

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIN - DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Motori A Combustione Interna E Propulsori Ibridi

**ANALISI SPERIMENTALE SULL'UTILIZZO DI ETANOLO (E85)
IN UN MOTORE PER FORMULA SAE**

CANDIDATO
Filippo Nalon

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORI
Chiar.mo Prof. Enrico Corti
Chiar.mo Prof. Davide Moro

Anno Accademico 2015/16

Sessione III

Indice

Introduzione	5
Capitolo 1 Il progetto Formula SAE.....	6
Capitolo 2 Situazione di partenza	7
2.1 Il sistema di aspirazione e scarico	7
2.2 L'iniezione.....	9
2.3 Il sistema di controllo motore.....	10
2.4 Il sistema di controllo motore – la gestione dell'iniezione	11
Capitolo 3 Indagine teorica del cambiamento di combustibile.....	14
3.1 Rendimento e rapporto di compressione	14
3.2 Confronto delle proprietà di benzina ed E85.....	19
3.3 Calcolo dell'emissione di CO_2 da regolamento - Fuel Efficiency	24
3.4 Vincoli regolamentari – confronto strozzature.....	30
3.5 Procedura per la misura della frazione di etanolo nella miscela	35
3.6 Compatibilità dei materiali	37
Capitolo 4 Modifiche al propulsore	39
4.1 L'incremento del rapporto di compressione all'atto pratico	39
4.2 La valvola parzializzatrice con strozzatura di 19mm.....	46
4.3 La capacità del serbatoio	48
4.4 L'impianto di iniezione e la pompa carburante.....	48
Capitolo 5 Selezione degli iniettori	59
5.1 Teoria generale iniettori PFI.....	59
5.2 Gli iniettori selezionati IWP-152/154	61
5.3 Installazione iniettori in vettura.....	69
Capitolo 6 Prove sperimentali.....	72
6.1 Calibrazione del rendimento volumetrico relativo	72
6.2 Calibrazione dell'anticipo accensione e curve ad ombrello.....	74
6.3 Curve di coppia e potenza	84
Conclusioni	87
Indice delle figure	88
Indice delle tabelle	90
Bibliografia	92
Appendice	94
Datasheet iniettori	94
Datasheet pompa carburante	97

Ringraziamenti 99

Introduzione

Con il presente lavoro di tesi sono state affrontate diverse tematiche di carattere ingegneristico legate al mondo del motorsport. Inoltre, in un periodo storico come quello contemporaneo, dove è crescente l'attenzione verso le energie rinnovabili, l'ecosostenibilità ed il controllo delle emissioni, l'argomento risulta estremamente attuale e di interesse anche per applicazioni di grande scala.

Dopo una fase iniziale di analisi dei sistemi sui quali si andrà ad operare, buona parte del lavoro è stata concentrata su valutazioni analitiche supportate da valori numerici reali, della fattibilità del progetto. Le considerazioni tratte hanno giustificato il proseguimento del lavoro e si è passati quindi alla fase operativa del lavoro. È stato progettato e costruito un impianto di aspirazione e di scarico conforme al regolamento Formula SAE, è stato incrementato il rapporto di compressione di 2 punti, è stata effettuata una nuova scelta iniettori, è stato riprogettato il serbatoio carburante ed è stata implementata in centralina una nuova strategia di gestione della pompa carburante. Nella fase finale è stato possibile usufruire della sala prova motori messa a disposizione dal dipartimento DIN per calibrare i parametri di iniezione ed anticipo di accensione. Successivamente la vettura ha partecipato alle competizioni del campionato Formula SAE alimentata ad E85 senza manifestare problemi legati al cambiamento di combustibile.

Capitolo 1 Il progetto Formula SAE

La Formula SAE è una competizione tra studenti universitari organizzata dalla *Society of Automotive Engineers* (SAE) che prevede la progettazione e la produzione di un'auto da corsa, valutata durante una serie di prove in base alle sue qualità di design e di efficienza ingegneristica. Istituita nel 1981, con lo scopo di dare agli studenti universitari la possibilità di confrontarsi in un evento che risulti quanto più appetibile e interessante, la competizione è ad oggi diffusa in tutto il mondo, con eventi annuali ufficiali, organizzati direttamente dalla SAE in collaborazione con le associazioni nazionali di ingegneri e tecnici dell'automobile. L'idea posta alla base della Formula SAE è che un'azienda fittizia ingaggi il team affinché realizzi un prototipo di auto da corsa con determinate caratteristiche, che occupi il segmento di mercato dedicato a piloti non professionisti, definiti come "*weekend autocross racers*". Ogni team di studenti deve progettare, costruire, testare e promuovere il prototipo, il quale viene valutato in otto tipologie di prove, che spaziano dalle performance pure, al design, alla pubblicizzazione e alla presentazione del veicolo stesso. Ad ogni evento è possibile totalizzare un massimo di 1000 punti distribuiti tra varie prove secondo il seguente schema:

Static Events:	
Presentation	75
Engineering Design	150
Cost Analysis	100
Dynamic Events	
Acceleration	100
Skid-Pad	75
Autocross	125
Efficiency	100
Endurance	275
Total Points	1,000

Tabella 1 – Punteggio competizione Formula SAE

Il team dell'Università di Bologna partecipa alle competizioni Formula SAE dal 2010 e, all'anno 2016, ha realizzato 4 vetture. Il presente lavoro di tesi si inserisce all'interno delle attività del reparto *Powertrain* ed ha coinvolto molteplici aspetti

teorici e pratici partendo dallo studio iniziale passando per l'analisi di fattibilità, la realizzazione e la messa a punto al banco prova ed in pista.

Capitolo 2 Situazione di partenza

Il motore con cui è equipaggiata la vettura è un quattro cilindri in linea di derivazione motociclistica; nello specifico si tratta di un Suzuki GSX-R 600 K6-K7. A questo ed ai vari sistemi ausiliari sono state apportate una serie di modifiche per ottimizzarne l'implementazione in vettura e per garantirne la conformità al regolamento Formula SAE.

2.1 Il sistema di aspirazione e scarico

Il sistema di aspirazione di serie è costituito da un airbox alimentato dal vento di corsa che integra al suo interno l'elemento filtrante. Esso fornisce la carica fresca al propulsore dopo l'attraversamento di quattro corpi farfallati da 41mm di diametro. Questi si presentano come un'unica batteria rigida che include al suo interno quattro elementi uguali a doppia farfalla. Ogni valvola ha perciò un piattello primario comandato direttamente dall'utente ed uno secondario, comandato elettricamente, che ha esclusivamente funzione di regolazione del minimo motore. Si può osservare in figura 1 la farfalla primaria e quella secondaria.

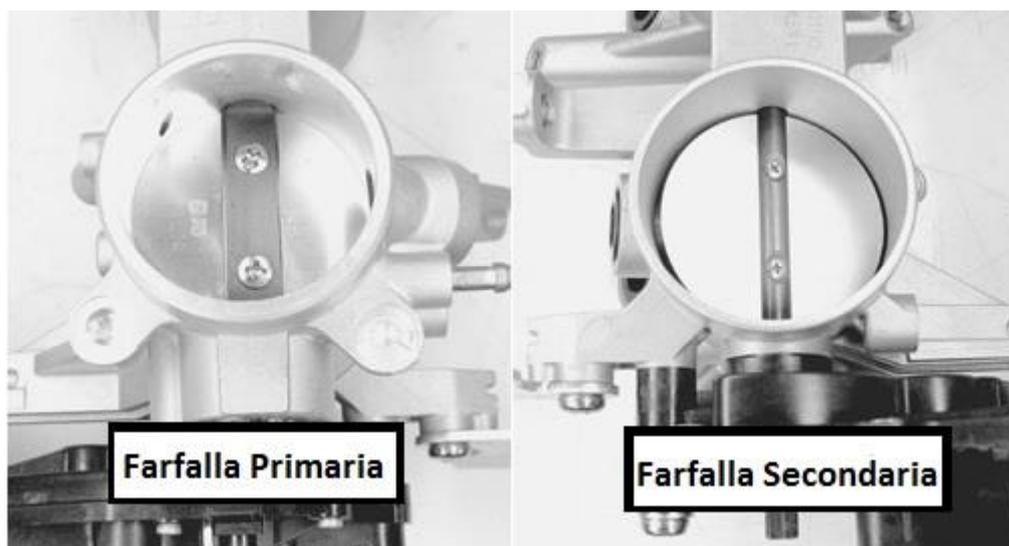


Figura 1 – Corpi farfallati Suzuki

Il sistema Formula SAE, alla sua attuale revisione, presenta invece un'unica valvola a farfalla a monte dell'airbox come imposto dalla regola IC1.6.1 del regolamento generale (2016 Formula SAE Rules):

IC1.6.1 In order to limit the power capability from the engine, a single circular restrictor must be placed in the intake system between the throttle and the engine and all engine airflow must pass through the restrictor.

Inoltre a valle di questo elemento la regola IC1.6.3 dello stesso regolamento impone il passaggio di tutta l'aria che alimenta il propulsore attraverso una sezione calibrata, di due misure a seconda del tipo di combustibile utilizzato:

IC1.6.3 The maximum restrictor diameters are:

- Gasoline fueled cars - 20.0 mm (0.7874 inch)
- E-85 fueled cars – 19.0 mm (0.7480 inch)

Tale valvola è stata progettata interamente dal Team UniBo Motorsport adottando un profilo interno di tipo Venturi che minimizzasse la perdita di carico dovuta all'attraversamento della sezione calibrata di 19mm. Questa ha un diametro di 33mm e presenta un elemento filtrante di forma cilindrica nella parte superiore.

Per quanto riguarda l'impianto di scarico di serie, esso è in configurazione 4-2-1 con una valvola parzializzatrice (EXCV EXhaust Control Valve) installata al fine di incrementare la coppia erogata a bassi regimi di rotazione (come riportato alla pag 6.2 del manuale di officina Suzuki) ed un catalizzatore trivalente integrato nel silenziatore.

In configurazione Formula SAE è stato riprogettato completamente l'impianto di scarico per i seguenti motivi legati all'implementazione in vettura:

- passaggio dei tubi lateralmente al motore e non inferiormente per abbassare il baricentro d'installazione
- ottimizzazione delle dimensioni caratteristiche (configurazione, lunghezze e diametri) in accordo con la nuova aspirazione
- eliminazione del catalizzatore e della valvola EXCV per ridurre il lavoro di scarico

La progettazione di entrambi gli impianti è stata sviluppata in ambiente GT-Power, noto software di simulazione monodimensionale, tramite il quale si è potuto simulare anche la prestazione del nuovo silenziatore in funzione della rumorosità generata. La configurazione definitiva scelta è risultata in un layout 4-2-1 con un silenziatore laterale in titanio composto da due camere di espansione interne.

2.2 L'iniezione

L'impianto di alimentazione del combustibile adottato è di tipo tradizionale *Port Fuel Injection* (PFI): è presente una pompa volumetrica di bassa pressione, servita dal serbatoio a pressione ambiente, che trasferisce il combustibile ad un regolatore di pressione a salto di pressione costante. In serie a questo è installato un filtro carburante da 10 μ m ed infine il rail di iniezione come mostrato in Figura:

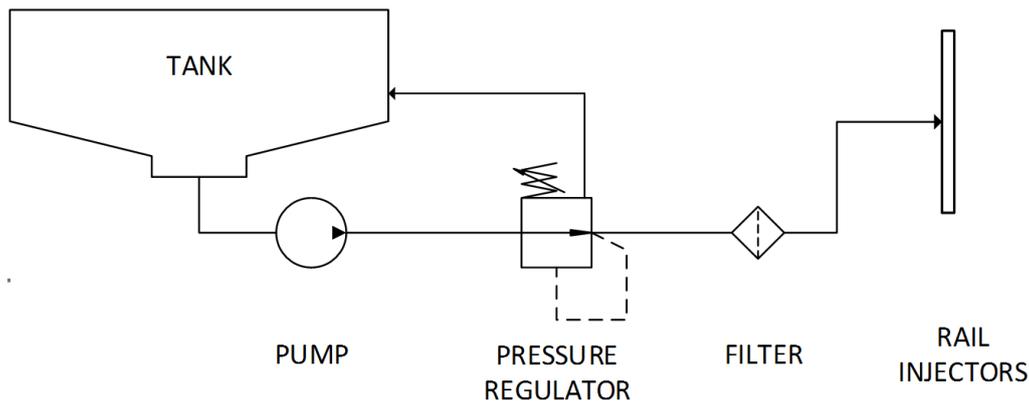


Figura 2 – Layout fuel

2.3 Il sistema di controllo motore

Il sistema di controllo motore utilizzato in vettura è stato sviluppato all'interno del team a partire dall'anno 2010. Si tratta di un software interamente scritto dagli studenti del reparto *Powertrain* ed *Electronics* che gira su hardware custom, anch'esso progettato dal team. Una tale scelta, rispetto ad un software commerciale, permette la piena espandibilità del codice alle più impensabili strategie di controllo e soprattutto garantisce una enorme flessibilità in termini di acquisizione dati ed attuazioni presenti onboard. Per esempio si riportano alcune delle più rilevanti strategie di controllo implementate nel sistema:

- controllo frizione tramite valvola pneumatica proporzionale e paddle al volante
- controllo cambio tramite valvole pneumatiche bistabili e paddle al volante
- controllo lambda in catena chiusa per il regime di *idle*
- controllo anticipo in catena chiusa per il regime di *idle*
- controllo temperatura motore in catena chiusa gestendo pompa e ventola di raffreddamento in PWM
- controllo portata pompa carburante
- compensazione film fluido
- TCS (*Traction Control System*)
- LCS (*Launch Control System*)

Il sistema è diviso in due unità:

- ECU (*Engine Control Unit*) deputata esclusivamente al controllo motore
- VCU (*Vehicle Control Unit*) deputata alla acquisizione dei dati provenienti dai sensori vettura ed alle attuazioni come per esempio cambio e frizione

L'attenzione, in questa sede, è ovviamente rivolta a ciò che è presente all'interno della ECU; si può schematizzarne il funzionamento suddividendo in macro blocchi le varie parti di codice che lavorano in tempo reale quando la vettura è avviata:

- gestione iniezione
- gestione anticipo di accensione (*Spark Advance SA*)
- fasatura accensione ed iniezione
- controllo idle
- gestione strategie (mappe di funzionamento selezionabili dall'utente)
- gestione registrazione dati

Per quel che concerne il presente studio, i blocchi principali sui quali concentrare l'attenzione sono iniezione ed anticipo accensione.

2.4 Il sistema di controllo motore – la gestione dell'iniezione

Si sta studiando un motore con un sistema di iniezione di tipo PFI (*Port Injection Fuel*) ovvero equipaggiato con iniettori a bassa pressione installati sul condotto di aspirazione di ogni cilindro (quattro iniettori). Il sistema di controllo dell'iniezione deve calcolare ed attuare la giusta quantità di combustibile, per cilindro e per ciclo, sulla base di alcuni parametri di controllo, primo fra tutti il punto motore (giri/carico). Analizzando per ora la parte in catena aperta del codice, il sistema stima la massa di aria che il cilindro può intrappolare al ciclo successivo al calcolo e determina la massa di combustibile da iniettare in base al rapporto massa d'aria su massa di combustibile (A/F) col quale deve lavorare. In parallelo al calcolo della massa viene determinato l'istante esatto al quale far partire l'iniezione ovvero la fase iniezione. La stima della massa d'aria intrappolabile dal cilindro viene effettuata partendo dalla misura indiretta della massa di aria presente nel collettore,

moltiplicata per il rendimento volumetrico del singolo cilindro. Tale stima è basata sulle misure di pressione e temperatura nel collettore di aspirazione e la massa d'aria risulta quindi:

$$m_{air} = \frac{p_{coll}}{RT_{coll}} V_c \eta_{v,rel}$$

Misurando la densità dell'aria all'interno del collettore di aspirazione, il rendimento volumetrico in questa condizione sarà quello relativo al collettore e non alle condizioni ambiente (rendimento volumetrico assoluto). Esso è definito come il rapporto fra la massa d'aria intrappolata nel cilindro in condizioni reali e la massa d'aria che riempie il cilindro nelle condizioni relative all'ambiente collettore:

$$\eta_{v,rel} = \frac{m_{air,real}}{m_{air,rel}}$$

Tale rendimento dipende esclusivamente da fenomeni fluidodinamici e viene mappato al banco prova motori in funzione di regime e carico (pressione nel collettore). È un parametro invariante con le condizioni ambientali e caratterizza il motore univocamente; l'unico aspetto che può modificarlo, eccetto modifiche strutturali, è l'invecchiamento che però, per la vettura in questione, non viene contemplato considerando le ridotte distanze per cui viene utilizzato.

Memorizzando dunque all'interno della ECU la mappa di rendimento volumetrico e misurando in tempo reale pressione e temperatura nel collettore è possibile stimare la massa di aria che per un dato punto motore è intrappolata nel cilindro; avendo in memoria inoltre una mappa di A/F desiderato, sempre su base regime/carico, è quindi immediato calcolare la massa di combustibile da iniettare per quel determinato ciclo del cilindro cui è riferito il rendimento volumetrico.

