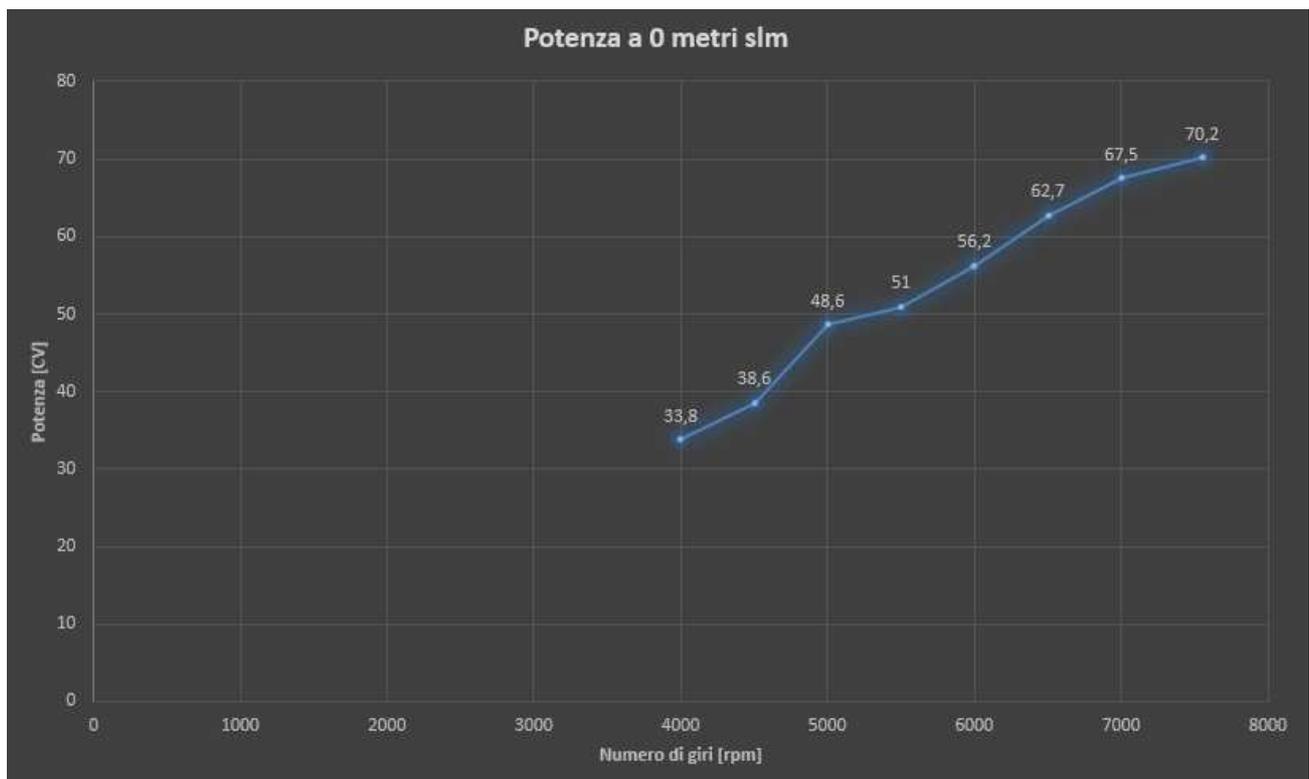
Selezionando l’oggetto si accede alle tabelle numeriche che contengono tutti i dati a riguardo; per i valori elencati viene data la possibilità di scegliere l’unità di misura che ci risulta più utile. Nel programma vengono infatti caricati tutti i coefficienti di conversione tra le unità del sistema di misura internazionale, quelle del sistema tecnico e quelle del sistema statunitense.

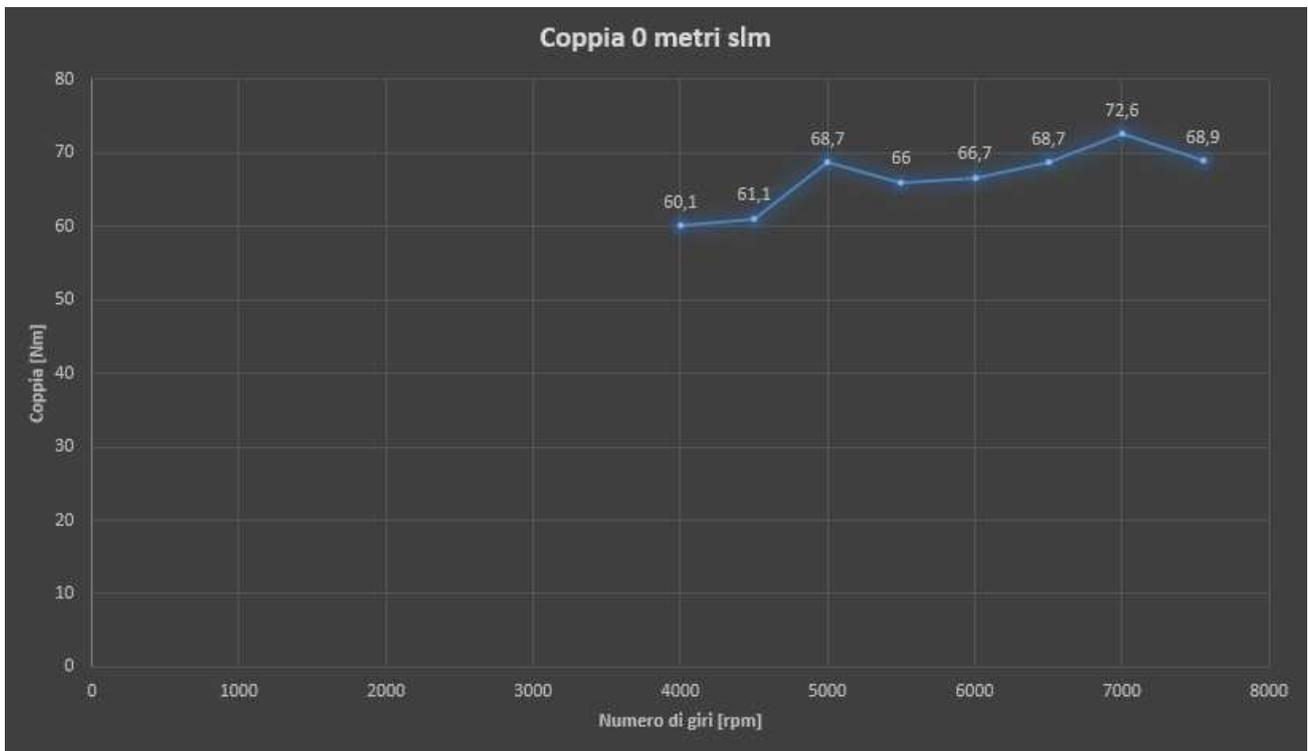
## ✓ 8.2 Analisi della simulazione

Come anticipato nel capitolo introduttivo, prima viene realizzato il modello motore semplicemente aspirato, cercando di ottenere una curva di potenza veritiera e conforme rispetto a quella fornita dal costruttore. I risultati che andremo ad analizzare (sia nel caso del motore aspirato che nel maggiorato) sono stati ottenuti a seguito di una lunga fase di affinamento mediante la regolazione rapporto aria/carburante e dell'anticipo d'accensione.

