

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ 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 tecnico assistito dal calcolatore

ANALISI DI UN SISTEMA PROPULSIVO DI
FORMULA UNO

CANDIDATO

Filippo Peli

RELATORE

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2015/2016

Indice

Premessa		pag.	1
Capitolo 1. Introduzione al software GT-Power		pag.	5
Capitolo 2. Il motore Mercedes Formula uno 2015		pag.	9
2.1	Regolamento FIA	pag.	9
2.2	Caratteristiche tecniche	pag.	12
2.3	La sovralimentazione	pag.	14
2.4	Turbocompressore a gas di scarico	pag.	24
2.5	Schemi di funzionamento del turbocompressore	pag.	32
Capitolo 3. <i>Power-unit</i>: il sistema ERS		pag.	37
3.1	Approfondimenti sul funzionamento del motogeneratore termico e cinetico	pag.	42
3.2	Il comportamento della Power-unit in gara	pag.	45
3.3	Layout Mercedes a confronto con quello Ferrari	pag.	50
Capitolo 4. Realizzazione del modello motore su GT-Power		pag.	51
4.1	Aspirazione	pag.	51
4.2	Blocco motore	pag.	53
4.3	Lo Scarico	pag.	57

Capitolo 5. Il Turbocompressore	pag.	68
5.1 Mapped turbine and compressor	pag.	68
5.2 Selection of turbocharger	pag.	74
5.3 Intercooler	pag.	79
Modelli completi Gt-power	pag.	86
Capitolo 6. Simulazioni	pag.	88
6.1 Realization of exhausts with <i>Solidworks</i>	pag.	98
6.2 Conclusions	pag.	104
Bibliografia	pag.	105

Premessa:

La stagione 2014 della Formula uno risulta caratterizzata dall'introduzione di innovativi sistemi per il recupero dell'energia cinetica e termica(ERS), nonché nuovi propulsori V6 di 1600 cc ad iniezione diretta e sovralimentati per mezzo di un turbocompressore. La sovralimentazione mediante turbocompressore non è nuova in questo ambiente, infatti fece il suo ingresso intorno agli anni ottanta. Nel 1986 i più potenti tra i motori turbo 1500 cc erano in grado di erogare oltre un migliaio di cavalli in qualifica e circa 850 in gara. Questa potenza comportava grosse sollecitazioni sia termiche che meccaniche e per rendere affidabili i motori si è reso necessario il ricorso a soluzioni particolarmente sofisticate come i pistoni con raffreddamento a circolazione di olio o l'utilizzo di intercooler di grosse dimensioni per abbassare la temperatura dell'aria di alimentazione . A porre fine all'era turbo è stato il cambio di regolamenti nel 1989 per tornare ai motori aspirati. L'utilizzo dei motori turbo, con componente ibrida, in Formula uno è stato voluto essenzialmente per fornire un contributo utile alla ricerca, in modo da generare una ricaduta sul prodotto di serie. I sistemi ibridi sono: il KERS, il motogeneratore che recupera l'energia in frenata, in uso sulle monoposto dal 2009 (con una stagione di stop nel 2010), ma anche l'ERS(energy recovery system) che avrà il compito di rendere più efficiente l'uso del turbocompressore con una pressione di sovralimentazione piuttosto limitata, ottenendo così propulsori in grado

di superare le potenze erogate dai V8(stagione 2013) ma con consumi ridotti del 35%.

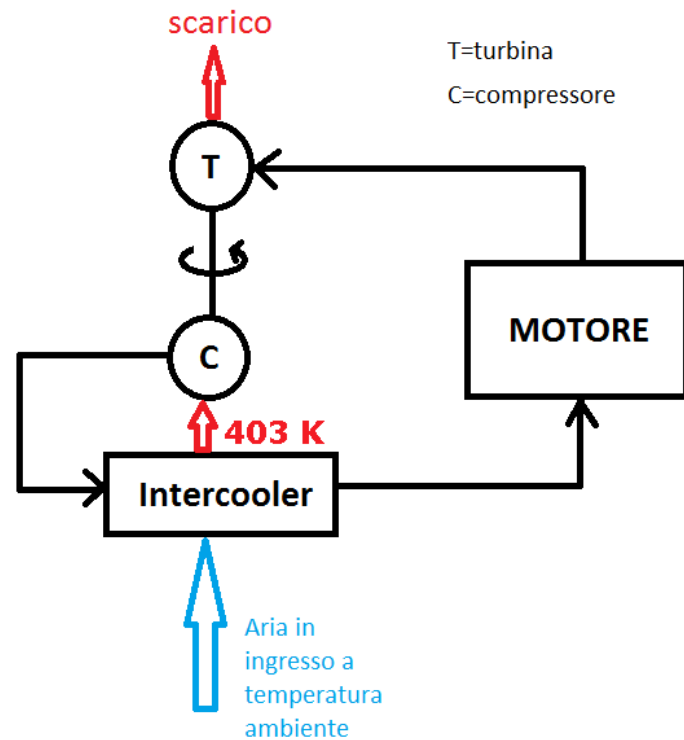
Il seguente elaborato tratterà l'implementazione, con conseguente analisi, di un modello per la simulazione monodimensionale di un motore turbocompresso di Formula 1 della stagione 2015.

Nello specifico si studieranno le prestazioni del sistema turbocompressore utilizzato dal team Mercedes.

Si è analizzato inoltre l'aspetto componentistico del motore, con la relativa raccolta dati, in modo da definire accuratamente i singoli componenti utilizzati. Successivamente sono stati immessi come elementi virtuali all'interno del software GT-Power(Gamma Technologies), vincolati e collegati assieme. Con il modello realizzato sono state eseguite una serie di simulazioni a regimi di giri differenti, da 8.000 a 15.000RPM(numero di giri massimo consentito dalla FIA), per verificare le prestazioni dei vari componenti fino ad arrivare alla massima potenza erogata dal propulsore. Infine è stata riservata un'analisi alle due diverse tipologie di collettore di scarico utilizzato:

- Collettore di tipo LOG(power-unit Mercedes)
- Collettore di tipo TUBOLARE(power-unit Ferrari)

in modo da constatare con quale delle due soluzioni si raggiunga un beneficio prestazionale maggiore, sul motore sviluppato dalla casa tedesca. Incominciamo anzitutto col fornire una breve spiegazione sul funzionamento del motore *Mercedes PU106B*, utilizzato nella stagione 2015.



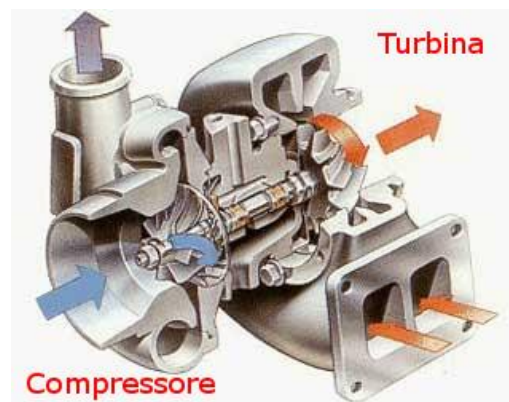
layout turbocompressore Mercedes PU106B

L'aria a temperatura ambiente, prima di entrare nel compressore, viene fatta passare attraverso i condotti esterni di uno scambiatore di calore, denominato intercooler, aumentando quindi la sua temperatura sino a 403K(stimata in fase di progetto) con conseguente diminuzione della densità. Il compressore lavora a portata volumetrica quindi, riscaldando l'aria in ingresso, si fa in modo che questo ne aspiri un volume maggiore consentendo l'utilizzo di turbocompressori più grandi.

Successivamente nel compressore, dato il repentino incremento di temperatura e pressione, a seguito della compressione avvenuta, l'aria compressa viene inviata all'intercooler, in modo da abbassarne la temperatura e mandarla nei condotti di aspirazione(plenum), poi ai cilindri, con un contenuto molecolare maggiore(ricordiamo che

Premessa

temperatura e densità sono inversamente proporzionali per la legge dei gas perfetti), permettendo ad un quantitativo superiore di aria (e quindi di ossigeno) di entrare in camera di combustione, in modo da poter iniettare un quantità maggiore di combustibile ed ottenere maggiore potenza. Tutto ciò è reso possibile dalla turbina, la cui girante è collegata per mezzo di un albero alla girante del compressore.



Turbocompressore

Essa infatti si pone in rotazione raccogliendo l'energia cinetica proveniente dai gas di scarico e quindi ponendo in rotazione anche la girante del compressore. Si realizza così la "sovralimentazione" in quanto la quantità di aria che entra nel cilindro risulta maggiore di quella che entrerebbe in assenza di un turbocompressore. Per cui riassumendo, aria ad una pressione superiore a quella ambiente genera una densità più elevata che mi offre una quantità superiore di ossigeno, comburente fondamentale per la combustione, con possibilità di iniettare maggior quantità di combustibile in camera di combustione ed ottenere in uscita una potenza maggiore.

Capitolo 1

Introduzione al software GT-Power

La simulazione al calcolatore ricopre da anni un ruolo fondamentale nell'ambito della progettazione, grazie alla quale è possibile studiare il funzionamento di un apparato sperimentale prima che questo venga realmente realizzato, ottenendo grandi vantaggi in termini di costi e tempi. Sfruttando tali simulazioni si ha la possibilità di ricreare in maniera veritiera un ciclo motore. Si generano codici che saranno utilizzati per ottimizzare, per esempio, la geometria dei sistemi di aspirazione e scarico di motori due e quattro tempi ,analizzare la legge di alzata delle valvole e la fasatura ,predire le prestazioni di un veicolo in transitorio oppure controllare l'influenza di dispositivi a geometria variabile sulle prestazioni di motori da competizione.

Tali studi sono stati condotti tramite l'utilizzo di un codice specifico per la simulazione dell'intero ciclo motore: *GT-POWER* di proprietà della Gamma Technologies.

Analizziamo ora come è strutturata l'interfaccia principale del programma:

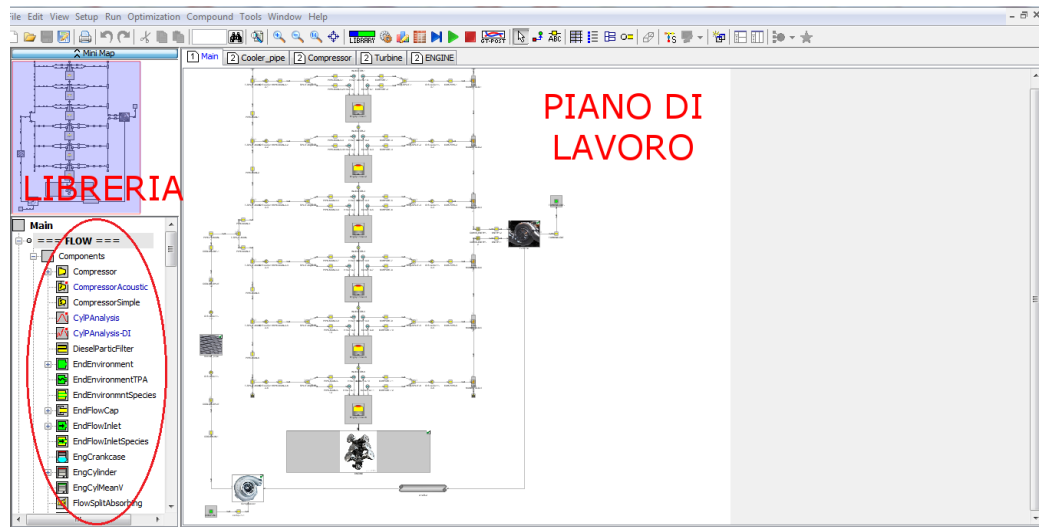


figura 1.1: Interfaccia del software

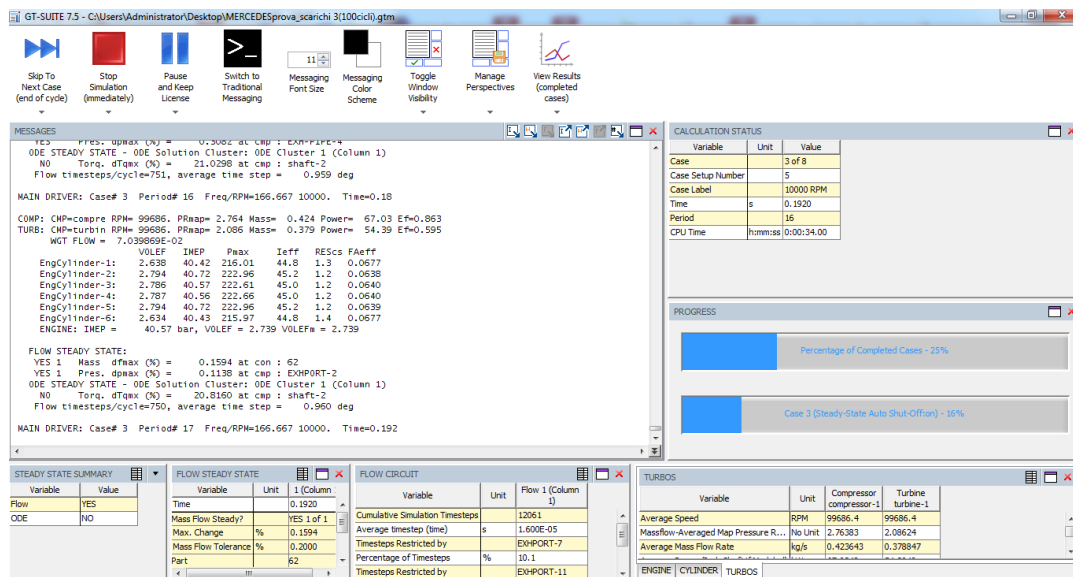


figura 1.2: Compilatore

- **LIBRERIA:** che contiene elementi grezzi che andranno a completare il modello e nei quali verranno inseriti tutti i dati del propulsore;
- **PIANO DI LAVORO:** nel quale verrà assemblato il modello collegando i vari elementi;

- COMPILATORE: che mostrerà la simulazione in corso d'opera.

In definitiva, occorrerà dapprima creare sul piano di lavoro il modello del motore attraverso gli elementi presenti nella libreria.

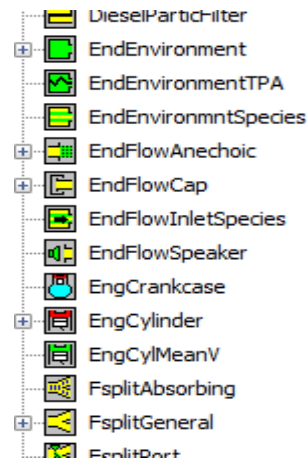


figura 1.3: Parte degli elementi della libreria

Una volta ultimata l'operazione di dimensionamento ed il successivo controllo di eventuali errori, si potrà procedere all'avvio della simulazione. Per visualizzare i risultati si utilizza uno strumento, denominato *Gt-Post*, il quale non fa altro che riportare sotto forma di grafici, tabelle e animazioni i risultati ottenuti dalla simulazione.

Capitolo 1 - Introduzione al software GT-Power

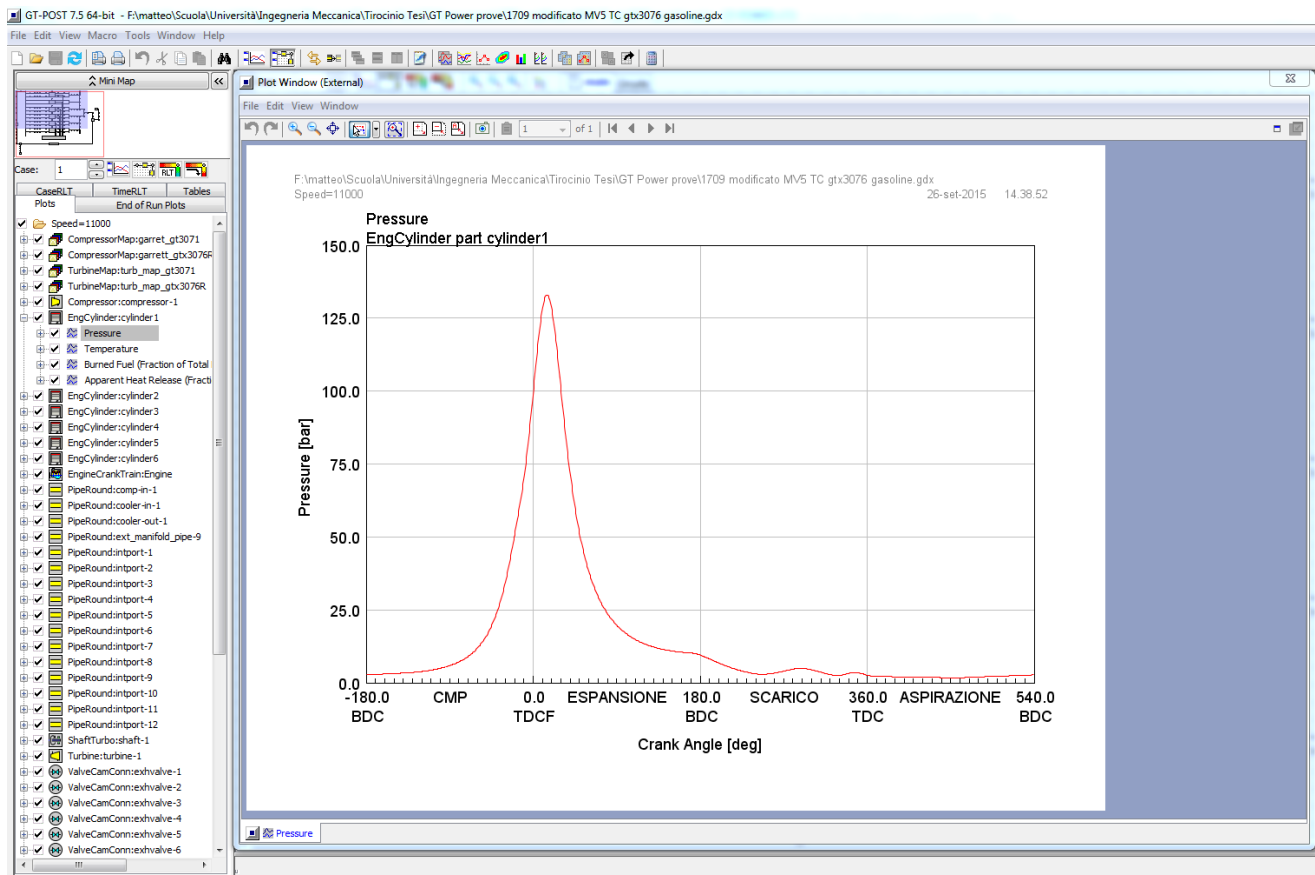


figura1.4: Interfaccia GT-POST

Capitolo 2

Motore Mercedes Formula uno 2015

2.1 Regolamento FIA



Prima dell'inizio di ogni stagione di Formula uno, il consiglio mondiale del Motor Sport della Federazione Internazionale dell'Automobile (FIA) si riunisce per apportare modifiche, o aggiungere nuove voci, al regolamento che ogni team partecipante al campionato deve rigidamente attenersi. Per questo motivo importantissima è la fase che ogni scuderia deve spendere ,in fase di progettazione, per analizzare le limitazioni imposte dal regolamento ,le quali ,vanno seguite alla lettera per non incorrere, ovviamente, in alcun tipo di squalifica. D'altro canto non è raro il fatto che quasi tutti i team, soprattutto quelli più importanti, siano in continua ricerca di “buchi” nel regolamento in modo da aggirare le limitazioni imposte, ottenendo un vantaggio.

Proponiamo di seguito alcune norme riguardanti le specifiche/dimensioni della Power-unit 2015(articolo 5), prese direttamente sul sito della FIA:

Engine Specification:

- 5.1.1** Only 4-stroke engines with reciprocating pistons are permitted.
- 5.1.2** Engine cubic capacity must be 1600cc (+0/-10cc).
- 5.1.3** Crankshaft rotational speed must not exceed 15000rpm.
- 5.1.4** Fuel mass flow must not exceed 100kg/h.
- 5.1.5** Below 10500rpm the fuel mass flow must not exceed $Q \text{ (kg/h)} = 0.009 N(\text{rpm}) + 5.5$.
- 5.1.6** Pressure charging may only be effected by the use of a sole single stage compressor linked to a sole single stage exhaust turbine by a shaft assembly parallel to the engine crankshaft and within 25mm of the car centre line. The shaft must be designed so as to ensure that the shaft assembly, the compressor and the turbine always rotate about a common axis and at the same angular velocity, an electrical motor generator (MGU-H) may be directly coupled to it.
- 5.1.7** All engines must have six cylinders arranged in a 90° “V” configuration and the normal section of each cylinder must be circular. All six cylinders must be of equal capacity.
- 5.1.8** Engines must have two inlet and two exhaust valves per cylinder. Only reciprocating poppet valves with axial displacement are permitted. The sealing interface between the moving valve component and the stationary engine component must be circular.
- 5.1.9** Engine exhaust gases may only exit the cylinder head through outlets outboard of the cylinder bore centre line and not from within the “V” centre.
- 5.1.10** The crankshaft may only have three connecting rod bearing journals.

Other means of propulsion and energy recovery:

- 5.2.1** The use of any device, other than the engine described in 5.1 above, and one MGU-K, to propel the car, is not permitted.
- 5.2.2** Energy flows, power and ES state of charge limits are defined in the energy flow diagram shown in Appendix 3 of these regulations.
- When the car is on the track a lap will be measured on each successive crossing of the timing line, however, when entering the pits the lap will end, and the next one will begin, at the start of the pit lane (as defined in the F1 Sporting Regulations).
- Electrical DC measurements will be used to verify that the energy and power requirements are being respected.
- A fixed efficiency correction of 0.95 will be used to monitor the maximum MGU-K power.
- 5.2.3** The MGU-K must be solely and permanently mechanically linked to the powertrain before the main clutch. This mechanical link must be of fixed speed ratio to the engine crankshaft.
- The rotational speed of the MGU-K may not exceed 50,000rpm.
- The maximum torque of the MGU-K may not exceed 200Nm. The torque will be referenced to the crankshaft speed and the fixed efficiency correction defined in Article **5.2.2** will be used to monitor the maximum MGU-K torque.
- The laminate thickness of the MGU-K may not be less than 0.05mm.

5.2.4 The MGU-H must be solely mechanically linked to the exhaust turbine of a pressure charging system. This mechanical link must be of fixed speed ratio to the exhaust turbine and may be clutched. The rotational speed of the MGU-H may not exceed 125,000rpm.

5.2.5 Cars must be fitted with homologated sensors which provide all necessary signals to the FIA data logger in order to verify the requirements above are being respected.

Power unit dimensions:

5.3.1 Cylinder bore diameter must be 80mm,stroke53mm (+/- 0.1mm).

5.3.2 The crankshaft centre line must lie on the car centre line and 90mm (+/-0.5mm) above the reference plane. The power unit may only transmit torque to the gearbox by means of a single output shaft that must be co-axial with the crankshaft. The output shaft must rotate clockwise when viewed from the front of the car.

5.3.3 Valve stem diameter must not be less than 4.95mm.

Fuel systems :

5.10.1 The pressure of the fuel supplied to the injectors may not exceed 500bar. Only approved parts may be used and the list of parts approved by the FIA, and the approval procedure, may be found in the Appendix to the Technical Regulations.

RIASSUMENDO:

- utilizzo di motori a sei cilindri a V con angolo tra le bancate di 90°;
- alesaggio di 80mm e corsa 53mm
- quattro valvole per cilindro(due aspirazione e due scarico)
- iniezione diretta con pressione massima di alimentazione di 500 bar;
- utilizzo di un singolo gruppo turbocompressore con velocità massima di 125.000 RPM;
- regime massimo di rotazione del motore di 15.000 RPM;
- consumo massimo di carburante di 100 kg/h(oltre i 10.500RPM);
- rapporto di compressione stimato 13:1

2.2 Caratteristiche tecniche

Il propulsore Mercedes modello “*PU106B Hybrid*” è un motore a combustione interna a sei cilindri a V turbocompresso, ad iniezione diretta della benzina. Presenta una cilindrata pari a 1600 cm³ frazionata in 6 cilindri, formante un angolo di 90° fra le due bancate. L’Alesaggio è pari a 80 mm mentre la corsa di 53 mm, come da regolamento. Per quanto riguarda la potenza erogata, essa è pari a 800 CV(dato non ufficiale).

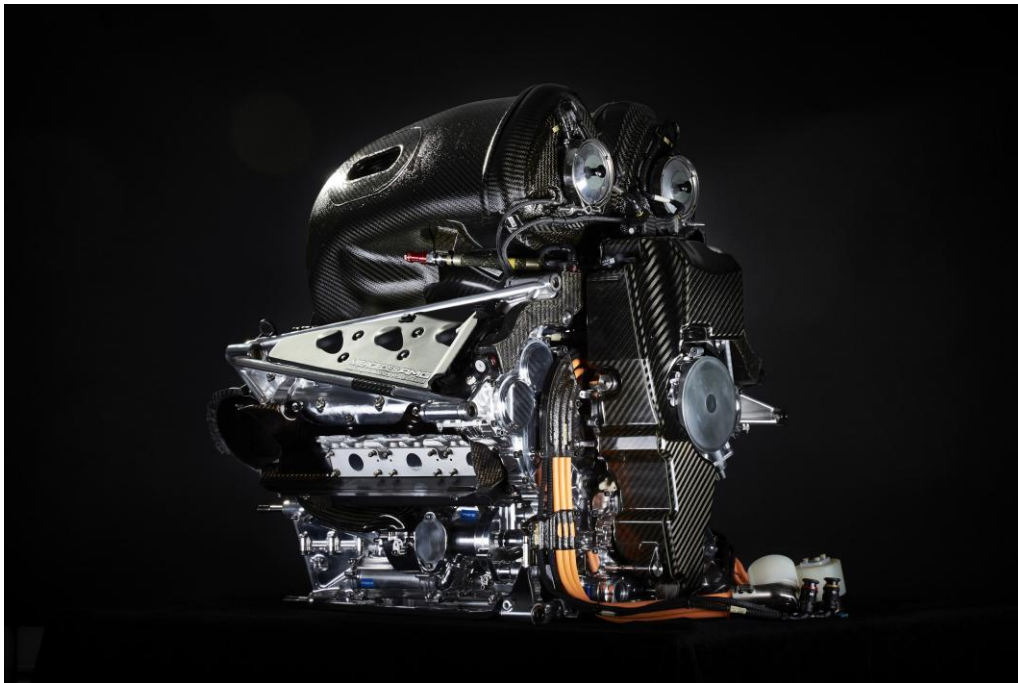


figura 2.2.1: Motore V6 Mercedes

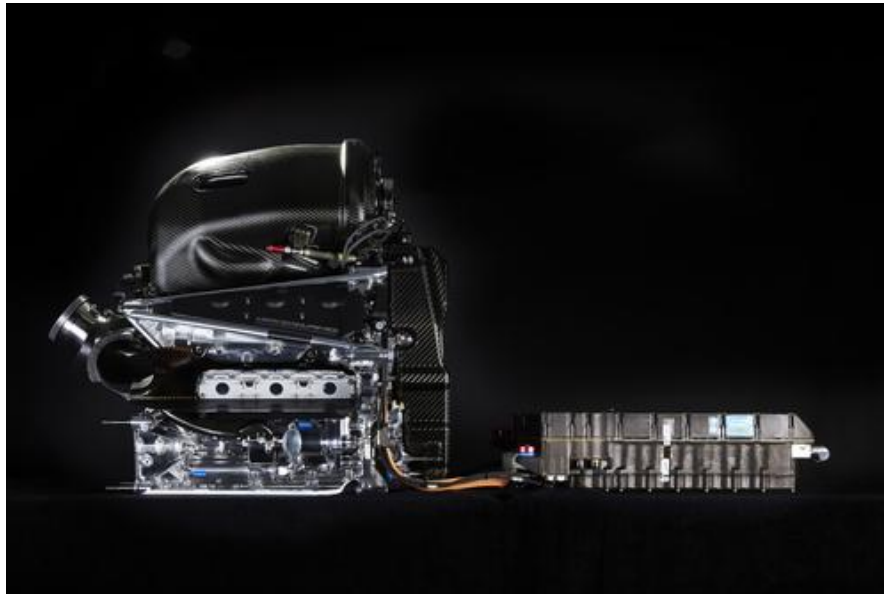


figura 2.2.2: Profilo motore e pacco batterie

Il gruppo propulsore, utilizzato a partire dalla stagione 2014, è di tipo ibrido, cioè dotato, oltre al motore endotermico, di un'unità di recupero dell'energia(ERS: Energy Recovery System) che ha la funzione di recuperare l'energia cinetica e termica, per esempio quella spesa durante la fase di frenata, immagazzinandola nel pacco batterie. Successivamente verrà riutilizzata, sotto forma di cavalli aggiuntivi, attraverso un motore elettrico(MGU-K), calettato sull'albero motore, oppure mediante turbocompressore (MGU-H), per un surplus totale di potenza(+160CV) della durata di 33,3sec ad ogni giro del circuito. Nel prossimo paragrafo verrà descritta un'importante aspetto del motore in esame: la sovralimentazione.