Nota la massa da iniettare, tramite la caratteristica iniettore, il sistema converte il risultato del calcolo in un tempo di attuazione e dopo aver calcolato la fase, avviene l'iniezione. Questo metodo di calcolo della massa da iniettare appartiene alla famiglia dei sistemi di iniezione *speed density* e le mappe sono tutte su base regime/carico (rpm/pressione collettore). È da specificare che, sempre nel caso di

funzionamento in catena aperta, le mappe di A/F sono in realtà implementate come mappe di lambda ed il software, conoscendo il valore di $(A/F)_{st}$ stechiometrico del combustibile, è in grado immediatamente di calcolare il valore di lambda target utilizzando la definizione:

$$\lambda = \frac{A/F}{(A/F)_{st}}$$

Ecco che le mappe di lambda, come anticipato, possono essere selezionate dall'utente finale (pilota) tramite un manettino presente sul volante a seconda delle specifiche prove per la quale la vettura si trova impegnata: per la prova di *Endurance* per esempio si predilige un maggiore risparmio di combustibile rispetto alla prova di *Acceleration* dove è importante la prestazione pura perciò si utilizzeranno due mappe differenti.

Approfondito quindi il funzionamento in catena aperta, la condizione di funzionamento in catena chiusa per il calcolo delle masse iniettate viene operata per mezzo di quattro sonde lambda, una per cilindro, esclusivamente nel caso di regime idle. In queste condizioni il motore è pressoché in regime stazionario ed è possibile utilizzare un controllore di tipo PID per correggere l'errore rispetto al valore obiettivo di lambda target.

Capitolo 3 Indagine teorica del cambiamento di combustibile

3.1 Rendimento e rapporto di compressione

Caratteristiche del motore di riferimento:

- ciclo otto a quattro tempi
- numero di cilindri $z = 4$
- cilindrata totale $V_c = 600 \text{ cm}^3$

Rendimento termodinamico e rapporto di compressione

Nei motori endotermici alternativi è dall'energia sviluppata durante la combustione che si può ricavare lavoro meccanico all'albero motore. Il rendimento totale di tale trasformazione è piuttosto basso e si aggira mediamente attorno al 30 – 35%; la quota più rilevante di tali perdite si ha nella trasformazione termodinamica. Rappresentando in un diagramma T-s il ciclo Otto ideale, si considerano le fasi di aspirazione ed inizio scarico concentrate rispettivamente nei punti 1 e 4 in quanto nel modello ideale esse avvengono a stato fisico costante (pressione e temperatura ambiente corrispondenti all'apertura delle valvole).

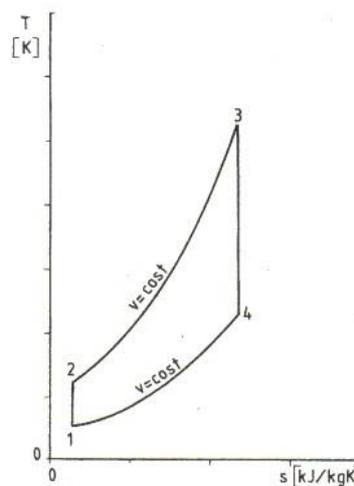


Figura 3 – Diagramma T-s ciclo Otto

La fase di compressione viene rappresentata dalla trasformazione isentropica 1-2 che ha equazione:

$$pv^k = cost$$

Con p e v pressione e volume specifico del fluido e k rapporto fra i calori specifici della miscela aria-combustibile:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Detto V_0 il volume della camera di combustione, V_1 il volume di inizio compressione e V_2 quello di fine compressione si ha che:

$$V_1 = V_c + V_0$$

$$V_2 = V_0$$

Definito quindi r il rapporto fra i volumi di inizio e di fine compressione:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_c + V_0}{V_0}$$

la pressione di fine compressione p_2 risulta:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 r^k$$

Ovvero funzione del solo rapporto fra i volumi e dello stato fisico all'aspirazione. Il parametro r prende quindi il nome di rapporto di compressione. Per rappresentare la fase di combustione si ipotizza che l'incremento di temperatura del fluido sia talmente rapido da considerare trascurabile lo spostamento del pistone dal suo punto morto superiore; si ipotizza perciò che la cessione di calore avvenga a volume costante durante la trasformazione 2-3. La fase utile attraverso la quale si può

raccogliere lavoro meccanico è quella di espansione che, come idealizzato per la fase di compressione, si considera isentropica da 3 a 4. Il punto 4 corrispondente all'apertura della valvola di scarico è individuabile sul diagramma come intersezione della isocora dal punto 1 a pressione ambiente e dell'isentropica per 3; si ha infatti che nell'istante di apertura della valvola di scarico la pressione crolla al valore ambiente in un tempo nullo ovvero con il pistone fermo al punto morto interno e con il volume a disposizione del fluido costante. Per rappresentare termodinamicamente la fase di scarico, che nella realtà avviene a massa variabile per la progressiva espulsione dal cilindro dei prodotti di combustione, si schematizza lungo l'isocora 4-1 una sottrazione di calore a volume costante. Chiuso il ciclo si possono fare valutazioni di tipo energetico su quanto appena introdotto. Si definisce con Q_1 il calore introdotto nel ciclo durante la combustione:

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

Si indica con Q_2 il calore scaricato all'esterno:

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

Si ricavano ora le temperature limite del ciclo per ottenere una funzione semplificata del rendimento termodinamico. L'isentropica di compressione evolve secondo la legge:

$$pv^k = cost$$

di conseguenza essendo per la legge dei gas perfetti:

$$p = \frac{RT}{v}$$

Si ottiene che le temperature della trasformazione sono legate dalla relazione:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1}$$

Essendo inoltre i volumi negli stati 3 e 4 uguali rispettivamente a quelli negli stati fisici 2 ed 1, il loro rapporto sarà pari al rapporto di compressione r :

$$T_4 = T_3 r^{k-1}$$

Per lo stesso motivo risulta

$$T_2 = T_1 r^{k-1}$$

Si può procedere al calcolo del rendimento termodinamico

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

ovvero

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Si può infine tracciare su un grafico $\eta_{th} - r$ l'andamento di tale rendimento, assunto $k=1.4$ in condizioni ambiente normali:

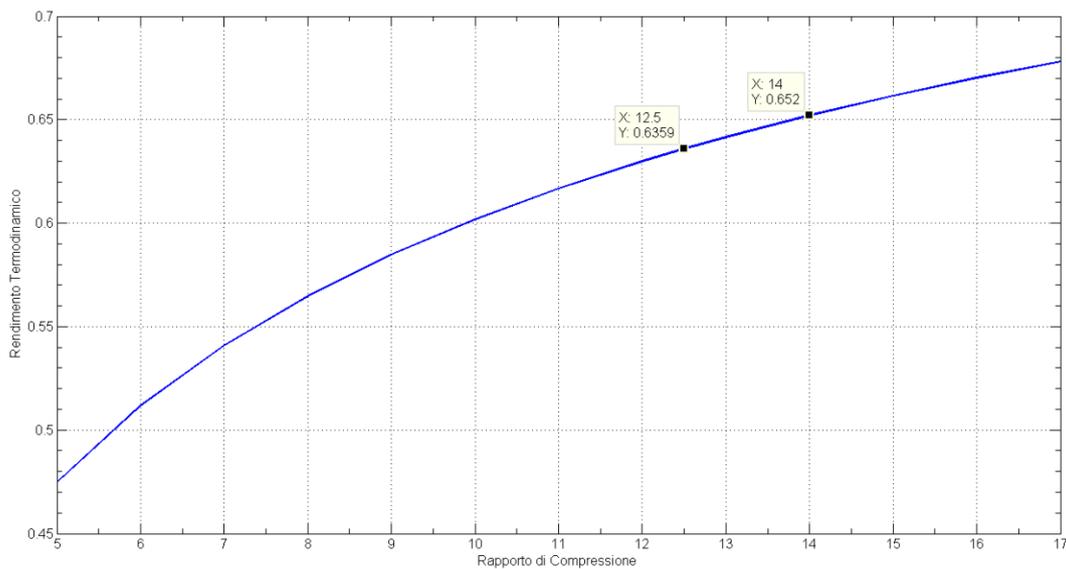


Figura 4 – Rendimento-r

<i>r</i>	8	9	10	11	12	12.5	13	14	14.5	15	16	17
<i>η</i>	0.565	0.585	0.602	0.617	0.630	0.636	0.642	0.652	0.657	0.661	0.670	0.678
Potenza	71.0	73.6	75.7	77.6	79.2	80.0	80.7	82.0	82.6	83.2	84.3	85.3

Tabella 2 – *r*-rendimento-potenza

Premettendo che per un motore di produzione di serie, il valore di 12,5 del rapporto di compressione sia già abbastanza elevato, si può notare come passando ad un rapporto di $r = 14.5$ si abbia un incremento del 3.3% sul rendimento termodinamico e di conseguenza sulla potenza utile del motore. Se per esempio il motore in configurazione Formula SAE erogasse una potenza all'albero di 80 cv, aumentando il rapporto di compressione sarebbe in grado di erogare circa 82.6 cv. Purtroppo tale parametro non è aumentabile a piacere; all'aumentare di r infatti insorgono problematiche di tipo geometrico costruttivo e fenomeni di detonazione che impongono un limite superiore ad esso. Facendo un'analisi delle vetture concorrenti si riportano nella seguente Tabella 2 i valori del rapporto di compressione adottato ed il corrispondente combustibile utilizzato per valutare fino a che valore ci si potrebbe spingere modificando il propulsore di serie:

Team	Tipo di Motore	<i>r</i> std	<i>r</i> FSAE	Combustibile
University of Applied Sciences Berlin	Yamaha R6 2005	12.8	13.5	Benzina
University of Applied Sciences Esslingen	Honda CBR 600 RR 2005	12	14.1	Benzina
University of Hertfordshire	Yamaha R6 2010	13.1	14.1	Benzina
University of Paderborn	Suzuki GSR600 K6	12.5	13.85	E85
Sapienza University of Rome	Honda CBR 600 F	12	13.5	Benzina
Brunel University	Yamaha R6	12.4	14.1	Benzina
University of Stuttgart	Honda CBR 600 RR 2005	12	13.3	E85

Tabella 3 – Rapporti compressione vetture concorrenti

I valori più elevati si attestano ad $r = 14.1$; nei paragrafi successivi verrà descritto come è stato scelto il valore di rapporto di compressione da adottare e come è stato ottenuto modificando il propulsore originale.

3.2 Confronto delle proprietà di benzina ed E85

Si riporta in Tabella 4 un confronto comparativo delle caratteristiche fisico-chimiche di benzina ed E85 e si descrivono le grandezze utilizzate:

Tabella comparativa proprietà Benzina E85			
Proprietà	Unità	Benzina	E85
Numero di Ottano	RON	95	106
	MON		89
	AKI		97.5
Potere calorifico inferiore	LHV [MJ/kg]	43	29.53
Rapporto stechiometrico	A/F	14.5	9.825
Tonalità termica	K' [MJ/kg _{air}]	2.966	3.01
Rapporto di equivalenza ad alto carico	ϕ^*	~ 1.2	~ 1.2
Calore di Vaporizzazione	H _v [kJ/kg]	380 ÷ 500	822 ÷ 840
Flash point	[°C]	-43	4
Temperatura di autoaccensione	[°C]	370	365
Densità a 15°C	ρ [kg/l]	0.745	0.783
Energia specifica (per $\phi=1$)	SE [MJ/kmole air]	85.1	87.6
Tensione di vapore	RVP [kPa]	60	43
* parametro di controllo ($=1/\lambda$)			

Tabella 4 – Caratteristiche Benzina ed E85

Numero di ottano

RON (*Research Octane Number*): numero di ottano del combustibile in prova secondo il “Metodo Ricerca” (*ASTM-D 2700*)

MON (*Motor Octane Number*): numero di ottano del combustibile secondo il “Metodo Motore” (*ASTM-D 2699*)

AKI (*Anti-Knock Index*): valore medio fra RON e MON

Il metodo MON risulta più severo dal punto di vista della prova rispetto a quello RON in quanto la miscela aria combustibile viene riscaldata prima dell’ammissione al motore ed inoltre l’anticipo di accensione è più elevato e crescente col rapporto di compressione. È per questo che i valori MON del numero di ottano risultano minori di quelli RON.

Reid Vapor Pressure (RVP)

Tensione di vapore dei prodotti petroliferi misurata a 37.8°C secondo la metodologia di prova definita dalla *ASTM-D-323*. Si tratta di un valore

rappresentativo della volatilità del combustibile. Più tale valore è alto e più il combustibile sarà volatile ovvero tenderà a passare spontaneamente dalla fase liquida a quella gassosa. Tale fattore è decisivo negli avviamenti a freddo dove è richiesta elevata volatilità per far evaporare il combustibile in condizioni di basse temperature.

Calore latente di vaporizzazione H_v

Si tratta della quantità di calore che è necessario fornire all'unità di massa di fluido considerato per farla evaporare completamente (a temperatura costante). Nei motori a combustione interna il calore latente gioca un ruolo fondamentale per quanto riguarda il rendimento volumetrico del motore. Si ricorda che questo è definito come il rapporto fra la massa d'aria aspirata realmente e la massa d'aria che riempie la cilindrata nelle condizioni di riferimento. La formula della potenza organica del motore è:

$$P_0 = \eta_v \rho_{air_ref} V_c K' \frac{n}{\tau} \eta_{tot}$$

η_v	rendimento volumetrico
$\rho_{air_ref} = \frac{p_{ref}}{RT_{ref}}$	densità dell'aria nelle condizioni di riferimento
V_c	cilindrata unitaria
$K' = \frac{LHV}{\lambda_{st}}$	tonalità termica
n	giri/s
τ	cicli/giro

Perciò, come si può osservare, se si abbassa la temperatura dell'aria in aspirazione se ne aumenta la densità e quindi la massa totale aspirata al ciclo. Facendo ciò si aumenta direttamente la quantità di combustibile che può legarsi stechiometricamente all'aria e quindi la potenza erogata. Ecco che un elevato calore latente ha proprio l'effetto di abbassare la temperatura dell'aria in ingresso per sottrazione di calore da parte del combustibile, calore che viene usato esclusivamente per il passaggio di fase da liquido ad aeriforme. Per valutare in linea puramente teorica l'effetto di H_v si può eseguire un bilancio nel collettore di

aspirazione e quindi utilizzare come riferimento per il rendimento volumetrico le condizioni dell'aria nel collettore (rendimento volumetrico relativo).

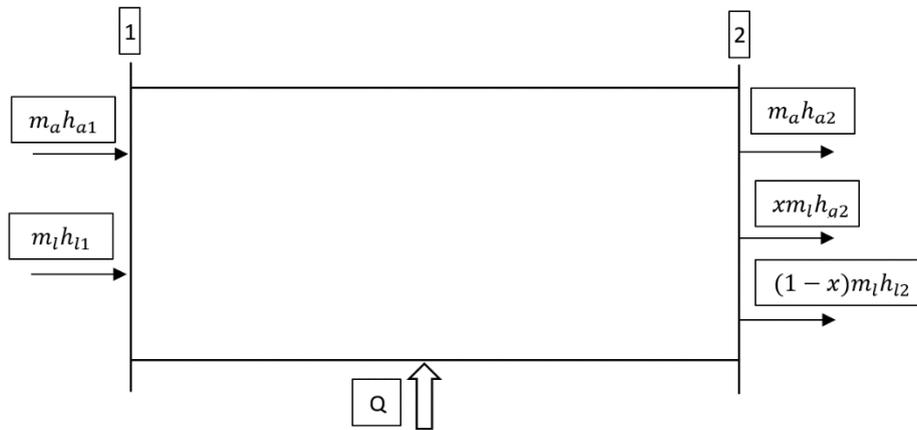


Figura 5 – Bilancio collettore per calore latente di vaporizzazione

Detta 1 la sezione di ingresso al collettore e 2 quella di uscita, ovvero di ingresso al motore; si esegue un bilancio delle energie entranti ed uscenti da esso indicando con i pedici:

- a aria
- l combustibile liquido
- g combustibile gassoso

$$m_a h_{a1} + m_l h_{l1} + Q = m_a h_{a2} + (1 - x)m_l h_{l2} + x m_l h_{g2}$$

$$m_{gas} = x m_l$$

$$m_{l2} = (1 - x)m_l$$

$$h_a = h_g = c_p T$$

$$h_l = c_p T - H_v$$

$$T_2 - T_1 = \frac{Q - x H_v}{c_p (\lambda + 1)}$$

Se si valuta idealmente un apporto di calore dalle pareti del collettore nullo $Q=0$, e che tutta la massa di combustibile liquido evapori prima dell'ingresso al motore, $x=1$, si ottengono le seguenti riduzioni di temperatura:

Benzina $\Delta T = 25.5^{\circ}C$

Etanolo E85 $\Delta T = 75.7^{\circ}C$

Guardando all'effetto che questa riduzione di temperatura ha sulla densità si ottiene che presa per esempio una temperatura ambiente $T_1 = 35^{\circ}C$, alla pressione atmosferica $p = 1 \text{ atm}$, la densità dell'aria nella sezione 2 di uscita dal collettore risulta:

Benzina $\rho_{air2} = 1.245 \text{ kg/m}^3$

Etanolo E85 $\rho_{air2} = 1.514 \text{ kg/m}^3$

Circa il venti per cento in più per l'E85 rispetto alla benzina. Ovviamente si tratta di un conto puramente teorico; nella pratica il beneficio portato dal calore latente è in larga parte schermato dal calore proveniente dalle pareti calde del collettore, e soprattutto la frazione x di combustibile evaporato è minore di uno. Tuttavia, anche se il valore numerico assoluto è molto diverso dalla realtà, il rapporto fra i calori latenti dei due combustibili ha un riscontro pratico sulla temperatura di uscita dal collettore.