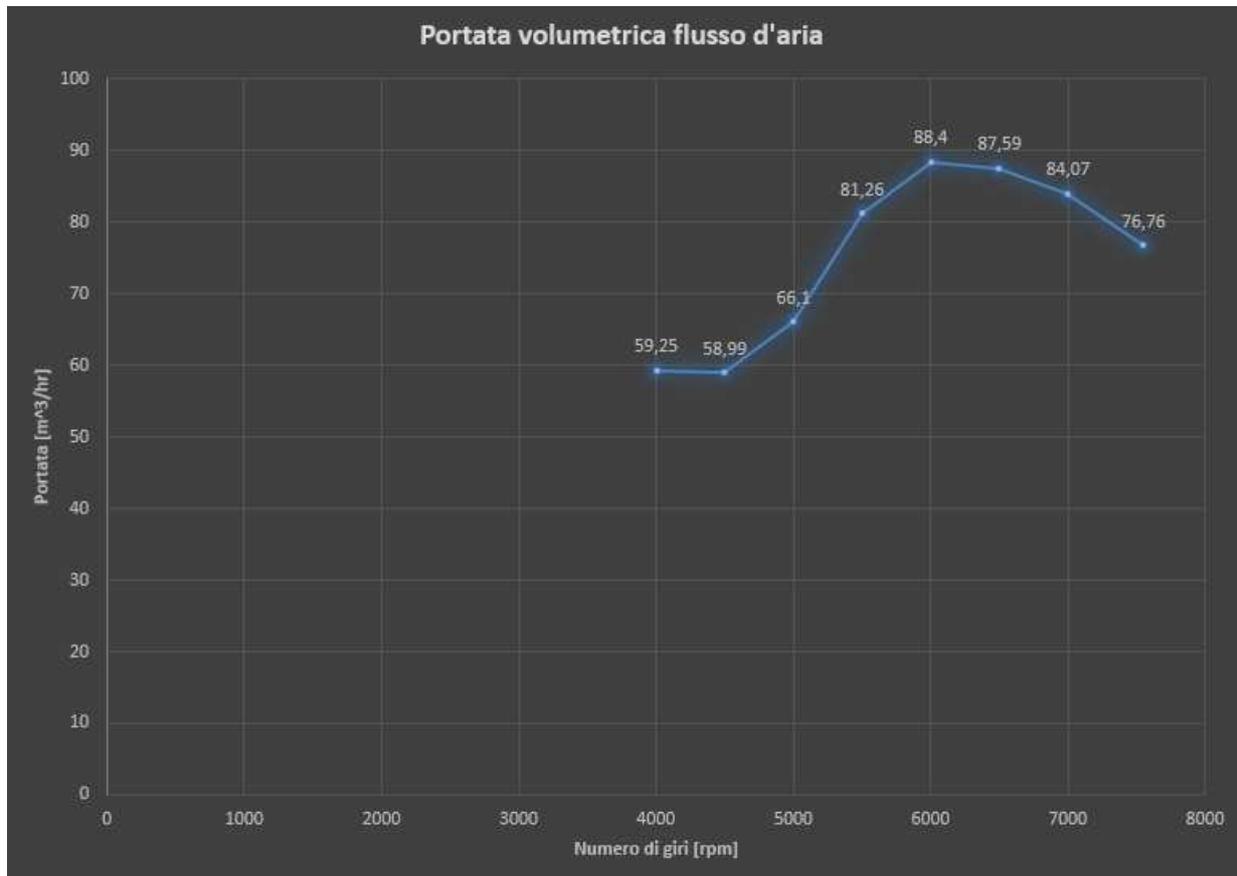
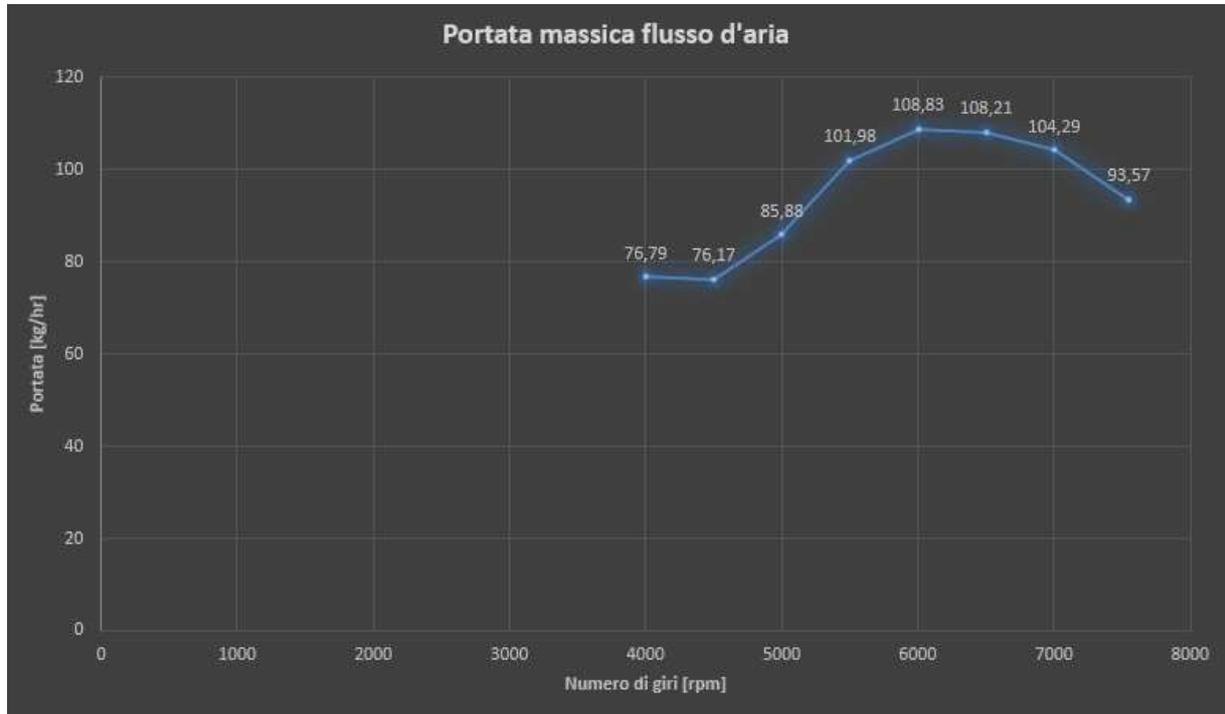
Di seguito vengono riportati rispettivamente (a terra):

- ✓ Curva di potenza dell'aspirato ricavata;
- ✓ Relativa curva dell'andamento della coppia.





I dati più importanti e significativi invece che riguardano la scelta del supercharger riguardano l'andamento della portata massica e volumetrica del flusso d'aria in aspirazione.