2.3 La sovralimentazione

La sovralimentazione consiste nell'introdurre forzatamente fluido attivo nei cilindri del motore, con densità superiore a quella che si avrebbe se il fluido si trovasse nelle condizioni di pressione e temperatura ambientali, cioè se si considerasse un motore di tipo "aspirato", dove il fluido è richiamato per effetto della depressione creata dal movimento alternativo del pistone. Per applicare la sovralimentazione si possono utilizzare due macchine che pur svolgendo lo stesso compito, lo fanno con due metodologie diverse:

- 1) compressore volumetrico: L'azionamento avviene attraverso un collegamento meccanico al motore (figura 2.2.3), del quale il compressore sfrutta la potenza per comprimere l'aria che viene poi inviata ai cilindri.

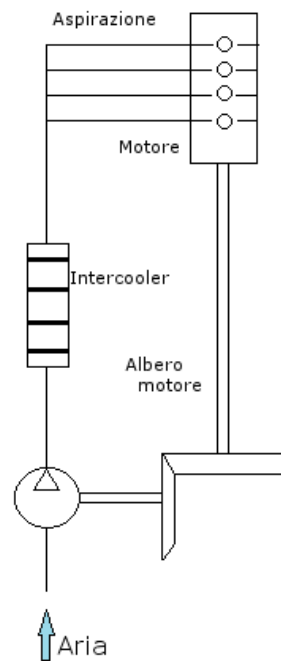


figura 2.2.3: Schema compressore volumetrico

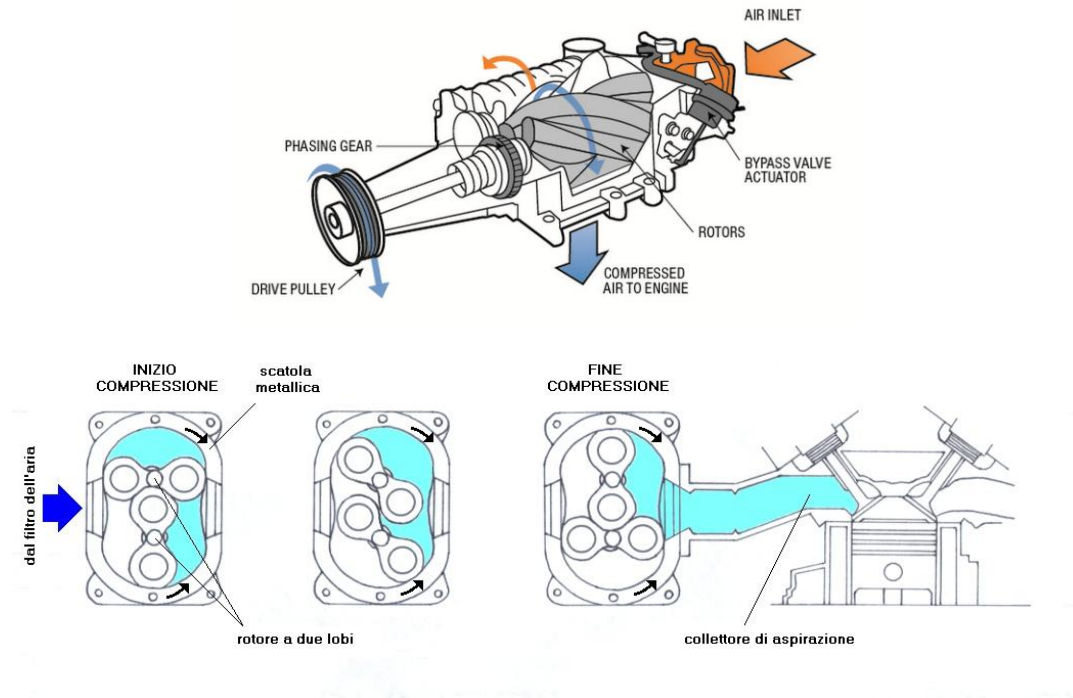


figura 2.2.4: Compressore volumetrico(di tipo a Lobi)

- Vantaggi:
 - spinta fin dai bassi regimi(non necessita dei gas di scarico)
 - Assenza del turbo-lag(ritardo della risposta del sistema meccanico a bassi regimi)
 - Affidabilità(minor stress termico e meccanico)
- Svantaggi:
 - Basse prestazioni(le velocità di rotazione si attestano a qualche migliaio di giri)
 - Basso rendimento (non sfrutta i gas di scarico ma assorbe energia dal motore per poter funzionare)

2) compressore dinamico: Di tipo 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). A differenza del caso precedente, tra compressore dinamico e motore non vi è alcun collegamento meccanico, bensì fluidodinamico poiché solo i gas di scarico prodotti dal motore “vedono” in uscita la turbina, che successivamente trascinerà il compressore.

- Vantaggi:

- Compattezza assiale
- buona efficienza meccanica
- portate elevate
- elevati rapporti di compressione
- elevate velocità di rotazione (fino ad un massimo di circa 200.000 rpm)

- Svantaggi:

- esistenza di una velocità massima/minima operativa
- possibile insorgenza del fenomeno dello stallo
- fenomeno del turbo-lag (a bassi regimi del motore si ha un ritardo anche consistente nella risposta dell'erogazione di potenza rispetto alle richieste del pilota)

L'immagine che segue(figura 2.3.5) mostra una turbina di tipo a gas di scarico, che sarà oggetto di studio della tesi :

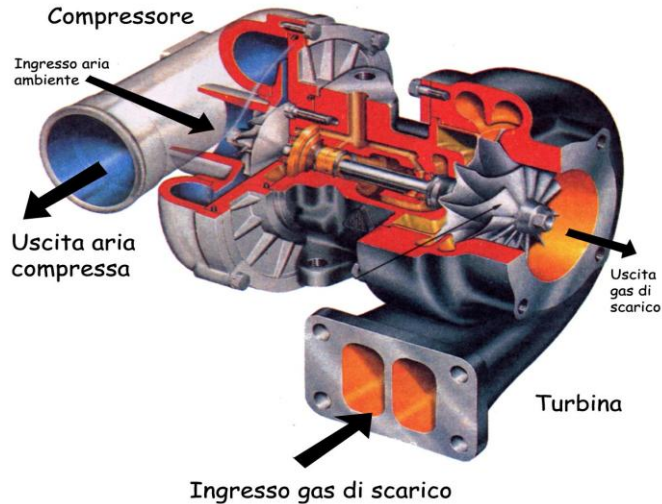


Figura 2.3.5: Turbina funzionante a gas di scarico

Una normale macchina di questo tipo può effettuare ben oltre i 150.000 giri al minuto, circa trenta volte più veloce del motore a cui è collegata, fornire rapporti di compressione fino a 4,40 e avere un rendimento adiabatico tra lo 0,75-0,80 .

La grande velocità di rotazione determina la quasi impossibilità di far trascinare un turbocompressore dal motore stesso(come avviene per un compressore volumetrico), mentre il valore del rapporto di compressione ci dice che varia al variare del regime di rotazione del motore, con un andamento circa proporzionale al quadrato del suo valore. Esso dipende dal tipo di compressore scelto, il cui valore va oltre il 3 solo per quelli associati a motori di grande dimensione e potenza. I compressori più piccoli hanno dei limiti maggiori dovuti alle

esigenze di flusso di massa e rispecchiano inoltre le richieste normali delle aziende produttrici di motori.

Il turbocompressore è dunque 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.

Analizziamo ora la sovralimentazione da un punto di vista prettamente matematico. Innanzitutto introduciamo la massa di carica fresca M_a introdotta all'interno del cilindro in ogni ciclo, necessaria per mantenere costante il rapporto con il combustibile :

$$M_a = G(1 + a)$$

G : quantità di combustibile

a : rapporto di miscela

Quindi ad una maggiore densità di carica introdotta deve corrispondere un aumento della quantità di combustibile e perciò un incremento di potenza sviluppata.

E' noto che la potenza erogata da un motore dipende, oltre che dal regime di rotazione u (velocità media del pistone), anche dalla Pressione Media Effettiva(pme), definita come il lavoro utile fornito ad ogni ciclo per unità di cilindrata, secondo la relazione:

$$P = \frac{pme * n * V}{60 * i} \quad (2.1)$$

n:regime di rotazione (rpm)

V:cilindrata(m³)

i:coefficiente che vale 2 per i motori a quattro tempi

Risulta quindi possibile aumentare la potenza: aumentando il regime di rotazione; aumentando la Pressione Media Effettiva. Nel primo caso ho comunque limiti strutturali da rispettare, tenendo conto che l'espressione delle forze d'inerzia alternative (riferite alle masse che si muovono di moto alternativo) è:

$$F = Mr\omega^2 \cos\theta$$

e, variando con il quadrato della velocità, non è consigliabile spingersi oltre certi limiti. Ciò che posso aumentare, invece, è la pressione media effettiva, dotando i collettori di aspirazione di meccanismi che creano una sovrappressione che in pratica aumenta la densità di carica fresca immessa in camera di combustione. Poiché la quantità di combustibile che può essere bruciata ad ogni ciclo è proporzionale alla quantità di O₂ introdotta nel cilindro, l'energia termica liberata nel processo di combustione sarà maggiore di quella sviluppata con densità di carica standard. Per rendere meglio visibile questo aumento di potenza,

derivante da un aumento di densità di carica introdotta, riscriviamo la formula (2.1) in un modo alternativo:

$$P_e = \eta_m \eta_i \eta_v \frac{H_i}{(1 + a)} \frac{V n}{120} \gamma_a \quad (2.2)$$

H_i : potere calorifico inferiore del combustibile

η_m : rendimento meccanico

η_i : rendimento indicato

η_v : rendimento volumetrico

Risulta che a parità di cilindrata totale V , di regime di rotazione n e di rapporto di miscela a , la potenza effettiva erogata dal motore aumenta proporzionalmente alla densità della carica introdotta γ_a .

La sovralimentazione si effettua con l'utilizzo dei compressori, i cui parametri fondamentali sono:

- ρ_c : il rapporto di compressione, definito come il rapporto tra la pressione di mandata e quella dell'ambiente esterno.

- m : la portata in massa

- η_{adc} : rendimento adiabatico, definito come il rapporto tra il lavoro di compressione adiabatico L_{adc} e il lavoro L_{ec} effettivamente comunicato all'unità di massa di fluido del compressore.

$$\eta_{adc} = \frac{L_{adc}}{L_{ec}}$$

con:

$$L_{adc} = R_a T_0 \frac{k}{k-1} (Q_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

k : rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costanti.

R_a : costante propria dell'aria.

Infine il lavoro speso per la compressione L_{ec} è invece proporzionale alla temperatura iniziale, la quale ,a seguito della compressione, aumenterà della quantità:

$$\Delta T_c = \frac{L_{ec}}{c_p}$$

EFFETTI DELLA SOVRALIMENTAZIONE:

-Potenza: La sovralimentazione porta ad avere un aumento di potenza per diversi motivi, fra i quali un aumento del volume a disposizione della carica entrante. I gas residui restano intrappolati nello spazio morto e vengono compressi. Essi occupano quindi un volume minore e

ciò equivale ad un aumento del coefficiente di riempimento quantificabile mediante un coefficiente variabile tra 1 e $r/(r-1)$, dove “r” è il rapporto di compressione ed il valore 1 vale per i motori diesel sovralimentati che hanno un incrocio tale da lavare completamente lo spazio morto.

Nel caso di motori Diesel la sovralimentazione permette inoltre di introdurre nel cilindro una maggiore quantità di aria (poiché l’aria che viene compressa ha una maggiore densità rispetto a quella atmosferica); dovendo rimanere fisso il rapporto aria/combustibile entra anche una maggiore quantità di combustibile portando così ad una maggiore energia liberata durante la combustione.

-Rendimento:

La sovralimentazione ha effetti contrastanti sulle forme di perdite che intervengono nella conversione dell’energia termica in energia meccanica, ma complessivamente, in un motore diesel, le conseguenze sul rendimento globale possono considerarsi trascurabili.

-Sollecitazioni meccaniche:

L’aumento degli sforzi meccanici dovuti alla sovralimentazione è modesto, basterà quindi irrobustire gli organi principali del motore senza che si abbiano rilevanti incrementi di peso rispetto ai guadagni di potenza ottenuti.

Vantaggi e svantaggi della sovralimentazione

Vantaggi:

- 1) Diminuzione rapporto peso/potenza, di importanza rilevante per propulsori impiegati vetture da competizione.
- 2) Miglioramenti del rendimento, specie nei diesel e con la turbo-sovralimentazione perché si recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico.
- 3) Miglioramento del processo di combustione nel diesel per riduzione del ritardo di accensione.
- 4) Motore meno rumoroso per combustione più graduale.
- 5) Riduzione emissioni allo scarico.

Svantaggi:

- 1) Aumento dei carichi meccanici e termici sul motore con conseguenti necessità di migliorare raffreddamento e resistenze meccaniche.
- 2) Aumento del peso per via degli stessi componenti aggiuntivi (problema non trascurabile in ambito competitivo)
- 3) Aumento dei costi e dalla complessità del sistema

Nella prossima sezione analizzeremo lo schema/funzionamento del turbocompressore a gas di scarico.

2.4 Turbocompressore a gas di scarico

Il funzionamento

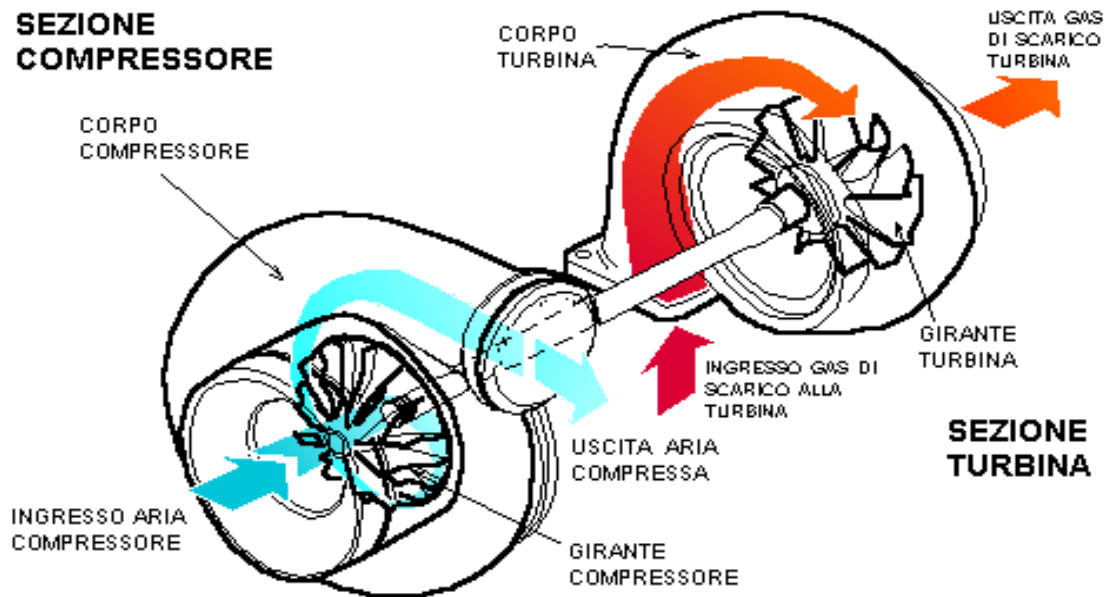


figura 2.4.1: Turbocompressore

Il turbocompressore a gas di scarico è un gruppo costituito da una turbina e compressore calettati sullo stesso albero. Il compressore è di tipo radiale centrifugo mentre la turbina è radiale centripeta. Di seguito (figura 2.4.2) si riporta un'immagine che esplica il percorso dell'aria, in ingresso al compressore sino al cilindro, e dei gas di scarico in uscita da quest'ultimo, per l'alimentazione della turbina.

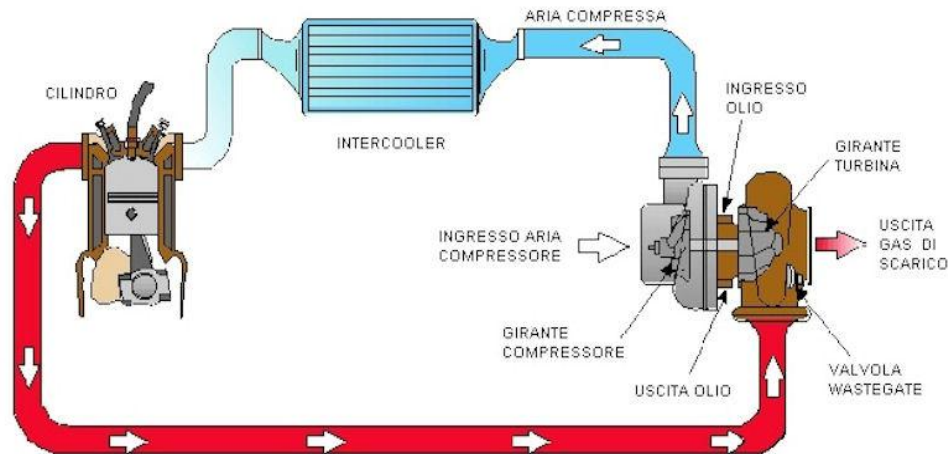


figura 2.4.2: Schema turbocompressore, intercooler e cilindro

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 denominato *intercooler*. Esso non è sempre obbligatorio, solitamente lo diventa quando i rapporti di compressione in gioco superano il valore di 2. Il suo compito è quello di aumentare notevolmente l'efficacia della sovralimentazione in quanto abbassa la temperatura dei gas in fase di aspirazione, riscaldati durante la loro compressione, innalzandone quindi la densità, parametro fondamentale che determina la quantità di comburente ottenibile nel cilindro e quindi una maggiore potenza(equazione:2.2).

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.

Il successivo passaggio dei gas avviene nella turbina a flusso centripeto, che si trova a ridosso del compressore. Una volta uscito centralmente dalla turbina, il gas di scarico passa attraverso eventuali catalizzatori e marmitte prima di essere immesso nell'ambiente.

Per proteggere il motore ed il turbocompressore stesso, il compressore e la turbina sono solitamente provvisti di valvole bypass di sicurezza che controllano la pressione massima, attivandosi quando le condizioni d'esercizio di compressore e turbina diventano anomale. 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. Ciò porterebbe a valori di pressione (e velocità di rotazione della turbina stessa) troppo elevati per essere sopportati dal motore. Per controllare questo fenomeno viene utilizzata la valvola *wastegate*(figura 2.4.3),situata nel collettore di scarico, che, aprendosi, permette ad una frazione dei gas di scarico di bypassare la turbina e defluire verso l'esterno(figura 2.4.4), riducendo la velocità di rotazione della girante e quindi diminuendo la sovralimentazione. Per quanto riguarda la valvola di sicurezza *blow-off*, posizionata nel condotto di uscita dal compressore(lato aspirazione),essa entra in funzione quando la valvola a farfalla del motore viene repentinamente chiusa(rilascio acceleratore). Il compressore può trovarsi a comprimere dell'aria che, non riuscendo a spingere in avanti, tende ad avvitarci, aumentando la forza sul cuscinetto reggispinta fino alla rottura dello stesso; inoltre il picco di pressione che viene a crearsi all'interno del collettore d'aspirazione

(il cosiddetto "colpo d'ariete") può avere conseguenze deleterie per il compressore e per il motore.

Di seguito si riporta una foto di una turbina di un sovralimentatore in cui è chiaramente visibile la valvola *wastegate* in posizione aperta ed uno schema che meglio esplica il suo funzionamento.



figura 2.4.3: Turbina con *wastegate*

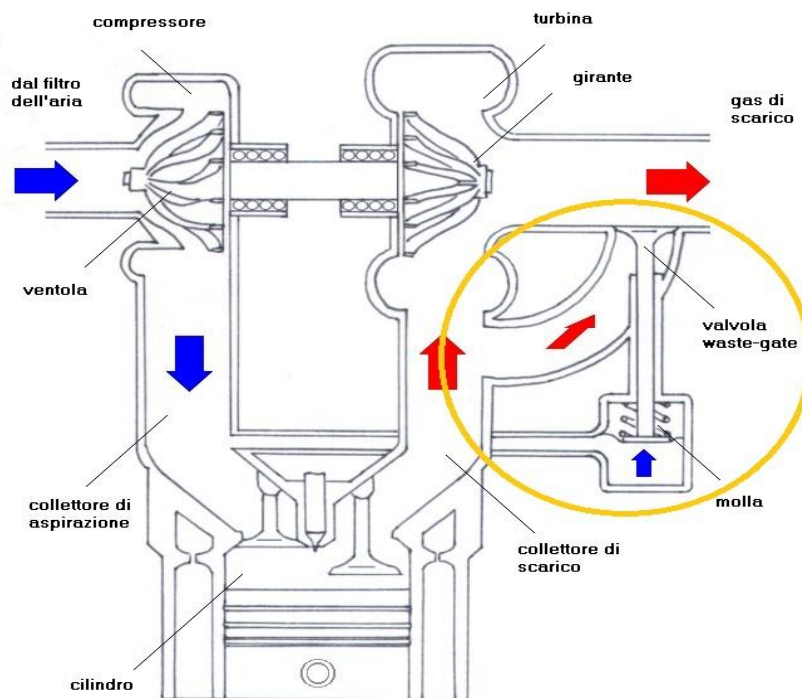


figura 2.4.4: Funzionamento valvola *wastegate*

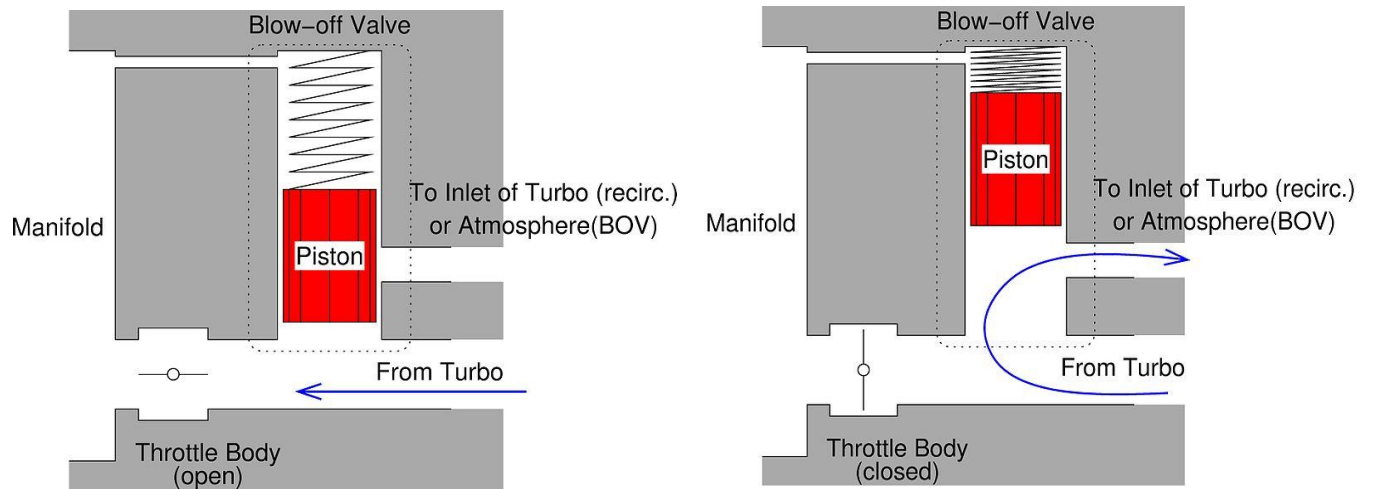


figura 2.4.5: Valvola *blow-off* ,a confronto la fase di chiusura/apertura

Il propulsore Mercedes ,a differenza degli altri team, è l'unico ad aver montato il compressore nella parte anteriore del motore (per garantire una grande portata d'aria fresca in ingresso), mentre la turbina è montata nella parte posteriore con collettori di scarico corti e coibentati per ridurre al minimo le dispersioni termiche. Questo lay-out permette di avere un motore molto compatto, senza masse sospese, e con condotti corti che riducono le perdite di carico distribuite e concentrate dei flussi d'aria e dei gas di scarico.

INTERCOOLER:

Gli Intercooler si suddividono in due categorie in funzione del fluido termovettore che caratterizza l'asportazione di calore:

-Scambiatore Aria-Aria:

Utilizza l'aria fresca esterna per ridurre la temperatura dell'aria calda in uscita dal compressore.

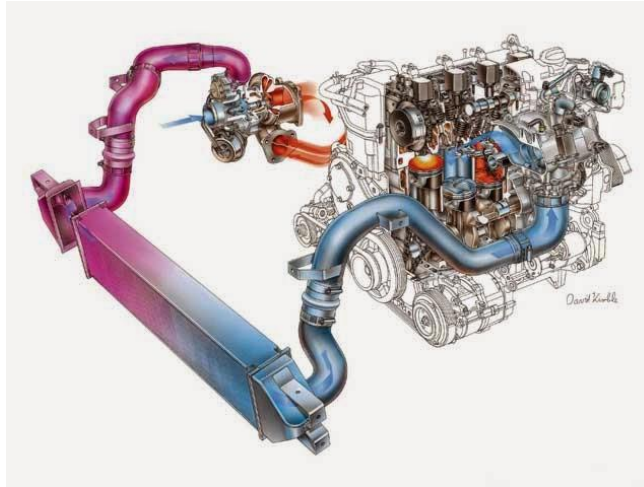


figura 2.4.6: Intercooler aria-aria

VANTAGGI:

- Configurazione molto semplice
- Non c'è il rischio di perdite idrauliche
- Se l'intercooler è posizionato in modo corretto non c'è rischio di "heat-soak"

SVANTAGGI:

- L'efficienza dell'intercooler varia al variare della temperatura e della portata dell'aria esterna
- Non può essere installato ovunque, ma solo dove può venire investito da un buon flusso d'aria

- Grandi dimensioni a causa del basso coefficiente di scambio termico dell'aria

-Scambiatore aria-acqua (utilizzato da Mercedes):

L'aria calda in uscita dal compressore viene raffreddata in uno scambiatore aria-acqua. L'acqua riscaldata viene pompata in un secondo scambiatore aria-acqua (disposto nelle pance della monoposto) dove si raffredda ed inizia nuovamente il ciclo.