Tonalità termica

Come visto al sotto paragrafo “*Calore latente di vaporizzazione*”, una delle formule per il calcolo della potenza effettiva del motore è:

$$P_0 = \eta_v \rho_{air_ref} V_c K' \frac{n}{\tau} \eta_{tot}$$

In questa formula compare la tonalità termica K' definita come il rapporto fra il potere calorifico del combustibile ed il suo valore di lambda stechiometrico:

$$K' = \frac{LHV}{\lambda_{st}}$$

Tale parametro rappresenta l'energia chimica introdotta nel motore per kg di aria comburente ed è direttamente proporzionale alla potenza erogata. Utilizzando i dati forniti dal Ferrari – “*Motori a Combustione Interna*” risulta:

$$K'_{benzina} = \frac{43}{14.5} = 2.966 \text{ MJ/kg}_{air}$$

$$K'_{E85} = \frac{29.53}{9.825} = 3.006 \text{ MJ/kg}_{air}$$

Già da qui si vede una leggera differenza a favore dell'E85, tuttavia se si valuta l'energia introdotta in camera per kg di miscela stechiometrica aspirata:

$$\frac{LHV m_f}{m_a + m_f} = \frac{LHV}{\lambda_{st} + 1}$$

Si ottiene:

- benzina 2.700 MJ/kg_{mix}
- E85 2.774 MJ/kg_{mix}

ovvero circa un 3% in più di energia introdotta con l'etanolo E85. È anche per questo motivo che il regolamento impone un diametro più piccolo per la strozzatura delle vetture equipaggiate con E85.

Flash point

Detto *punto di infiammabilità*, è la temperatura più bassa alla quale si formano vapori in quantità tale che, in presenza di ossigeno (aria) e di un innesco, danno luogo al fenomeno della combustione. È un indice della volatilità del combustibile. Tale parametro, oltre che per motivi di sicurezza, risulta molto importante negli avviamenti a freddo: la benzina che ha un *flash point* di -43°C non presenta problemi di avviamento in nessuna condizione atmosferica si possa incontrare sui campi di gara. L'etanolo puro ha invece un *flash point* di ben 12°C! ciò significa che se la vettura fosse alimentata ad E100 non potrebbe mai avviarsi a temperature al di sotto dei 12°C a meno di non prevedere un preriscaldamento del combustibile. La

miscela E85, grazie alla parte di benzina disciolta in esso, ha un *flash point* di circa 4°C che potrebbe risultare comunque problematico in alcune condizioni di prova.

Temperatura di autoaccensione

È la temperatura minima alla quale il combustibile inizia la combustione in presenza di aria ma senza un innesco. È un indice della reattività della miscela. Sia per benzina che per etanolo si ha circa la stessa temperatura di 370°C

3.3 Calcolo dell'emissione di CO₂ da regolamento - Fuel Efficiency

Durante la prova di Endurance (22km), in aggiunta al tempo totale di completamento della prova, viene valutato con un punteggio variabile da 0 a 100 punti, sui 1000 totali, il combustibile consumato per ottenere tale tempo. Come riportato al paragrafo D8.21 del regolamento generale Formula SAE l'efficienza della vettura è calcolata mediante la misura del combustibile consumato durante la prova e del tempo giro medio. Essendo possibile scegliere se utilizzare E85 o benzina, il volume consumato viene corretto secondo la seguente tabella per riferire il consumo all'equivalente emissione di CO₂:

Combustibile	kg _{CO2} /l
Benzina	2.31
E85	1.65

Tabella 5 – Conversione emissioni

La formula di calcolo si basa sull'*Efficiency Factor*:

$$\text{EFFICIENCY FACTOR (EF)} = 100 \cdot \left(\frac{T_{\text{MIN}}}{\frac{\text{LapTotal}_{\text{TMIN}}}{T_{\text{YOUR}}}} \right) \cdot \left(\frac{\text{CO}_{2\text{MIN}}}{\frac{\text{LapTotal}_{\text{CO}_{2\text{MIN}}}}{\text{CO}_{2\text{YOUR}}}} \right)$$

Dove:

T_{MIN} : minore tempo totale corretto di Endurance del più veloce team il cui consumo specifico non ecceda i 26 l/100 km (3.846 km/l)

T_{YOUR} : tempo totale corretto impiegato per completare l'endurance dalla vettura valutata;

CO_{2MIN} : minima massa di CO_2 prodotta da qualsiasi concorrente il cui tempo corretto di Endurance sia minore di 1.45 x il tempo sul giro medio corretto del più veloce team che completa l'Endurance

CO_{2YOUR} : massa di CO_2 prodotta dalla vettura valutata, calcolata secondo la Tabella 1 in base alla misura di combustibile utilizzato;

$LapTotal_{CO2MIN}$: il numero di giri completati dal team che ha prodotto la minor quantità di CO_2 (in sostanza il team che ha consumato meno carburante)

$LapTotal_{TMIN}$: numero di giri completati dal team che ha impiegato il tempo minimo a completare l'Endurance (ovvero T_{min})

In una forma più intuitiva si può presentare l'*Efficiency Factor* come rapporto fra il tempo medio sul giro più veloce e quello sul quale calcolarne l'EF per il minore volume di combustibile medio sul giro consumato rispetto al volume medio sul giro consumato dalla vettura in analisi:

$$EF = 100 \cdot \frac{T_{\text{Medio Giro Min}}}{T_{\text{Medio Giro Your}}} \cdot \frac{V_{\text{Medio Giro Min}}}{V_{\text{Medio Giro Your}}}$$

Dove i termini dell'espressione sono:

$T_{\text{Medio Giro Min}}$: tempo medio sul giro della macchina più veloce calcolato come il minimo rapporto fra il tempo totale di Endurance ed il numero di giri completati dalla macchina più veloce;

$T_{\text{Medio Giro Your}}$: tempo medio sul giro della macchina in analisi (Your) calcolato come sopra;

$V_{\text{Medio Giro Min}}$: volume di combustibile medio consumato a giro dalla vettura che ha consumato meno, corretto secondo la conversione 1l di E85 = 1.4l di Benzina (Tabella 5)

$V_{\text{Medio Giro Your}}$: volume di combustibile medio consumato a giro dalla vettura in analisi calcolato come sopra

Mediante questo coefficiente si può calcolare il punteggio dell'*Efficiency*:

$$\text{EFF. SCORE} = 100 \cdot \left(\frac{\frac{EF_{\text{MIN}}}{EF_{\text{YOUR}}} - 1}{\frac{EF_{\text{MIN}}}{EF_{\text{MAX}}} - 1} \right)$$

La valutazione dell'*Efficiency* quindi si presenta come un punteggio relativo rispetto alla vettura che ha totalizzato il più alto valore di EF alla quale sono assegnati 100 punti. Fatte queste premesse si ragiona sui termini che partecipano alla formazione del punteggio finale della prova di *Efficiency*, detta anche *Fuel Economy*, ed in particolare sulla tabella di conversione da benzina ad etanolo nel calcolo delle emissioni di CO₂. Partendo dalla ossidazione del combustibile si può risalire ai valori della Tabella 5 utilizzata per la conversione l -> gCO₂. La benzina è composta da una miscela di idrocarburi di composizione variabile fra il trimetilpentano (isomero dell'ottano C₈H₁₈) cui corrisponde un numero di ottano pari a 100 e l'n-eptano C₇H₁₆ cui corrisponde numero di ottano pari a 0. Una benzina RON 95 ha equivalenti caratteristiche di una miscela composta dal 95% di ottano e da un 5% di eptano. Con buona approssimazione si possono bilanciare le reazioni chimiche direttamente sull'ottano C₈H₁₈ che i risultati non cambiano di molto. Perciò l'ossidazione completa di un kg di combustibile risulta



Prese le masse molari:

Elemento	Massa molare [g/kmol]
H	1
C	12
O	16

Tabella 6 – Masse Molari

Risulta che:

2 moli di C_8H_{18} pesano 228g

16 moli di CO_2 pesano 704g

quindi 228g di combustibile emettono 704g di CO_2 .

Di conseguenza la CO_2 emessa da un kg di combustibile risulta facendo la proporzione:

$$\frac{704 \cdot 1000}{228} = 3087.7 \frac{g_{CO_2}}{kg_{benzina}}$$

Prendendo per la benzina una densità di $\rho_{benzina} = 0.748 \frac{kg}{l}$ si può calcolare l'emissione di CO_2 per litro di combustibile:

$$3.087 \cdot 0.748 = 2.31 \frac{kg_{CO_2}}{l_{benzina}}$$

Lo stesso ragionamento si può fare con l'ossidazione completa dell'etanolo puro (E100) C_2H_5OH e poi risalire all'emissione dell'E85 per interpolazione. La reazione bilanciata per l'etanolo risulta:



Perciò passando alle masse si ha che 46 g di combustibile emettono 88 g di CO_2 e quindi un kg di etanolo produce

$$\frac{88 \cdot 1000}{46} = 1913 \frac{g_{CO_2}}{kg_{E100}}$$

Avendo una densità $\rho_{E100} = 0.789 \frac{kg}{l}$, l'emissione per litro di combustibile risulta:

$$1.913 \cdot 0.789 = 1.509 \frac{kg_{CO_2}}{l_{E100}}$$

Interpolando i valori si ricava l'emissione di CO_2 della miscela benzina-etanolo E85:

$$2089.2 \frac{g_{CO_2}}{kg_{E85}}$$

$$Emissione E85 = 1.65 \frac{kg_{CO_2}}{l_{E85}}$$

Ecco dimostrati i coefficienti adottati dal regolamento per la conversione delle emissioni. Riassumendo, per completare la prova di endurance si produce un certo lavoro consumando una certa quantità di combustibile. Prese due vetture identiche, una alimentata a benzina ed una ad E85, che compiano lo stesso lavoro, quella a benzina consumerà x e quella ad etanolo y . Il regolamento riporta il consumo di etanolo in volume equivalente di benzina facendo:

$$x_{eq} = \frac{y}{1.4}$$

Perciò ha senso valutare il coefficiente 1.4 perché nel caso fosse sottostimato si avrebbe un consumo equivalente inferiore a quello reale. Si valutano quindi i grammi di CO_2 emessa per ogni litro di miscela aria combustibile aspirata; prima però si esprime il coefficiente di conversione da litri di combustibile a litri di miscela:

$$\frac{V_f}{V_a + V_f} = \frac{\frac{m_f}{\rho_f}}{\frac{m_a}{\rho_a} + \frac{m_f}{\rho_f}} = \frac{1}{\lambda_{st} \frac{\rho_f}{\rho_a} + 1} \left[\frac{l_{fuel}}{l_{mix}} \right]$$

$$\text{Benzina} \quad 3087.7 \left[\frac{g_{CO_2}}{kg_{benzina}} \right] 0.748 \left[\frac{kg_{benz}}{l_{benz}} \right] 1.124 \cdot 10^{-4} \left[\frac{l_{benz}}{l_{mix}} \right] = 259.788 \frac{mg_{CO_2}}{l_{mix}}$$

$$\text{E85} \quad 2089.2 \left[\frac{g_{CO_2}}{kg_{E85}} \right] 0.783 \left[\frac{kg_{E85}}{l_{E85}} \right] 1.585 \cdot 10^{-4} \left[\frac{l_{E85}}{l_{mix}} \right] = 259.381 \frac{mg_{CO_2}}{l_{mix}}$$

Ora si calcolano i MJ di energia prodotta con un litro di miscela stechiometrica aria combustibile usando la formula:

$$\frac{LHV}{\lambda_{st} + 1} \left(\rho_a \frac{\lambda_{st}}{\lambda_{st} + 1} + \rho_f \frac{1}{\lambda_{st} + 1} \right) \left[\frac{MJ}{l_{mix}} \right]$$

E si ottengono i valori di Tabella 7

Benzina	$\rho_f = 0.748$ $\lambda_{st} = 14.5$ $LHV = 43$	$0.13704 \left[\frac{MJ}{l_{mix}} \right]$
E85	$\rho_f = 0.783$ $\lambda_{st} = 9.825$ $LHV = 29.53$	$0.20034 \left[\frac{MJ}{l_{mix}} \right]$

Tabella 7 – Energia per litro di miscela

Ora si calcolano i milligrammi di CO_2 emessa per ogni MJ introdotto in camera di combustione da un litro di miscela:

Benzina	$\frac{259.788}{0.13704} = 1895.709 \left[\frac{mg_{CO_2}}{MJ} \right]$
E85	$\frac{259.381}{0.20034} = 1294.703 \left[\frac{mg_{CO_2}}{MJ} \right]$

Tabella 8 – Emissione per unità di energia

Perciò il rapporto fra i mg di CO_2 emessi da 1 MJ introdotto con la benzina ed il corrispondente in etanolo, a parità di energia introdotta risulta

$$\frac{1895.7}{1294.7} = 1.464$$

Leggermente diverso da 1.4 ma comunque vantaggioso dal punto di vista della *Fuel Efficiency*. In sostanza se si rapportano le emissioni per litro di combustibile come da regolamento il rapporto risulta pari ad 1.4; se tuttavia si valutano le energie introdotte in camera a parità di emissioni il rapporto sale ad 1.46 rendendo l'E85 leggermente più vantaggioso dal punto di vista della *Fuel Efficiency*.

3.4 Vincoli regolamentari – confronto strozzature

Calcolando la tonalità termica di benzina ed E85, ovvero l'energia introdotta in camera di combustione per unità di massa di aria stechiometrica aspirata, si può osservare che l'E85, a parità di aria, sviluppa più potenza della benzina

$$K' = \frac{LHV}{\lambda_{st}}$$
$$K'_{benzina} = 2.96 \frac{MJ}{kg_{air}}$$
$$K'_{E85} = 3.01 \frac{MJ}{kg_{air}}$$

È per questo motivo che per eguagliare le potenze massime erogabili, il regolamento limita la portata d'aria delle vetture alimentate ad E85 imponendo una strozzatura all'aspirazione più piccola (19 mm) rispetto a quella delle vetture alimentate a benzina (20 mm). È quindi interessante calcolare la portata di blocco sonico di entrambe ed il corrispondente regime di rotazione. In un secondo momento è utile anche confrontare le portate d'aria ai diversi regimi di rotazione. Come noto la portata di blocco sonico si ha per un valore del rapporto delle pressioni pari a:

$$\beta_{cr} = \frac{p_{coll}}{p_{amb}} = 0.5283$$

Analiticamente la portata in massa attraverso un orifizio si esprime con la formula:

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{amb} \sqrt{RT_{amb}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{coll}}{p_{amb}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{coll}}{p_{amb}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Assumendo una area effettiva di passaggio pari a

$$A_{eff} = 0.5 A_{geom}$$

Le portate di blocco sonico per le due strozzature risultano:

Strozzatura	Portata di blocco sonico [g/s]
19 mm	33.9
20 mm	37.6

Tabella 9 – Portate in massa al blocco sonico

Per calcolare il corrispondente regime di rotazione si eguagliano tali portate con la portata richiesta dal motore e si ricava n :

$$\dot{m} = \frac{n}{2} V_c \frac{p_{coll}}{RT}$$

ottenendo:

Strozzatura	Regime di blocco sonico [giri/min]
19 mm	10657
20 mm	11809

Tabella 10 – Regime di blocco sonico

Si osserva subito che la strozzatura da 20 mm, avendo una sezione di passaggio di circa il 10% maggiore rispetto a quella da 19mm, permette un regime di blocco sonico ed una portata del 10% più elevati rispetto a quella da 19 mm. Risulta interessante osservare l'andamento della portata attraverso le due strozzature ai vari regimi motore in quanto durante lo svolgimento della prova di endurance il regime di potenza massima viene sfruttato per una frazione molto limitata del tempo totale. Si opera quindi un'analisi pesata sul tempo giro dei regimi utilizzati dalla vettura in gara e si riportano nei successivi istogrammi i dati elaborati. Si prendono a riferimento le prove delle stagioni passate di Italia e Spagna. Ogni colonna rappresenta il tempo di utilizzo del corrispondente regime rapportato al tempo totale; per esempio la colonna dei 7000 giri/min significa che per il 16% del tempo totale il motore si è trovato fra 7000 e 8000 giri/min.