Sono stati testati altri quattro supercharger oltre al Rotrex C15-20 durante questo studio:

- ✓ Il solo compressore centrifugo del turbocompressore Garrett GT1241, ma la mancanza della turbina si è fatta sentire nel complesso e non ha sviluppato potenze soddisfacenti;



- ✓ Il modello V1-Si della Vortech che, come tutti gli altri modelli di questa casa, ha portate d'aria troppo elevate per il motore che dobbiamo sovralimentare;



- ✓ Il compressore elettrico della Aeristech, che sembrava fornire risultati soddisfacenti, in realtà dalla potenza ottenuta andava sottratta quella necessaria ad alimentarlo, e quindi anche questo si è rivelato un buco nell'acqua;



- ✓ Il modello C15-60 della Rotrex, la cui portata d'aria è una via di mezzo tra la nostra scelta (il C15-20) e il prodotto della Vortech.



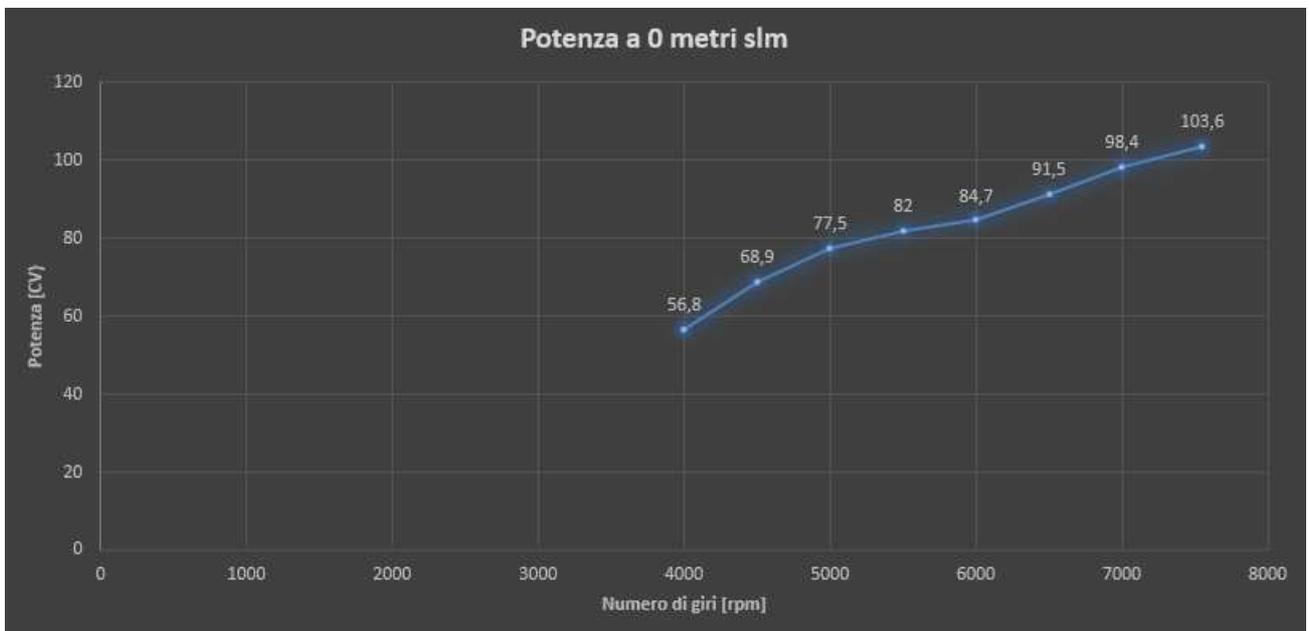
Seguendo i risultati delle simulazioni fatte quindi il supercharger più idoneo al nostro uso e al nostro motore è quello descritto nel capitolo 3, ovvero il C15-20.

Una volta definito completamente il supercharger è possibile inserirlo all'interno del modello iniziale, quello del motore aspirato.

Ora che abbiamo creato il modello del motore sovralimentato, possiamo dare inizio alla simulazione vera e propria, che ci fornirà i risultati seguendo caso per caso le specifiche di funzionamento fornite da noi nel "*Case Setup*"; i risultati seguenti sono stati ottenuti a seguito di un lungo affinamento e miglioramento del modello.

I seguenti schemi con i risultati e gli andamenti dei dati sono visibili sul software di supervisione GT-POST, mentre i grafici, ottenibili anch'essi dallo stesso programma, sono stati rifatti con Excel.

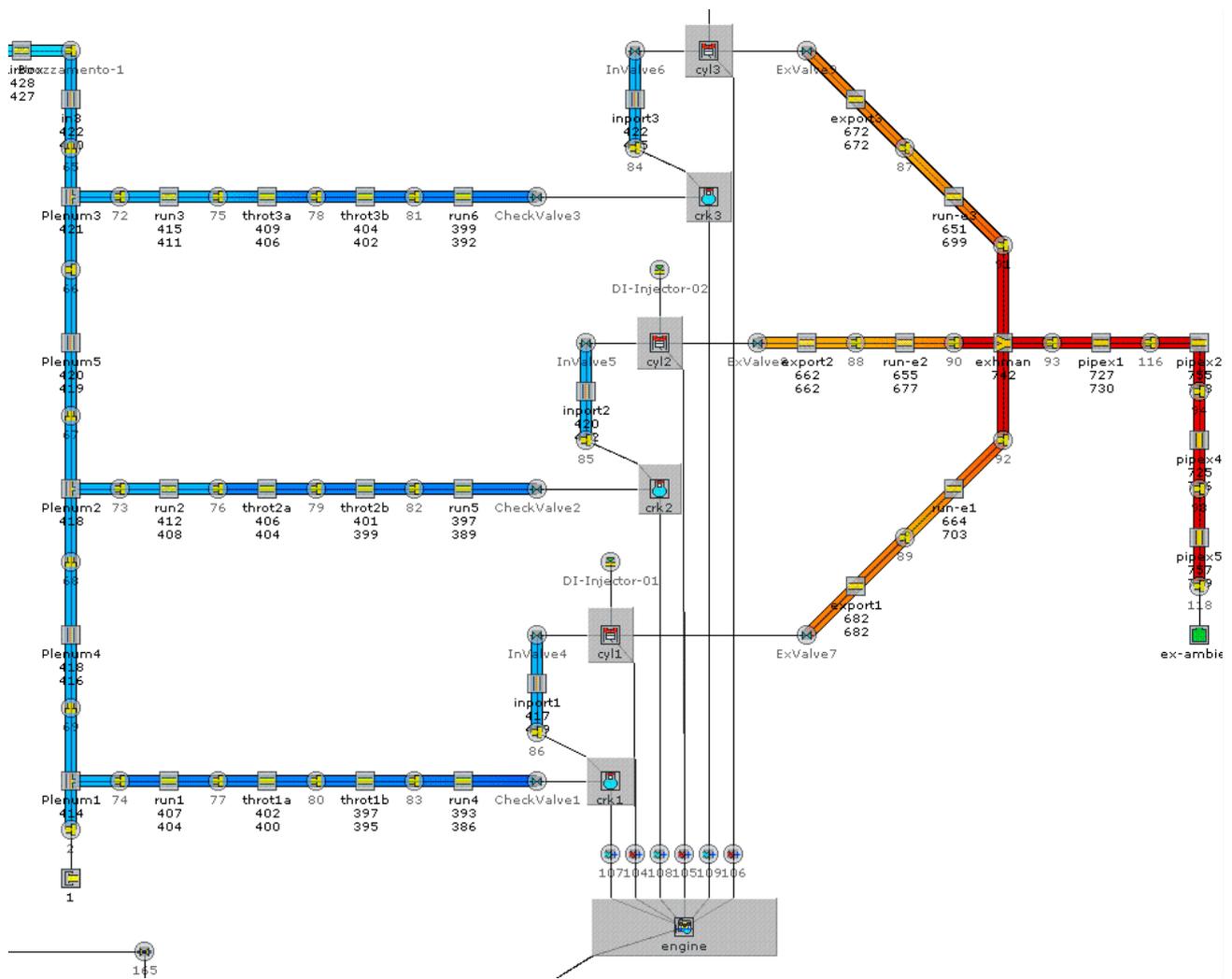
Vedremo ora l'andamento di potenza del nostro sistema sovralimentato alle quote di 0, 3300 e 7500 metri:



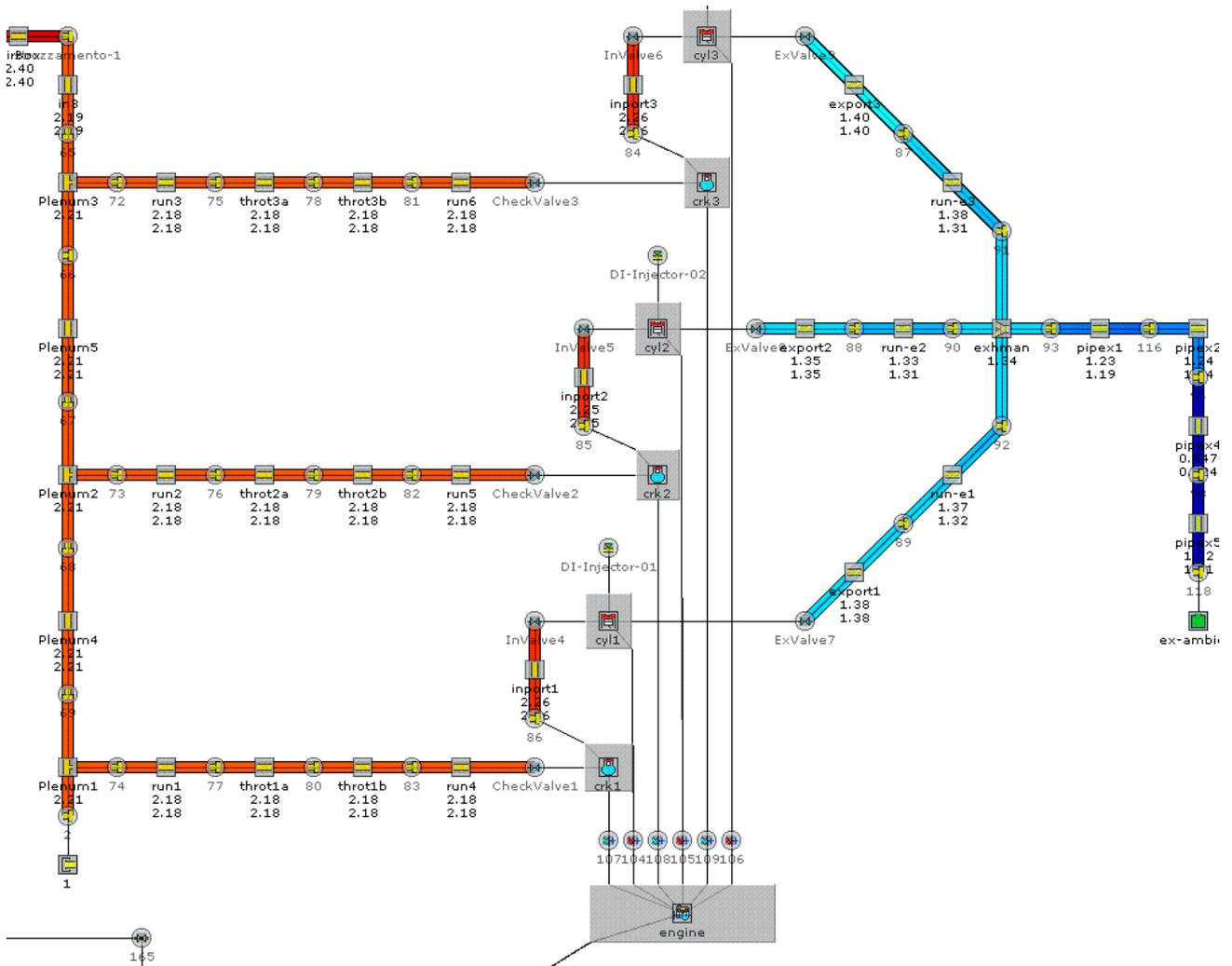


Salta subito all'occhio che l'incremento di potenza c'è ed è notevole: a terra infatti si passa dai 70.2 CV del motore aspirato, agli oltre 100 del sovralimentato (un aumento superiore al 42%). Questo supercharger consente al sistema di raggiungere un picco di potenza di 70.4 CV alla quota di 3300 metri raggiungendo la famigerata critical altitude. A 7500 si raggiungono ancora potenze accettabili ad ogni numero di rotazioni al minuto del motore, l'unico dato preoccupante si registra a 5500 rpm, dove avviene un brusco calo di potenza di 4 CV, a cui per fortuna segue una buona ripresa di potenza e, in ogni caso, la linea della potenza assorbita dall'elica (linea arancione) resta sempre al di sotto della curva della potenza erogata, nonostante le difficoltà imposte dalle difficili condizioni esterne riguardo l'abbassamento di pressione, che porta ad un peggioramento della combustione interna.

Con *RTL Viewer*, altro strumento di controllo presente in GT-POST, viene plottato l'andamento rispettivamente di temperatura e pressione all'interno dei condotti e dei componenti nel nostro modello, per verificare quali siano i punti maggiormente sotto sforzo, i quali verranno studiati ed analizzati per verificare che il sistema di sovralimentazione sarà in grado di sopportare gli sforzi subiti. Di seguito verrà mostrato solo l'andamento a terra, dall'airbox fino allo scarico, al massimo dei giri del motore.