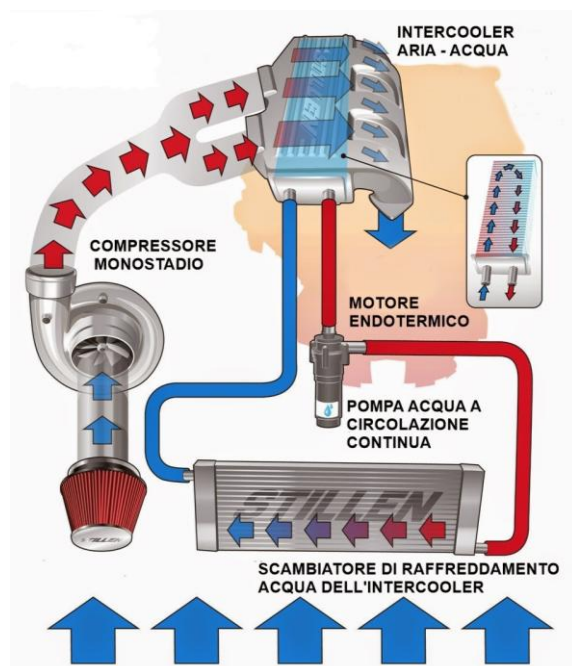


figura 2.4.7: schema funzionamento intercooler aria-acqua

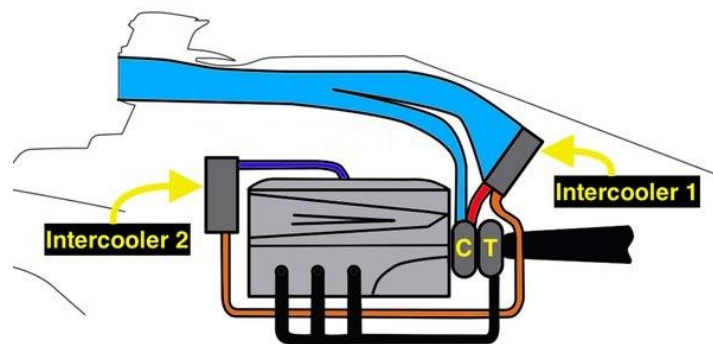


figura 2.4.8: Schema intercooler Aria-Acqua Mercedes

VANTAGGI

- Dimensioni ridotte rispetto alla soluzione aria-aria grazie ad un maggiore coefficiente di scambio termico dell'acqua rispetto all'aria.
- può essere montato in qualsiasi posizione sulla monoposto.
- le condizioni esterne non influenzano significativamente l'efficienza dello scambiatore.

SVANTAGGI

- sistema più complesso e costoso.
- più problemi di messa a punto.
- rischio di perdite idrauliche.

2.5 Schemi di funzionamento del Turbocompressore

L'energia massima che i gas di scarico possono trasferire alla turbina, facendo riferimento al diagramma p-V sottostante e ipotizzando un'espansione adiabatica, è quella dell'espansione dal punto 2 (condizioni di pressione e temperatura dei gas all'uscita del motore) alle condizioni ambiente.

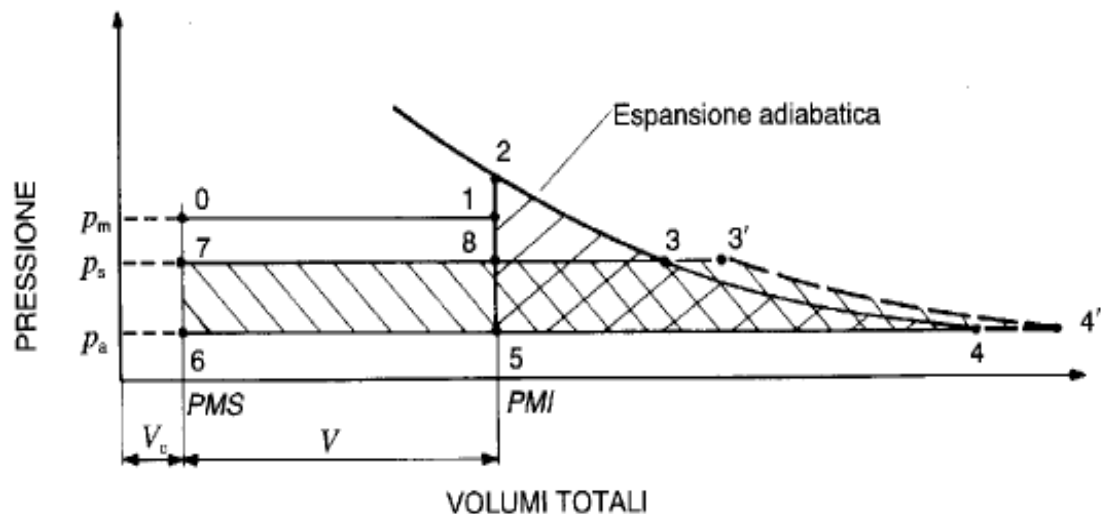


figura 2.5.1: Diagramma Pressione-Volumi rappresentante l'energia posseduta dai gas di scarico

L'espansione nel cilindro è rappresentata da una trasformazione adiabatica dal punto 2, corrispondente al punto morto inferiore (p_{mi}), fino alla pressione atmosferica (p_a); durante tale trasformazione il pistone si muove fino al volume V_4 . L'energia massima ottenibile dai gas di scarico è rappresentata dall'area tratteggiata 2-3-4-5 (colorata in rosso) ed è definita "energia di scarico spontaneo"; essa varia in

funzione della temperatura e della pressione del punto 2. Siccome l'ingresso dei gas di scarico in turbina avviene in corrispondenza del punto 3, l'area 2-3-8-1 risulta l'energia persa. Per quanto riguarda l'area 3'-4'-6-7 (colorata in blu), rappresenta l'energia disponibile per una turbina alimentata a pressione costante p_s (i gas prima di essere inviati alla turbina, vengono raccolti in un plenum di scarico).

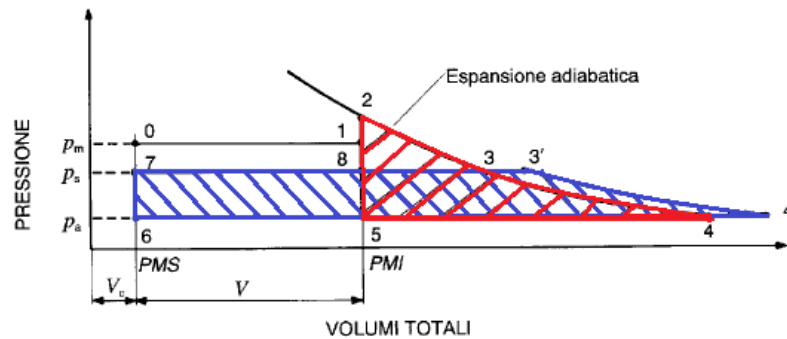


figura 2.5.2: Energia ottenibile di gas di scarico(rosso), energia disponibile da una turbina alimentata a pressione costante(blu)

Infine l'area 3'-4'-4-3 rappresenta l'energia guadagnata dalla turbina, poiché a seguito dell'espansione nel plenum dei gas di scarico, si realizza un abbassamento di pressione, che genera un aumento di velocità, di temperatura e quindi di volume ($V_{3'} > V_3$). La pressione di sovralimentazione è la pressione del fluido al di sopra di quella atmosferica (p_a) con la quale l'aria viene inviata dal compressore al motore. Non va confusa con la pressione di alimentazione che è una pressione assoluta e che quindi corrisponde a quella di sovralimentazione più 1,013 bar (pressione atmosferica standard).

Infine si definisce il rapporto di sovralimentazione come:

$$\text{Rapporto di sovralimentazione} = \frac{p_{s'} + p_a}{p_a}$$

con:

p_a : pressione atmosferica

$p_{s'}$: pressione di sovralimentazione

Il seguente diagramma(figura 2.5.3) entalpia-entropia (h-s) mostra come l'energia posseduta dal gas è trasferita al rotore nei passaggi tra i palettamenti della turbina.

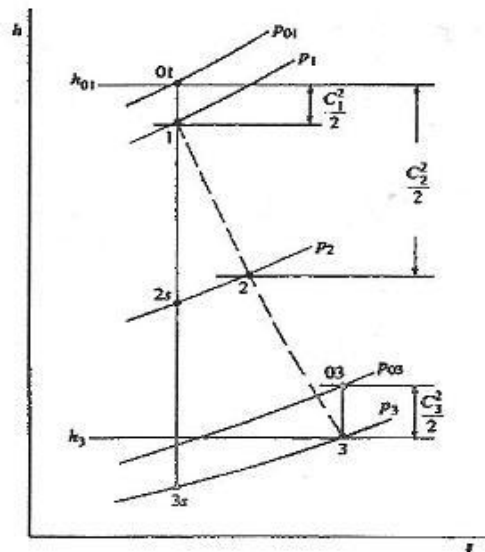


figura2.5.3: Diagramma h-s

-Da 1 a 2 il flusso viene accelerato a spese di una parte di energia di pressione e 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 mettendo così in rotazione anche la girante del compressore.

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

In formule:

- 1) La pressione all'ingresso della turbina deve essere superiore della pressione in uscita

$$T_{pr} = \frac{p_1}{p_3} > 1$$

- 2) Per una trasformazione adiabatica ideale (isoentropica)

$$\frac{T_1}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- 3) Il lavoro ideale di una turbina, per unità di massa di gas di scarico elaborato, vale:

$$L_{ideale} = h_1 - h_3$$

$$L_{ideale} = C_p (T_1 - T_3)$$

- 4) Combinando le espressioni sopra e moltiplicandolo il risultato per il rendimento totale della turbina, ottengo il lavoro realmente estratto dai gas di scarico per opera della turbina

$$L_{reale} = \eta_t C_p T_3 \left(T_{pr}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right)$$

5) È comodo scrivere l'equazione generale dell'energia

$$\frac{p_1}{ds_1} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_{3reale}}{ds_{3reale}} + \frac{c_{3reale}^2}{2} + gz_3 + L_{reale} + Q_{perso}$$

Semplificando ($z_1=z_3$)

$$\frac{p_1}{ds_1} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_{3reale}}{ds_{3reale}} + \frac{c_{3reale}^2}{2} + \left(C_p (T_1 - T_{3reale}) + \frac{c_1^2 - c_{3reale}^2}{2} \right) + Q_{perso}$$

Capitolo 3

Power Unit: il sistema ERS

Le Power Unit montate sulle monoposto di Formula uno, sono composte da sei elementi:

- Motore a Combustione Interna (MCI o ICE)
 - Turbocompressore
-
- Parte meccanica
- **MGU-H** : Motor Generator Unit – Heat
 - **MGU-K** : Motor Generator Unit – Kinetic
 - **Batterie**
 - Elettronica di controllo e gestione
- Parte elettrica

Molto importanti risultano gli elementi della “parte elettrica”, sottolineati in neretto. Essi infatti costituiscono la parte che interviene nel recupero dell’energia, denominata ERS(Energy Recovery System).

Capitolo 3– Power Unit: il sistema ERS

Con il termine MGU (*Motor Generator Unit*), si indica un dispositivo elettrico capace di convertire energia elettrica in energia meccanica e viceversa.

Il sistema ERS è composto da due motogeneratori: la MGU-H e la MGU-K, che ora andremo ad analizzare.

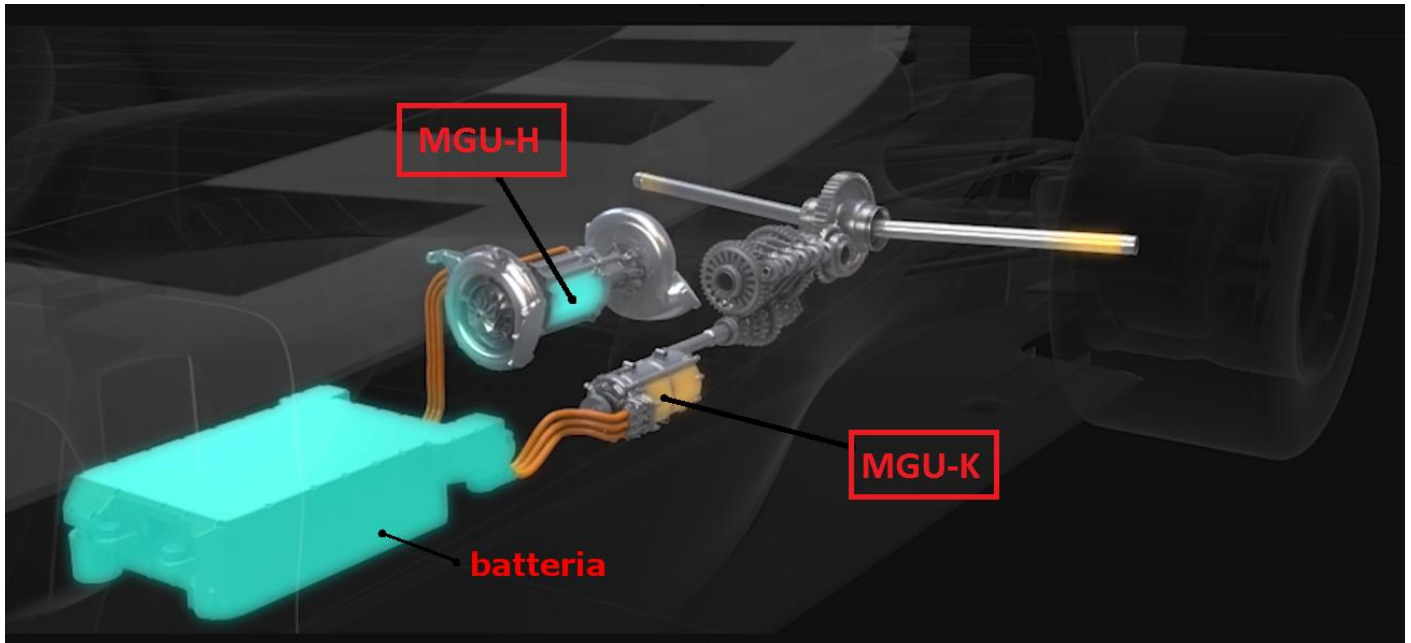


figura 3.0.1 Posizione MGU-H e MGU-K

MGU-H

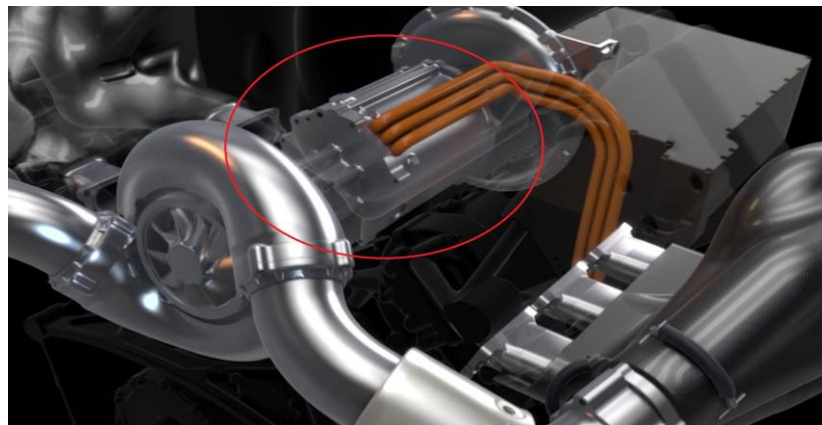


figura 3.0.2 : Mgu-h

Motor Generator Unit – Heat (heat=calore): componente presente sul sistema turbocompressore che si alimenta con l'energia "termica" proveniente dai gas di scarico, che altrimenti andrebbe dispersa. Invito i lettori ad osservare con attenzione che la parola termica, appena citata, non a caso si trova tra virgolette. Infatti un recupero di energia termica indicherebbe un recupero di calore in eccesso, mentre l'unità MGU-H recupera l'energia cinetica in eccesso della turbina; è palese che questo surplus energetico della girante del turbo è generato dal calore dei gas di scarico del motore, ma la denominazione forzata è stata adottata semplicemente per *distinguere le due sottounità* del sistema ERS(MGU-H/K). Il recupero interviene perché parte di questa energia serve per mettere e mantenere in rotazione i rotori del motore elettrico dell' MGU-H che gravano quindi sull'albero del sistema di sovralimentazione. Mettendo in movimentazione relativa rotore e statore di un generatore elettrico si è in grado di erogare corrente. I sistemi MGU (sia H che K) sono in grado di lavorare sia in assorbimento che in cessione di energia elettrica. Ciò vuol dire che si comportano da generatori di corrente (cessione), durante la fase di decelerazione della vettura, e da motori elettrici (assorbimento) nelle fasi di accelerazione e spinta. La funzione principale dell'MGU-H è quella di ridurre il fenomeno del "turbolag" del gruppo turbina-compressore ai regimi di rotazione inferiori. Il turbolag è un problema caratterizzante i motori sovralimentati da turbocompressori: consiste essenzialmente, in un comportamento in transitorio irregolare, manifestando un ritardo nella risposta del dispositivo, l'erogazione di potenza, in seguito a un deficit di portata della miscela comburente a

bassi regimi, che non permette di vincere l'inerzia della girante del compressore e quindi azionare la sovralimentazione.



Figura 3.0.3: MGU-H prodotto dalla Magneti Marelli

MGU-K



figura 3.0.4: Mgu-k

Motor Generator Unit – Kynetic: il componente si comporta da generatore elettrico nelle fasi di decelerazione/frenata e da motore nelle fasi di accelerazione e spinta.

Nella fase di frenata la potenza meccanica disponibile all'albero motore viene utilizzata per mettere e mantenere in rotazione i rotori dell'MGU-K(sistema "*brake by wire*" di gestione della corretta forza da applicare ai pistoni delle pinze freno), che si comporta quindi da carico per il motore termico. Nella fase di spinta e accelerazione si può utilizzare il sistema Kynetic come motore e fornire dunque potenza aggiuntiva a quella già fornita dalla componente termica. Nella tabella seguente(figura 3.0.5) viene mostrato qualche dato, riguardante la potenza erogabile/recuperabile consentita dal regolamento ad ogni giro del circuito, nonché uno schema rappresentante l'insieme di tutte le parti che compongono la Power-Unit e le relative interazioni.

Max energy storage/lap:	4 MJ
Max rpm MGU-K:	50,000 rpm
Max power MGU-K:	120 kW (161 hp)
Max energy recovery/lap MGU-K:	2 MJ
Max energy deployment/lap MGU-K:	4 MJ (33.3 s at full power)
Max rpm MGU-H:	125,000 rpm
Max power MGU-H:	Unlimited
Max energy recovery/lap MGU-H:	Unlimited
Max energy deployment/lap MGU-H:	Unlimited

figura 3.0.5: Regolamento ERS

MGU in fase di generatore:

In questa fase il moto rotatorio del rotore dei motogeneratori, collegati all'albero motore(mgu-k) o a quello della turbina(mgu-h), causa la variazione nel tempo del flusso di campo magnetico concatenato con la superficie S delle bobine statoriche dell'indotto. Tale variazione induce una *forza elettromotrice*(fem) nelle bobine che, per la legge di Faraday-Neumann-Lenz, è pari alla variazione nel tempo del *flusso* di tale campo magnetico.

Il campo magnetico del rotore può essere descritto da un vettore rotante con una certa velocità angolare (pulsazione) e avente modulo costante, essendo il magnete permanente. Dunque la pulsazione della *fem* generata, e anche la frequenza, dipenderà solo da quella del campo magnetico rotante. Per questo si dice che l'alternatore è *sincrono*. Naturalmente la fem, e dunque la corrente generata, sarà alternata visto il moto rotatorio da cui è stata generata ponendo nell'indotto tre serie di bobine spostate le une rispetto alle altre nel verso di rotazione dell'induttore, si può ottenere che tale alternatore fornisca tre *fem* sinusoidali sfasate di $1/3$ di periodo l'una rispetto alle altre, ossia di 120° (l'insieme di tre tensioni alternate, aventi la stessa ampiezza e la stessa frequenza, si chiama tensione trifase). Questo tipo di alternatore prende il nome di *trifase*.

Inoltre la batteria (Energy Store) della Power Unit può ricevere solo corrente continua monofase, perciò il necessario lavoro di trasformazione della corrente alternata in continua viene svolto dall'elettronica di gestione tramite un *raddrizzatore*.

MGU in fase di motore:

Quando il pilota richiede la massima potenza dalla propria Power Unit, la centralina elettronica fa inviare dalla batteria tramite un *inverter* (dispositivo in grado di trasformare corrente continua in alternata), corrente alternata trifase nelle 3 serie di bobine statoriche dei motogeneratori MGU. Tale corrente genera un campo magnetico *rotante* attorno al centro delle tre bobine. L'interazione tra il campo magnetico rotante dello statore e il campo magnetico dei magneti rotorici genera una coppia sul rotore che lo fa ruotare con la **stessa velocità angolare ω** con cui ruota il campo dell'indotto. Per questo il motore si dice *sincrono*.

Vantaggi di un motore sincrono:

- minore inerzia (quindi migliori accelerazioni)
- miglior rapporto peso/potenza
- capacità di funzionamento da generatore e motore

Svantaggi di un motore sincrono:

- se il motore lavora fuori dalle condizioni di sincronismo, si arresta
- sistema di gestione molto complesso

3.2 Il comportamento della Power Unit in gara:



Analizziamo il comportamento della Power-unit durante un giro del circuito del gran premio d'Italia a Monza:

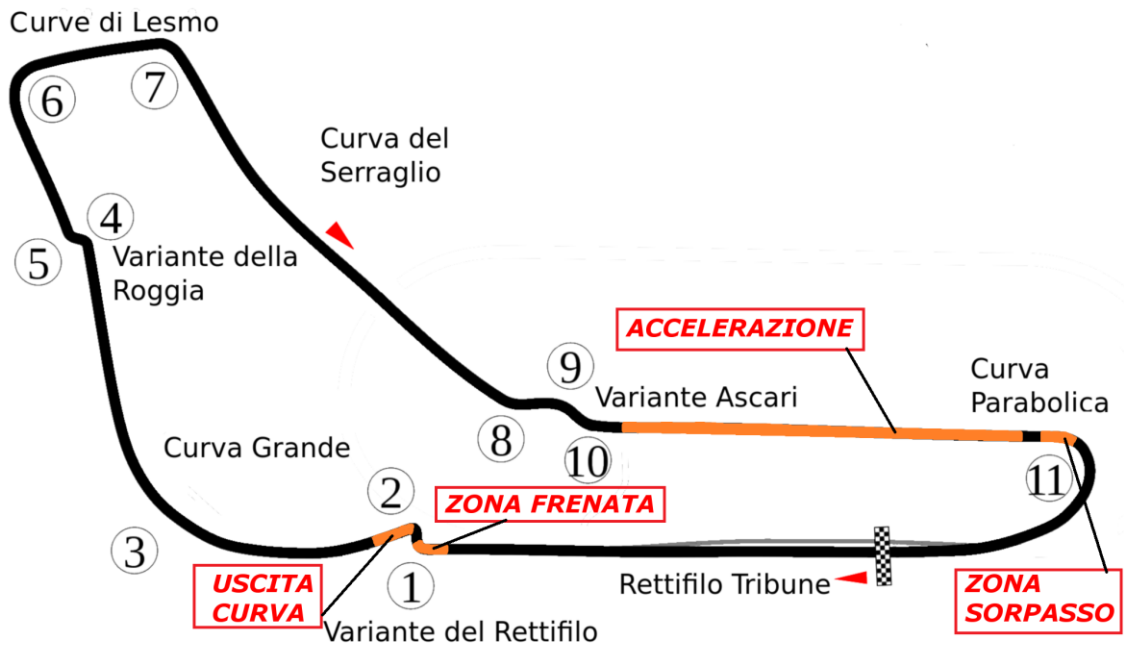


figura3.2.1: Circuito di Monza

Le fasi principali di un giro posso essere riassunte in:

- Accelerazione
- Frenata
- Uscita da curve lente
- Sorpasso

Dovendo simulare il comportamento del sistema ERS ,durante un giro, consideriamo solamente alcune parti caratteristiche del tracciato(in modo da poter identificare le fasi principali citate precedentemente):

1)*Partenza*;

2)*Curva 1 e 2=Variante del Rettifilo*;

3)*Rettilineo* dopo la Variante Ascari;

4)*Curva 11=Variante Parabolica*;



-PARTENZA:



Durante la fase di partenza, quando i semafori diventano verdi, l'unità di controllo dell'MGU richiama energia elettrica dalla batteria(ES=Energy Storage),che è completamente carica, all'MGU-H, in modo da mettere velocemente in rotazione le giranti del turbocompressore ed ottenere una risposta repentina del motore all'abbassamento del pedale gas(eliminazione turbolag).

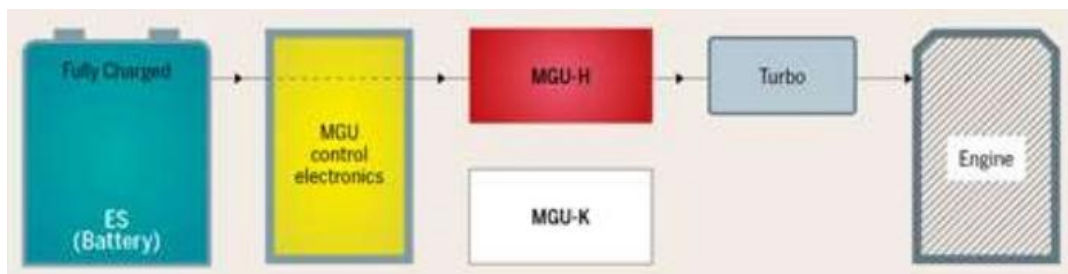


figura 3.2.2: Comportamento del sistema ERS durante la fase di partenza

-RETTILINEO:

Dopo la fase precedente, in cui la monoposto viene messa in moto nel più breve tempo possibile, ci si appresta ad affrontare il rettilineo(stessa situazione nel rettilineo dopo la Variante Ascari). Qui il sistema di controllo mette in funzione entrambe le unità MGU(h e k), richiamando la maggior parte di energia dalle batterie, in modo da avere il massimo della potenza dal motore termico/elettrico quindi la massima accelerazione(velocità massima registrata~360Km/h).