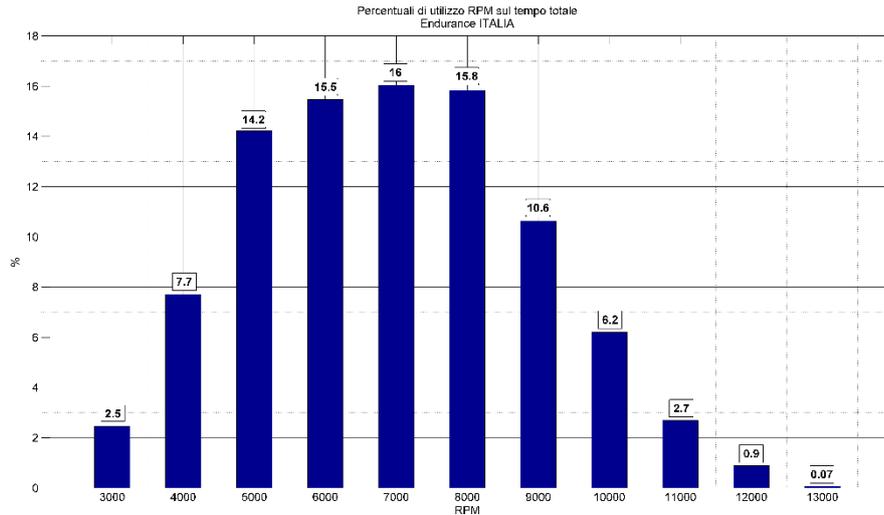


Figura 6 – Percentuale utilizzo Italia

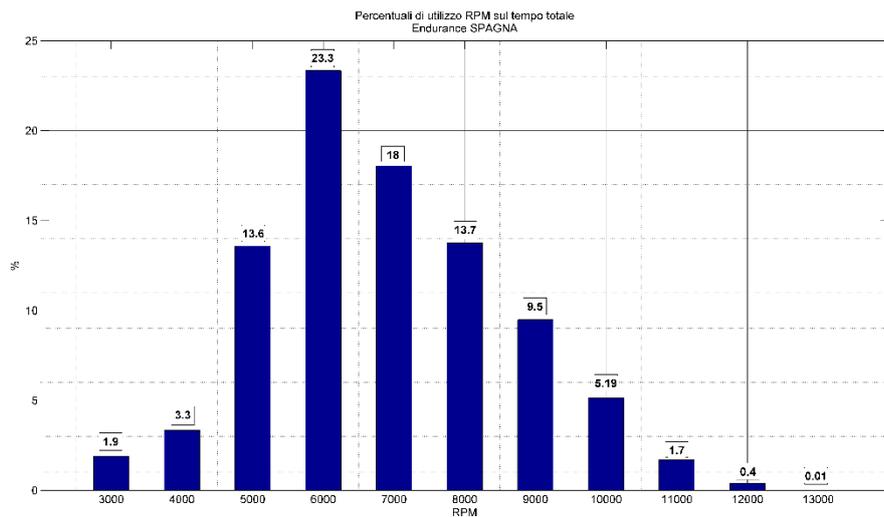


Figura 7 – Percentuale utilizzo Spagna

Come si può osservare il range più utilizzato è fra i 5000 e gli 8000 rpm con percentuali di utilizzo che vanno dal 61% al 67% del tempo totale. È per questo motivo che si analizza l'andamento della portata al variare dei giri motore, in questo modo è possibile valutare l'influenza delle diverse strozzature sul giro reale e non sulla potenza massima che, come visto negli istogrammi precedenti viene utilizzata per meno del 2% del tempo giro. L'andamento della portata in funzione dei giri

motore viene quindi calcolato eguagliando la portata attraverso la strozzatura a quella in ingresso al motore per ricavare la pressione nel collettore. Tale pressione viene quindi inserita nella portata attraverso il motore per ricavarne il regime corrispondente. L'andamento delle portate per le due strozzature è riportato nel grafico di Figura 8:

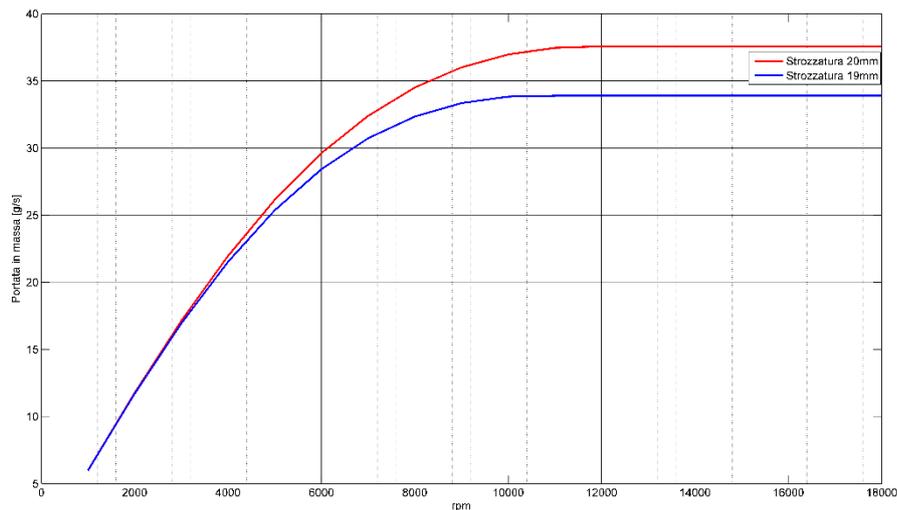


Figura 8 – Portata-rpm

Si valutano le differenze percentuali di portata fra i 5000 giri/min e gli 8000 giri/min fra le due strozzature:

Regime [giri/min]	Differenza percentuale portate [%]
5000	2.96
6000	4.02
7000	5.14
8000	6.27

Tabella 11 – Regime/Differenza percentuale portate

Si calcola ora la potenza introdotta in camera di combustione moltiplicando la tonalità termica dei due combustibili per le rispettive portate in massa e si ottengono gli andamenti riportati nel grafico di Figura 9.

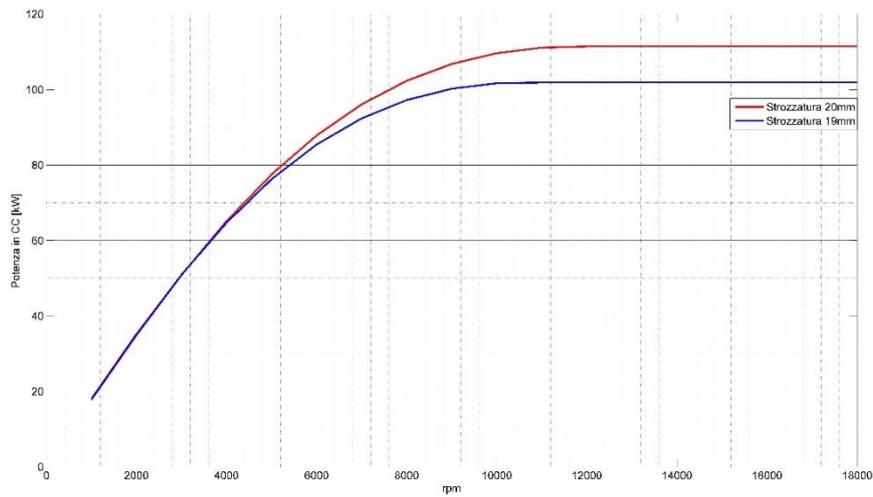


Figura 9 – Confronto strozzature Potenza/rpm

Infine si calcola la differenza percentuale fra le potenze in camera, se ne mostra l'andamento ed i valori numerici in tabella per i regimi di rotazione fra 5000 giri/min e gli 8000 giri/min.

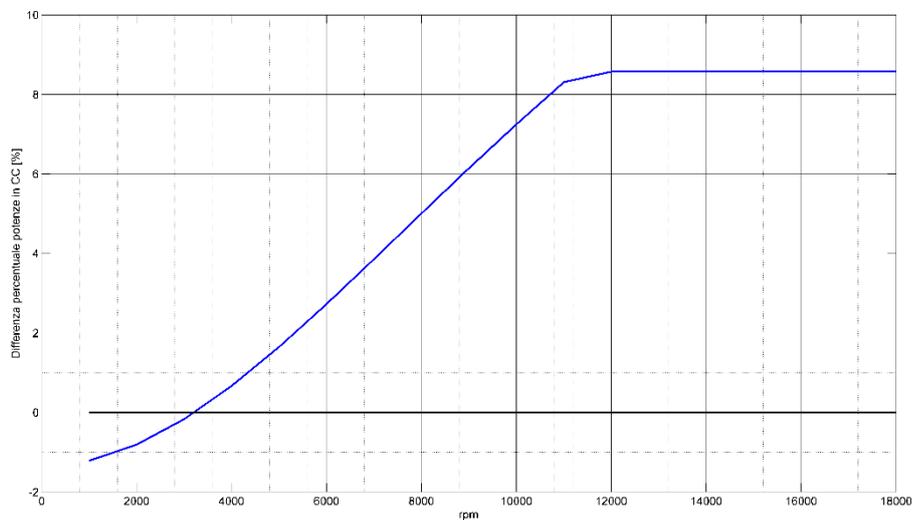


Figura 10 – Differenza percentuale potenze in camera di combustione

Regime [giri/min]	Differenza percentuale potenze in CC [%]
5000	1.65
6000	2.73
7000	3.86
8000	5.00

Tabella 12 – Differenza percentuale potenze in C.C.

Da questo confronto si può dedurre che, per una differenza di sezione di passaggio del 10% fra la strozzatura da 20 mm e quella da 19 mm, all'atto pratico si ha una riduzione di potenza introdotta in camera al massimo del 5% nei regimi più frequentemente utilizzati. Se inoltre si pesano le differenze percentuali sulla percentuale di utilizzo di una generica prova come per esempio la "Spagna", la differenza scende al 3.27%.

3.5 Procedura per la misura della frazione di etanolo nella miscela

Il sistema di controllo dell'iniezione è di tipo *speed/density* perciò ha memorizzato in centralina il valore di rendimento volumetrico di ogni cilindro e tramite il parametro "*lambda stechiometrico*" impostato in memoria è in grado di calcolare la massa di combustibile da iniettare a ciclo. Nel funzionamento a benzina, una volta impostato il lambda stechiometrico di 14.5, il motore funziona perfettamente per qualunque tipo di benzina prelevata alla pompa in quanto la standardizzazione delle forniture rende omogenea la distribuzione. Quando però si parla di miscele benzina - etanolo come nel caso di E85, le cose sono ben diverse e non sempre viene rispettata alla perfezione la concentrazione in volume dell'85% di etanolo sulla miscela. Un esempio viene fornito in Tabella 13 dove sono riportati i risultati di analisi di laboratorio di quattro campioni diversi di E85 prelevati nei vari campi di gara.

		E85 FORNITORE	E85 ITALIA	E85 REP CECA	E85 FRANCIA
RON	-	>108	106.4	>108	>108
MON	-	>108	89.3	>108	>108
(RON+MON)/2	-	>108	97.85	>108	>108
Zolfo	mg/kg	0.9	<10	1.0	<3
Stabilità all'ossidazione	minuti	>1000	>1000	>1000	>1000
Gomme attuali	mg/100 ml	<2	<2	<2	<2
Aspetto	-	limpido	limpido	limpido	limpido
Alcoli superiori (C3-C8)	% v/v	<0.1	<0.1	<0.1	0.1
Metanolo	% v/v	<0.1	<0.1	<0.1	<0.1
Eteri (5 o + atomi)	% v/v	0.9	<0.1	0.1	1.9
Fosforo	mg/l	assente	assente	assente	assente
Acqua	% v/v	<0.2	<0.2	<0.2	<0.2
Cloruri inorganici	mg/l	<0.1	<0.1	<0.1	<0.1
pH	-	7.50	7.75	8.00	7.5
Corrosione su rame	rating	1a	1a	1a	1a
Acidità	% m/m	<0.002	<0.002	<0.002	<0.002
TVR	kPa	72	68	37	50
Etanolo	% v/v	74	74	84.5	69
F.B.P.	°C	<180	<180	<180	<180
Residuo	% v/v	0.9	1.3	0.9	0.9
Densità @ 15°C	kg/l	0.762	0.763	0.785	778

Tabella 13 – Test di laboratorio su campioni E85

Le concentrazioni in volume di etanolo variano fra un minimo di 69% ed un massimo di 84.5%. Si rende ovviamente fondamentale la conoscenza della concentrazione in volume di etanolo nella miscela che si introduce nel serbatoio per poter impostare correttamente il valore di lambda stechiometrico in centralina. Il metodo di misura più semplice sfrutta l'elevatissima igroscopicità dell'etanolo rispetto alla benzina. Si tratta di predisporre un becker graduato contenente un volume noto della miscela che si vuole testare (V_{mix}), aggiungere una quantità di acqua nota, mescolare ed attendere qualche minuto che le fasi si separino. In questo modo l'etanolo presente nella miscela si lega completamente con l'acqua e la benzina viene separata nettamente dal resto di liquido proprio per il fatto che essa

è altamente idrofoba. Dopo aver atteso la separazione delle fasi si avrà sul fondo una miscela di etanolo puro ed acqua e nella parte superiore (avendo densità minore) lo stesso volume di benzina che era presente nella miscela originaria di volume V_{mix} . Misurando tale volume mediante le tacche presenti nel becker è possibile risalire facendo la proporzione alla concentrazione in volume della benzina nella miscela originaria e quindi alla classificazione EXY. Per esempio:

$$\begin{aligned}V_{mix} &= 50 \text{ ml} \\V_{benzina} &= 6 \text{ ml} \\ \%v/v_{benzina} &= \frac{100 V_{benzina}}{V_{mix}} = 12\%\end{aligned}$$

Di conseguenza il combustibile analizzato è un E88.

3.6 Compatibilità dei materiali

Rispetto alla benzina, l'etanolo presenta numerosi problemi legati al danneggiamento dei materiali con cui viene a contatto. La principale causa di ciò è legata all'igroscopicità dell'etanolo ed ai fenomeni di ossidazione che il contatto con l'acqua comporta. Di seguito sono riportate alcune tabelle di compatibilità dell'etanolo coi diversi materiali legati principalmente allo stoccaggio, utilizzo e trasporto di questo combustibile.

	<i>raccomandati</i>	<i>non raccomandati</i>
Metalli	Acciaio al carbonio con trattamento termico post-saldatura a caldo per tubazioni e serbatoi rivestiti internamente Acciaio inossidabile Bronzo Alluminio	Materiali di zinco e zincati Ottone Rame Acciaio rivestito di piombo/stagno Alluminio (può essere un problema con E100)
Elastomeri	Buna-N (tubi flessibili e guarnizioni) Fluorel Fluorosilicone Neoprene (tubi flessibili e guarnizioni) Gomma al polisolfuro Viton	Buna-N (solo guarnizioni di tenuta) Neoprene (solo guarnizioni di tenuta) Gomma uretanica Tubi flessibili in acrilonitrile-butadiene Polibutene tereftalato
Polimeri	Acetale Polipropilene Polietilene Teflon Fibra di vetro rinforzata con plastica	Poliuretano Polimeri contenenti gruppi alcolici (come sigillante per tubi a base di alcool) Nylon 66 Fibra di vetro rinforzata con poliestere e resine epossidiche Gommalacca
Altri	Carta Pelle	Sughero

Figura 11 – Compatibilità materiali

Inoltre si riporta una tabella di compatibilità fornita dalla nota ditta Camozzi di automazione industriale.

TABELLA DI COMPATIBILITÀ CHIMICA DEI MATERIALI																						
	Alluminio	Ottone	Poliammide PA	Acciaio INOX	Teflon PVDF	Bronzo	Delrin POM	PVC	PBT - PETP	PEEK	Polipropilene	Ryton PPS	Kel-F PCTFE	Buna NBR-HNBR	Viton FKM-FPM	Teflon PTFE	EPDM	Kalrez FFKM-FFPM	Silicone MQ	Neoprene CR	Poliuretano PUR	
Benzina	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Alcool - etanolo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
• compatibile ✕ non compatibile																						

Figura 12 – Compatibilità materiali Camozzi

È importante osservare che l'alluminio, se non trattato superficialmente con metodi di anodizzazione, tende ad ossidare rapidamente ed a rilasciare particelle di ossido di alluminio nel combustibile che potrebbero compromettere il funzionamento del sistema di iniezione. Per questo motivo il costruttore degli iniettori utilizzati in questo studio ha garantito la piena resistenza alla corrosione da etanolo degli iniettori forniti consigliando l'utilizzo all'interno dell'impianto, di un filtro con maglia da 10µm. Inoltre tutti gli elementi della *fuel line* devono essere certificati per l'utilizzo di etanolo, in particolare i materiali polimerici presenti in guarnizioni e raccordi in quanto se non sono compatibili tendono ad indurirsi ed a rompersi.