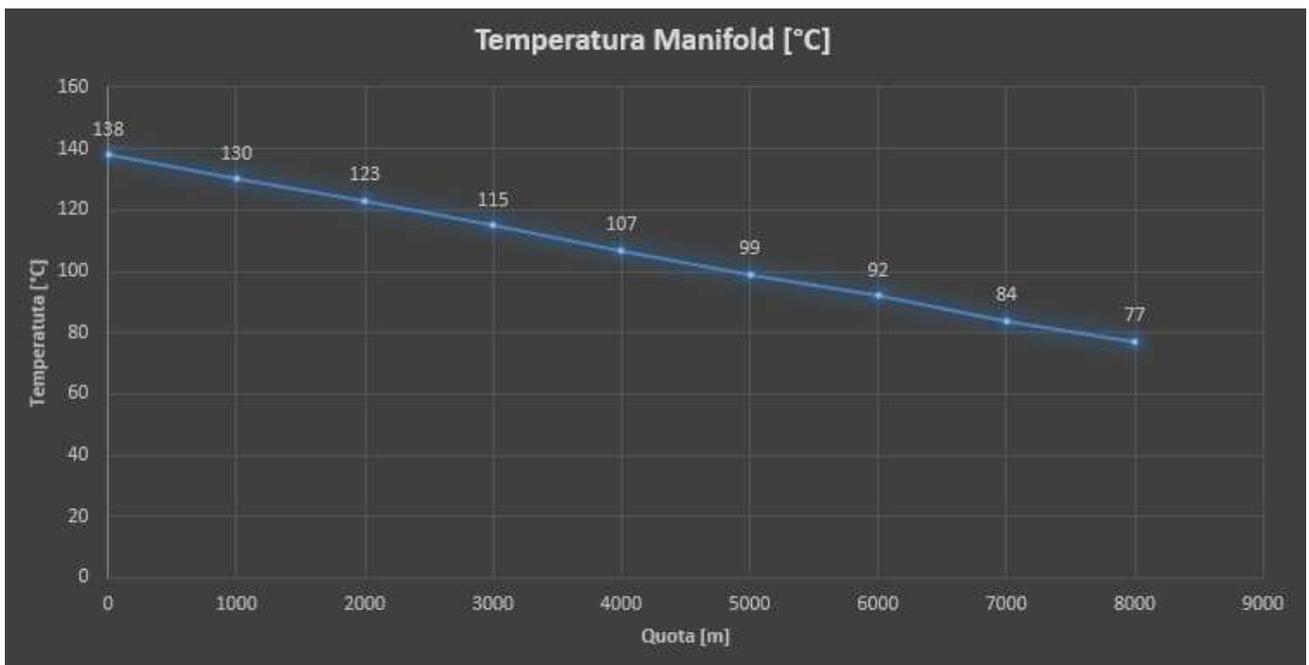
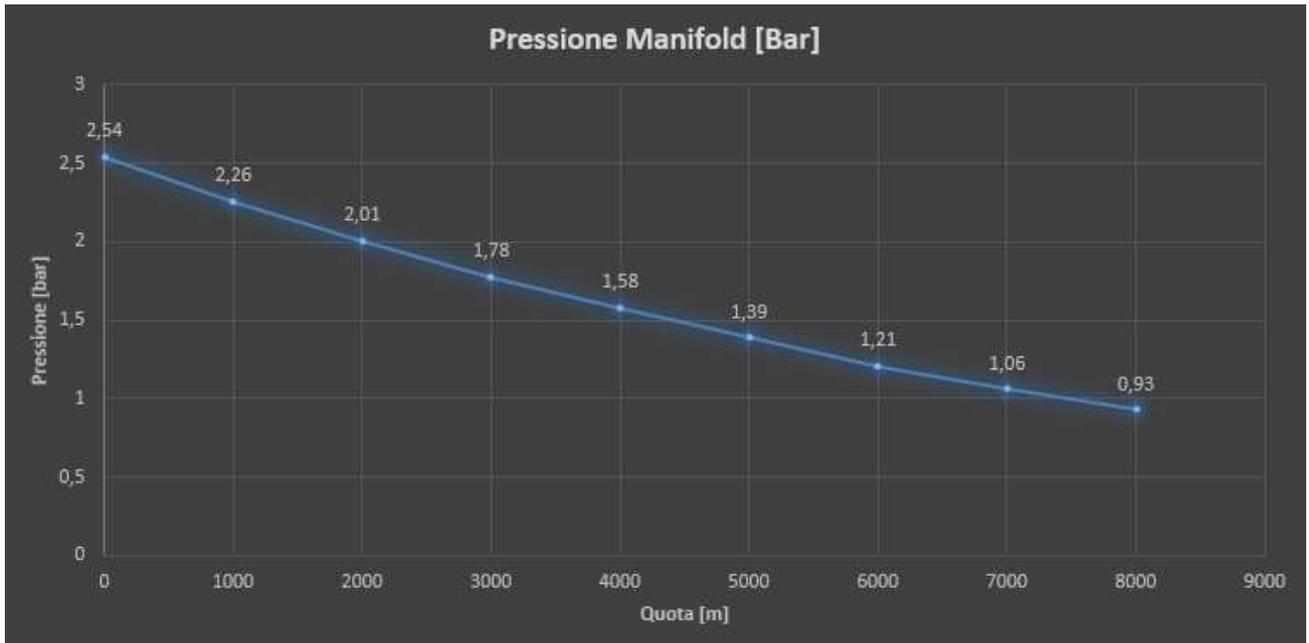


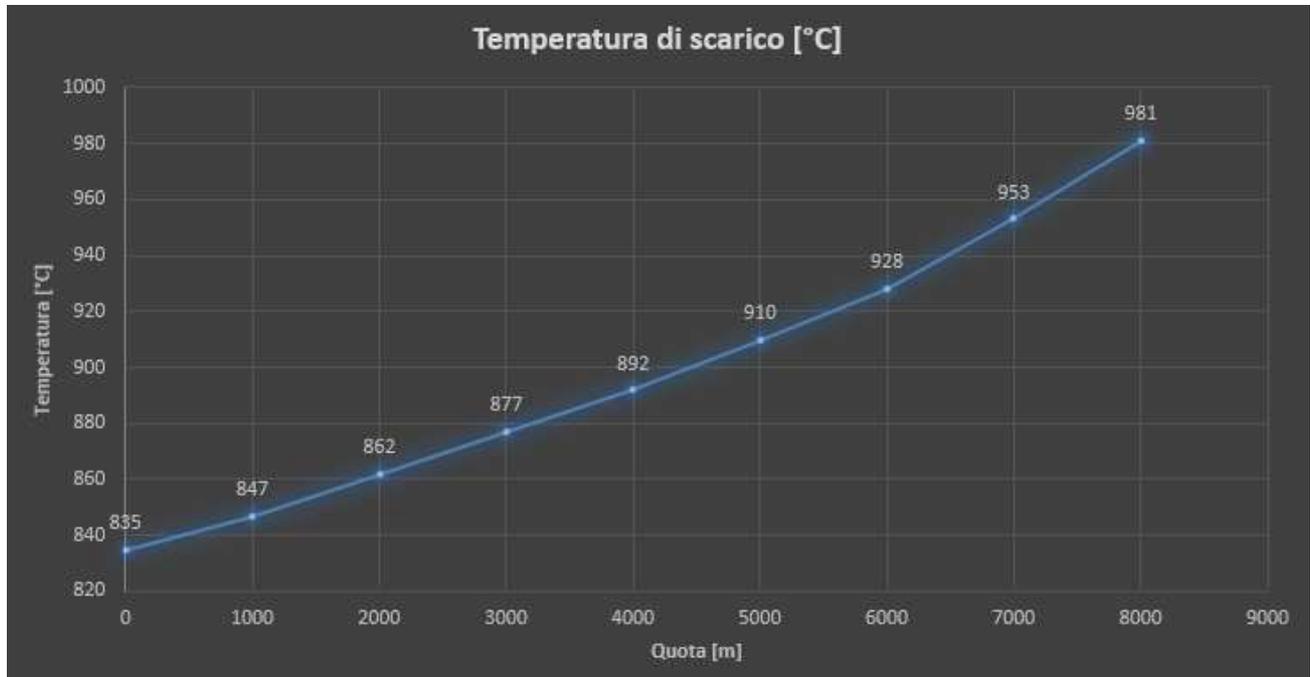
## Capitolo 8 - La simulazione



Possiamo notare come il sistema sia maggiormente sollecitato in pressione in fase di aspirazione, mentre in scarico lo sarà in temperatura.