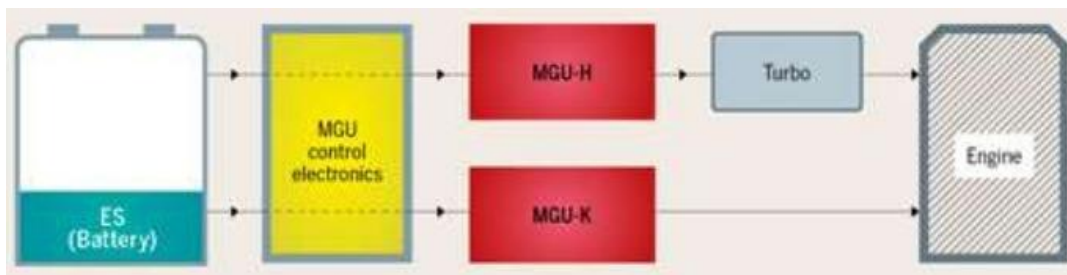


figura 3.2.3: comportamento del sistema ERS in rettilineo(fase di massima accelerazione)

Superata la fase di estrema accelerazione ,durante la quale si ottiene la massima velocità dalla monoposto , si raggiunge la fase denominata di “regime” , in cui l’elevata velocità del turbocompressore fa sì che l’MGU-H alimenti direttamente l’MGU-K, mentre l’eccesso di potenza viene inviata alle batterie.

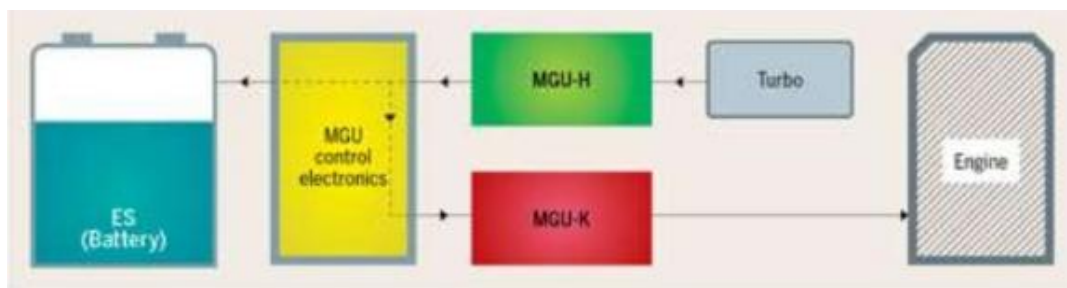


figura 3.2.4: Comportamento del sistema ERS a regime

-FRENATA/SORPASSO e USCITA DA UNA CURVA:

Infine arriva il momento in cui, raggiunto il termine del rettilineo, bisogna frenare e, nel caso risulti possibile, ritardare la “staccata” in modo da sorpassare il pilota che precede. In questa situazione il sistema di gestione dell’MGU aziona, in modalità “ricarica”, l’MGU-K in modo da ricaricare le batterie, ormai completamente esaurite dalle fasi precedenti. Inoltre parte dell’energia viene deviata all’MGU-H in maniera da mantenere il turbo ad un regime di rotazione ottimale, in seguito all’uscita dalla curva, limitando il fastidioso fenomeno del turbolag.

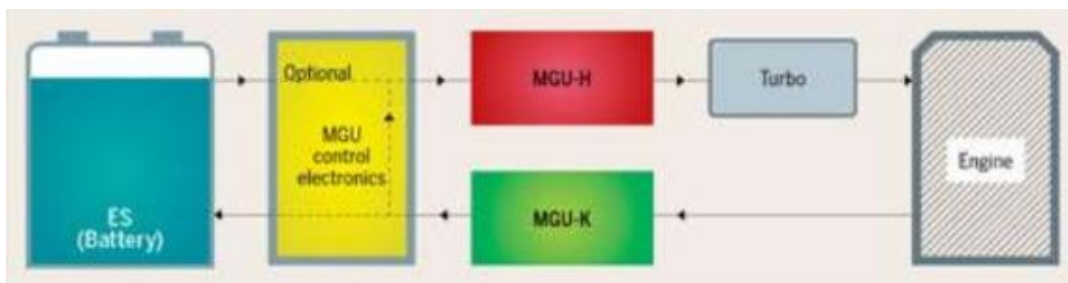


figura 3.2.5: Comportamento del sistema ERS nella situazione di frenata/uscita da una curva

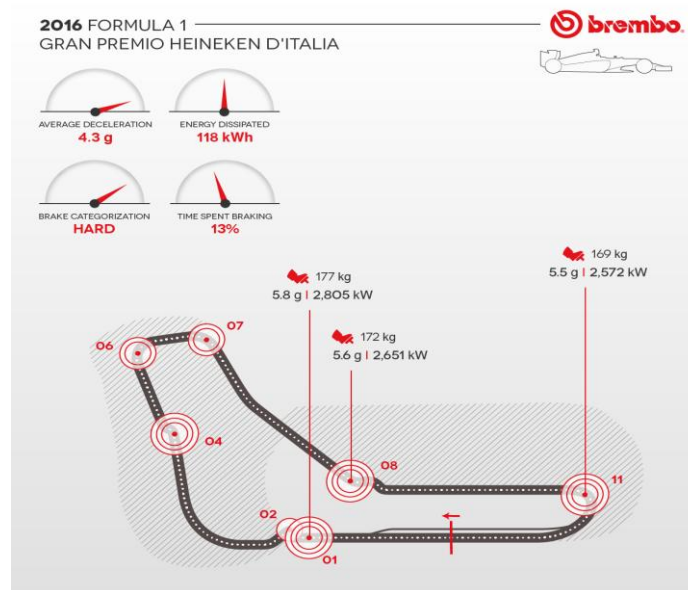


figura 3.2.6: Zone di Frenata

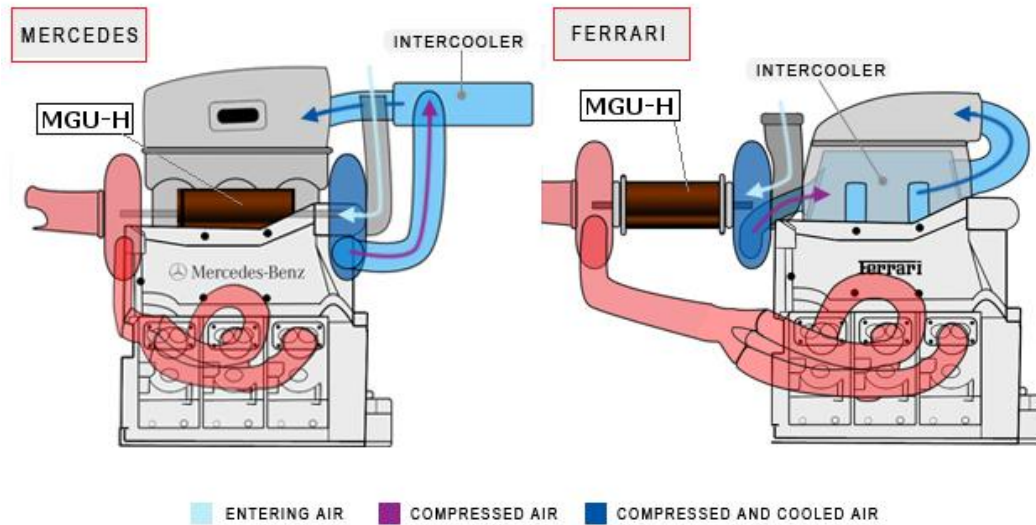
-Classifica GP ITALIA 2015:

Il Gran Premio d'Italia a Monza è stata la dodicesima prova della stagione 2015 del campionato mondiale di Formula uno . La gara è stata vinta dal britannico Lewis Hamilton, su Mercedes; per il vincitore si è trattato del quarantesimo successo nel mondiale, ottenendo inoltre il suo secondo “*Grand Chelem*” , cioè conquistando pole position, giro veloce e vittoria, il tutto conducendo la gara per la sua intera lunghezza. Ha preceduto sul traguardo il tedesco Sebastian Vettel ,su Ferrari, e il brasiliano Felipe Massa, su Williams-Mercedes. Infine va menzionato il fatto che il GP italiano risulta particolarmente difficile per la Power-unit; le sue curve e rettilinei veloci sollecitano molto il sistema turbocompressore/MGU-H il cui corretto funzionamento risulta determinante per la vittoria. Grazie alle doti tecniche superiori, la Power-unit Mercedes ha potuto trarre un grande beneficio nell’ottenimento della vittoria(+25sec di distacco dal secondo), le cui motivazioni a ciò verranno analizzate e spiegate in seguito.

Pos.	No.	Driver	Constructor	Laps	Time/Retired	Grid	Pts.
1	44	 Lewis Hamilton	Mercedes	53	1:18:00.688	1	25
2	5	 Sebastian Vettel	Ferrari	53	+25.042	3	18
3	19	 Felipe Massa	Williams-Mercedes	53	+47.635	5	15
4	77	 Valtteri Bottas	Williams-Mercedes	53	+47.996	6	12
5	7	 Kimi Räikkönen	Ferrari	53	+1:08.860	2	10
6	11	 Sergio Pérez	Force India-Mercedes	53	+1:12.783	7	8
7	27	 Nico Hülkenberg	Force India-Mercedes	52	+ 1 Lap	9	6
8	3	 Daniel Ricciardo	Red Bull Racing-Renault	52	+ 1 Lap	19	4
9	9	 Marcus Ericsson	Sauber-Ferrari	52	+ 1 Lap	12	2
10	26	 Daniil Kvyat	Red Bull Racing-Renault	52	+ 1 Lap	18	1
11	55	 Carlos Sainz, Jr.	Toro Rosso-Renault	52	+ 1 Lap	17	
12	33	 Max Verstappen	Toro Rosso-Renault	52	+ 1 Lap	20	
13	12	 Felipe Nasr	Sauber-Ferrari	52	+ 1 Lap	11	
14	22	 Jenson Button	McLaren-Honda	52	+ 1 Lap	15	
15	28	 Will Stevens	Marussia-Ferrari	51	+ 2 Laps	13	
16	98	 Roberto Merhi	Marussia-Ferrari	51	+ 2 Laps	14	
17 ¹	6	 Nico Rosberg	Mercedes	50	Engine	4	
18 ¹	14	 Fernando Alonso	McLaren-Honda	47	Electrical	16	
Ret	8	 Romain Grosjean	Lotus-Mercedes	1	Collision damage	8	
Ret	13	 Pastor Maldonado	Lotus-Mercedes	1	Collision damage	10	

figura 3.2.6: Classifica gran premio d'Italia 2015

3.3 -Layout Mercedes a confronto con quello Ferrari:



La caratteristica principale del motore Mercedes sta nella posizione dell' MGU-H, che invece di essere a sbalzo del turbo come in tutti gli altri team (tra cui anche Ferrari), è posizionato fra la turbina e il compressore. Tuttavia, la distanza reciproca dei due componenti ha reso necessario l'utilizzo di un alberino di collegamento più lungo del normale e quindi più fragile; per risolvere questo problema sono stati inseriti dei tiranti di irrigidimento rendendo il V6 più stabile. La separazione del lato caldo e del lato freddo del turbocompressore(split turbo) comporta una minor interferenza delle alte temperature dei gas in uscita dai cilindri con i condotti di aspirazione, e inoltre consente l'utilizzo di un sistema di scarico più corto(analizzato nel paragrafo 4.3), riducendo le perdite concentrate/distribuite, a tutto vantaggio dell'efficienza della turbina e della riduzione del turbolag.

Capitolo 4

Realizzazione del modello su GT-Power

Ora andremo ad realizzare un modello che rispecchi le caratteristiche prestazionali del motore Mercedes, sfruttando il già citato software GT-Power. Successivamente, sullo stesso modello, verranno testate le due tipologie di scarichi(log e tubolare) in modo da verificare quello che elargisce un migliore beneficio.

Innanzitutto identifichiamo tre macrosettori:

–**ASPIRAZIONE;**

–**BLOCCO MOTORE;**

– **SCARICO;**

L'ambiente esterno è presente sia all' aspirazione che al termine dello scarico con condizioni di temperatura e pressione che quindi saranno le medesime.

4.1 ASPIRAZIONE:

Dell'aspirazione fanno parte tutti quei componenti che si trovano tra l'ambiente esterno e le valvole d'aspirazione(quest'ultime escluse):

1) Filtro aria completo

- 2) Debimetro (misuratore massa-aria)
- 3) Manicotto
- 4) Turbocompressore
- 5) Intercooler
- 6) Airbox con Cornetti d'aspirazione
- 7) Collettore d'aspirazione

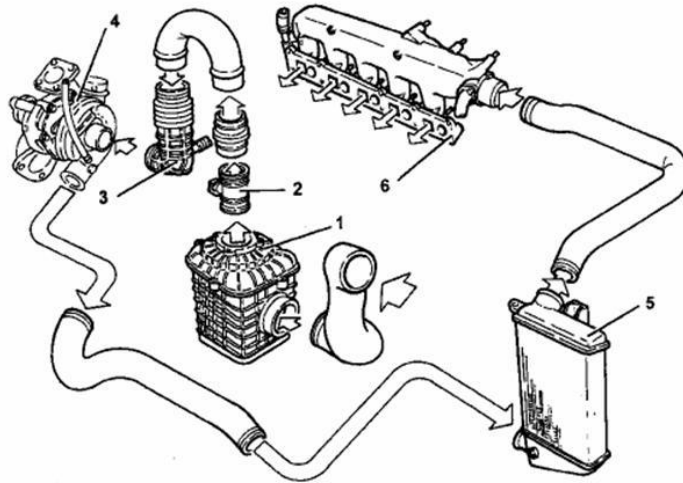


figura4.1.1:Elementi percorsi dall'aria durante la fase di aspirazione

In questo modello non vengono trattati il filtro dell'aria e il debimetro in quanto non influenzano i risultati della prova, mentre per il turbocompressore sarà dedicato un capitolo intero.

Dall'ambiente esterno fino all'airbox:

Per simulare l'effetto dell'intercooler sull'aria esterna, nella creazione del componente "ambiente" (riferito all'aspirazione), è stata impostata una temperatura di 403K(circa 160°C) alla pressione di 1 Bar. Un condotto incanala l'aria dall'ambiente esterno direttamente al compressore, il diametro aumentato (200mm) verso l'ambiente esterno

permette l'ingresso di più aria, favorita anche dall'aggiunta di una svasatura che rende più realistico il progetto. Il condotto si restringe fino al diametro di 100mm per collegarsi al compressore, con lunghezza complessiva di 300mm. Per il diametro del condotto principale si è scelto la misura di 80 mm e del collettore di 70 mm, da cui partono sei condotti(Airbox), uno per ogni cilindro, i quali si dividono tramite una biforcazione a “Y” in altri due condotti minori, poiché due sono le valvole di aspirazione. Infine per quanto riguarda la temperatura di tutta la struttura di aspirazione, è stata impostata a 350K (circa 77°C) per simulare una condizione di regime.

4.2 BLOCCO MOTORE:

La realizzazione dell'intero blocco motore, rende necessario la definizione di alcuni suoi elementi:

- valvole di aspirazione e scarico;
- cilindri e pistoni;
- iniettori;
- albero motore;

Valvole di aspirazione e scarico:

La FIA impone l'utilizzo di quattro valvole per cilindro: due di aspirazione e due di scarico. I parametri principali nella realizzazione delle valvole sono il diametro e la legge d'alzata. Per favorire un miglior riempimento del cilindro generalmente si preferisce utilizzare un diametro maggiore per le valvole di aspirazione rispetto a quelle di scarico. In questo caso, essendo l'alesaggio del cilindro di 80mm, si è

Capitolo 4 – Realizzazione del modello su GT-Power

optato per utilizzare valvole di 36mm di diametro per l'aspirazione e di 30 mm per lo scarico.

Alle valvole di aspirazione è stata assegnata un'alzata massima di 13mm, mentre alle valvole di scarico di 10mm.

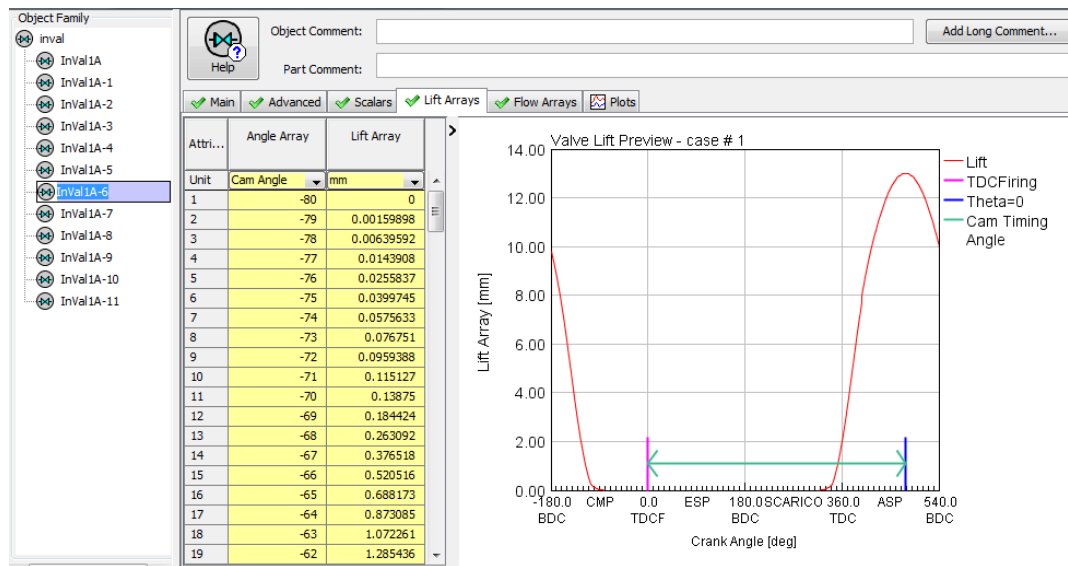


figura 4.2.1: Diagramma legge di alzata valvola di Aspirazione

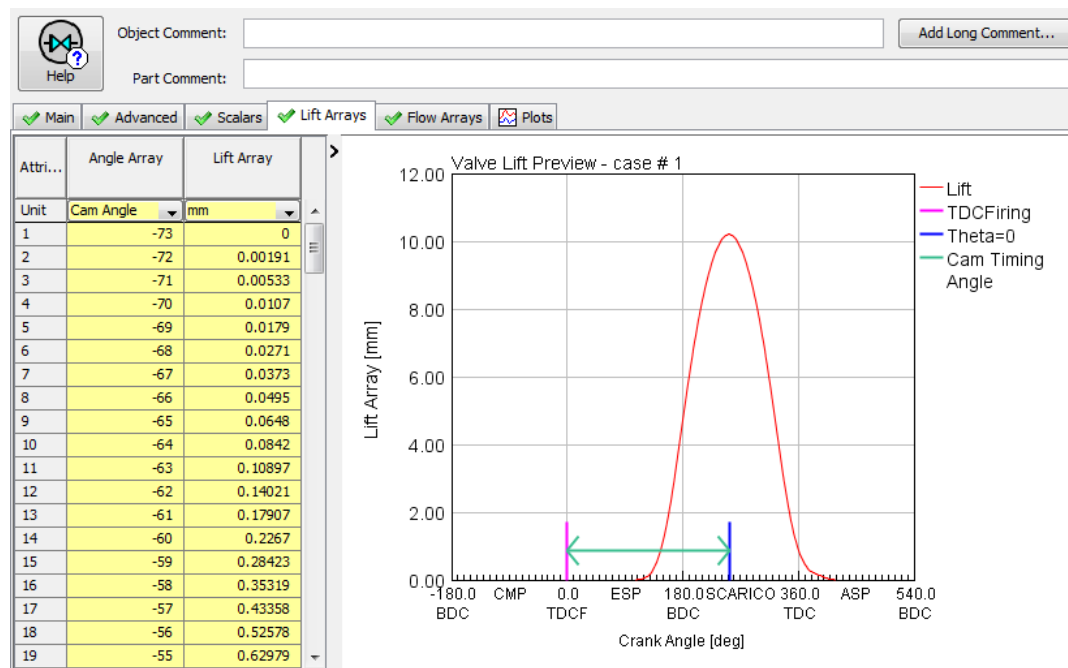


figura 4.2.2: Diagramma legge d'alzata valvola di Scarico

Cilindro, Pistone e Albero motore:

Come è stato spiegato nel secondo capitolo, riguardante il regolamento FIA, per la definizione di questo elemento vengono imposte alcune restrizioni:

- Alesaggio(bore): 80mm
- Corsa(stroke): 53mm
- numero massimo di giri dell'albero motore: 15.000RPM

Invece, in merito alla lunghezza della biella e alla distanza tra la parte superiore del cilindro (dove si appoggia la testata) ed il pistone ,quando quest'ultimo si trova nella posizione di punto morto superiore, non è stato possibile reperire alcun dato, per cui i valori considerati sono:

- Connecting rod length: 102mm
- Tdc clearance ratio: 0.5mm

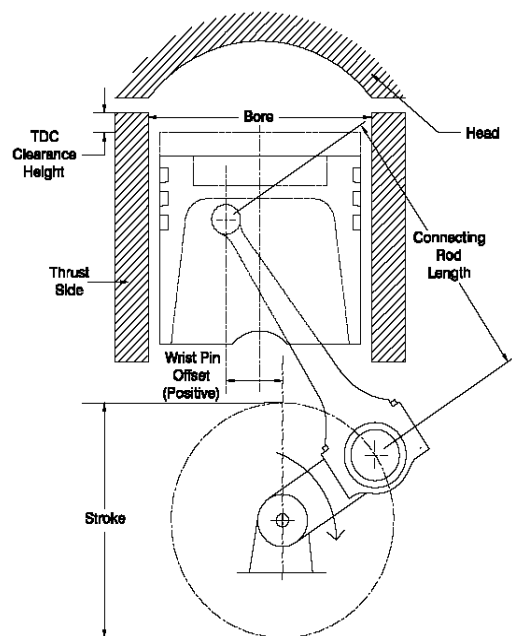


figura 4.2.3: Parametri del manovellismo

Il rapporto di compressione, ovvero il rapporto tra i volumi della camera di combustione misurati quando il pistone si trova nel punto morto superiore V_c e al punto morto inferiore V_0 , vale :

$$\delta = \frac{(V_0 + V_c)}{V_c}$$

ed è stato impostato ad un valore di 13:1.

L'ordine di accensione , sequenza con cui si innesca la combustione nei cilindri di un motore alternativo a combustione interna, è stata impostata con la seguente serie:

1-5-3-6-2-4

con intervallo d' accensione di 120 gradi di rotazione dell'albero motore.

Infine sono stati scelti i valori di temperature della testa, del pistone e del cilindro, rispettivamente di 550, 590 e 450 K.

INIETTORE:

Il regolamento impone l'utilizzo di un sistema ad iniezione diretta con una pressione massima di 500 bar(vedi regolamento capitolo2). I parametri per la definizione dell'iniettore sono:

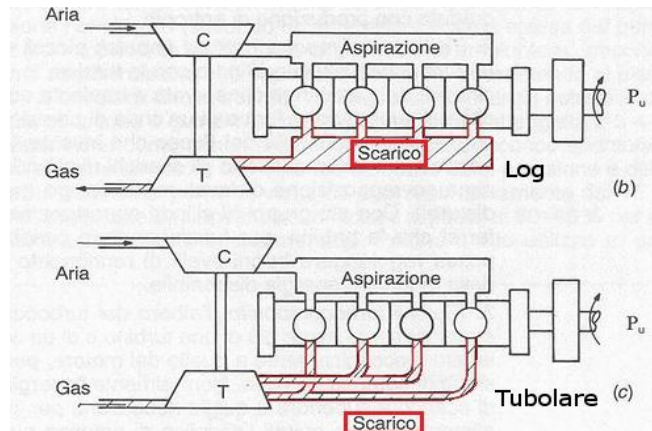
- portata di combustibile;
- Air-To-Fuel ratio(il rapporto tra la massa di aria e la massa di benzina introdotte nel cilindro);
- angolo di inizio iniezione.

L'Air-To-Fuel ratio è stato impostato a 15.5(miscela magra), mentre l'angolo di anticipo sull'iniezione è stato impostato a -20° (angolo di manovella).



figura 4.2.4: Iniettore fornito dalla Magneti Marelli

4.3 LO SCARICO



La scuderia tedesca ha optato per uno scarico di tipo “Log”, il che consente di ridurre gli ingombri e il percorso dei gas di scarico che vanno a investire la turbina, i quali arrivano più veloci ed energici.

La Ferrari invece, come tutte le altre scuderie non motorizzate Mercedes, è rimasta sulla soluzione più tradizionale, ovvero gli scarichi tubolari, i quali in genere offrono prestazioni più elevate rispetto ai log, ma hanno una minor velocità di risposta in termini di turbolag.

Nelle foto seguenti è possibile notare le differenze tra i due sistemi di scarico:

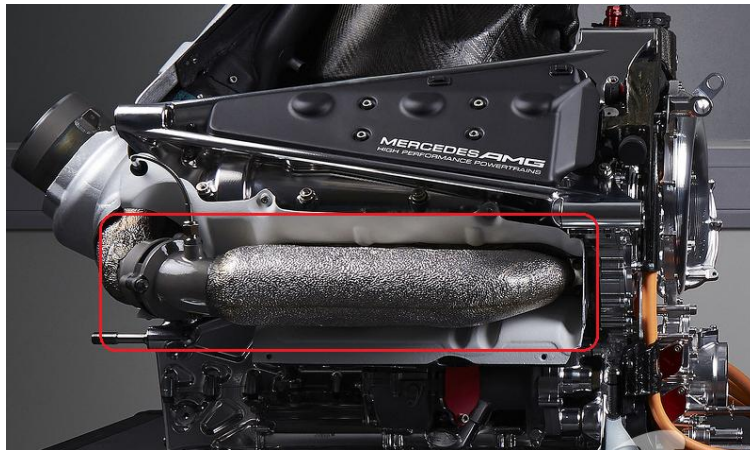


figura 4.2.5: Scarico di tipo LOG

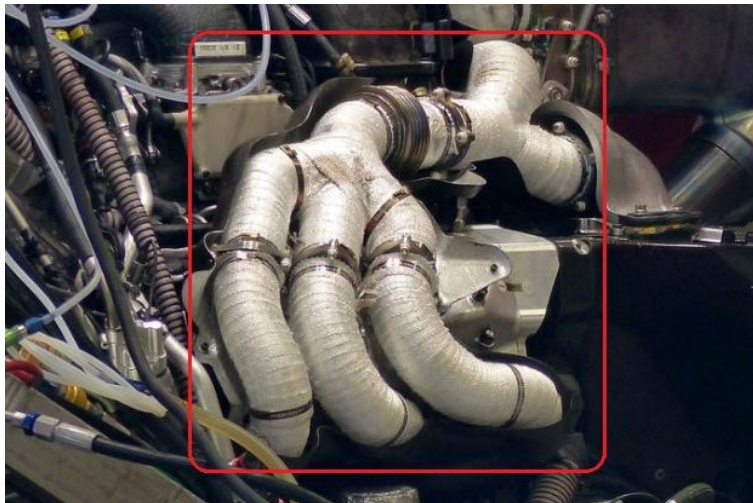


figura 4.2.6: Scarico di tipo TUBOLARE

La notevole riduzione degli ingombri, derivante da un'efficiente ottimizzazione degli spazi al retrotreno della vettura, scarico(figura 4.2.7) ,turbina e compressore, ha permesso alla scuderia Mercedes di poter ridurre notevolmente le dimensioni della carrozzeria(figura 4.2.9), garantendo alla macchina una miglior aerodinamicità, e quindi migliori prestazioni in termini di velocità e accelerazione.