Capitolo 4 Modifiche al propulsore

4.1 L'incremento del rapporto di compressione all'atto pratico

Come anticipato nel paragrafo “3.1 Rendimento e rapporto di compressione” il propulsore di serie, alimentato a benzina RON 95, ha un rapporto di compressione di 12.5:1. Avendo l'E85 un numero di ottano superiore a quello della benzina ha senso valutare, a parità di livello di detonazione, l'incremento del rapporto di compressione rispetto a quello di serie. Dopo un'analisi delle vetture concorrenti si stabilisce come valore obiettivo un rapporto di compressione pari a 15:1. Successivamente, per vincoli puramente geometrici, sarà possibile spingersi solamente fino a 14.5:1 ottenendo un guadagno sul rendimento termodinamico del 3.3 %. Questo valore risulta comunque soddisfacente considerando il fatto che è ottenuto utilizzando i pistoni di serie. Occorre fare una premessa su come verrà realizzato l'intervento sul propulsore: l'obiettivo, per come è definito il rapporto di compressione

$$r = \frac{V_c + V_0}{V_0}$$

è intervenire sul valore V_0 del volume della camera di combustione non potendo intervenire ovviamente sulla cilindrata V_c . Le strade per ridurre il volume V_0 sono essenzialmente due:

- utilizzare pistoni detti “*ad alto rapporto di compressione*” che abbiano una forma del cielo rialzata
- abbassare il piano della testata per avvicinare la parte superiore della camera di combustione al cielo del pistone di serie

Sviluppare pistoni custom, specifici per il rapporto di compressione selezionato, potrebbe sembrare una scelta molto interessante soprattutto se si considera che in parallelo si potrebbe lavorare anche sull'alleggerimento delle masse che formano il manovellismo di spinta e sul suo riequilibrio col vantaggio di ridurre il momento d'inerzia generato dalle masse alterne. Tuttavia un lavoro del genere presuppone una quantità di ore e motori distrutti troppo alta per gli scopi di questo lavoro e si decide di lavorare esclusivamente sulla testata di serie. Ciò non toglie

che sviluppi futuri dovranno contemplare anche questo tipo di upgrade, che per il momento ed in maniera esclusivamente conservativa viene messo in stand by. Perciò la strada intrapresa risulta quella di lavorare sul piano di accoppiamento testata - basamento. Da un lato si può abbassare il piano della testata e dall'altro quello del basamento come mostrato in figura



Figura 13 – Camera di combustione lato testata e lato pistoni

Si decide di lavorare sulla testata in quanto per come è stato progettato il propulsore, se si lavorasse il basamento, il pistone impatterebbe inevitabilmente sulla testa e per motivi di piazzamento in macchina è più semplice lavorare la testata. In una fase preliminare si calcolano gli spessori da asportare al piano testata per ottenere i vari rapporti di compressione. Nello stesso foglio di Excel è calcolato anche lo sfasamento fra albero motore ed asse a camme derivante dalla lavorazione: l'interasse fra albero motore ed asse a camme infatti viene modificato e di conseguenza si introduce uno sfasamento fra la legge delle valvole e quella del pistone che dovrà essere corretto.

<i>r</i>	12.5	13.0	13.5	14.0	14.5	15.0	15.5	16.0	16.5
<i>Alesaggio [mm]</i>	67	67	67	67	67	67	67	67	67
<i>Corsa [mm]</i>	42.5	42.5	42.5	42.5	42.5	42.5	42.5	42.5	42.5
<i>Vc cilindrata unitaria [cm³]</i>	149.84	149.84	149.84	149.84	149.84	149.84	149.84	149.84	149.84
<i>VO volume cc [cm³]</i>	13.030	12.487	11.987	11.526	11.099	10.703	10.334	9.989	9.667
<i>Area teorica pistone [cm²]</i>	35.257	35.257	35.257	35.257	35.257	35.257	35.257	35.257	35.257
<i>Abbassamento testata rispetto originale [mm]</i>	0.000	0.154	0.296	0.426	0.548	0.660	0.765	0.862	0.954
<i>Raggio primitivo rochetto camme [mm]</i>	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5
<i>Accorciamento catena [mm]</i>	0.000	0.154	0.296	0.426	0.548	0.660	0.765	0.862	0.954
<i>Sfasatura asse camme-albero motore [°]</i>	0.000	0.280	0.538	0.776	0.996	1.200	1.391	1.568	1.735

Tabella 14 – Spessori da asportare

A questo punto bisogna procedere con i rilievi sul motore assemblato, provvisto di guarnizione di testa e con le viti serrate a coppia per poter capire gli spazi disponibili prima che il pistone venga a contatto con la testata. È importante notare che fra basamento e testata è interposta una guarnizione che garantisce la tenuta della pressione in camera di combustione rispetto ai canali di raffreddamento. Questa è composta da tre fogli di lamiera di diverso spessore annegati in una resina polimerica che funge da isolante. Gli spessori sono riportati in tabella:

<i>Foglio</i>	<i>Spessore [mm]</i>
Esterno lato testa	0.27
Interno	0.22
Esterno lato basamento	0.27

Tabella 15 – Spessori guarnizioni testa

Per effettuare le misurazioni si suddivide l'area del pistone in nove zone significative:

- zona rossa da 1 a 4 rappresentativa dello spessore di squish
- zona blu da 5 a 8 rappresentativa del contatto pistone – valvola
- zona 9 rappresentativa della distanza candela - pistone

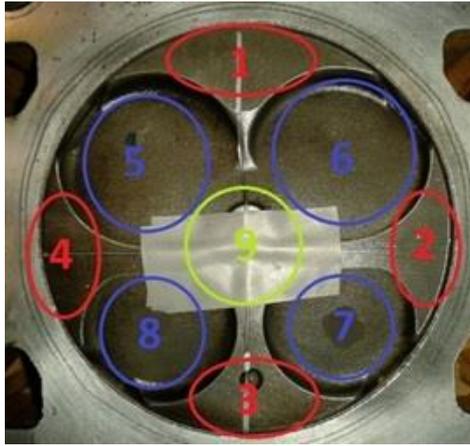


Figura 14 – Aree significative pistone

Si fissano poi dei tranci di filo di piombo calibrato in ognuna delle zone sopracitate, si chiude a coppia di serraggio il motore e si effettuano i rilievi.



Figura 15 – Rilievi pistone



Figura 16 – Rilievi pistone



Figura 17 – Rilievi pistoni

Le misure vengono effettuate secondo le combinazioni di fogli riportate nella tabella seguente in modo che, se semplicemente si potrà raggiungere il rapporto di compressione obiettivo lavorando sulla guarnizione di testa, non sarà necessario mandare in rettifica la testata.

Cilindro misurato	GUARNIZIONE				SPESSORE FILO IN ZONA									VOLUME CAMERA misurato(cc)	VOLUME CAMERA teorico(cc)	RAPPORTO DI COMPRESSIONE misurato	RAPPORTO DI COMPRESSIONE teorico
	0.27	0.22	0.27	TOTALE	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
1				0					1.83	1.73	1.64	1.62	1.2	10.2	10.34	15.67	15.48
2				0					1.95	1.94	1.67	1.69	1.2	10.1-10.8	10.34	15.82-14.86	15.48
3				0					1.95	1.96	1.56	1.56	1.2	10-10.8	10.34	15.97-14.86	15.48
4				0		~			1.96	1.96	1.59	1.62	1.2	10.3	10.34	15.53	15.48
1		x		0.22	0.27	0.26	0.19	0.26						11.2	11.11	14.37	14.47
2		x		0.22	0.25	0.2	0.21	np						11.1	11.11	14.47	14.47
3		x		0.22	0.27	0.25	0.23	0.25						11	11.11	14.61	14.47
4		x		0.22	0.24	0.27	0.18	0.27						11	11.11	14.61	14.47
1	x	x		0.49	0.49	np	0.41	np						12	12.07	13.48	13.41
2	x	x		0.49	0.49	0.5	0.41	0.5						12.2	12.07	13.27	13.41
3	x	x		0.49	0.49	np	0.42	np						12	12.07	13.48	13.41
4	x	x		0.49	0.45	0.5	0.39	0.5						11.9	12.07	13.58	13.41
1	x	x	x	0.76	0.65	np	0.58	0.65						13.2	13.02	12.34	12.5
2	x	x	x	0.76	0.66	np	0.59	np						13	13.02	12.52	12.5
3	x	x	x	0.76	0.67	np	0.58	0.7						12.9	13.02	12.6	12.5
4	x	x	x	0.76	0.63	0.6	0.57	0.6						12.9	13.02	12.6	12.5

Tabella 16 – Misure spessori utili per diversi spessori guarnizione

Dalle misurazioni si vede subito che la configurazione con un solo foglio di guarnizione, nello specifico quello centrale da 0.22 mm, si avvicina molto al valore obiettivo di rapporto di compressione. Il beneficio derivante dal non dover lavorare a macchina utensile la testata rende questa la scelta di miglior compromesso e sarà quella intrapresa nel presente studio. È da notare inoltre che il foglio centrale è l'unico provvisto del foro calibrato per la lubrificazione degli assi a camme e delle punterie e che abbassare la testata anche solo di 0,3 mm comporta il rischio di rimuovere materiale dalla zona conica di tenuta valvole (sedi valvole) con tutti i problemi connessi. Ottenuto quindi il rapporto di compressione desiderato pari in linea teorica a 14.5:1 si procede analizzando gli spessori utili fra pistone e testata nelle varie zone selezionate. Si osserva che la zona critica è localizzata nell'area 3 di *squish* lato scarico con spessori anche inferiori ai 0.2 mm. Tale valore è comunque lontano dai limiti di allungamento del manovellismo al punto morto superiore che porterebbero all'impatto del pistone sulla testata. Si rischierà però di avere un livello di detonazione maggiore rispetto ad una configurazione più conservativa ma prove al banco hanno confermato l'assenza di detonazione anche nelle condizioni più sfavorevoli.

Un'analisi più approfondita richiede invece la valutazione della distanza relativa valvola – pistone durante la rotazione dell'albero motore. Si riportano perciò in uno script Matlab le leggi di moto in base angolo di pistone, valvola di aspirazione e valvola di scarico per valutare possibili situazioni di interferenza. La corsa della valvola di aspirazione e la corsa del pistone sono riportate nella seguente Figura 18.

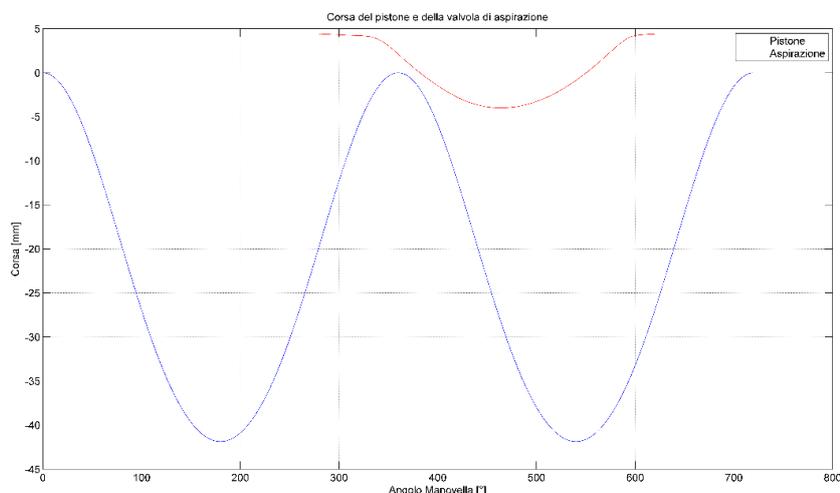


Figura 18 – Corsa pistone, corsa valvola aspirazione

La corsa della valvola di scarico e quella del pistone sono mostrate in Figura 19.

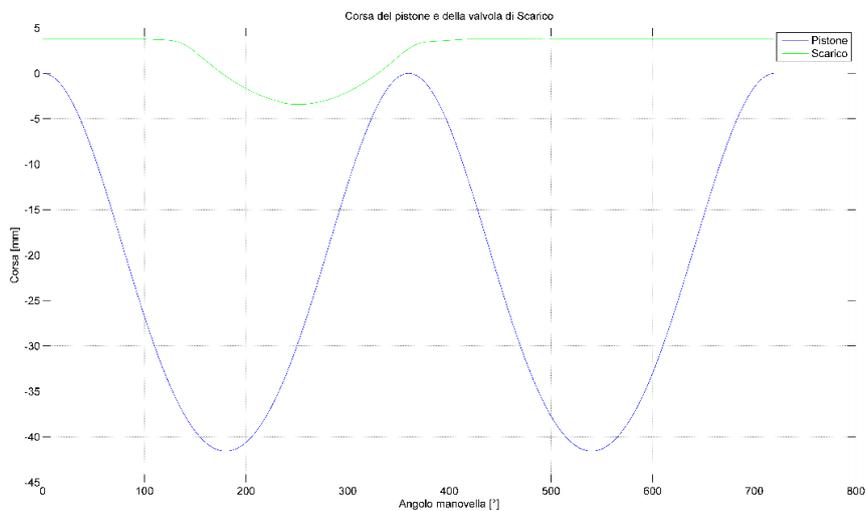


Figura 19 – Corsa pistone, corsa valvola di scarico

Mentre la distanza relativa pistone – valvola è raffigurata per entrambe le valvole in Figura 20.

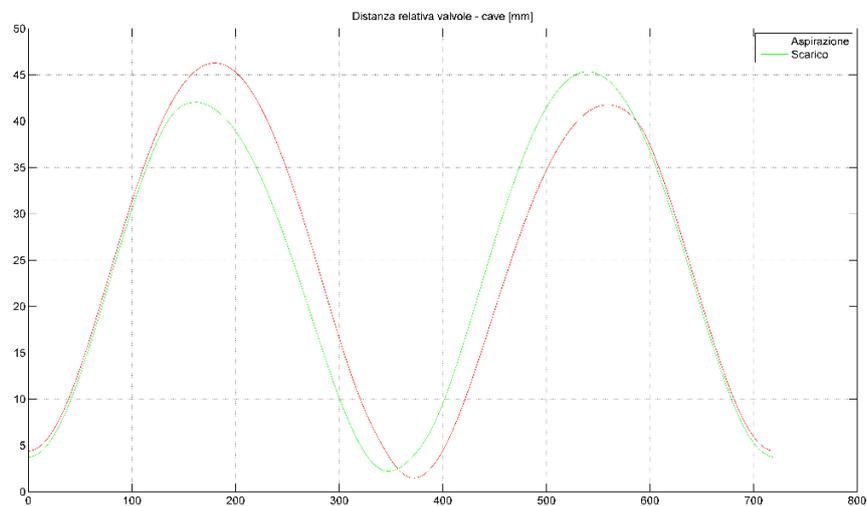


Figura 20 – Distanza relativa pistone-valvole

Numericamente i valori critici e gli angoli corrispondenti sono riportati nella seguente tabella:

Valvola	Distanza minima [mm]	Angolo [°]
Aspirazione	1.495	373
Scarico	2.213	348

Tabella 17 – Distanze minime pistone-valvole

Perciò il rischio di interferenza è ben lontano dal verificarsi.

4.2 La valvola parzializzatrice con strozzatura di 19mm

È stato riprogettato l'intero sistema di aspirazione per l'applicazione in vettura. In questo paragrafo verrà presentata la progettazione della valvola di aspirazione e del venturi con sezione di gola conforme al regolamento Formula SAE. È possibile osservare il sistema di aspirazione nel suo assieme in Figura 21.



Figura 21 – Assieme aspirazione

Il progetto della valvola parzializzatrice e del venturi ha seguito due strade in parallelo: da un lato si è sviluppato tramite simulazione CFD il disegno ottimale per il venturi; dall'altro si è determinato il diametro della valvola che generasse la migliore curva di regolazione utilizzando un modello monodimensionale del motore Formula SAE sviluppato in ambiente GT Power. Il diametro ottimale per la

valvola è risultato essere $d = 33 \text{ mm}$. È possibile osservare un'immagine della simulazione del venturi in Figura 22.

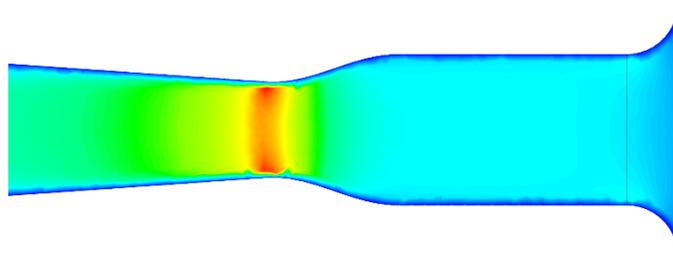


Figura 22 – Simulazione CFD venturi

Se si seziona l'assieme valvola – divergente si ottiene la vista di Figura 23.



Figura 23 – Vista in sezione del venturi e della valvola a farfalla

Nel corpo valvola realizzato in lega di alluminio 7075 è ricavata la sezione di gola da 19 mm per la quale sono state imposte tolleranze sul diametro di $d = 19_{-0.02}^{+0.01} \text{ mm}$. Il tratto divergente del venturi è realizzato in materiale composito utilizzando 3 pelli da 300 g/m^2 per uno spessore totale di circa 1 mm.