Di seguito è possibile verificare l'andamento della pressione nel manifold e della temperatura, sia nel manifold d'aspirazione (senza intercooler) che allo scarico:





Le temperature in uscita dalla camera di combustione normalmente devono essere inferiori ai 900 °C per non creare problemi di detonazione e malfunzionamento. Questo problema andrebbe affrontato più approfonditamente, ma possiamo pensare alla costruzione dello scarico con un acciaio speciale, che ha ottima resistenza alle alte temperature; per esempio l'AISI 446 può sopportare temperature fino ai 1150 °C.

Invece l'andamento della temperatura in aspirazione ci mostra come sia fondamentale installare un intercooler dopo supercharger e valvola a farfalla.

Ora vogliamo capire se il nostro motore due tempi può sopportare lo sforzo anche a livello di pressione oltre che di temperatura. Per questo verranno supervisionati diversi tipi di pressione media al variare dei giri per minuto del motore, la cui parte effettiva può essere espressa in base alla potenza o alla coppia erogata dal motore:

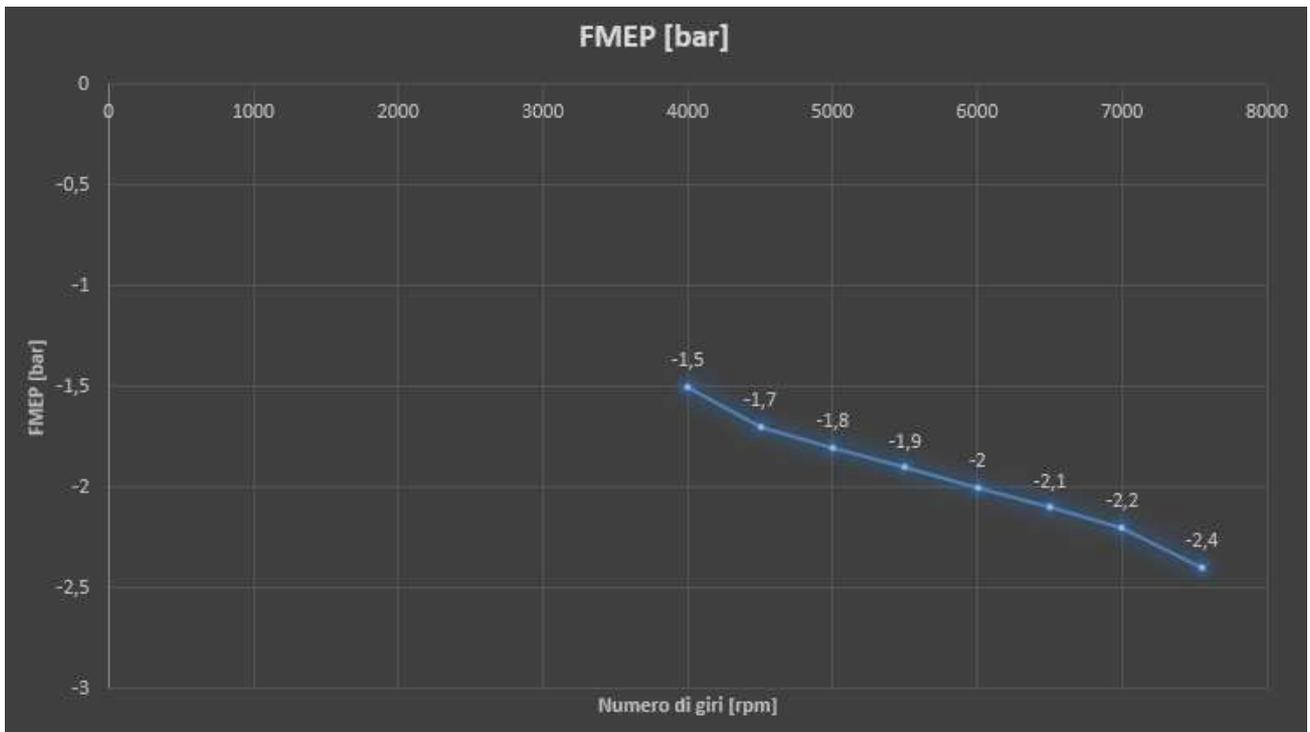
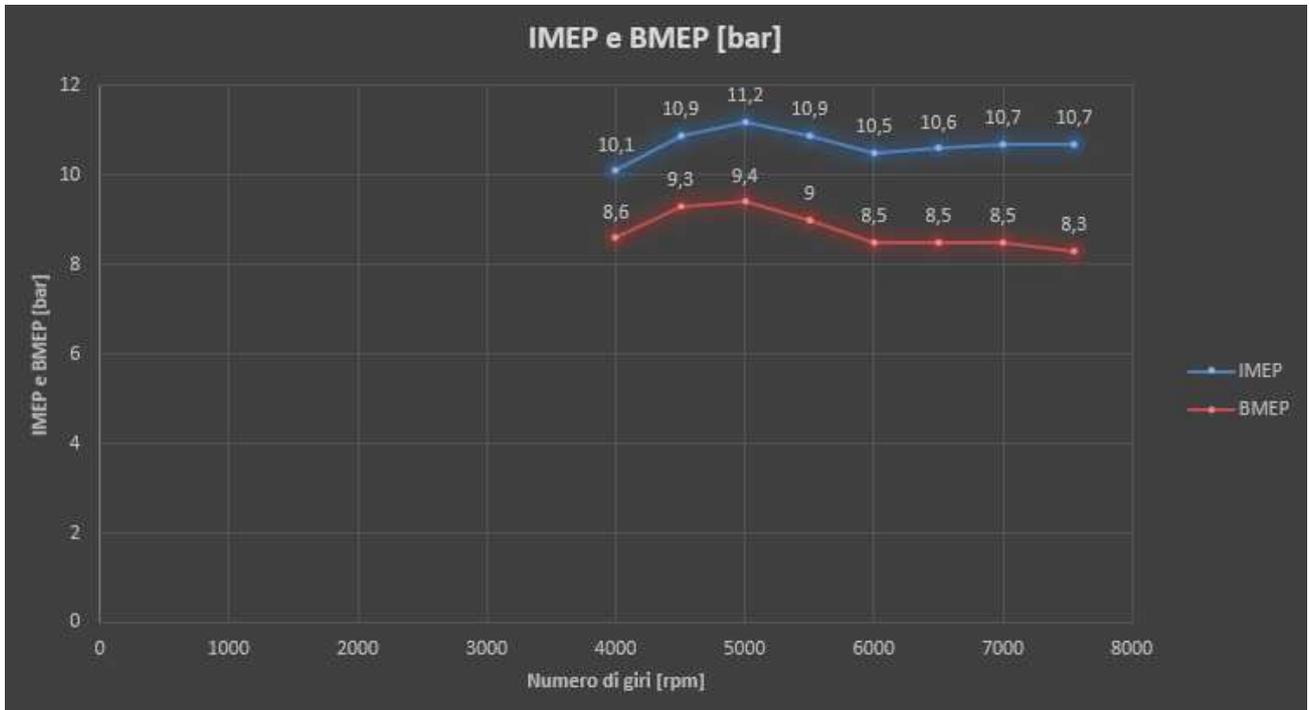
$$pme (mep) = \frac{60 * 2 * P motore}{n * V} = \frac{C * 2\pi * i}{V} \text{ con:}$$

- ✓ Potenza motore espressa in Watt [W];
- ✓ V la cilindrata del motore in metri cubi [m<sup>3</sup>];
- ✓ n le rotazioni al minuto del motore [rpm];
- ✓ C la coppia del motore in Newton\*metro [Nm];
- ✓ i coefficiente che vale 1 per i motori a 2 tempi (nostro caso) e 2 per i 4 tempi.