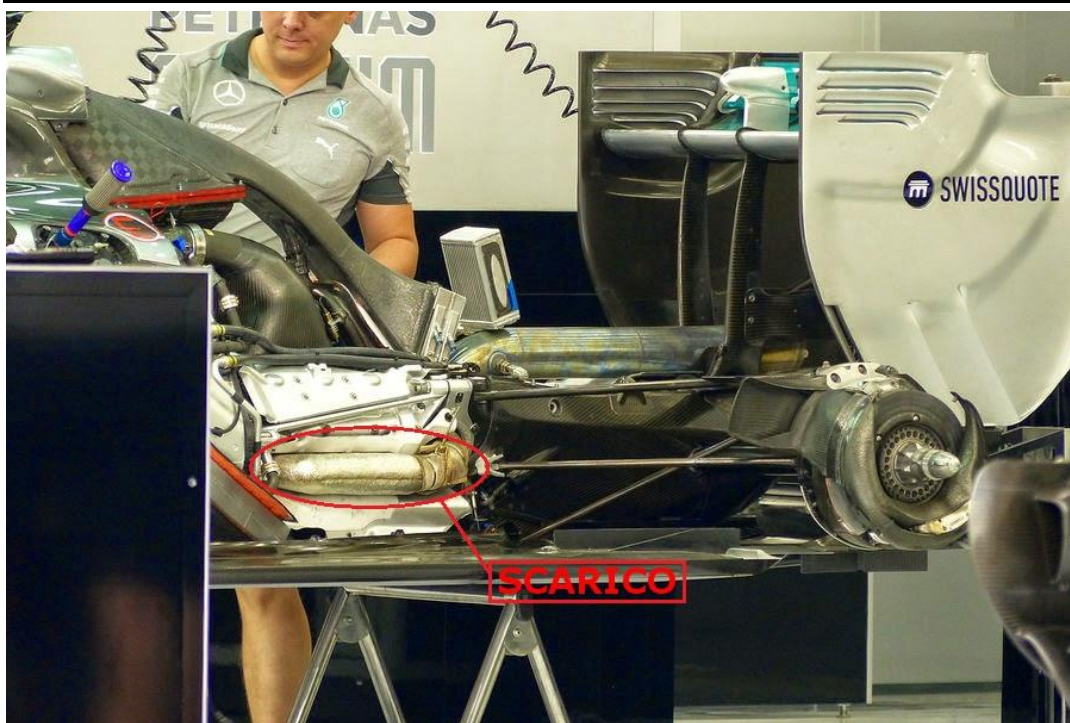


figura: 4.2.7: Notevole riduzione degli ingombri con scarico LOG(Mercedes)



figura 4.2.8: Ingombri più accentuati anche per la presenza di notevole materiale isolante sul sistema di scarico TUBOLARE(Ferrari), per problema di eccessivo smaltimento di calore

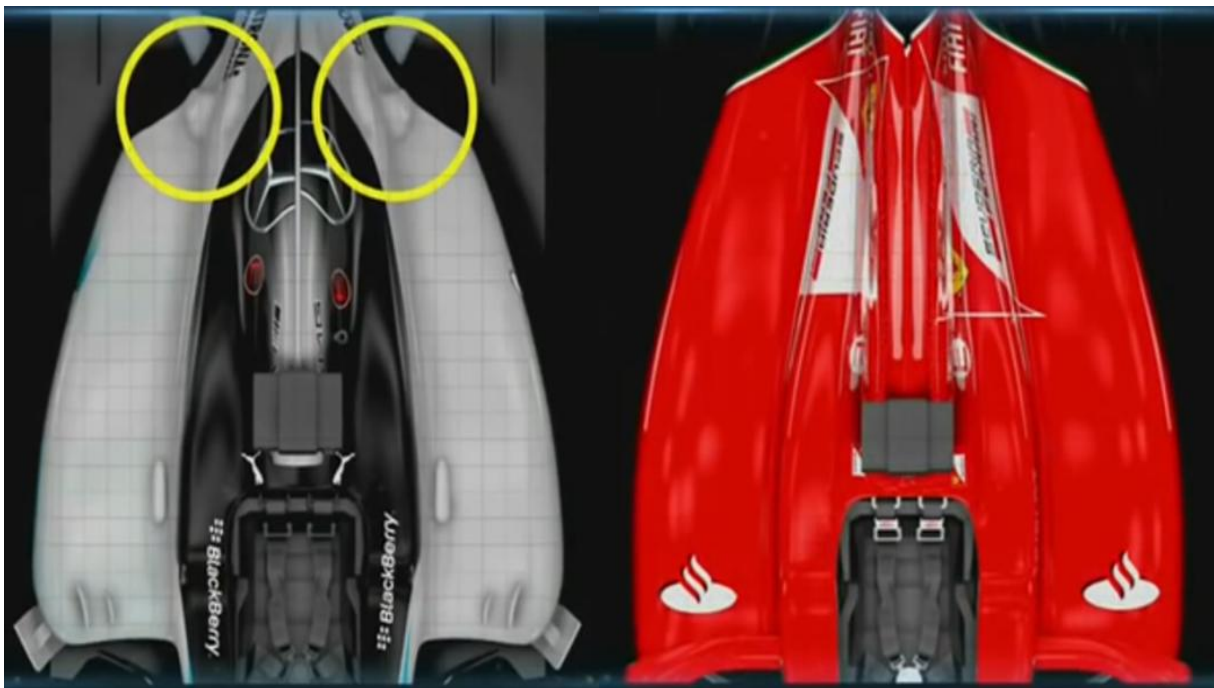
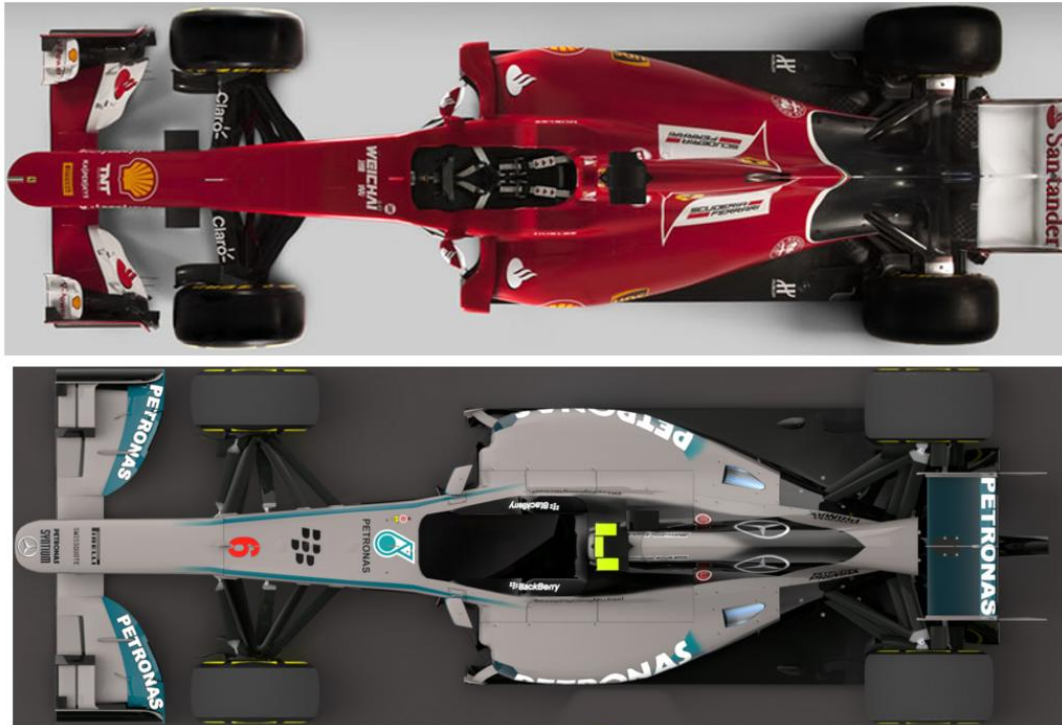


figura 4.2.9: Notevole riduzione delle dimensioni finali della carrozzeria per la monoposto Mercedes

Nella prossima figura verranno rappresentati i due tipi di scarico, implementati all'interno di GT-Power:

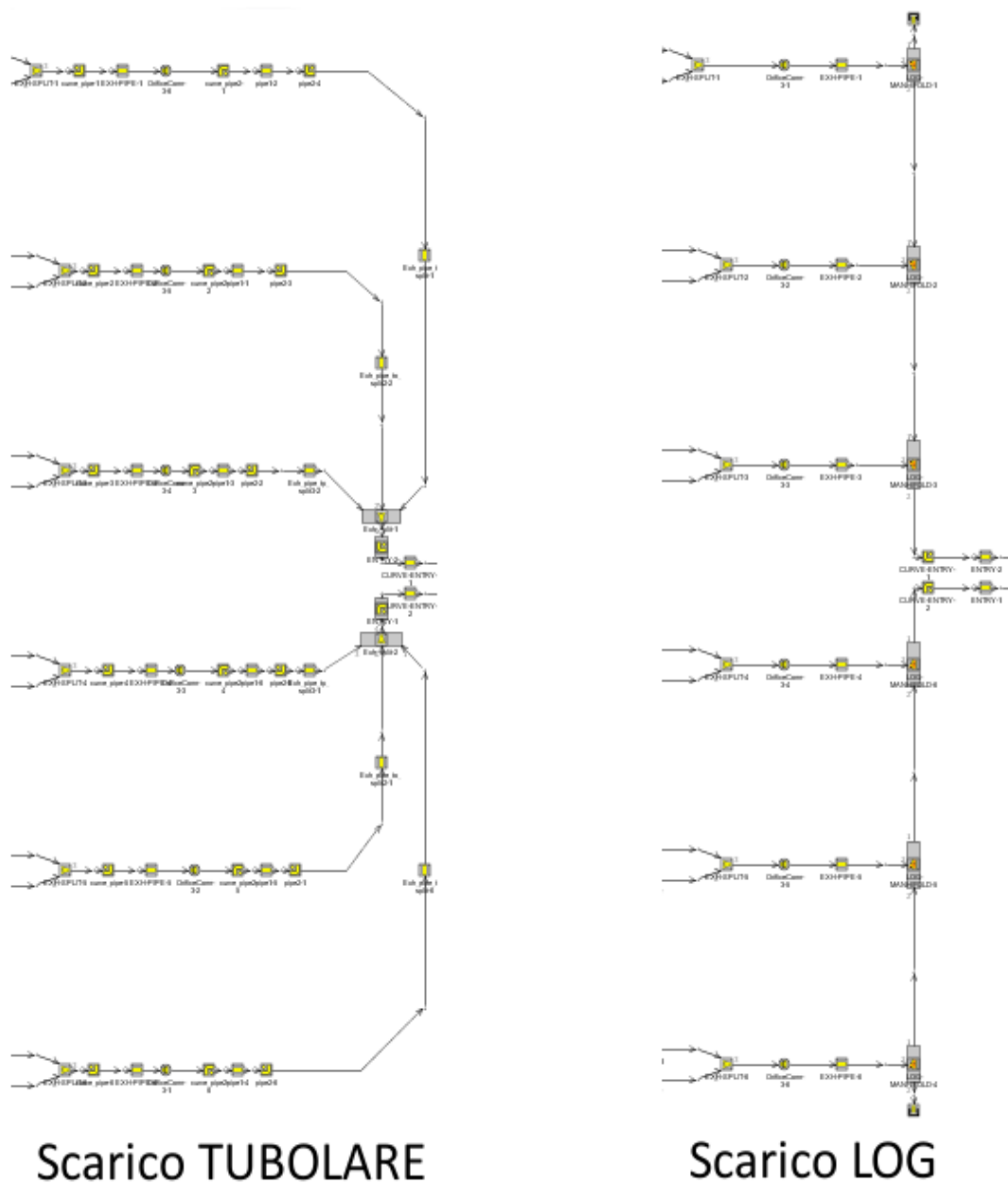


figura 4.2.10: I due tipi di scarico presi in esame nella simulazione

LOG:

Elemento caratterizzante il collettore log:

Attribute	Unit	Object Value	LOG-MANIFOLD-1 ...
Basic Geometry and Initial Conditions			
Diameter	mm	80	...
Length	mm	150	...
Branch Angle	deg	45	...
Surface Area	mm ²	def	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
Additional Geometry Options			
Number of Identical Flowsplits		def (=1.0)	...

The schematic diagram on the right shows a manifold with a main horizontal pipe of length 150 mm and diameter 80 mm. Two branches, each 45 degrees from the horizontal, meet the main pipe. The diameter of the branches is also 80 mm. The diagram is labeled with 'Length', 'Diameter', and 'Branch Angle'.

Temperatura impostata a 1173K per simulare una condizione di regime.

TUBOLARE:

Esso e costituito da numerosi tubazioni dritte e curve fino al raggiungimento di un condotto a tre vie che fa confluire i gas di scarico, provenienti da una bancata del motore, in un unico condotto in direzione della turbina.

Attribute	Unit	Object Value	pipe1-6 override
Basic Geometry and Initial Conditions			
Diameter at Inlet End	mm	70	...
Diameter at Outlet End	mm	70	...
Length	mm	80	...
Discretization Length	mm	30	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
Additional Geometry Options			
Radius of Bend	mm	ign	...
Angle of Bend	deg	ign	...
Pipe Elevation Change	mm	ign	...
Number of Identical Pipes		def (=1.0)	...

The schematic diagram on the right shows a pipe with a length of 80 mm and a diameter of 70 mm at both inlet and outlet ends. The pipe is discretized into segments of 30 mm. The initial state is set to 'initial'. The diagram is labeled with 'Length', 'Diameter', and 'Branch Angle'.

Capitolo 4 – Realizzazione del modello su GT-Power

Attribute	Unit	Object Value	Exh_split-2 override
Basic Geometry and Initial Conditions			
Volume	mm ³	500000	...
Surface Area	mm ²	def	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
Additional Geometry Options			
Number of Identical Flowsplits		def (=1.0)	...

figura 4.2.11: Alcuni tra i condotti cilindrici(sopra) utilizzati e il condotto a tre vie(sotto)

Attribute	Unit	Object Value	ENTRY-1 override
Basic Geometry and Initial Conditions			
Diameter at Inlet End	mm	80	...
Diameter at Outlet End	mm	80	...
Length	mm	140	...
Discretization Length	mm	30	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
Additional Geometry Options			
Radius of Bend	mm	120	...
Angle of Bend	deg	60	...
Pipe Elevation Change	mm	ign	...
Number of Identical Pipes		def (=1.0)	...

figura 4.2.12: Condotto con curvatura situato a valle della diramazione a tre vie

Anche in questo caso la temperatura è stata impostata a 1173K per simulare una condizione di regime.

Perdite di carico nei condotti:

- Perdite di carico distribuite:

Per i fluidi comprimibili, il moto del fluido nei condotti è sempre turbolento.

Per perdite contenute, il modello per i fluidi comprimibili coincide con quello per i fluidi incomprimibili (più semplice)

Perdite di carico per unità di lunghezza della condotta:

$$R = -\frac{dP}{dL} = K_a \frac{d_s}{D} \frac{c^2}{2}$$

Velocità del fluido:

$$c = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4G}{\pi D^2 d_s}$$

Caduta di pressione (in caso di tubazioni circolari):

$$\Delta P_d = K_a \frac{d_s}{D} \frac{c^2}{2} L = \frac{8K_a d_s Q^2}{\pi^2 D^5} L = \frac{8K_a G^2}{\pi^2 D^5 d_s} L$$

- Perdite di carico concentrate:

$$\Delta P_c = K_c d_s \frac{c^2}{2} = \frac{8K_c d_s Q^2}{\pi^2 D^4} = \frac{8K_c G^2}{\pi^2 D^4 d_s}$$

- Perdite di carico nei condotti di scarico:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \left(\frac{8K_a d_{smi} L_i}{\pi^2 D_i^5} + \frac{8d_{smi}}{\pi^2 D_i^4} \sum_{j=1}^{m_i} K_{cij} \right) Q^2$$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \left(\frac{8K_a L_i}{\pi^2 D_i^5 d_{smi}} + \frac{8}{\pi^2 D_i^4 d_{smi}} \sum_{j=1}^{m_i} K_{cij} \right) G^2$$

Legenda:

- K_a :coefficiente d'attrito
- K_c :coefficiente di accidentalità concentrata
- d_s :densità(kg/m³)
- L, D :lunghezza tubo,diametro idraulico(m)
- Q :portata in volume(m³/s)
- G :portata in massa(kg/s)
- n : numero di tronchi di tubazione a diametro costante D_i e lunghezza L_i
- m_i : numero di accidentalità presenti nell'i-esimo tronco
- K_{cij} : j-esimo coefficiente di accidentalità presente nell'i-esimo tronco

Potenza termica trasmessa per unità di lunghezza di corpo cilindrico:

- Conduzione:

$$Q = -c_t \nabla T$$

$$Q = -c_t \frac{dT(r)}{dr} (2\pi r) = \frac{\Delta T (2\pi c_t)}{\log\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$$

- Convezione:

$$Q = -c_s \Delta T$$

$$Q = \Delta T (2\pi r c_s)$$

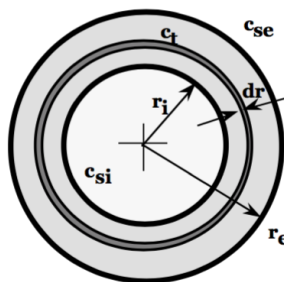


figura 4.2.13: Schema di trasmissione della potenza termica nei condotti cilindrici

- In totale:

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n Rt_i}$$

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi c_{si} r_i} + \frac{\log\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi c_t} + \frac{1}{2\pi c_{se} r_e}}$$

- Considerando anche lo strato di materiale isolante:

$$Rt = \frac{1}{2\pi c_{si} r_i} + \frac{\log\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi c_{tm}} + \frac{\log\left(\frac{r}{r_e}\right)}{2\pi c_{tl}} + \frac{1}{2\pi c_{se} r}$$

Legenda:

-**C_t**:conducibilità termica del materiale(W/mK)

-**C_s**:coefficiente di convezione(W/m²K)

-**r_e,r_i**:raggio esterno e interno tubo(m)

-**r**:raggio isolante(m)

-**ΔT**:variazione di temperatura(K)

-**R_t**:resistenza termica totale(m²K/W)

- Variazioni termiche lungo le tubazioni:

In un tratto infinitesimo (dL) di tubazione (vedere figura sotto) percorsa da una portata di fluido G a temperatura diversa da quella dallo spazio circostante (T_e),viene scambiato in regime stazionario la

potenza termica: $dQ = \pm(T - T_e) \frac{dL}{R_t}$

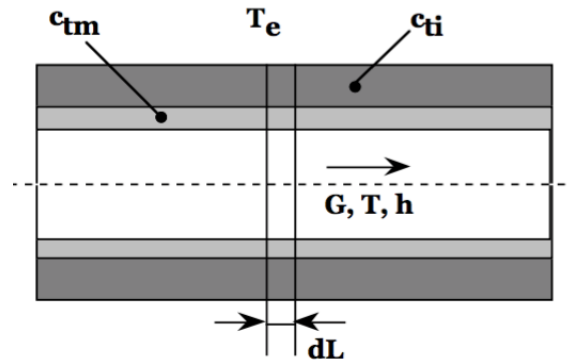


figura 4.2.14: Variazioni termiche lungo le tubazioni

La stessa potenza termica per il fluido circolante risulta:

$$dQ = \pm Gdh$$

In caso di fluidi monofase si può scrivere:

$$dQ = \pm Gc_p dT$$

Quindi:

$$dQ = \pm(T - T_e) \frac{dL}{R_t} = -Gc_p dT$$

La temperatura varia con la lunghezza della tubazione secondo la funzione:

$$T(L) = T_e + (T_0 - T_e) e^{-\frac{L}{Gc_p R_t}}$$

Capitolo 5

Il Turbocompressore

In questo capitolo verranno affrontate le fasi di scelta e successiva implementazione dell'elemento turbocompressore e intercooler, all'interno del software *Gt-Power*. Si è deciso di dedicare al turbocompressore un capitolo intero, sia per la sua indiscussa importanza(stiamo parlando di motori sovralimentati grazie a questo elemento) sia perché il procedimento seguito per poterlo definire nella sua interezza, come elemento virtuale del software, andrà spiegato passo passo, in quanto ha richiesto l'aiuto del catalogo del costruttore e di fogli di calcolo(Excel).

5.1 MAPPE TURBINA E COMPRESSORE

Per simulare il funzionamento del turbocompressore bisogna caricare all'interno del software:

- le rispettive mappe turbina/compressore;
- dimensioni e tipi di flange per il collegamento;
- ingombri del componente;

Mappa compressore:

Tutte le grandezze che ci interessano quando parliamo di un compressore, sono contenute nelle curve caratteristiche. Di

seguito(figura5.1.1) un esempio di curve caratteristiche di un compressore:

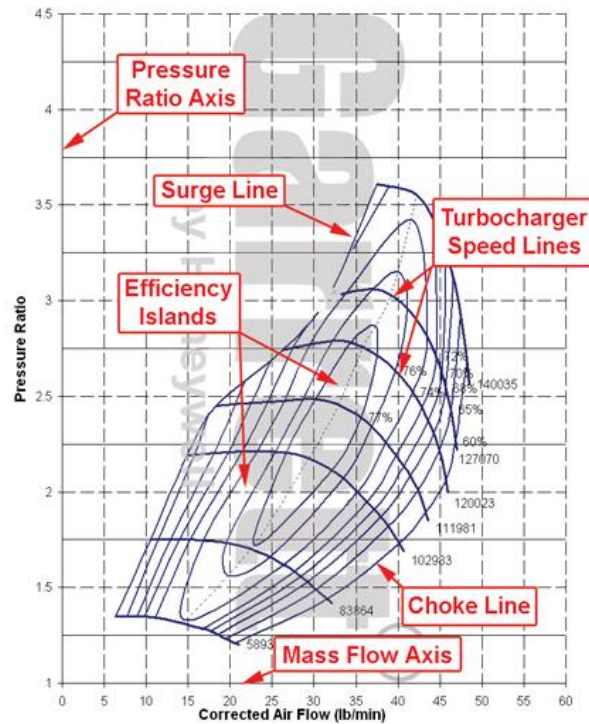


figura 5.1.1: Esempio di curve caratteristiche di un compressore

In ORDINATA è presente il rapporto di compressione tra la pressione in uscita del compressore e quella in ingresso. Questo è un rapporto adimensionale, per cui tutte le caratteristiche descritte dal grafico valgono per qualsiasi condizione atmosferica esterna.

Invece in ASCISSA è presente la portata in massa dell'aria (Libbre/minuto).

Per quanto riguardano le curve visibili nel grafico(figura 5.1.1), abbiamo:

-**Speed lines:** sono le curve caratteristiche del compressore a numero di giri costante. Tipicamente un compressore gira tra i 50.000 e 150.000 giri al minuto come ordine di grandezza. Si può notare come queste curve partano "piatte" per poi assumere un andamento parabolico decrescente. Questa caratteristica ci suggerisce che un turbocompressore, a parità di sforzo (e quindi di giri/minuto), non è in grado di mantenere una pressione di sovralimentazione costante lungo tutto l'arco di portata utile

-**Isole Adiabatiche:** queste "isole", ossia linee chiuse, sono le curve caratteristiche del compressore a rendimento adiabatico costante. Questo rendimento non è altro che il rapporto tra il calore in ingresso e quello in uscita. Intuitivamente tanto maggiore è il rendimento tanto meglio il compressore sta lavorando.

Per cui riassumendo, in ogni punto del grafico sono note le seguenti quantità:

- Portata dell'aria*(lb/min);
- Rapporto di compressione*(adimensionale);
- Regime di rotazione del compressore*(rpm);
- Rendimento*(%);

L'insieme delle isole di rendimento e delle linee di rotazione definiscono tre regioni "speciali" facilmente identificabili. Queste zone sono delineate dalla linea di pompaggio "*Surge Line*" e dal limite di saturazione "*Choke line*" (entrambe mostrate nella figura 5.1.1). La zona "ottimale" è solamente quella centrale, compresa tra il limite di

pompaggio e saturazione. Andiamo ora a definire i due limiti del grafico.

Linea di pompaggio(Surge line)

È il luogo dei punti in cui l'equilibrio aerodinamico interno del compressore viene interrotto. In questa zona si ha un periodico, violento e rumoroso rifiuto di portata d'aria all'ingresso. L'effetto, se persistente, può essere altamente distruttivo per le palette, per questo motivo la linea di pompaggio è una zona tassativamente proibita nella quale il compressore dovrebbe lavorare il meno possibile. In questa zona, si verifica un repentino crollo della portata pur mantenendo una pressione elevata.

La Surge Line può essere raggiunta in due modi:

- quando si rilascia il pedale del gas (e quindi si chiude repentinamente la valvola a farfalla) in piena accelerazione. Il compressore si trova a comprimere l'aria in una zona chiusa dove la pressione continua a crescere ma il flusso tende a zero. Le valvole blow-off(viste nel paragrafo 2.4 del secondo capitolo) servono proprio a far diminuire dolcemente la pressione all'interno dei condotti, in modo da far lavorare il compressore lontano dalla Surge Line.
- Il caso meno comune, ed anche il più pericoloso, è la presenza del fenomeno quando ci si trova sotto piena accelerazione. Questo accade se il compressore è troppo grande per il motore, il quale non riesce ad accettare l'aria che potrebbe essere pompata.

L'effetto è quasi sempre distruttivo se le "intrusioni" al di là del pompaggio sono frequenti.

Si potrebbe ovviare al problema modificando il compressore, cioè aggiungendo un piccolo by pass in grado di portare l'aria in uscita di nuovo in ingresso. Da non confondere con la blow-off, questo by pass, è dinamico e sempre "attivo" come mostrato nell'immagine sotto.

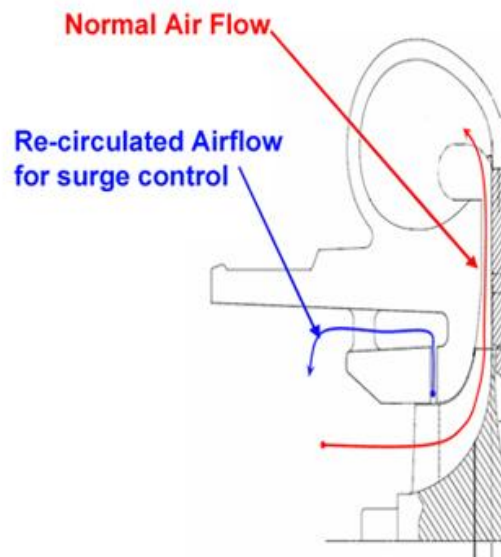


figura 5.1.2: Ricircolo portata d'aria

L'effetto di questa modifica è quello di spostare più a sinistra la linea di pompaggio a costo di una piccola perdita di efficienza del compressore.

Linea di saturazione(Choke line):

In questa zona vengono raggiunte le condizioni soniche all'imbocco delle palette con il conseguente blocco della portata. Questa linea rappresenta la massima portata possibile che il compressore può fornire in un determinato ambiente ed ha un andamento "verticale". Questo

limite può essere raggiunto in una sola condizione: il compressore è troppo piccolo per le potenze considerate.