4.3 La capacità del serbatoio

La miscela E85 ha un rapporto A/F stechiometrico minore rispetto a quello della benzina, ciò significa che a parità di aria aspirata, per ossidare tutte le molecole di combustibile è necessaria una massa di E85 maggiore rispetto a quella di benzina. Ciò significa dunque un consumo maggiore e di conseguenza un volume maggiore del serbatoio. In via del tutto cautelativa si considera la stessa portata d'aria al motore nonostante la differenza di strozzature e si valuta esclusivamente il rapporto fra gli A/F stechiometrici per stimare la capacità del nuovo serbatoio. Per poter inoltre competere anche dove non sia disponibile E85 ma solo E100, come in Brasile per esempio, si prende a riferimento l'A/F stechiometrico dell'etanolo puro perciò:

$$\frac{(A/F)_{st,benzina}}{(A/F)_{st,E100}} = \frac{14.5}{9} = 1.61$$

Il serbatoio della vettura alimentata a benzina ha una capacità di 5l perciò quello della vettura alimentata ad E100 dovrà essere almeno pari a:

$$V_{E100} = 1.61 V_{benz} = 8 l$$

4.4 L'impianto di iniezione e la pompa carburante

È stata inoltre studiata una ottimizzazione nella gestione della pompa carburante. Il circuito carburante è di tipo "returnless" ovvero il ricircolo della portata in esubero avviene direttamente tramite il regolatore di pressione posto a ridosso del serbatoio ed il rail iniettori è collegato semplicemente col tubo di mandata al regolatore. In questo modo non si invia in circolo per la vettura la portata in eccesso evitando in parte il riscaldamento del combustibile. Uno schema del layout del circuito carburante è riportato in Figura 24.

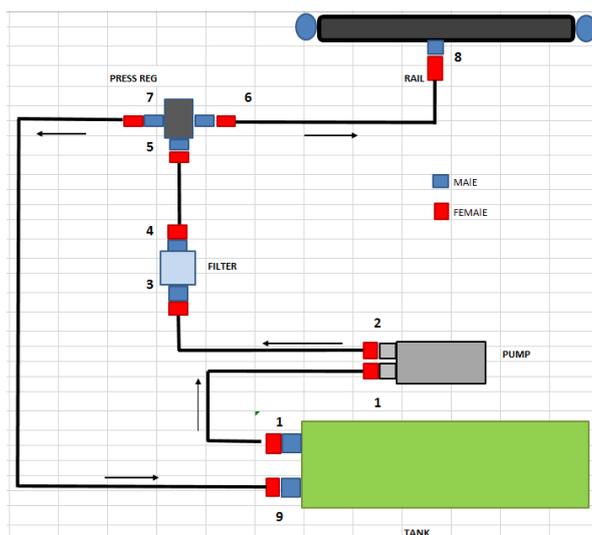


Figura 24 – Layout impianto carburante

Il controllo della pompa è generalmente molto semplice: quando la vettura è avviata la pompa è alimentata alla tensione nominale del circuito elettrico. Nessuna strategia è mai stata implementata all'interno del progetto Formula SAE ed in generale, anche per le vetture di produzione di serie, la scelta non è differente. Tuttavia si è deciso di indagare se anche in tale ambito ci potesse essere un margine di miglioramento e così è stato. Concettualmente il circuito carburante è molto semplice: la pompa di mandata preleva il combustibile dal serbatoio posto a pressione ambiente e lo invia, dopo aver attraversato il filtro, al regolatore di pressione. Questo è costituito da due camere separate da una membrana: quando la pressione a valle del regolatore è superiore alla spinta di taratura della membrana, la portata in arrivo dalla pompa viene rigettata al serbatoio; quando invece è inferiore viene inviata al rail iniettori. Di conseguenza una certa portata di ricircolo è sempre presente in questo tipo di impianto; sarà minima quando il motore si troverà a funzionare a massima potenza e massima nella condizione di *idle*. È proprio per questo motivo che si è pensato di ridurre al minimo indispensabile a garantire l'alimentazione del motore con un margine di sicurezza, la portata di ricircolo. Infatti gli svantaggi legati a tale portata possono essere riassunti in:

- elevate portate di ricircolo surriscaldano il carburante che si trova ad attraversare la pompa diverse volte prima di arrivare in camera di combustione;

- un carburante più caldo ha una densità minore, ciò significa che, a parità di volume iniettato, porta in camera di combustione un'energia chimica minore. Se non è prevista una misura di temperatura del combustibile onboard, non è possibile effettuare alcuna correzione in tale senso e quindi il motore erogherà meno potenza di quella ottenuta al banco;
- un carburante più caldo inoltre avrà una frazione di massa evaporata maggiore di uno più freddo e ciò influisce negativamente sulla misura di consumo per la *Fuel Efficiency*;
- la pompa alimentata sempre al massimo della tensione assorbe sempre il massimo della potenza elettrica. Tale potenza grava sull'alternatore e di conseguenza sulla potenza erogata dal motore. Inoltre un minor assorbimento di potenza elettrica può permettere l'utilizzo di batterie di capacità inferiore e quindi più leggere.

L'idea alla base dello studio è quella di mappare la richiesta di combustibile del motore direttamente dai dati sperimentali del banco prova, e pilotare la pompa in maniera da farla lavorare sempre ad una portata compatibile col punto motore. La tecnica per realizzare tale strategia è quella di comandare in PWM la pompa sulla base di una mappa analoga a quella utilizzata per il calcolo delle masse iniettate. Dopo una fase preliminare di validazione delle masse iniettate presenti in centralina, basata su misure di consumo al banco, si procede perciò al calcolo della portata volumetrica richiesta dal motore nelle reali condizioni di utilizzo del propulsore identificando per ogni punto motore (p_{coll}/rpm) una portata volumetrica media dei quattro cilindri. I dati delle acquisizioni sono riportati in Tabella 18 e sono evidenziati in verde la portata minima ed in rosso quella massima. In azzurro sono invece evidenziate le prime serie di un dato regime motore.

<i>P airbox bar</i>	<i>Regime rpm</i>	<i>m_inj 1 µg</i>	<i>m_inj 2 µg</i>	<i>m_inj 3 µg</i>	<i>m_inj 4 µg</i>	<i>MEDIA mj µg</i>	<i>portata l/h</i>
0.70625	2587	6240	6844	7448	6505	6759	2.69
0.8054	2604	8303	8813	9059	8670	8711	3.49
0.69462	2991	6169	6108	6998	6689	6491	2.99
0.79556	3001	7504	8240	9206	7908	8215	3.79
0.86014	2995	8645	10620	11549	8798	9903	4.56
0.89388	2997	9681	12357	12359	9737	11033	5.09
0.95667	2993	11131	13204	13205	11088	12157	5.60
0.98992	2986	11984	13673	13673	11841	12793	5.88
0.60031	3997	6324	6279	6734	6649	6497	4.00
0.72172	4000	7857	8002	8484	8319	8166	5.03
0.83816	4004	9749	10023	10507	10166	10111	6.23
0.90316	4002	10651	11140	11783	11026	11150	6.86
0.95328	4001	11436	12203	12969	11887	12124	7.46
0.98838	3994	11946	13068	13428	12428	12718	7.81
0.62254	4645	7543	6607	6188	7572	6977	4.99
0.70885	4648	8871	7931	7383	8914	8275	5.92
0.80286	4648	10422	9620	8725	10350	9779	6.99
0.8776	4648	11756	11223	9931	11559	11117	7.95
0.92706	4648	12591	12282	10926	12264	12016	8.59
0.96249	4647	13190	13125	11716	12785	12704	9.08
0.97896	4647	13445	13474	12100	13084	13026	9.31
0.55666	4987	6164	5762	5593	5886	5851	4.49
0.65945	5016	7798	7573	7299	7414	7521	5.80
0.7654	5007	9508	9627	9141	9017	9323	7.18
0.84126	4990	11057	11228	10295	10316	10724	8.23
0.89001	4993	12242	12506	11355	11380	11871	9.12
0.9376	5030	13372	13554	12438	12371	12934	10.01
0.98456	5024	14224	14226	13932	13492	13968	10.80
0.53659	5659	6007	5490	5963	5999	5864	5.11
0.60995	5651	7274	6751	7189	7113	7082	6.16
0.70108	5657	9040	8968	9232	8841	9020	7.85
0.79325	5657	10634	11954	11579	10399	11142	9.70
0.86926	5658	12306	14067	13543	11971	12972	11.29
0.90762	5657	13241	15150	14546	12743	13920	12.12
0.93609	5660	14142	16133	15352	13575	14800	12.89
0.96676	5655	14941	17115	16156	14396	15652	13.62
0.62666	6012	8377	9086	9088	8301	8713	8.06
0.71027	6018	10105	10292	10292	9972	10165	9.41
0.96741	6036	16507	18510	18212	16134	17341	16.10
0.56954	6111	8577	9210	9459	8751	8999	8.46
0.61194	6131	9728	10215	10474	9817	10058	9.49
0.70529	6125	12224	12730	13180	12237	12593	11.87
0.79786	6128	13620	13568	13560	12946	13423	12.66

0.88799	6125	17546	18342	17260	16959	17527	16.51
0.9278	6145	18812	20689	20971	18845	19829	18.75
0.96153	6145	19495	20909	21990	19440	20458	19.34
0.46564	6678	6927	6446	6472	7322	6792	6.98
0.55628	6679	9022	7874	8044	9403	8586	8.82
0.67783	6679	11699	10168	10323	12434	11156	11.46
0.7932	6680	14734	12495	12753	15243	13806	14.19
0.90285	6680	17211	15135	15534	17729	16402	16.86
0.94805	6681	18333	16479	17027	18789	17657	18.15
0.52027	7137	8356	9486	9135	8816	8948	9.83
0.62067	7133	10448	11925	11346	10999	11180	12.27
0.74596	7140	13110	14759	14235	13689	13948	15.32
0.8248	7139	14222	14865	13930	14445	14366	15.78
0.87496	7145	16189	17406	16646	16494	16684	18.34
0.91585	7116	17795	19251	18572	18494	18528	20.28
0.94851	7116	18612	20408	19684	19274	19494	21.34
0.41936	7685	6738	7628	7491	6703	7140	8.44
0.52199	7686	8492	9678	9522	8495	9047	10.70
0.64532	7687	10845	12265	12078	10979	11542	13.65
0.52079	8142	10324	9869	9747	11405	10336	12.95
0.67361	8107	16330	14074	13560	16862	15207	18.97
0.78962	8139	18808	16808	16750	20109	18119	22.69
0.88802	8154	22404	19874	19244	23261	21196	26.59
0.90457	8162	22217	19873	19599	23057	21186	26.60
0.53046	9165	9619	10760	10148	10279	10201	14.38
0.66103	9162	12632	13563	12520	13392	13027	18.36
0.72479	9164	14540	15627	14303	15404	14968	21.10
0.80836	9156	16324	16639	15235	17025	16306	22.97
0.87298	9149	18303	19871	18244	18933	18838	26.51
0.90173	9175	19455	21527	19045	19994	20005	28.24
0.56708	10213	11891	11761	11369	12190	11803	18.55
0.65022	10214	13666	13978	13064	14042	13688	21.51
0.72568	10216	15044	15585	14442	15623	15173	23.85
0.77578	10213	16498	17352	16044	17241	16784	26.37
0.81705	10214	17715	18736	17094	18497	18011	28.30
0.82544	10219	18523	19721	18011	19508	18941	29.78
0.81705	10214	17715	18736	17094	18497	18011	28.30
0.82544	10219	18523	19721	18011	19508	18941	29.78
0.84819	10209	20151	20496	18688	20904	20060	31.51
0.46111	11225	7853	8604	8324	8008	8197	14.16
0.5663	11223	10488	11549	10765	10691	10873	18.77
0.78181	11226	16442	17399	15884	16389	16529	28.55
0.82747	11224	17410	18643	17390	17722	17791	30.72

Tabella 18 – Portate volumetriche di carburante richieste dal motore

Si possono porre in un grafico rpm/portata i risultati dell'analisi come mostrato in Figura 25.

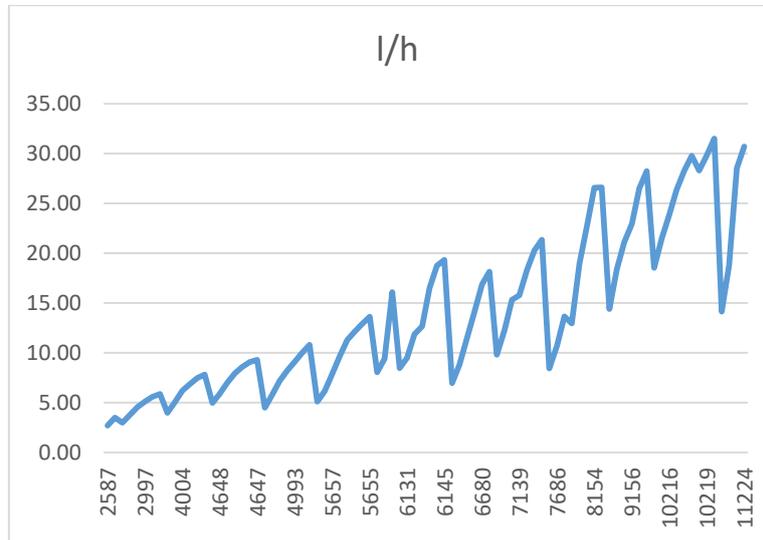


Figura 25 – Grafico dati sperimentali portate volumetriche

Numericamente risulta perciò:

<i>portata max</i>	31.51	l/h
<i>portata min</i>	2.69	l/h

Si valutano ora le caratteristiche della pompa carburante utilizzata per l'applicazione Formula SAE. Si tratta di una pompa ad ingranaggi Bosch modello FP100 in grado di garantire una portata di 100 l/h ad una pressione di 5 bar. Si riporta per completezza il foglio dati della pompa in Figura 26:

Application	
Fuel delivery	> 100 l/h
Fuel pressure	5 bar
Pressure limiting valve	7 ... 12.5 bar rel.
Fuel compatibility	E85
Operating temperature range	-20 ... 90 °C
Storage temperature range	-40 ... 70 °C
Max. vibration	3 mm at 10 ... 18 Hz ≤ 40 m/s ² at 18 ... 60 Hz

Mechanical Data	
Diameter	54 mm
Length	185 mm
Weight	725 g
Mounting	clamping

Electrical Data	
Delivery rate at 5 bar and 22 °C	118 ± 3 l/h
Supply voltage	6 ... 16.5 V
Operating voltage	13.8 V
Load current at 5 bar and 22 °C	6.0 ± 0.5 A

Characteristic	
Surface coating	none
Color	silver
Non-return valve	external
Fuel filtering	external, on pressure side

Connectors and Wires	
Electrical connector	+M4/-M5
Electrical mating connector	with ring wire M4 and M5
Mechanical connector intake side	M16x1.5
Mechanical connector pressure side	M12x1.5

Application Hint	
With E26/E85 or Diesel fuel run-time max. 500 h.	
For technical reasons the values may vary.	
Please use within the specified limit values only.	
Please find further application hints in the offer drawing (http://www.bosch-motorsport.com).	

Part Numbers	
FP 100	Y 580 701 456-03

Figura 26 – Datasheet pompa Bosch

Il costruttore fornisce inoltre un grafico molto utile per lo scopo dello studio ovvero l'andamento della portata al variare della tensione di alimentazione per le differenti pressioni di mandata per cui è stata deliberata la pompa. È possibile osservare il grafico in Figura 27.

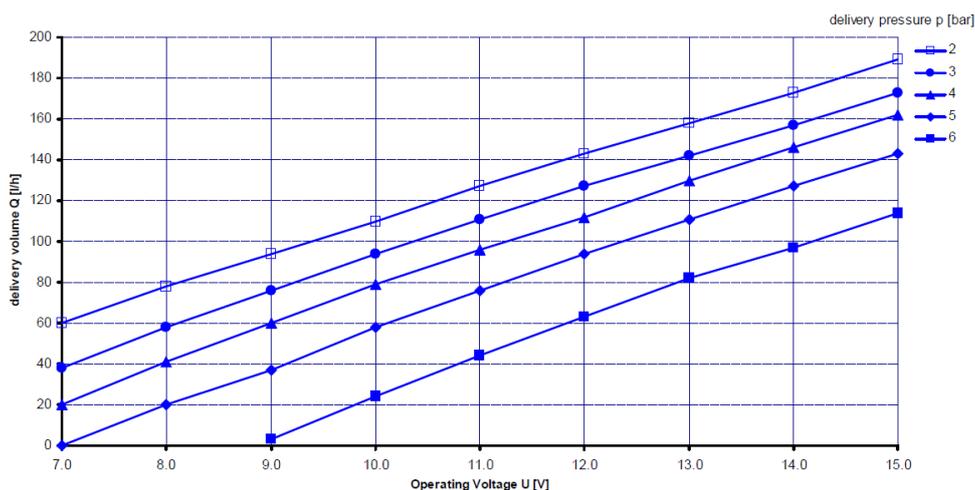


Figura 27 – Portata in funzione della tensione di alimentazione, pompa Bosch

Per l'applicazione formula SAE è stato scelto un valore di 5 bar per la pressione del carburante perciò si lavora sulla retta n°5 i cui valori sono riportati nella tabella seguente:

Tensione V	Portata l/h
6	-17.4
6.5	-8.7
7	0.0
7.5	8.7
8	17.4
8.5	26.0
9	34.7
9.5	43.4
10	52.1
10.5	60.7
11	69.4
11.5	78.1
12	86.8
12.5	95.4
13	104.1
13.5	112.8
14	121.5
14.5	130.1
15	138.8
15.5	147.5
16	156.2
16.5	164.8

Tabella 19 – Caratteristica pompa Bosch, 5 bar

Si nota subito che la pompa genera una portata alla tensione di 14 V di 125 l/h, più di tre volte superiore a quella richiesta dal motore nel punto di massima potenza perciò risulta sensato ottimizzare la gestione della tensione di alimento per ridurre la portata. Si procede quindi a generare, tramite interpolazione bilineare, una mappa di portata richiesta in funzione di regime e carico (pressione collettore) visibile in Tabella 20.