Questi sono i tipi di pressione media che ci serviranno per capire se il nostro motore sarà in grado di sopportare lo sforzo in termini di pressione:

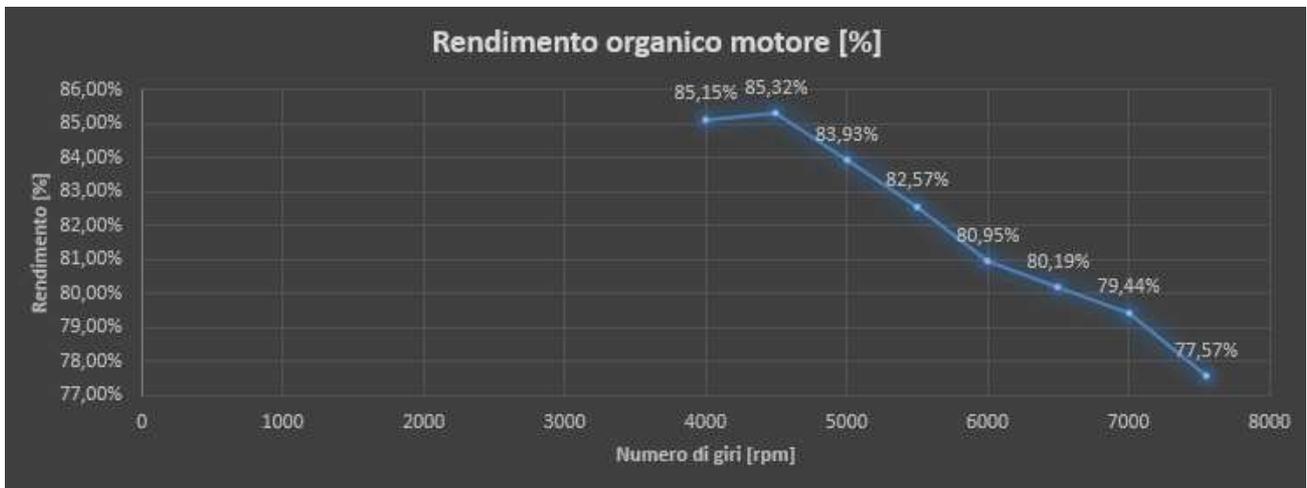
- ✓ IMEP (Indicated Mean Effective Pressure, pressione media indicata o pmi, misurata per ogni ciclo completo del motore, 360° per un Due Tempi; questa non tiene conto delle perdite causate dalla meccanica del motore);
- ✓ FMEP (Friction Mean Effective Pressure, pressione media effettiva che è necessario superare per vincere la resistenza del motore);
- ✓ BMEP (Brake Mean Effective Pressure, pressione media effettiva ottenuta dalla coppia frenante o pme, calcolata secondo la formula  $BMEP = IMEP - FMEP$ ).

Possiamo vedere l'andamento di queste tre pressioni nei grafici seguenti:



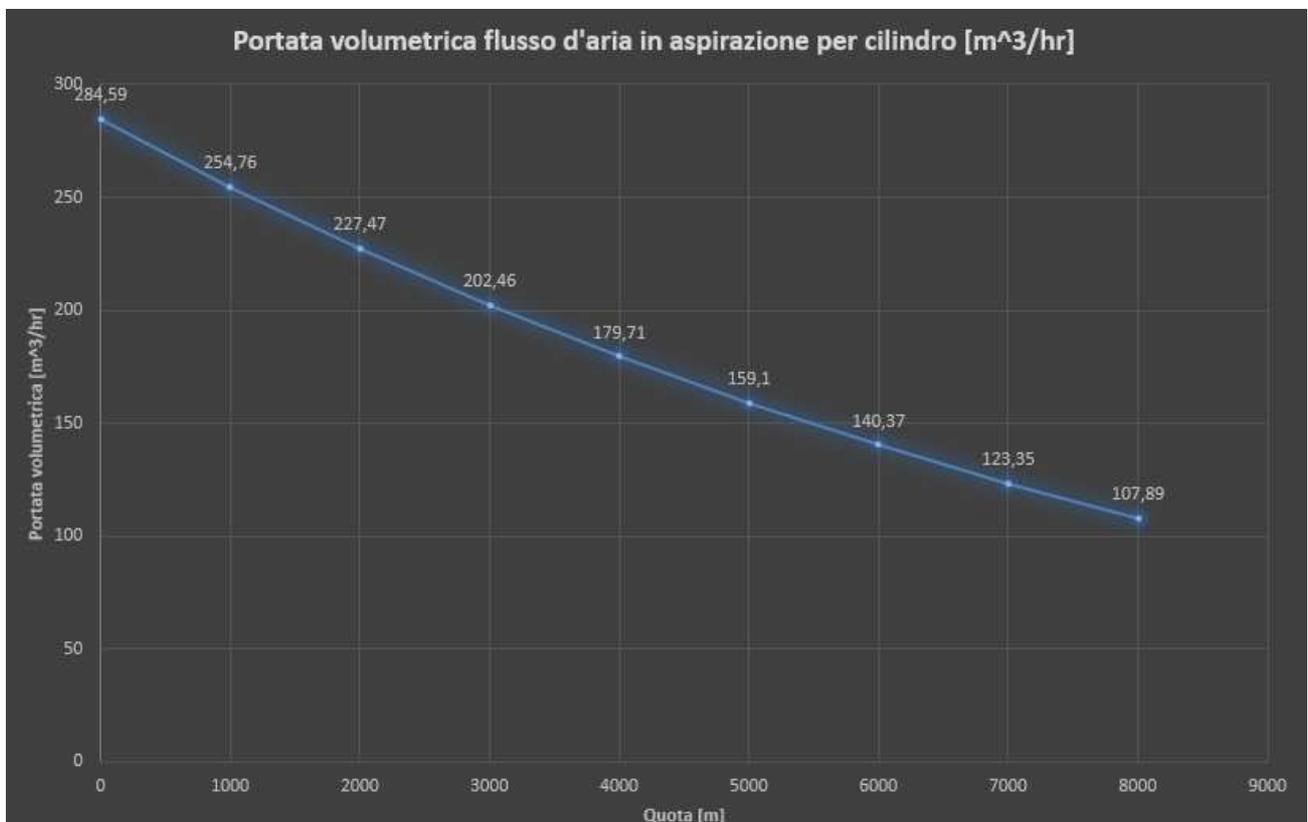
Possiamo quindi affermare che a livello di pressioni, siamo riusciti a mantenerci al di sotto di valori critici durante il funzionamento, passiamo quindi a determinare l'andamento del rendimento organico del nostro motore, dato dal rapporto tra la pressione media effettiva e quella indicata:

$$\rho_{organico} = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$



Considerata la potenza che riesce a sviluppare è un rendimento più che soddisfacente.