Mappa Turbina:

La turbina è la parte “calda” del turbocompressore, poiché viene a contatto diretto con i gas di scarico. La sua funzione principale è quella di convertire l'energia proveniente dai gas di scarico in movimento delle palette. Come per il compressore anche per il turbo esistono delle curve caratteristiche, come ,per esempio, quelle riportate di seguito:

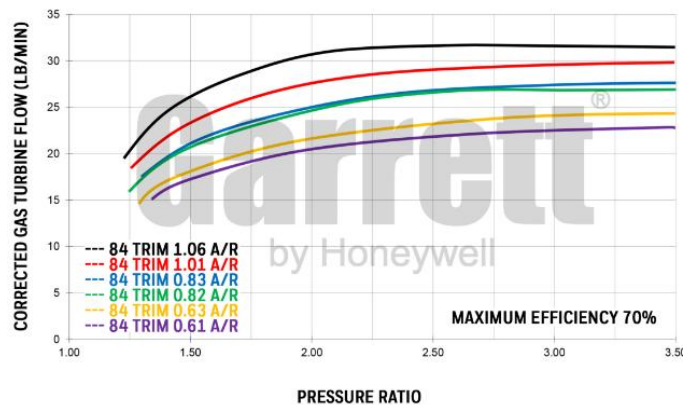
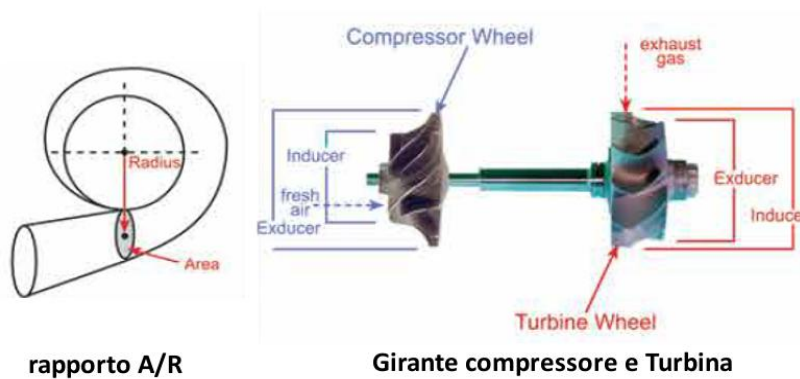


figura 5.1.3: Esempio mappa Turbina

In ASCISSA è presente il rapporto di compressione tra la pressione in ingresso del turbo e quella ambiente.. Da notare che il valore 1 rappresenta un turbo fermo, senza gas di scarico che lo azionano. Viceversa anche una minima quantità di gas di scarico fa sì che la pressione prima del turbo sia superiore a quella ambiente. Questo è il motivo per cui le curve in figura non potranno mai partire da quel valore.

In ORDINATA è tipicamente presente una portata dimensionata (lb/minuto) a temperature e pressioni standard. Questa portata può essere inferiore rispetto a quella elaborata dal compressore; parte dei gas sono infatti deviati nella valvola wastegate(paragrafo 2.4 del secondo capitolo) quando il turbo è a regime. Per quanto riguarda le curve, esse hanno ,grossomodo, tutte la stessa forma, con un inizio lineare che tende poi asintoticamente ad una certa portata limite. Tanto maggiore è il rapporto A/R(area/raggio) tanto maggiore è la portata limite, dovuta al raggiungimento delle condizioni soniche in qualche punto della turbina.



$$\underline{TRIM = (Exducer^2 / Inducer^2) * 100} \quad (\text{per descrivere la girante di compressore e turbina})$$

5.2 SCELTA DEL TURBOCOMPRESSORE

Per poter scegliere il turbocompressore adatto ho utilizzato il catalogo della Garrett by Honeywell. In particolare sapendo a priori determinate caratteristiche, quali:

- 1) Horsepower target(circa 800hp)
- 2) cilindrata del motore(1600cm³)
- 3) massimo numero di giri del motore(15000rpm)
- 4) condizioni ambientali(297K, 1bar)

è possibile ottenere il turbocompressore ottimale.

La scelta è ricaduta sul compressore GTX4294R(ricordiamo che nel nostro caso, il turbocompressore lavora con temperature molto alte del fluido in ingresso, per cui è necessario un suo sovradimensionamento) con turbina GT4294R(84 Trim, 1.44 A/R), di cui forniamo le mappe di turbina, compressore e la loro geometria.

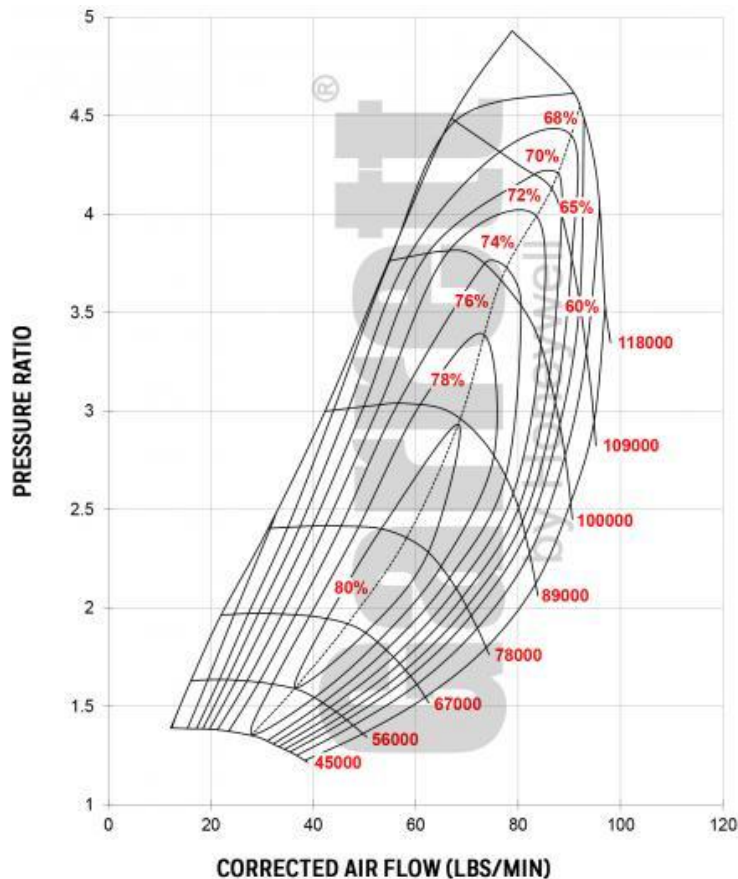


figura 5.2.1: Mappa compressore GTX4294R

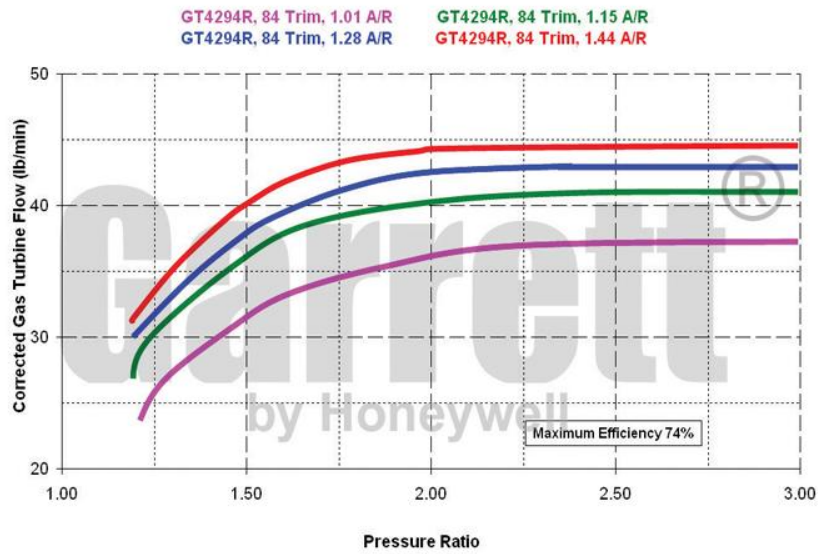


figura 5.2.2: Mappa turbina GT4294R

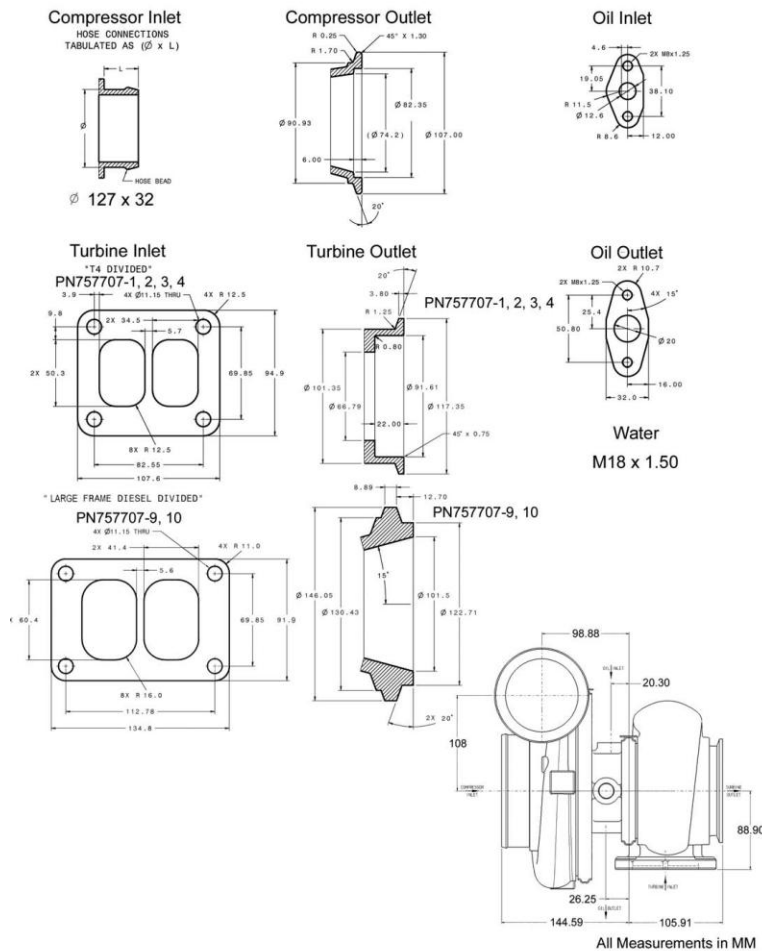


figura 5.2.3: Dimensioni Turbocompressore GTX4294R

Il passo successivo, dopo la scelta del turbocompressore, è l'extrapolazione dei punti costituenti le curve caratteristiche di compressore e turbina nelle rispettive mappe, in modo da poterle costruire “virtualmente” all'interno del software *Gt-Power*. Per fare ciò ho usufruito dell'impostazione “grafico a dispersione” di Excel(pacchetto Office Microsoft Corporation). In questo modo ho estrapolato ogni coordinata x(portata) e y(rapporto di compressione) di ogni punto, ed inserendoli successivamente nell'apposito template “CompressorMap”(e “TurbineMap”) del software, come è possibile constatare nella figura sotto nel caso del compressore.

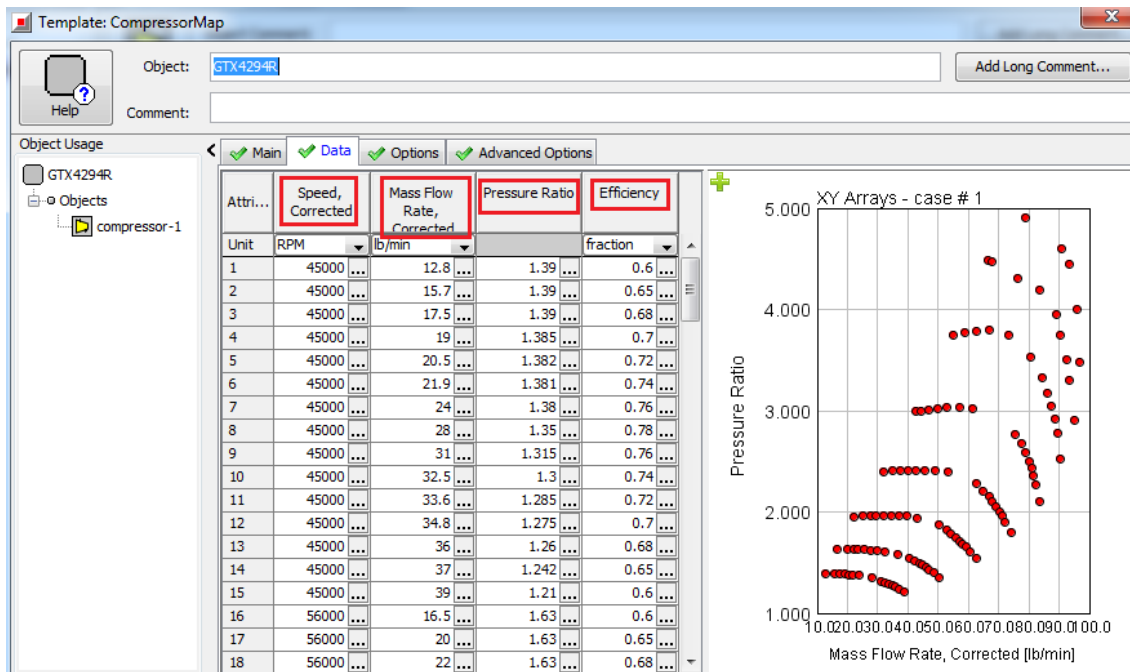


figura 5.2.4: Inserimento dei dati per costruire la mappa compressore

Più complicato è stato invece l'extrapolazione delle coordinate per la costruzione virtuale della mappa Turbina, in quanto, a differenza del compressore, non è possibile risalire ai suoi giri al minuto(RPM).

Capitolo 5 – Il Turbocompressore

Per questo motivo Il numero di giri della turbina è stato ricavato attraverso un procedimento empirico(figura 5.2.4). Sono stati presi i numeri di giri del compressore e visto che le due girante sono collegate saldamente è stato possibile dividere il grafico della turbina in parti uguali assegnando ad ognuna il relativo numero di giri (dal più basso al più alto).

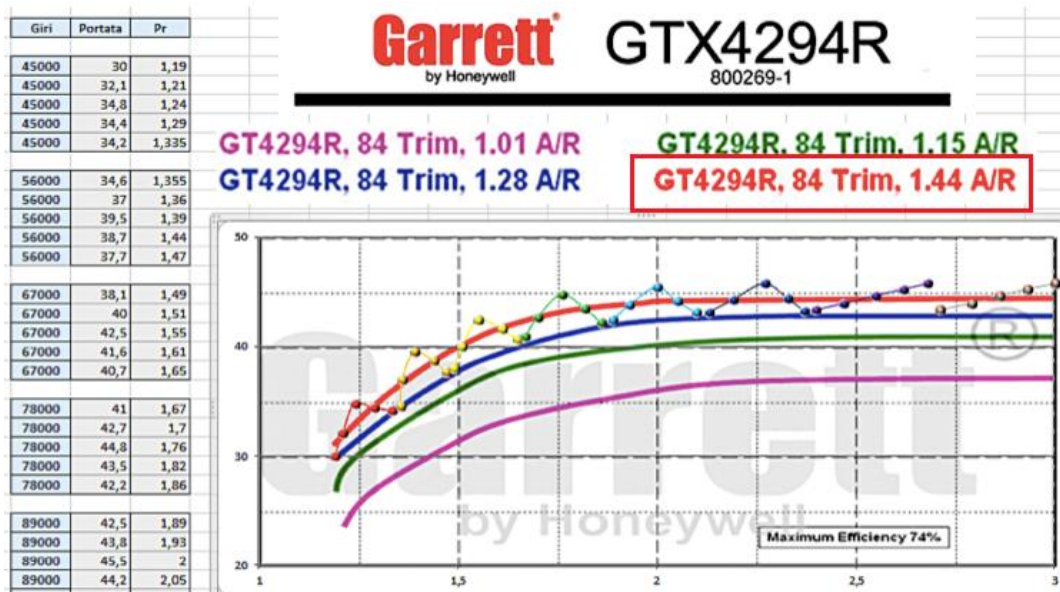


figura 5.2.5: Procedimento per determinare il numero di giri della turbina

Per concludere è stato inserito l'alberino di collegamento fra le due giranti turbina e compressore, con momento d'inerzia pari a 0.01 kg/m². Di seguito(figura 5.2.6) viene riportata la rappresentazione del sistema turbocompressore all'interno del software:

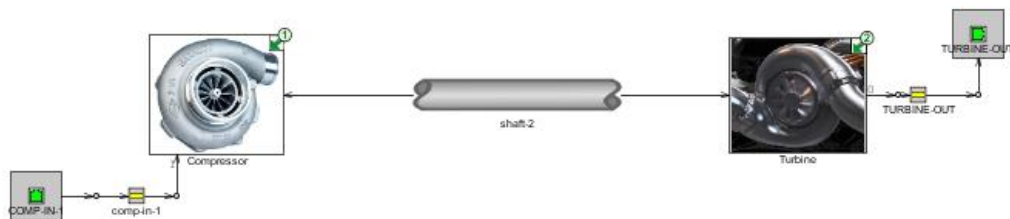


figura 5.2.6: Turbocompressore in GT-Power

5.3 INTERCOOLER:

Per l'elemento intercooler non è stato possibile trovare alcun dato a riguardo, perciò è stato implementato, all'interno del software come un insieme di 900 tubi con 600 mm di lunghezza, 4mm di diametro e temperatura imposta di 300K. Come si può vedere dalla figura sottostante, la Mercedes monta un intercooler aria-acqua molto compatto (funzionamento spiegato nel secondo capitolo, paragrafo 2.4).

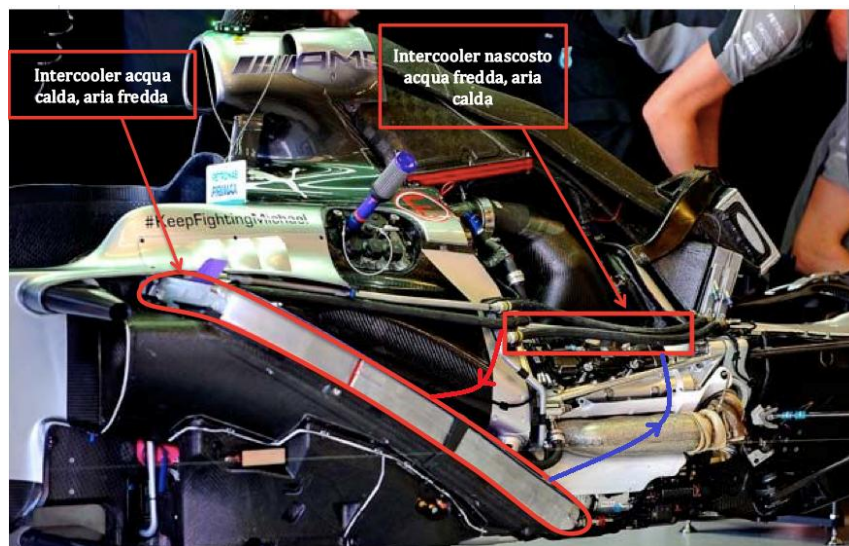


figura 5.3.1: Intercooler aria-acqua

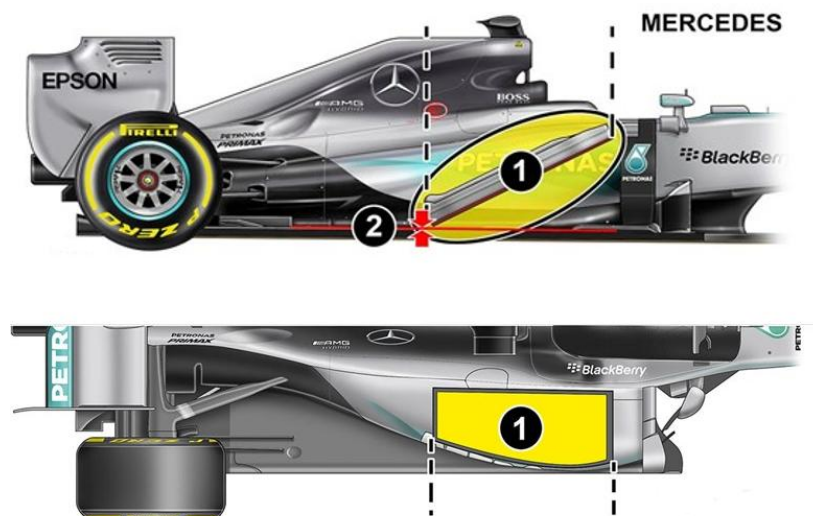


figura 5.3.2: Ingombro Intercooler aria fredda-acqua calda

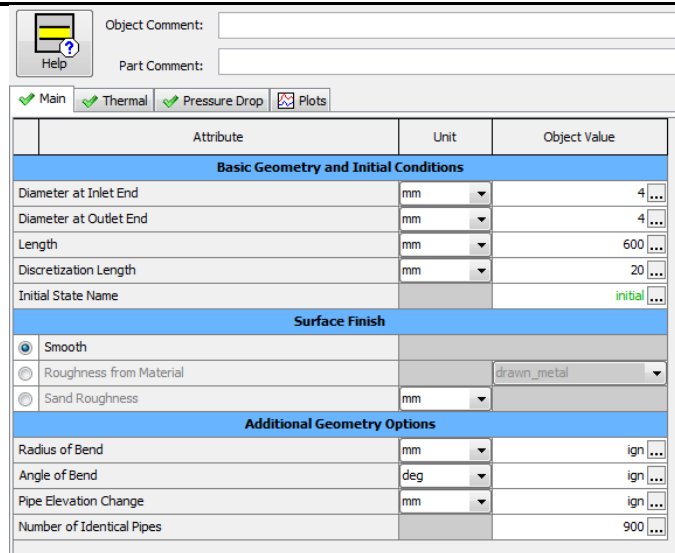


figura 5.3.4: Implementazione serpentina intercooler su GT-Power

Una volta ultimata la definizione di tutti gli elementi, che caratterizzano l'intercooler, verranno trasferiti sul piano di lavoro del software ed appariranno con il seguente schema:

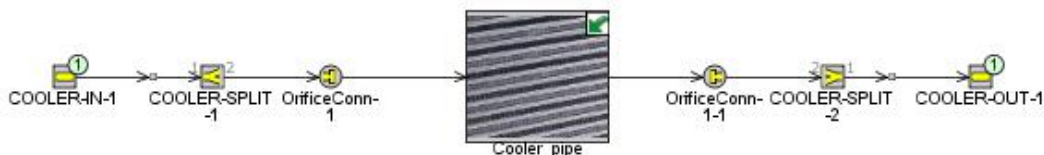


figura 5.3.5: Schema intercooler

Legge di scambio termico negli scambiatori di calore:

L'intercooler può essere pensato come uno scambiatore di calore a superficie percorso in controcorrente(figura 5.3.6).

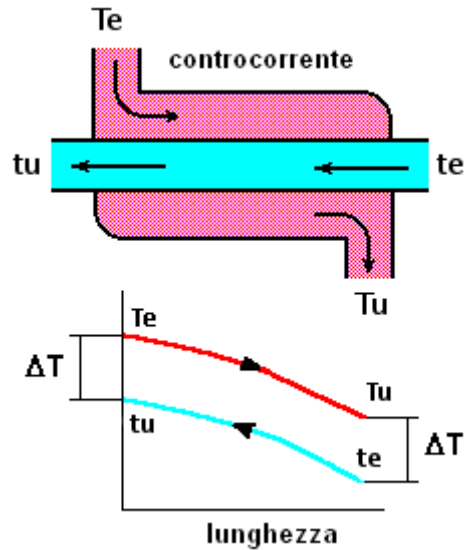


figura 5.3.6: Schema di uno scambiatore in controcorrente

Legenda:

- G_1 : portata in massa del fluido che si raffredda(Kg/s)
- G_2 : portata in massa del fluido che si riscalda(Kg/s)
- c_{p1} : calore specifico del fluido che si raffredda(J/kg*K)
- c_{p2} : calore specifico del fluido che si riscalda(J/kg*K)
- T_e, T_u : temperatura di ingresso/uscita fluido caldo(K)
- t_e, t_u : temperatura di ingresso/uscita fluido freddo(K)
- R_t : resistenza termica(K/W)

Le sezioni di ingresso e di uscita dei fluidi (entrambi monofase) sono incrociate per favorire le migliori condizioni di scambio termico(figura 5.3.6 : curva rossa=fluido che cede calore, curva azzurra=fluido che assorbe calore).

$$dQ(S) = \frac{T(s) - t(s)}{R_t} dS$$

$$dQ(S) = (-G1 * c_p 1) dT(S)$$

$$dQ(S) = (-G2 * c_p 2) dt(S)$$

Con superficie di scambio:

$$S = \frac{R_t}{\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2}} \ln \frac{T_e - t_u}{T_u - t_e}$$

-Considerando:

$$S = \frac{R_t}{\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2}} \ln \frac{T_e - t_u}{T_u - t_e}$$

$$Q = G1 * c_p 1 * (T_e - T_u)$$

$$Q = G2 * c_p 2 * (t_u - t_e)$$

-Ottengo la *potenza termica scambiata*:

$$Q = \frac{S}{R_t} \Delta T_{tm}$$

Infine considerando le seguenti espressioni:

$$S = \frac{R_t}{\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2}} \ln \frac{T_e - t_u}{T_u - t_e}$$

$$T_u(S) = T_e - \frac{Q(S)}{G1 * c_p 1}$$

$$t_u(S) = t_e + \frac{Q(S)}{G2 * c_p 2}$$

Otteniamo:

$$Q(S) = (T_e - t_e) \frac{e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2} \right)} - 1}{\frac{e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2} \right)}}{G2 * c_p 2} - \frac{1}{G1 * c_p 1}}$$

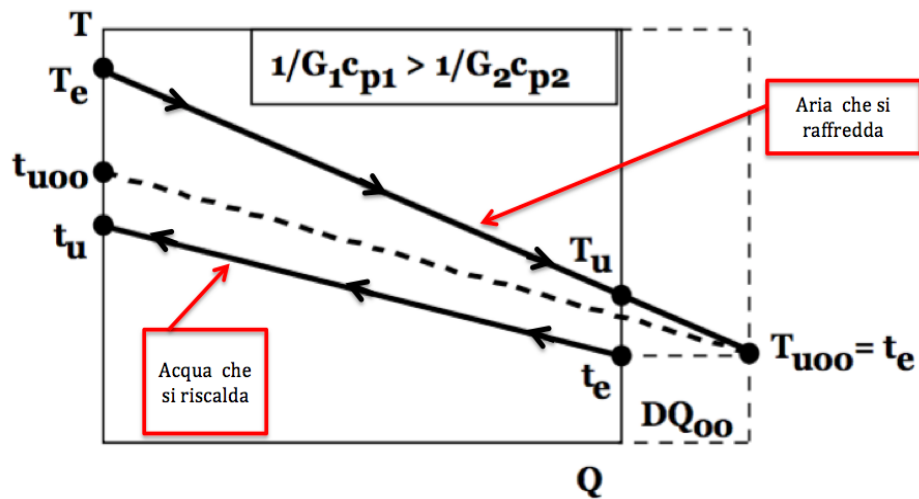
$$T_u(S) = T_e - (T_e - t_e) \frac{e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2} \right)} - 1}{\frac{G1 * c_p 1}{G2 * c_p 2} e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G1 * c_p 1} - \frac{1}{G2 * c_p 2} \right)} - 1}$$

$$t_u(S) = t_e + (T_e - t_e) \frac{e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right)} - 1}{e^{-\frac{S}{R_t} \left(\frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right)} - \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}}}$$

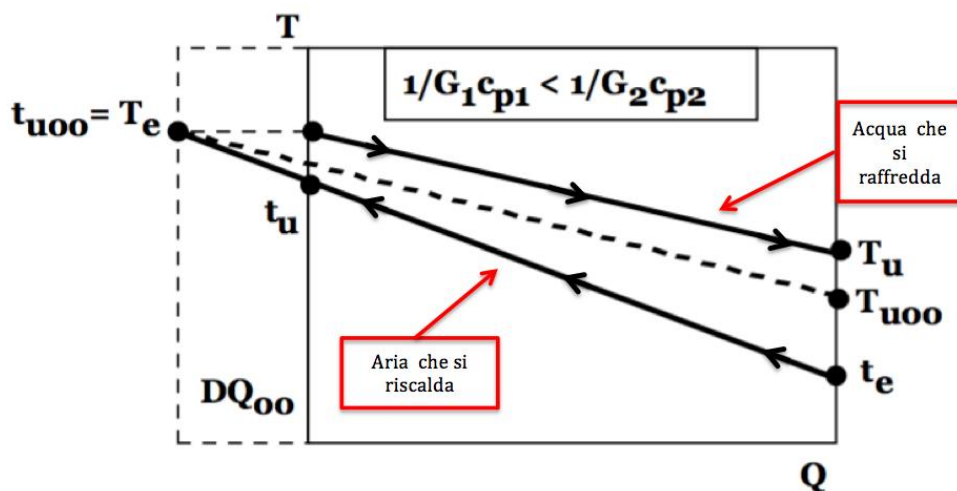
Essendo l'intercooler composto da due stadi (aria-acqua e acqua-aria);

Distinguiamo le due fasi:

- 1) Aria che si raffredda → acqua che si riscalda



- 2) Aria che si riscalda → acqua che si raffredda



Fino ad ora le grandezze principali degli scambiatori sono state espresse in funzione della superficie di scambio dello scambiatore di calore (S):

-Potenza termica scambiata $\rightarrow Q=Q(S)$

-Temperatura del fluido che si raffreddando $\rightarrow T=T(S)$

-Temperatura del fluido che i sta riscaldando $\rightarrow t=t(S)$

È tuttavia possibile esprimere queste grandezze in funzione di altre grandezze più “comode” attraverso opportuni fattori di scala.