		PORTATA RICHIESTA DAL MOTORE [l/h]									
		<i>pressione collettore [bar]</i>									
		0.400	0.467	0.533	0.600	0.667	0.733	0.800	0.867	0.933	1.000
rpm	3000	0.569	1.106	1.643	2.181	2.718	3.256	3.793	4.738	5.428	5.876
	4000	1.935	2.622	3.309	3.996	4.682	5.293	5.827	6.440	7.263	7.814
	5000	2.997	3.660	4.323	4.986	5.842	6.761	6.993	8.528	9.713	10.797
	6000	5.380	6.750	8.119	9.488	9.329	12.130	12.656	13.032	18.399	22.169
	7000	4.130	7.927	9.156	12.269	11.731	14.036	15.778	18.987	20.990	22.402
	8000	8.442	11.446	14.285	16.960	19.380	21.034	22.687	25.297	27.907	30.517
	9000	8.418	11.070	13.721	16.373	19.275	21.725	22.969	27.089	29.385	31.682
	10000	14.102	16.077	18.052	20.027	21.898	23.459	28.303	32.573	36.844	41.114
	11000	11.847	14.925	18.004	20.728	23.334	25.940	28.547	31.448	34.349	37.250

Tabella 20 – Mappa di portata carburante richiesta dal motore

Tramite la caratteristica della pompa è possibile quindi convertire la portata richiesta in tensione di alimento. La mappa ottenuta sarà fondamentale per attuare qualsiasi tipo di strategia di controllo ed è visibile in Tabella 21.

		<i>pressione collettore</i>									
		0.4	0.47	0.53	0.60	0.67	0.73	0.80	0.87	0.93	1.00
rpm	3000	7.03	7.06	7.09	7.13	7.16	7.19	7.22	7.27	7.31	7.34
	4000	7.11	7.15	7.19	7.23	7.27	7.31	7.34	7.37	7.42	7.45
	5000	7.17	7.21	7.25	7.29	7.34	7.39	7.40	7.49	7.56	7.62
	6000	7.31	7.39	7.47	7.55	7.54	7.70	7.73	7.75	8.06	8.28
	7000	7.24	7.46	7.53	7.71	7.68	7.81	7.91	8.09	8.21	8.29
	8000	7.49	7.66	7.82	7.98	8.12	8.21	8.31	8.46	8.61	8.76
	9000	7.49	7.64	7.79	7.94	8.11	8.25	8.32	8.56	8.69	8.83
	10000	7.81	7.93	8.04	8.15	8.26	8.35	8.63	8.88	9.12	9.37
	11000	7.68	7.86	8.04	8.19	8.34	8.50	8.65	8.81	8.98	9.15

Tabella 21 – Mappa di tensione di alimento pompa Bosch

Come si può notare, il range di utilizzo della pompa è interamente coperto da tensioni che vanno dai 7 ai 9 V. Il costruttore fornisce inoltre la corrente assorbita al variare della tensione di alimento per le varie pressioni di funzionamento (Figura 28).

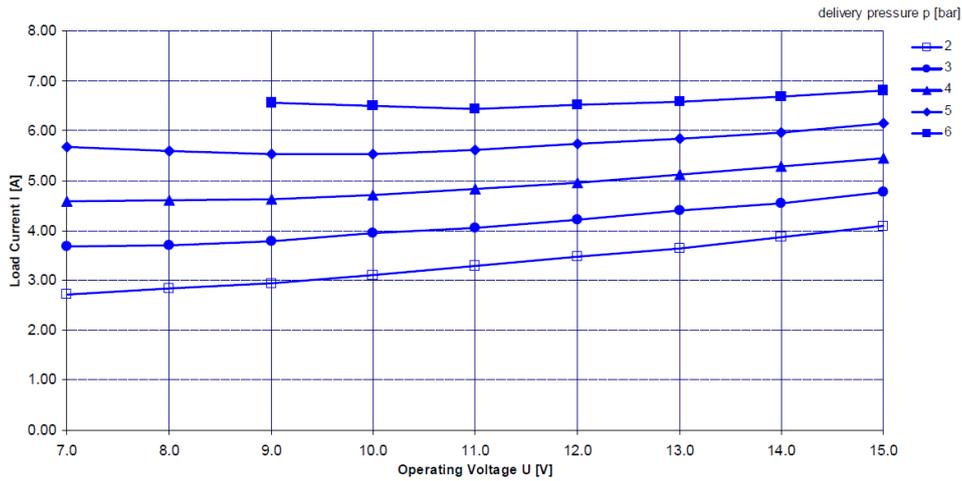


Figura 28 – Corrente, Tensione pompa Bosch

Tensione [V]	7	8	9	10	11	12	13	14
Corrente [A]	5.7	5.6	5.5	5.5	5.6	5.7	5.8	6

Tabella 22 – Caratteristica in corrente pompa Bosch, 5 bar

È quindi immediato convertire la stessa mappa di funzionamento in potenza assorbita, per semplicità si adotta un valore medio di corrente di 5.6 A e si ottiene:

		POTENZA ASSORBITA [W]									
		pressione collettore[bar]									
		0.4	0.47	0.53	0.60	0.67	0.73	0.80	0.87	0.93	1.00
rpm	3000	39	40	40	40	40	40	40	41	41	41
	4000	40	40	40	40	41	41	41	41	42	42
	5000	40	40	41	41	41	41	41	42	42	43
	6000	41	41	42	42	42	43	43	43	45	46
	7000	41	42	42	43	43	44	44	45	46	46
	8000	42	43	44	45	45	46	47	47	48	49
	9000	42	43	44	44	45	46	47	48	49	49
	10000	44	44	45	46	46	47	48	50	51	52
	11000	43	44	45	46	47	48	48	49	50	51

Tabella 23 – Potenza assorbita dalla pompa

Considerando che la vettura è equipaggiata con batterie al litio che hanno una tensione nominale di funzionamento di 13.8 V, e che per tale voltaggio la pompa assorbe 6 A, l'assorbimento attuale di potenza senza strategie di controllo è di circa 83 W contro una potenza massima assorbita con controllo PWM di soli 51 W.

Potenza assorbita senza controllo PWM	83 W	100%
Potenza minima con controllo PWM	39 W	-53%
Potenza massima con controllo PWM	51 W	-39%

Tabella 24 – Confronto potenze assorbite

Si può inoltre calcolare la portata di ricircolo nel caso in cui la pompa sia posta in funzionamento alla tensione batteria di 13.8 V (Tabella 25).

		PORTATA DI RICIRCOLO A 13.8 V [l/h]									
		<i>pressione collettore [bar]</i>									
<i>rpm</i>		0.400	0.467	0.533	0.600	0.667	0.733	0.800	0.867	0.933	1.000
		3000	124	124	123	123	122	122	121	120	120
	4000	123	122	122	121	120	120	119	119	118	117
	5000	122	121	121	120	119	118	118	116	115	114
	6000	120	118	117	116	116	113	112	112	107	103
	7000	121	117	116	113	113	111	109	106	104	103
	8000	117	114	111	108	106	104	102	100	97	94
	9000	117	114	111	109	106	103	102	98	96	93
	10000	111	109	107	105	103	102	97	92	88	84
	11000	113	110	107	104	102	99	96	94	91	88

Tabella 25 – Portata di ricircolo carburante senza controllo PWM

Risulta quindi interessante implementare tale strategia all'interno del controllo motore in quanto, nel punto motore di minore assorbimento, la pompa consuma il 53% di potenza in meno. Ovviamente non si deve lavorare ai valori nominali ma occorre prevedere comunque una portata di ricircolo, per esempio del 30÷50%, per compensare i transitori rapidi, ciò non toglie che il beneficio sia comunque apprezzabile.

Capitolo 5 Selezione degli iniettori

5.1 Teoria generale iniettori PFI

Si definisce portata statica Q_s dell'iniettore il rapporto fra la massa iniettata ed il corrispondente tempo di pilotaggio. Per un iniettore ideale, ovvero non soggetto a ritardi elettrici o inerziali, tale portata corrisponde alla pendenza della retta passante per l'origine nel grafico massa/tempo. La portata statica viene fornita dal costruttore e può essere calcolata conoscendo le condizioni a monte ed a valle dell'iniettore e le caratteristiche geometriche e di efflusso dello stesso.

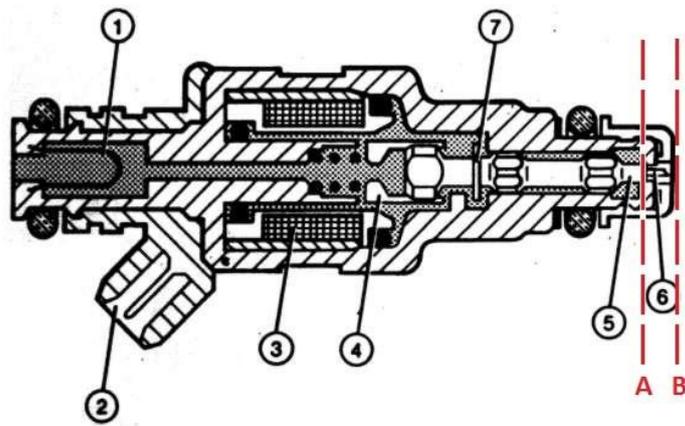


Figura 29 – Sezione iniettore

Si può infatti applicare l'equazione di Bernoulli alle sezioni di monte e valle della zona di chiusura dello spillo (sezioni A e B in Figura 29). Nella sezione A il combustibile si trova in quiete alla pressione di alimentazione, in quella B viene iniettato ad una velocità v_1 all'interno del collettore di aspirazione dove regna la pressione p_{coll} :

$$p_c + \rho_c \frac{v_0^2}{2} = p_{coll} + \rho_c \frac{v_1^2}{2}$$

Si ricava quindi la portata statica come funzione della differenza di pressione, della densità e della reale sezione di passaggio:

$$\dot{m}_c = A \cdot C_{eff} \cdot \sqrt{2\rho_c \Delta p}$$

Tale equazione risulta molto utile in caso si voglia ricalcolare la portata statica ad una pressione diversa da quella con cui è stato testato l'iniettore dal costruttore. Se si inglobano i termini costanti in un unico coefficiente K la portata risulta funzione della sola differenza di pressione. La procedura di caratterizzazione della portata statica consiste nel misurare la massa del liquido di prova raccolta all'interno di un recipiente a pressione ambiente durante un periodo di pilotaggio di 5 secondi. Ovviamente tale test deve essere ripetuto un numero minimo di volte in condizioni ambientali e del liquido di prova fissate per annullare eventuali errori di misura. Dividendo la massa totale per il tempo di azionamento si ottiene Qs in g/s. Il comportamento reale dell'iniettore tuttavia si discosta da quello ideale a causa dei seguenti fenomeni:

- inerzia dello spillo
- inerzia del circuito elettrico
- tempo di carica dell'induttanza

Ciò risulta molto evidente per i piccoli tempi di pilotaggio fino al raggiungimento di un valore limite di commutazione, detto *Tempo di Offset (Toff)*, al di sotto del quale lo spillo non si muove neanche. Essendo che il campo di utilizzo di un iniettore PFI è dello stesso ordine di grandezza del tempo di offset per quantificare questo comportamento si ricorre all'utilizzo della "Portata Dinamica" Qd, fornita dal costruttore, espressa come massa iniettata ad ogni impulso. In questo modo si ottiene il valore reale di massa che viene iniettata ad ogni colpo, fondamentale per poter gestire all'interno del sistema di controllo motore la mappatura d'iniezione. Si rappresenta in un grafico dove in ordinata è riportata la massa iniettata ad ogni iniezione ed in ascissa si trovano le durate d'impulso. La Portata Dinamica è definita come la retta con pendenza uguale a quella della Portata Statica, intersecante l'asse delle durate d'impulso in Toff. Tale tempo è funzione della tensione batteria; il costruttore generalmente lo fornisce tabulato per una serie di valori di tensione di alimentazione in modo che sia agevole ricalcolare la portata dinamica. Mentre la prova di portata statica prevede un tempo di pilotaggio di 5 secondi, per la portata dinamica si comanda l'iniettore per 1000 attuazioni alla

frequenza di 100 Hz con duty cycle del 25%. Si parla quindi di un tempo di comando di 2,5 ms, paragonabile al T_{off} che a 12V è di circa 1 ms. Dividendo la massa raccolta per il numero di impulsi si ottiene il valore di portata dinamica in mg/impulso. Vi è inoltre una non linearità di comportamento dell'iniettore per i tempi prossimi a quello di offset ovvero quelli in cui lo spillo non è ancora alla sua corsa massima ma ostruisce parzialmente l'ugello di uscita. In questo range di funzionamento l'iniettore si comporta in maniera non ripetibile; si tiene conto di questo fenomeno definendo il "Tempo Minimo di Iniezione Lineare" T_{min} come somma del tempo di offset più un valore costante K dichiarato dal costruttore:

$$T_{min} = T_{off} + K$$

Una analoga irregolarità di funzionamento si verifica anche nel caso di veloci chiusure e riaperture dell'iniettore ovvero per duty cycle superiori al 90%. In questa condizione viene comandata una riapertura dello spillo durante il suo moto di discesa provocando la non chiusura dello stesso. Andando verso il 100% di duty cycle quindi, l'iniettore rimane aperto e la caratteristica dinamica quindi tende a quella statica. Per l'utente finale, interessato a sapere a quale tempo di comando corrisponde la massa desiderata, basterà implementare nel sistema di controllo questa semplice conversione lineare ed otterrà direttamente il dato desiderato.

5.2 Gli iniettori selezionati IWP-152/154

Come premesso al paragrafo 3.2 "*Confronto delle proprietà di benzina ed E85*", il lambda stechiometrico dell'E85, pari a 9.825, risulta di molto inferiore a quello della benzina pari a 14.5. Di conseguenza, a parità di massa d'aria aspirata dal motore, occorre introdurre una massa di E85 pari al 47.5 % in più di quella che si introduce con la benzina. Si rende necessaria quindi una selezione degli iniettori da installare sul motore completamente diversa da quella che si adotta per la benzina. Per prima cosa si calcola la fase utile dividendo la finestra angolare del ciclo a valvole chiuse per il regime di rotazione considerato:

$$T_{inj} = \frac{720 - (180 + AAA + RCA)}{rpm}$$

I dati caratteristici del motore sono presentati in Tabella 26.

rpm idle	3000 rpm
rpm max	14000 rpm
AAA (Anticipo Apertura Aspirazione)	60° prima del pms
RCA (Ritardo Chiusura Aspirazione)	30° dopo il pmi

Tabella 26 – Selezione iniettori, specifiche motore

I risultati del calcolo per il minimo e massimo regime motore sono:

Tempo massimo di iniezione (idle)	25 ms
Tempo minimo di iniezione (max rpm)	5.36ms

Tabella 27 – Tempi utili fase iniezione

La richiesta di combustibile da parte del motore si calcola con la seguente formula:

$$m_{fuel} = \frac{p_{coll} V_c \eta_v}{RT_{coll} \lambda_{reale} \left(\frac{A}{F}\right)_{st}}$$

Utilizzando i dati riportati in Tabella 28 è possibile calcolare le portate richieste nelle condizioni di minimo e massimo regime di rotazione

p_{coll} idle	0.5 bar
p_{coll} max	0.98 bar
V_c	150 cc
η_v idle	0.3
η_v max	0.85
R	287.05 J/kgK
T_{coll}	303 K
λ_{reale} idle	1
λ_{reale} max	0.8
$\left(\frac{A}{F}\right)_{st}$	9.825

Tabella 28 – Specifiche per selezione iniettori

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{m_{fuel}}{T}$$

Portata minima (idle)	0.11 mg/ms
Portata massima (max rpm)	3.4 mg/ms

Tabella 29 – Portate minima e massima richiesta

Calcolato quindi il fabbisogno di combustibile del motore si procede analizzando la portata dell'iniettore che, come anticipato al paragrafo precedente, è funzione del salto di pressione collettore – rail. Occorre premettere però che in linea di massima la selezione della portata statica dell'iniettore si opera sul regime di potenza massima, con un tempo utile di iniezione pari al tempo in cui il motore permane nel ciclo a valvole chiuse. Selezionato l'iniettore con la portata statica calcolata, considerando il suo specifico tempo minimo di iniezione, si calcola la massa iniettata al regime di minimo motore per valutare il lambda di funzionamento in idle. Se al tempo minimo la massa iniettata dovesse essere superiore rispetto a quella stechiometrica si avrebbe un consumo di combustibile maggiore di quello desiderato ai regimi minimi con ovvie problematiche relative alle emissioni e quindi alla *Fuel Efficiency*. Nel caso la massa richiesta in basso sia minore di quella che l'iniettore fornisce al tempo minimo le opzioni sono tre:

- si ricalcola la portata statica tollerando che una parte dell'iniezione al regime massimo avvenga a valvole aperte;
- si aggiunge una seconda batteria di iniettori deputati esclusivamente alla gestione della zona di mappa delle basse pressioni collettore e dei bassi regimi di rotazione;
- si adottano particolari strategie di pilotaggio dell'iniettore che permettano di scendere sotto al tempo minimo come per esempio il *peak&hold*.