Infine ecco gli ultimi due grafici, dove possiamo monitorare l'andamento di portata massica e volumetrica del flusso d'aria in aspirazione col variare della quota, le quali calano in maniera inversamente proporzionale alla quota:



## Capitolo 9

### Conclusioni

Questo studio ha riguardato la simulazione e la realizzazione di un modello che potesse simulare monodimensionalmente il motore due tempi Suzuki 750 GT, poi sovralimentato in aspirazione grazie all'ausilio di supercharger o compressore centrifugo, che verrà utilizzato per alimentare mezzi che dovranno raggiungere altezze molto elevate (data la potenza sviluppata è idoneo sia per un drone, o UAV, che per un ultraleggero).

Per permettere la riuscita di questa simulazione è stato utilizzato un software specifico per la simulazione del ciclo di un motore a due tempi: GT-Power (della Gamma Technologies).

Gli obiettivi che erano stati prefissati all'inizio di questo studio sono stati tutti raggiunti:

- ✓ Lo sviluppo di un modello che seguisse il più fedelmente possibile le caratteristiche tecniche del motore stesso
- ✓ La scelta di un supercharger adeguato per motore in esame e l'uso futuro
- ✓ La simulazione del modello sopraccitato fino ad ottenere risultati ottimali
- ✓ L'analisi dei risultati conseguiti

Essendo necessario elaborare una notevole mole di dati, questo software di calcolo si trova a eseguire una lunga procedura di simulazione, ma ha il vantaggio enorme di permettere l'ottenimento di tutte le informazioni necessarie per decidere se proseguire o meno nello sviluppo del modello che si aveva in mente, qualsiasi utilizzo si fosse deciso

precedentemente. Inoltre eventuali modifiche, per esempio voler utilizzare componenti diversi da quello ipotizzati in un primo momento, sono molto veloci da apportare.

Lo sviluppo del modello ha subito molteplici cambiamenti in corso d'opera, soprattutto a causa delle difficoltà riscontrate nella scelta del compressore adeguato. Solo dopo numerose simulazioni compiute possiamo dire di aver raggiunto un risultato ottimale, supervisionando volta per volta i risultati e i problemi riscontrati, è stato possibile ricorrere ogni volta a migliorie atte a perfezionare il funzionamento di tutto il sistema.

Il lavoro, come dimostrato nel capitolo precedente, ha consentito di ottenere un incremento di potenza sufficiente per poter raggiungere una critical altitude di 3300 metri in condizioni ambientali standard, mentre alle condizioni ISA (International Standard Atmosphere) più frequenti:

- ✓ 3300 metri slm alle condizioni ISA +0 (266 K, 67,500 Pa)
- ✓ 2445 metri slm alle condizioni ISA+25 (297 K, 75,000 Pa)
- ✓ 5367 metri slm alle condizioni ISA-50 (203 K, 51,000 Pa)

Per ottenere tale risultato è sufficiente trovare la densità dell'aria alle condizioni ambientali standard a cui si è verificata la critical altitude (nel nostro caso 3300 metri), e tramite un calcolatore automatico di condizioni ISA alle condizioni -50 e +25, modificare l'altitudine finché non si ottiene la stessa densità riscontrata alle condizioni ISA +0 (ovvero  $0.881368 \text{ kg/m}^3$ ).

Infine è stato possibile determinare la potenza massima di 21 CV erogata a 7,000 rpm alla quota di 10,000 metri, ma bisogna tener conto delle elevate temperature che si verranno a sviluppare in camera di combustione, nel caso si volesse raggiungere questa quota portentosa con questo motore il progetto dovrà quindi essere ulteriormente perfezionato.



## Bibliografia

- ✓ G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Il Capitello, 2008
- ✓ C. F. Taylor, *The internal-combustion engine in theory and practice: Vol. 1*, 1985
- ✓ GT-POWER Tutorial, *Application manual*, version 7.0, 2009
- ✓ GT-SUITE Flow, *Reference manual*, version 7.0, 2009
- ✓ P. Nugent, *Turbology for beginners*, July 2004
- ✓ Tesi di Stefano Albertazzi, *Studio e ottimizzazione per un sistema di sovralimentazione di un motore wankel per alte quote*, AA 2013-2014
- ✓ Tesi di Giuseppe Botrugno, *Simulazione e ottimizzazione di un sistema di propulsione aeronautico per droni*, AA 2013-2014
- ✓ Adalberto Falletta, Suzuki 750 GT, *Motociclismo*, n.3/1972
- ✓ Bray / McCannalock: Wafer, Lug and Double Flange High Performance Valves – Catalogo Online
- ✓ Rotrex™ C15 Supercharger range – Catalogo Online
- ✓ [http://www.frozenboost.com/air\\_water-ic/water-to-air-intercoolers-p-214.html?osCsid=90a424bd96ec7dc7f4b3a95c4088b99e](http://www.frozenboost.com/air_water-ic/water-to-air-intercoolers-p-214.html?osCsid=90a424bd96ec7dc7f4b3a95c4088b99e)
- ✓ [http://www.bosch-motorsport.de/media/catalog\\_resources/electronic\\_throttle\\_body\\_datasheet\\_51\\_en\\_10726070795pdf.pdf](http://www.bosch-motorsport.de/media/catalog_resources/electronic_throttle_body_datasheet_51_en_10726070795pdf.pdf)
- ✓ <Http://www.carthrottle.com/post/engineering-explained-the-pros-and-cons-of-turbochargers-vs-superchargers/>
- ✓ <http://hpwizard.com/bmep.html>

SOFTWARE utilizzati:

- ✓ **GT-ISE** – Gamma Technologies
- ✓ **GT-POWER** – Gamma Technologies
- ✓ **GT-POST** – Gamma Technologies
- ✓ **Microsoft Excel** – Microsoft Corporation

## Bibliografia e Ringraziamenti

---

## Bibliografia e Ringraziamenti

---

## *Ringraziamenti*

*Innanzitutto i miei ringraziamenti sono rivolti al Prof. Luca Piancastelli per tutti i consigli che mi ha elargito, la pazienza dimostratami e la continua disponibilità per ogni chiarimento.*

*Grazie a tutti i miei amici, siete davvero troppi per potervi nominare tutti, per l'aiuto, le serate insieme e le risate spensierate che mi hanno aiutato tanto nei momenti grigi della mia carriera.*

*Grazie anche a te Mai che, nonostante tutto, sei sempre stata al mio fianco, mi hai dato fiducia, motivazione e fatto ritrovare una grinta che pensavo di aver perduto lungo il cammino.*

*Non ringrazierò mai abbastanza i miei genitori, Gilberto e Renata, per aver sempre creduto in me in questo lungo e difficile percorso, per avermi dato tutta la fiducia e l'incoraggiamento di cui solo i genitori sono capaci.*

*Infine grazie anche ai miei nonni Germano, Aldo, Virginia e Anna che purtroppo non potranno vivere con me questa giornata che ho aspettato a lungo, ma sono sicuro che mi saranno vicini, come hanno sempre fatto.*

*A tutti voi dedico questo mio ultimo sforzo, grazie di cuore.*

## Bibliografia e Ringraziamenti

---