- In funzione della lunghezza dello scambiatore (L)

Per la sezione $\rightarrow A(L)=\text{costante}=A$, si ha $S=AL$, e le curve

$Q(L)$, $T(L)$, $t(L) \cong Q(S)$, $T(S)$, $t(S)$ a meno di un fattore di scala A .

- In funzione del tempo di permanenza del fluido nello scambiatore (τ)

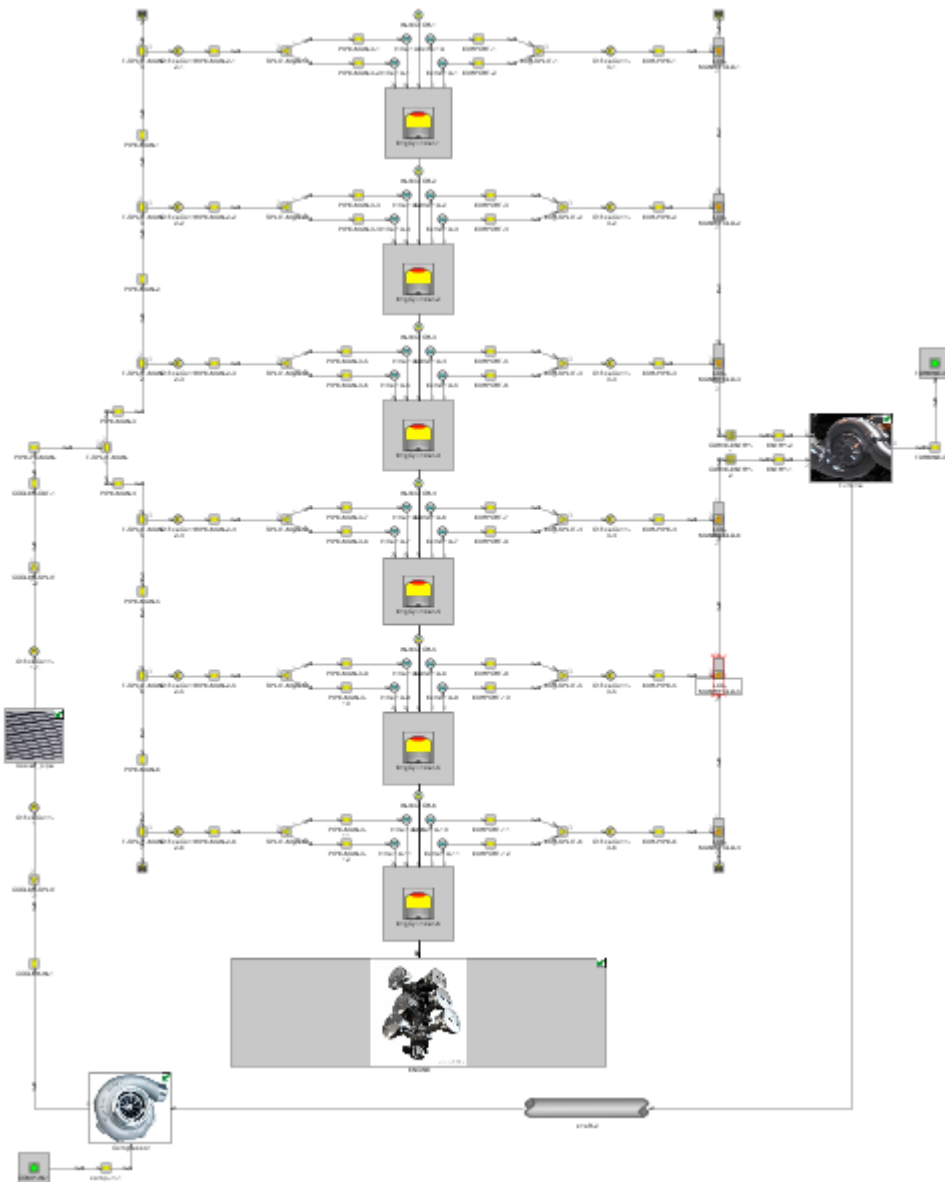
Per la velocità del fluido $\rightarrow v_s[L(\tau)]=\text{costante}=v_s$, si ha $L=v_s\tau$; $S=Av_s\tau$,

e le curve $Q(\tau)$, $T(\tau)$, $t(\tau) \cong Q(S)$, $T(S)$, $t(S)$ a meno di un fattore di scala Av_s .

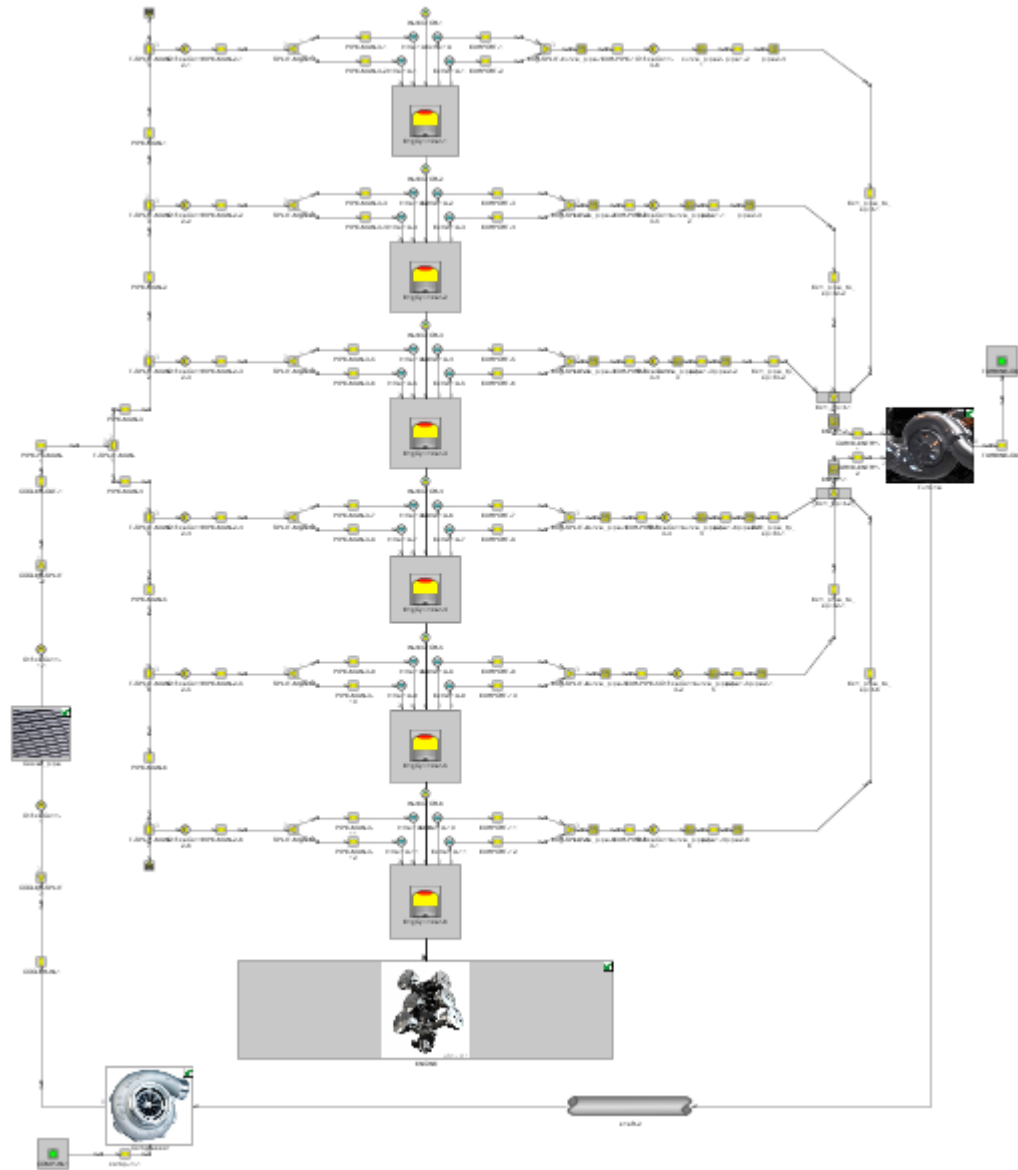
Modelli completi:

I modelli Mercedes con scarico “log” e “tubolare” sono stati finalmente ultimati:

-Modello con scarico LOG:



-Modello con scarico TUBOLARE:



Capitolo 6

Simulazioni

Dopo aver ultimato entrambi i modelli, possiamo finalmente procedere con le simulazioni, atte ad analizzare la configurazione più performante fra lo scarico di tipo *log* o *tubolare*. Innanzitutto si procede con l'impostazione di tutte le variabili di controllo, necessarie alla simulazione, compresa la durata. La scelta di quest'ultima deve essere ben ponderata perché maggiore è la durata della prova, migliori saranno i risultati, poiché si riducono quelli che possono essere gli errori di approssimazione delle condizioni iniziali, ma una durata più lunga comporta una simulazione eccessivamente prolungata nel tempo. Si è ritenutosi opportuno impostare una durata pari a 100 cicli(circa 15 minuti).

Per fare ciò si apre dal menù principale la voce “*Setup*”:

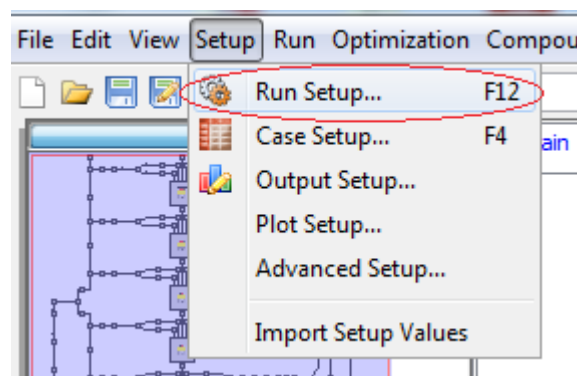


figura 6.0.1: Run Setup

Successivamente, cliccando sulla voce “*Run Setup*”, si imposta il numero di cicli:

Capitolo 6 - Simulazioni

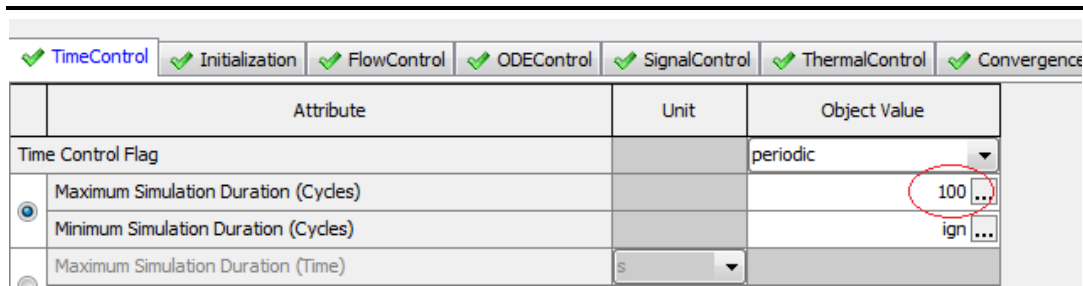


figura 6.0.2: Impostazione del numero di cicli

A questo punto ,sempre dal menu “*Setup*”, viene invece selezionato il comando “*Case Setup*” e nella schermata che compare è possibile impostare i vincoli e i parametri in funzione di una sola variabile: la velocità angolare dell’albero motore.

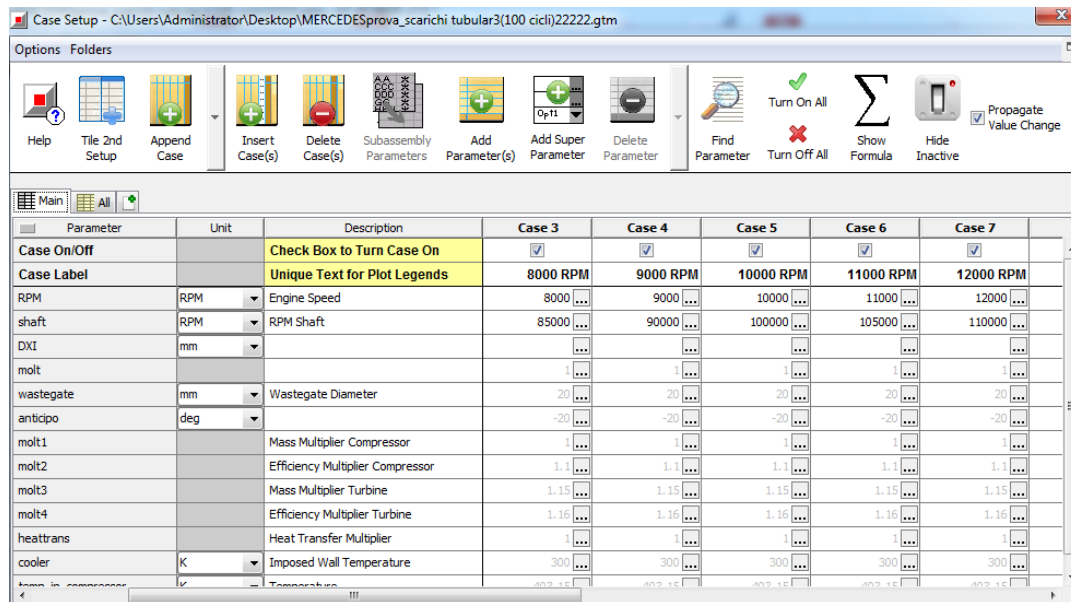


figura 6.0.3: Case setup

Si è deciso di eseguire la simulazione variando il numero di giri a partire da 8000 fino ad arrivare a 15000 (limite massimo imposto dalla FIA, riportato nel secondo capitolo, paragrafo 2.1), con passo di 1000rpm, per un totale di otto casi.

Ora , tutti i parametri sono stati impostati e si può procedere con l'avvio della simulazione:

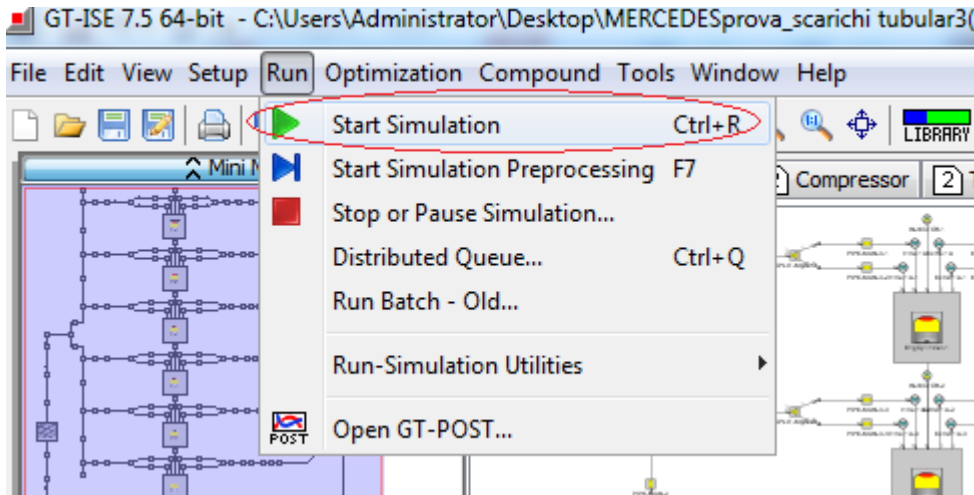


figura 6.0.4: Avvio della simulazione

Le caratteristiche principali che saranno valutate per effettuare il confronto delle due diverse configurazioni, saranno:

- 1) **potenza e coppia del motore**
- 2) **condizione di funzionamento e rendimento del sistema turbocompressore**

Risultati della simulazione del modello con scarico LOG:

Engine Speed (cycle average)	RPM	8000.0	9000.0	10000.0	11000.0	12000.0	13000.0	14000.0	15000.0
Brake Torque	N-m	343.16284	398.38885	464.6568	471.43942	464.6184	437.7701	408.04108	381.46884
Brake Power	HP	385.52692	503.51703	652.5244	728.2543	782.9646	799.19714	802.2254	803.55347

figura 6.0.5: Tabella con i valori di velocità, coppia e potenza del motore con scarico LOG

POTENZA MASSIMA=599KW(803HP) COPPIA MASSIMA=471Nm(11000RPM)

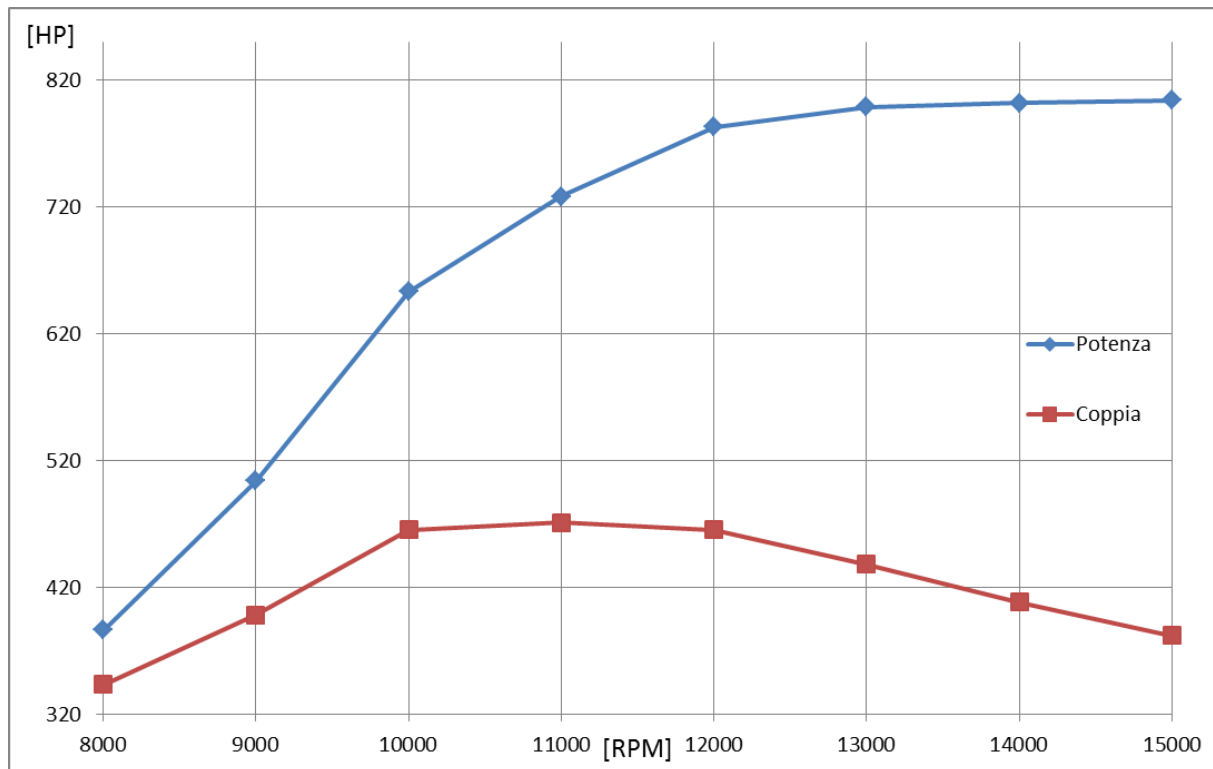
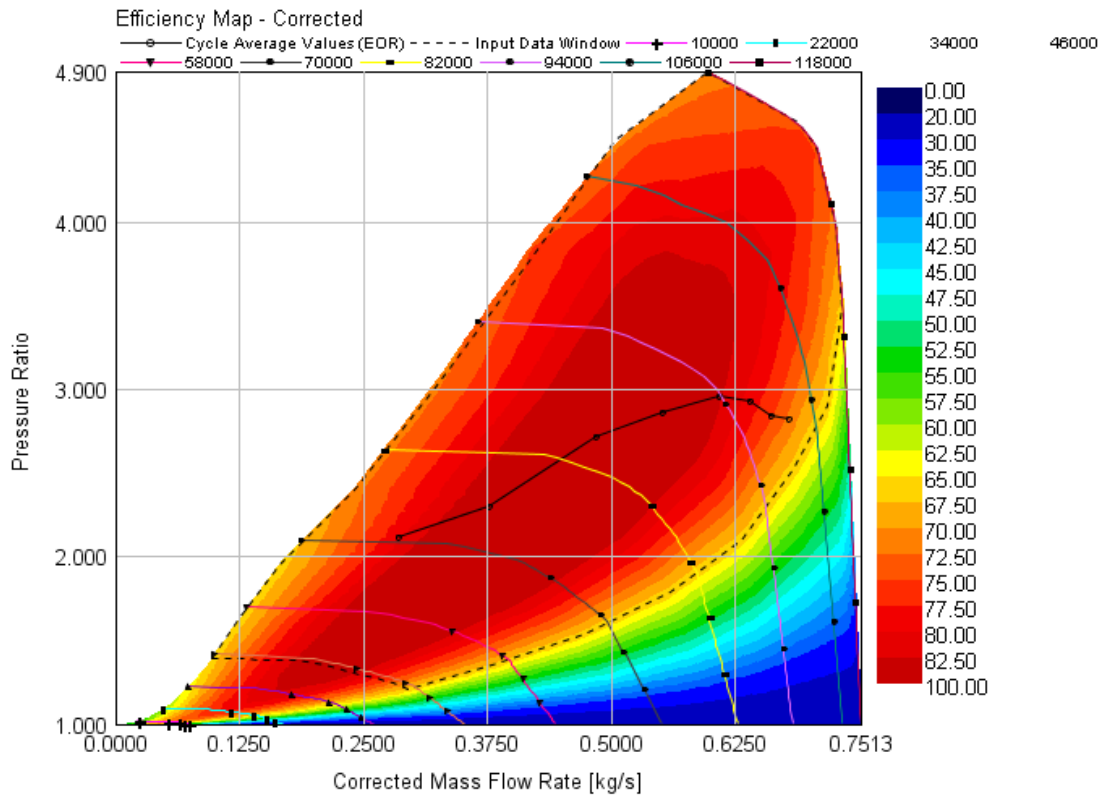
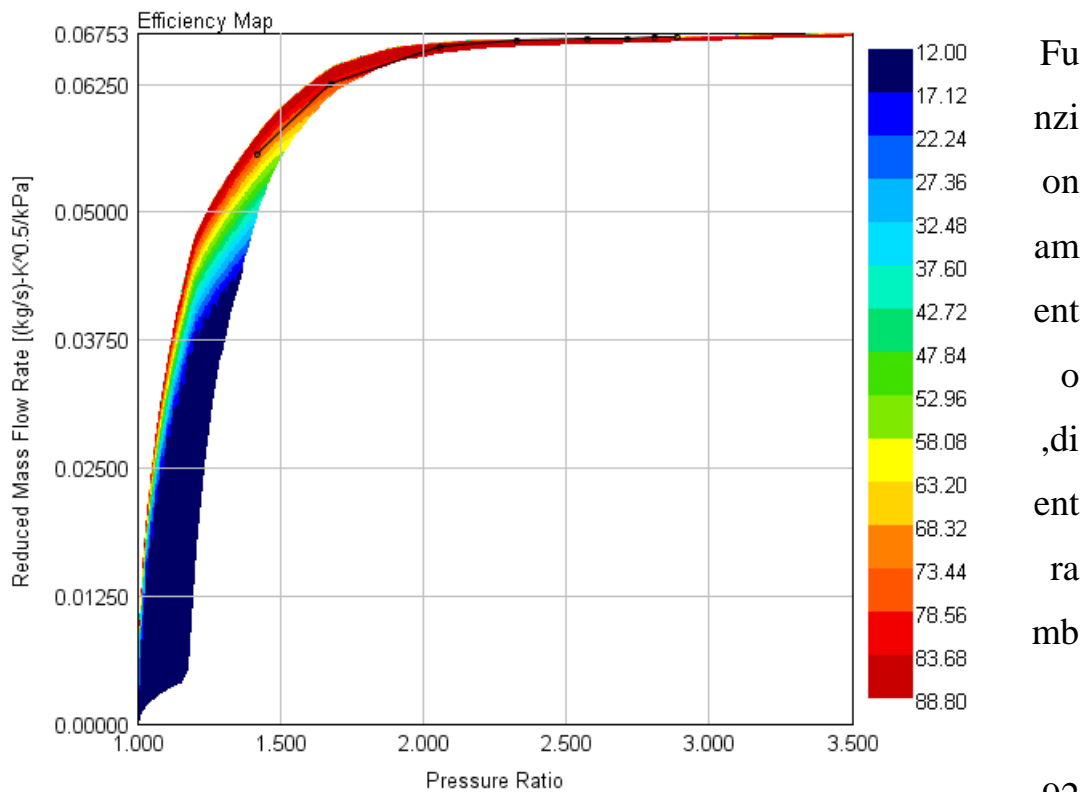


figura 6.0.6: Grafico Potenza-Coppia in funzione del numero di giri (scarico LOG)

Working point-mappa compressore:



Working point-mappa turbina:



Fu
nzi
on
am
ent
o
,di
ent
ra
mb

i i componenti, in regioni di massimo rendimento. Inoltre le limitazioni di funzionamento(max RPM:125.000,max pressure ratio: 3.5bar)) imposte dalla FIA sono state rispettate.

Risultati della simulazione del modello con scarico

TUBOLARE:

Engine Speed (cycle average)	RPM	8000.0	9000.0	10000.0	11000.0	12000.0	13000.0	14000.0	15000.0
Brake Torque	N-m	343.87772	394.81747	456.1049	463.87543	461.85892	434.51804	403.69293	377.18677
Brake Power	HP	386.33002	499.00323	640.51483	716.5698	778.3144	793.26013	793.6767	794.53345

figura 6.0.7: Tabella con i valori di velocita, coppia e potenza del motore con scarico Tubolare

POTENZA MASSIMA=592KW(794HP)

COPPIA MASSIMA=463Nm(11000 RPM)

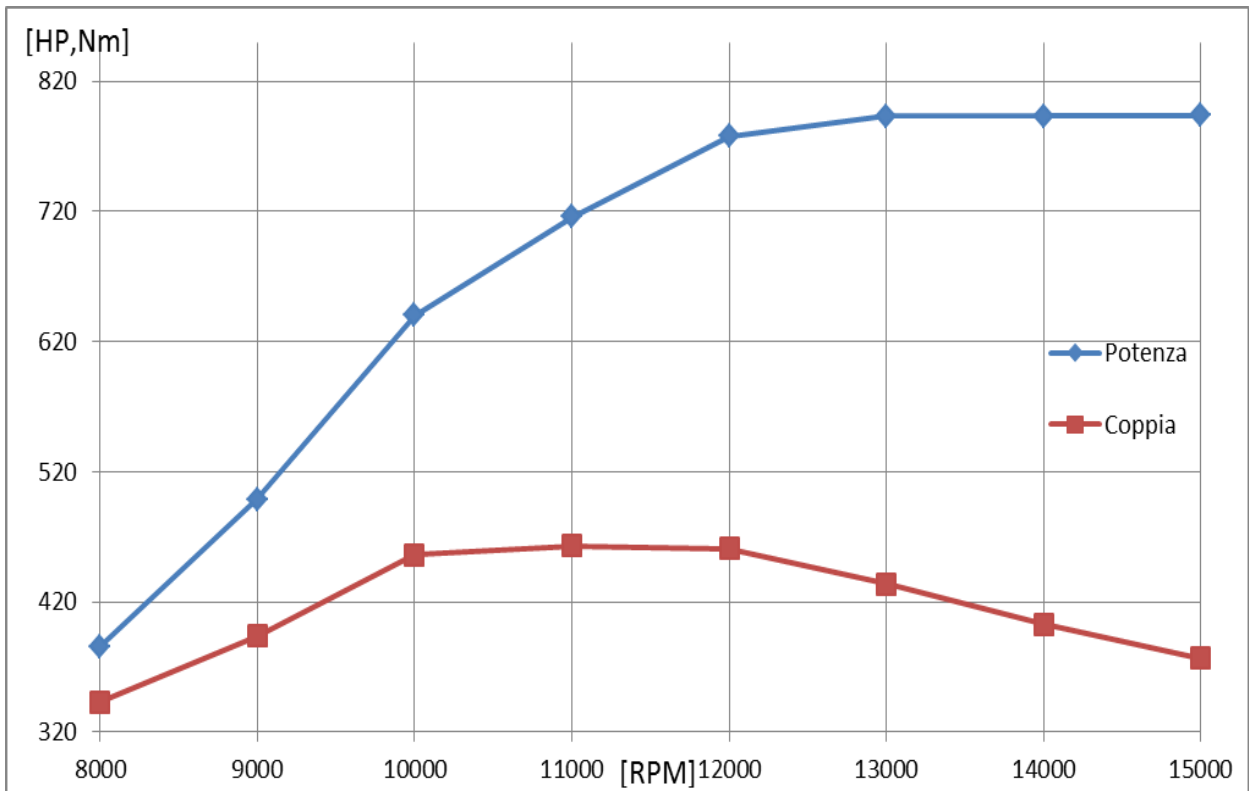
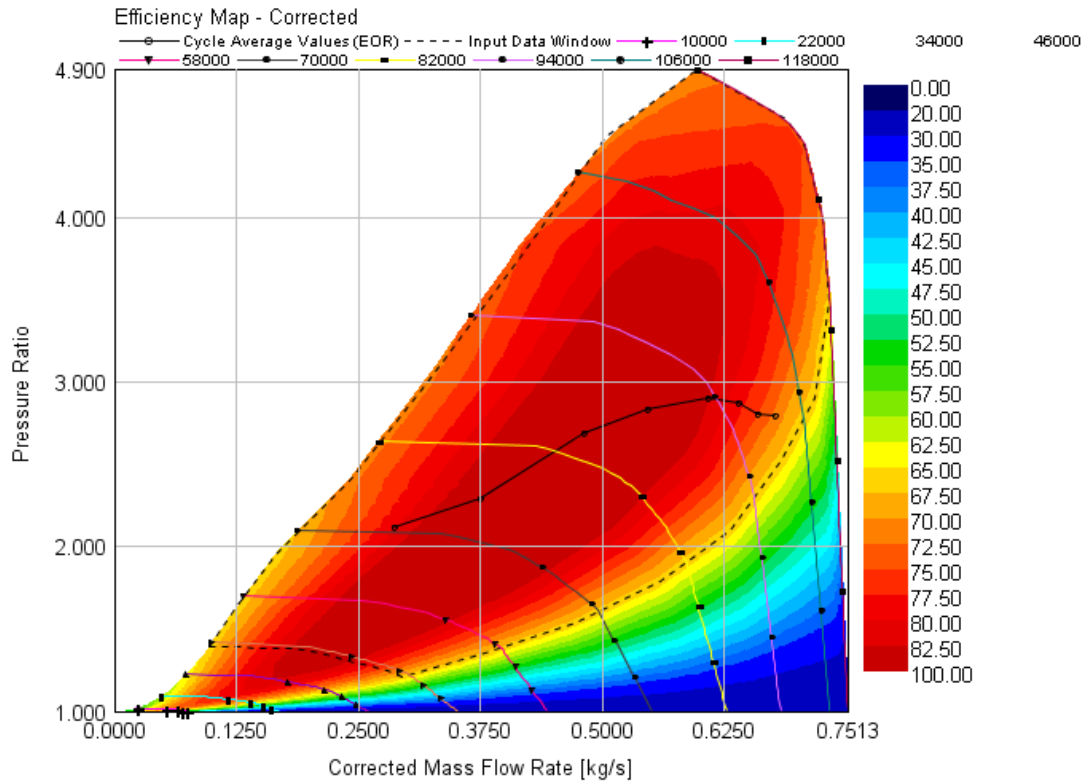
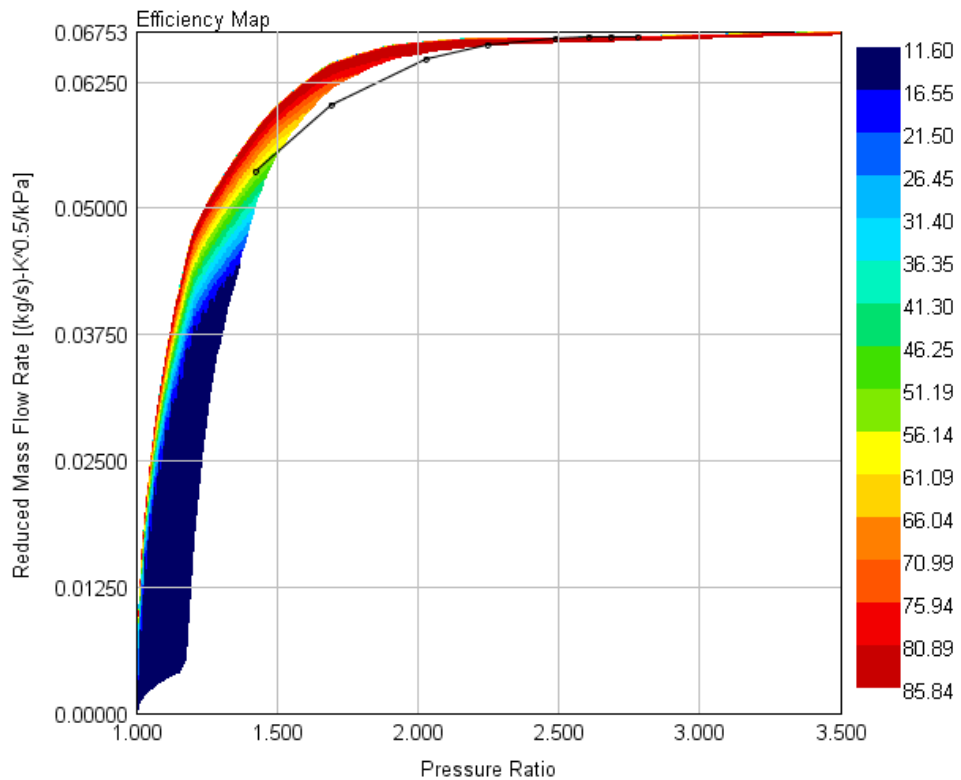


figura 6.0.8: Grafico Potenza-Coppia in funzione del numero di giri (scarico TUBOLARE)

Working point-mappa compressore:



Working point-mappa turbina:



Anche in questo caso il funzionamento ,di entrambi i componenti,sta in regioni di massimo rendimento(seppure meno rispetto al Log). Inoltre le limitazioni di funzionamento(max RPM:125.000, max pressure ratio:3.5 bar) imposte dalla FIA sono state rispettate.

Analisi della turbina:

Average Speed	RPM	82880.016	88549.516	98567.52	103775.47	108839.6	111984.2	114134.69	117136.53
Average Mass Flow Rate	kg/s	0.21851218	0.2885035	0.3739646	0.4253799	0.46920797	0.49365246	0.50978535	0.5234875
Average Power (Incl. Shaft if Modeled)	kW	18.154627	31.713614	52.69967	66.86586	80.72644	89.529976	95.666885	101.87032
Average Efficiency (Ideal Power Weighted)	%	71.08228	63.497704	58.811817	56.383675	55.133522	54.788563	54.645336	54.949066

figura 6.0.9: Performance turbina (caso scarico LOG)

max rpm= 117.136

Average Speed	RPM	82625.87	88102.44	97923.09	103084.805	108150.39	111265.27	113388.12	116416.516
Average Mass Flow Rate	kg/s	0.21909598	0.28734434	0.36908352	0.42014253	0.46758702	0.49122918	0.5060272	0.51975864
Average Power (Incl. Shaft if Modeled)	kW	16.149557	28.141394	45.909554	58.419548	71.46691	78.74267	83.46983	89.06414
Average Efficiency (Ideal Power Weighted)	%	68.01322	61.30312	58.447655	57.030872	55.936615	55.780197	55.79411	55.997414

figura 6.0.10: Performance turbina (caso scarico TUBOLARE)

max rpm= 116.416

Lo scarico Log permette alla turbina di ruotare più velocemente e sviluppare una potenza maggiore. Si ha per esempio: 101KW a 15000RPM per lo scarico log, contro gli 89KW,sempre a 15000RPM, dello scarico tubolare(figura 6.0.9 e 6.0.10).

Con i risultati prodotti dalle simulazioni effettuate, è possibile constatare che lo stesso motore ha una potenza maggiore, se possiede uno scarico di tipo log(803hp contro i 794hp). La differenza di cavalli non risulta eccessivamente grande, seppure a favore dello scarico log, ma ciò che invece rende le due soluzioni completamente diverse sono i dati riguardanti la turbina. Dalle figure 6.0.9 e 6.0.10 si può constatare come quest'ultima lavori in regioni di rendimento più alto con scarico log ,soprattutto ai regimi più bassi. Così facendo viene minimizzato il fenomeno del turbolag, visto che le velocità di rotazione della turbina(e compressore) sono superiori per tutti gli otto casi(da 8000 fino a 15000 rpm del motore) presi in esame. Infine riesce ad erogare una potenza maggiore(101 Kw contro gli 89Kw dello scarico tubolare) a tutto vantaggio del sistema MGU-h che in questa maniera riesce a recuperare un quantitativo di energia superiore(terzo capitolo, paragrafo 3.2). Quest'ultimo punto, a mio avviso, risulta il più importante; Infatti come venne spiegato nel terzo capitolo(il sistema ERS), in particolare nella figura 3.0.5:

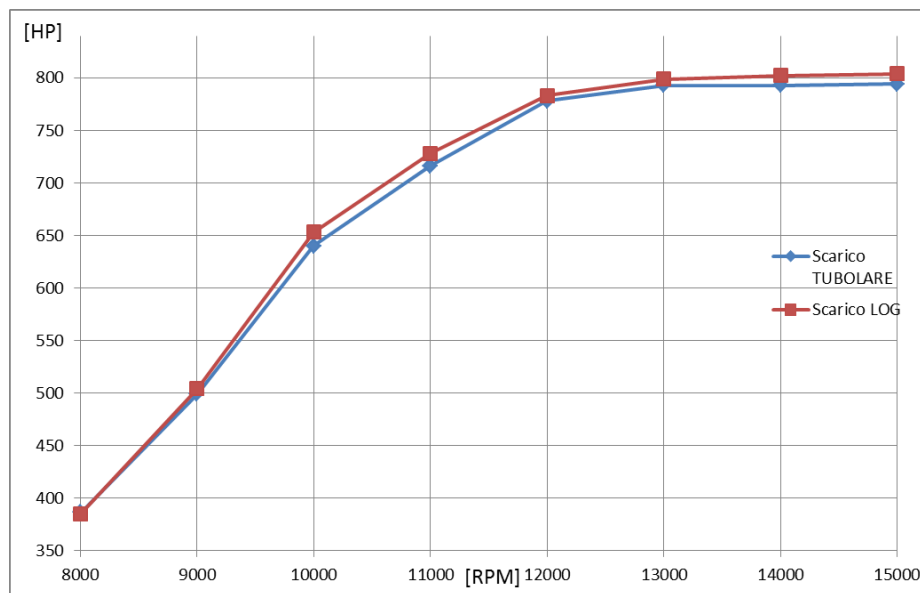
Max rpm MGU-H:	125,000 rpm
Max power MGU-H:	Unlimited
Max energy recovery/lap MGU-H:	Unlimited
Max energy deployment/lap MGU-H:	Unlimited

figura 3.0.5: Regolamento FIA per l'MGU-h

l'energia massima che l'MGU-h può recuperare/fornire ad ogni giro, è priva di qualsiasi restrizione, il che vuol dire che un sistema caratterizzato da un'ottima progettazione, e quindi efficienza, consente

alla vettura di poter usufruire, nel minor tempo possibile, di quei cavalli aggiuntivi(circa 164hp) derivanti dal sistema ERS.

Riassumendo i vantaggi del motore con scarico LOG:



Potenza del motore con i due tipi di scarico

- potenza maggiore erogata dal motore
- rotazione turbina maggiore(riduzione del turbolag)
- maggiore potenza erogata della turbina(migliore sfruttamento dell'MGU-h)

6.1 Realizzazione degli scarichi con Solidworks:

La maggiore velocità di rotazione della turbina si verifica poiché lo scarico log, di minore dimensione, consente ai gas di perdere un minor contenuto energetico durante la fase di attraversamento dei condotti, rendendo quindi disponibile alla turbina un alto valore entalpico dei gas e, di conseguenza al motore, ottenere maggior potenza.

Per verificare ciò, ho pensato di realizzare i due modelli 3D qualitativi dei due tipi di scarico, sfruttando il software di progettazione CAD 3D della Dassault Systèmes chiamato *Solidworks*, e di effettuare una simulazione fluidodinamica, con il pacchetto “Flow Simulation”, in modo da avere un’idea sulle performance dinamiche.

Ovviamente la realizzazione dei modelli risulta puramente qualitativa poiché risulta impossibile reperire informazioni riguardo le effettive dimensioni degli scarichi. Per questo motivo sono partito, innanzitutto, da ciò che mi risultava facile reperire...le fotografie. Per quanto riguarda i dati relativi alla geometria, sono stati utilizzati quelli del modello sul software GT-Power, con qualche adattamento.

Scarico LOG:

L'unica fotografia reperita, mostra solamente la parte frontale del collettore di scarico:



figura 6.1.0: Ingrandimento dello scarico LOG

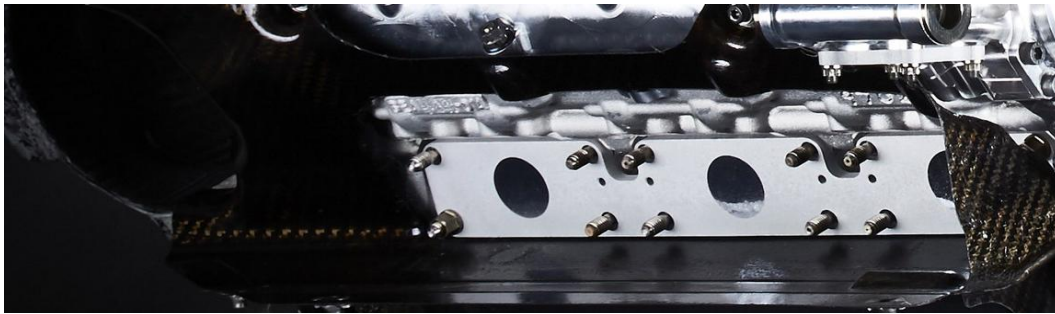


figura 6.1.1: Ingrandimento del motore in assenza dello scarico

Sfruttata come punto di partenza per realizzare il modello, si è poi improvvisato su come potesse essere la parte nascosta:

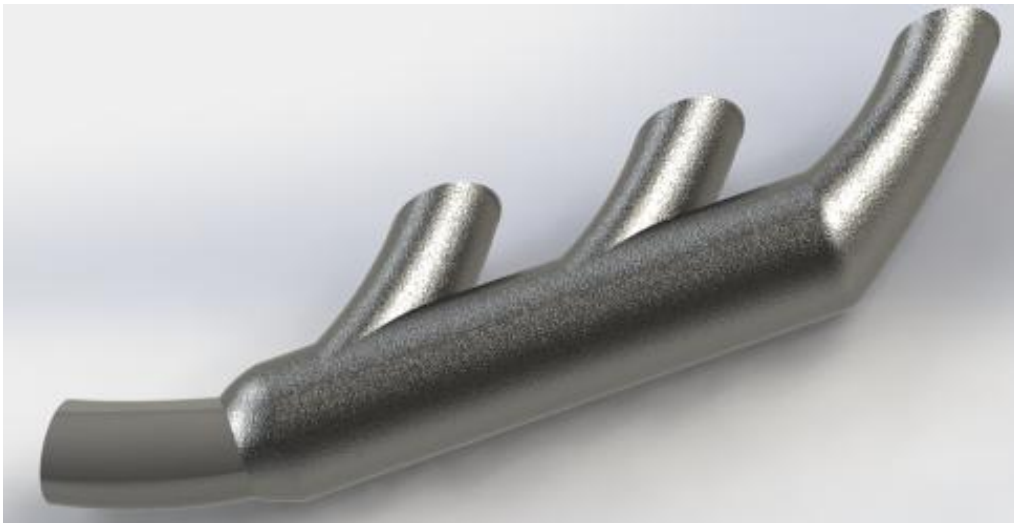


figura 6.1.2: modello 3D dello scarico Log realizzato con Solidworks

Analisi fluidodinamica:

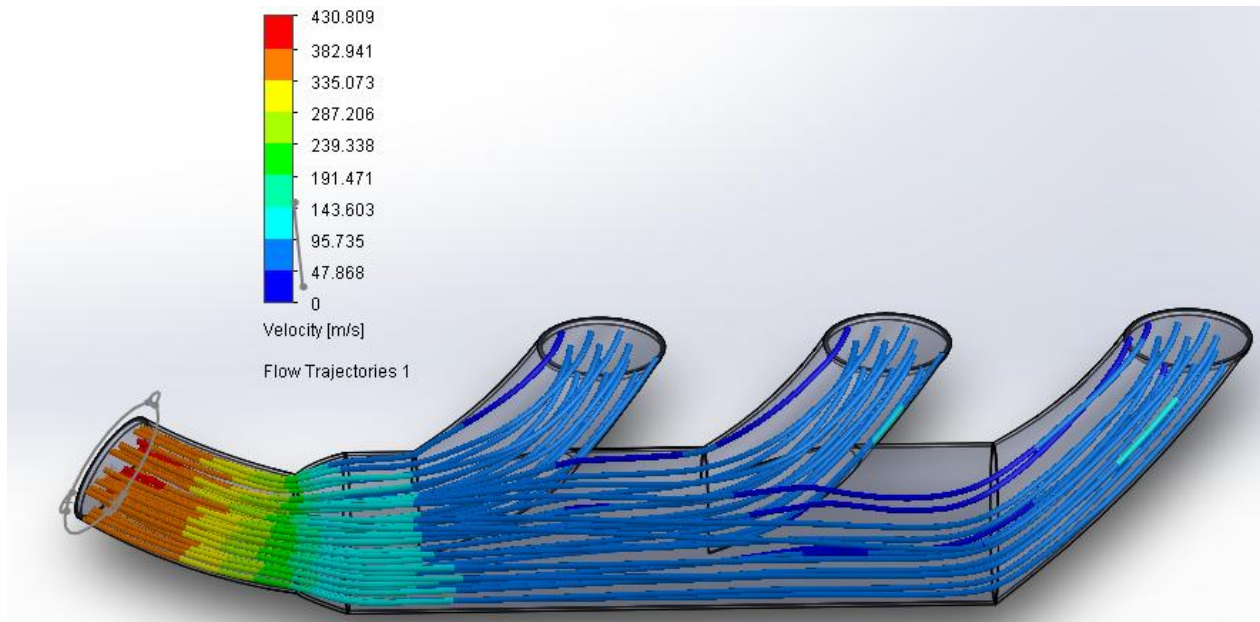


figura 6.1.3: Analisi della velocità nello scarico LOG

La parte finale del collettore (condotto convergente) riesce ad accelerare fortemente il flusso dei gas in direzione della turbina a differenza della parte centrale dove l'inerzia viene perduta a seguito di un forte aumento di diametro del collettore.

Scarico TUBOLARE:

Per lo scarico tubolare si è partiti dalla seguente figura:



figura 6.1.4: Vista frontale dello scarico TUBOLARE



figura 6.1.5: Modelli 3D dello scarico TUBOLARE realizzato con Solidworks

Analisi Fluidodinamica:

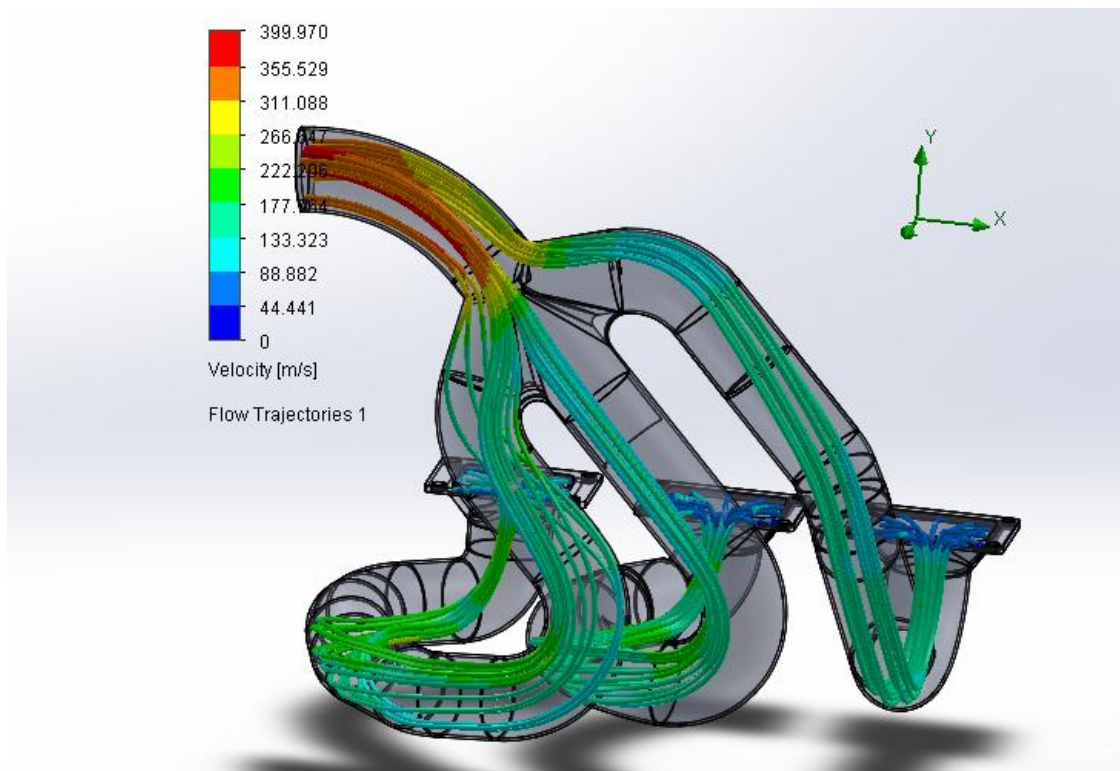


figura 6.1.6: Analisi della velocità nello scarico Tubolare

CONSIDERAZIONI:

Dalla figura 6.1.3 e 6.1.6 è possibile constatare che la velocità dei gas (nei rispettivi tratti terminali), che percorrono lo scarico Log (tra 382-430m/s), risulta decisamente maggiore rispetto a quella dello scarico Tubolare (355-399m/s). Perciò risulta confermato ciò che veniva mostrato in output dal software Gt-Power, riguardo ad una rotazione superiore della girante turbina nello scarico di tipo Log.

6.2 Conclusioni:

Il modello Mercedes implementato su *Gt-power*, con relativa analisi scarichi su *Solidworks*, ha prodotto i risultati sperati, ovvero che la soluzione a scarichi log, adottata dalla casa Tedesca, risulta più performante rispetto a quella che si avrebbe avuto con l'utilizzo di uno scarico tubolare.

Non bisogna dimenticare anche le altre soluzioni innovative portate sempre da Mercedes(capitolo 3, paragrafo 3.3)che hanno contribuito al suo strapotere, quali:

- Split turbo : separazione del compressore(parte fredda) dalla turbina(parte calda);
- L'ingresso di aria più calda al compressore consente di lavorare in condizioni di funzionamento più spinte, girando a velocità angolari maggiori, senza ricadere in zone di bassa efficienza;
- migliore aerodinamica della vettura(ingombri ridotti al retrotreno per volume molto contenuto del sistema di scarico);

Infine in tutte le simulazioni sono state verificate le condizioni di funzionamento del compressore e della turbina, le quali sono risultate in ogni caso accettabili, il che consente di affermare che il turbo scelto sia adatto a tale applicazione.

Bibliografia

- *MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA*, Il Capitello

G. Ferrari

- *Turbomacchine*, Hoepli

Giacomo A.Pignone, Ugo R.Vercelli

- *Garrett Catalogue*, 2009

Garrett by Honeywell.

- *Formula 1 2014-2015. Analisi tecnica*, Nada

Giorgio Piola

- *Analisi e ottimizzazione di un modello di motore sovralimentato di Formula 1*- Tesi di Giovanni Ottaviani

SOFTWARE utilizzati:

GT-Suite – Gamma technologies

GT-POWER – Gamma technologies

GT-POST – Gamma technologies

Microsoft Excel – Microsoft corporation

SolidWorks – Dassault Systemes

Ringrazio i miei amici ma soprattutto la mia famiglia per avermi sostenuto al raggiungimento di questo importante traguardo.