Dopo una scrematura degli iniettori disponibili a catalogo si procede alla verifica di quelli selezionati ovvero gli IWP-152/154 dei quali si riporta il datasheet in Figura 30.

1 FUNCTIONAL TESTS

1.1	Electrical resistance :	14,5 ± 5% [ohm]
1.2	Indctance :	13,0 ± 15% [mH]
1.3	Insulation resistance :	> 10 [Mohm]
1.4	Dielectric strenght :	No discharge at 750 [V]
1.5	Static flow :	3,00 ± 3% [g/s]
	Testing conditions :	
	- test fluid pressure : 380 ± 1 [kPa]	
	- test fluid : n-Heptane (density = 0,684 Kg/dm ³ at 20 °C, viscosity = 0,610 cSt at 20 °C).	
	- test fluid temperature : 23 ± 1 [°C]	
	- environment temperature : 23 ± 5 [°C]	
1.6	Dynamic flow :	5,40 ± 4,5% [mg/pulse]
	Testing conditions :	
	- as described in paragraph 1.5, with :	
	- voltage : 14,00 ± 0,01 [V]	
	- frequency : 100,0 ± 0,1 [Hz]	
	- pulse width : 2,500 ± 0,002 [ms]	
	- driver stage : PM 02 AR (see page n° 4)	
1.7	Static flow repeatability :	R ≤ 1%
1.8	Dynamic flow repeatability :	R ≤ 2%
1.9	Linearity error :	
	- for pulse width = 2 [ms]	± 2,5 %
	- for pulse width = 4 [ms]	± 1,0 %
1.10	Minimum opening voltage :	≤ 6 [V]
1.11	OFF-SET time :	see page n° 4
1.14	Constant value to determine the minimum injection time in function of battery voltage :	K = 1,2 [ms]

OFF-SET time

Voltage	[V]	7	8	10	12	14	16
Average Offset	[ms]	3,05	2,26	1,33	0,94	0,70	0,54

Figura 30 – Datasheet iniettori IWP152/154

Questi iniettori hanno una portata statica di 3 mg/ms ad una pressione di prova di 380 kPa perciò si calcola subito la pressione rail per garantire i 3.4 mg/ms richiesti dal motore: richiamando l'equazione della portata attraverso l'iniettore

$$\dot{m}_c = A \cdot C_{eff} \cdot \sqrt{2\rho_c \Delta p}$$

si può notare che il rapporto fra la portata e la radice di Δp rimane costante e dipende da fattori puramente geometrici. Si può perciò ricalcolare la portata dell'iniettore ad una differente pressione di alimentazione utilizzando l'equazione:

$$\dot{m}_c = \sqrt{\frac{\Delta p_c}{\Delta p_{prova}}} \dot{m}_{prova}$$

Δp_{prova}	380 kPa
Δp_c	500 kPa
\dot{m}_{prova}	3 mg/ms

Tabella 30 – Specifiche Portata iniettore

Si ottiene quindi, con una pressione rail di 5 bar, una portata statica pari a

$$\dot{m}_{corr} = 3.44 \text{ mg/ms}$$

Stabilita quindi la pressione rail e calcolata la portata statica corretta è il momento di verificare la massa iniettata al tempo minimo di pilotaggio. Il costruttore fornisce la formula di calcolo per il tempo minimo ovvero:

$$T_{min} = T_{offset} + K$$

nella quale

$T_{offset} = 0.62 \text{ ms}$ è tabulato in funzione della tensione batteria

$K = 1.2 \text{ ms}$ è la costante di tempo presente sul datasheet

$T_{min} = 1.82 \text{ ms}$ tempo minimo per avere iniezioni ripetibili

La massa iniettata al tempo minimo risulta perciò

$$m_{min} = \dot{m}_{corr} T_{min} = 6.26 \text{ mg}$$

Considerando che per avere un lambda stechiometrico nella condizione di idle occorrono 2.63 mg si rende necessario valutare qualche modifica per evitare di consumare combustibile inutilmente sia in idle che in tutta la zona dei bassi carichi della mappa motore. La strada intrapresa è quella dell'adozione di un circuito elettronico di comando degli iniettori dotato della tecnologia *peak&hold*. In breve, quando scorre corrente nel solenoide dell'iniettore viene generata sullo spillo una forza direttamente proporzionale al quadrato della corrente. Con un circuito tradizionale, dall'istante in cui viene alimentato il circuito fino a che la corrente non raggiunge il valore nominale intercorre un tempo dovuto al fatto che la corrente cresce con una costante di tempo R/L fino a saturazione con legge

$$I = \frac{V}{R} \left(1 - e^{-\frac{t}{L}} \right)$$

A causa di questo andamento della forza sullo spillo si assiste ad un transitorio iniziale piuttosto lento se paragonato con i tempi di attuazione in idle. Per poter ridurre tale intervallo di tempo, con il *peak&hold*, si fa scorrere per un breve periodo di tempo una corrente molto elevata alzando la tensione sopra al valore nominale di 15 V in modo da ridurre al massimo il tempo di regimazione dell'induttanza. I risultati sono sorprendenti ma richiedono la completa riprogettazione dell'elettronica di comando degli iniettori e la ricalibrazione del sistema di iniezione. L'andamento della corrente con il circuito tradizionale è riportato il linea verde in Figura 31 mentre quello col sistema *peak&hold* in linea blu.

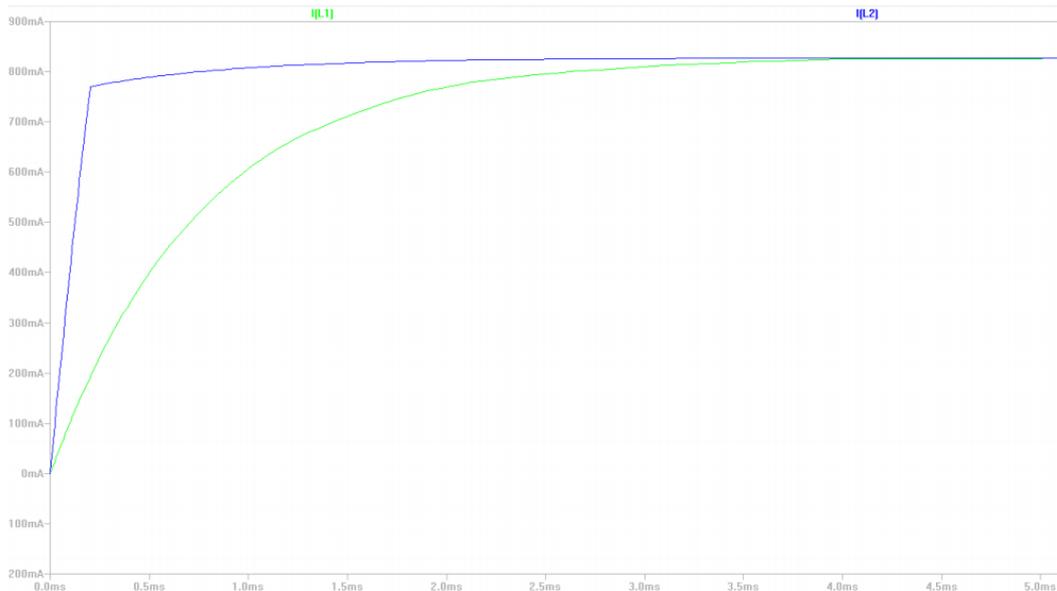


Figura 31 – Confronto andamento corrente *peak&hold*

Utilizzando la tecnologia *peak&hold* si riesce a scendere stabilmente a tempi minimi di iniezione di circa 600 μ s che consentono masse minime iniettate pari a:

$$m_{minP\&H} = 2.06 \text{ mg}$$

Un andamento delle prove sperimentali effettuate ricostruendo la caratteristica dell'iniettore con il sistema *peak&hold* è riportato in Figura 32; si può chiaramente notare che già da circa 600 μ s si entra nel campo di funzionamento lineare dell'iniettore.

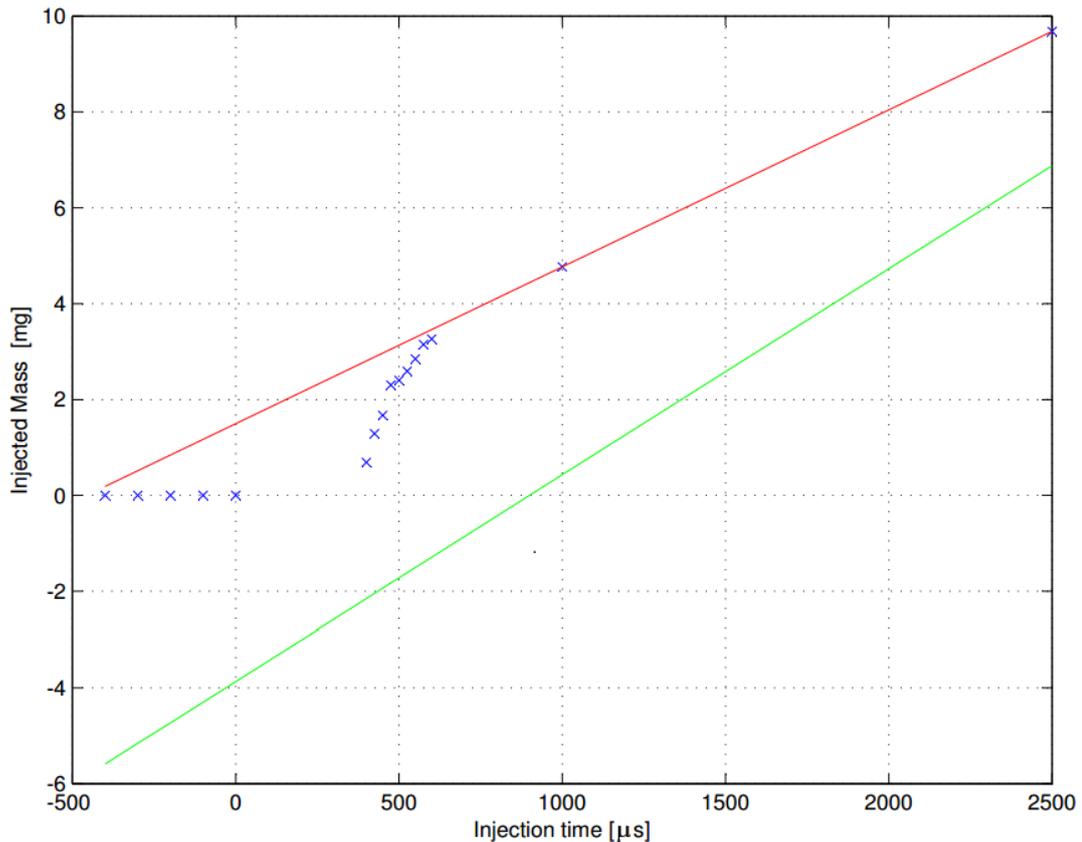


Figura 32 – Caratteristica iniettore con peak&hold

Occorre ora fare alcune precisazioni:

- si è calcolata la massa teorica massima valutando un regime di rotazione più elevato di quello a cui il motore eroga la potenza massima
- i rendimenti volumetrici sono stimati da prove sperimentali di consumo al banco prova motori

Tenuto conto di queste approssimazioni, è poi in sede di calibrazione motore, quando si ottimizzano i tempi di attuazione degli iniettori, che si può valutare se la scelta effettuata sia risultata corretta o meno. Effettivamente gli iniettori selezionati risultano sufficienti per la zona di alto carico ed alti regimi e l'utilizzo della tecnologia peak&hold si è dimostrata decisiva per il controllo dei consumi anche al minimo e nelle parti basse della mappa.

5.3 Installazione iniettori in vettura

Si fa riferimento agli aspetti geometrici presenti nel datasheet iniettori riportato in Figura 33.

1.12 Spray configuration :

$\alpha = 20^\circ$ $\beta = 12^\circ$
 $\delta = 270^\circ$ $\gamma = 8^\circ$
50% of the fuel must be collected into "B" type recipient.

Figura 33 – Specifiche di installazione iniettori

Secondo la specifica del costruttore si riporta lo schema esplicativo degli angoli caratteristici in Figura 34.

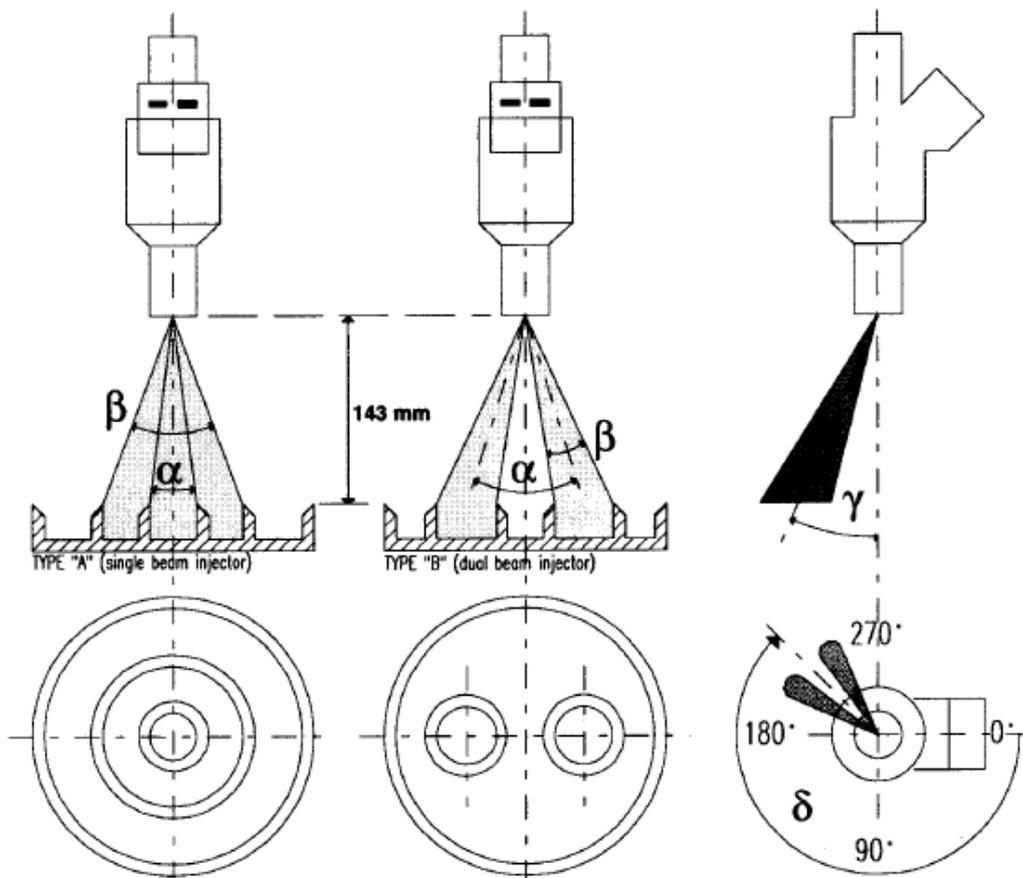


Figura 34 – Specifica angoli caratteristici iniettore

Come specificato nel datasheet l'iniettore selezionato è di tipo "B" perciò presenterà due coni di spray separati. Questa configurazione è adatta alle installazioni a ridosso della valvola di aspirazione in testata, nel caso di doppie valvole per cilindro al fine di favorire l'iniezione nel punto più caldo del condotto di aspirazione. Per progettare il collettore Formula SAE si è proceduto a disegnare entrambi i coni e ad integrarli nel nuovo collettore. Si riportano per chiarezza le viste in sezione degli iniettori installati. Una sezione longitudinale del collettore di aspirazione completa di iniettori e modello 3D dello spray è riportata in Figura 35.

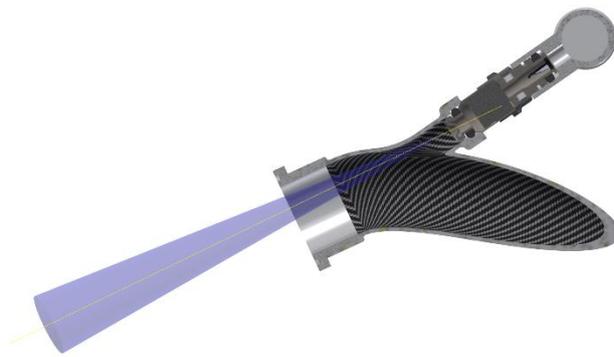


Figura 35 – Sezione longitudinale collettore aspirazione

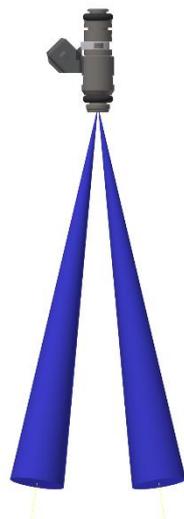


Figura 36 – Vista frontale iniettore con cono spray

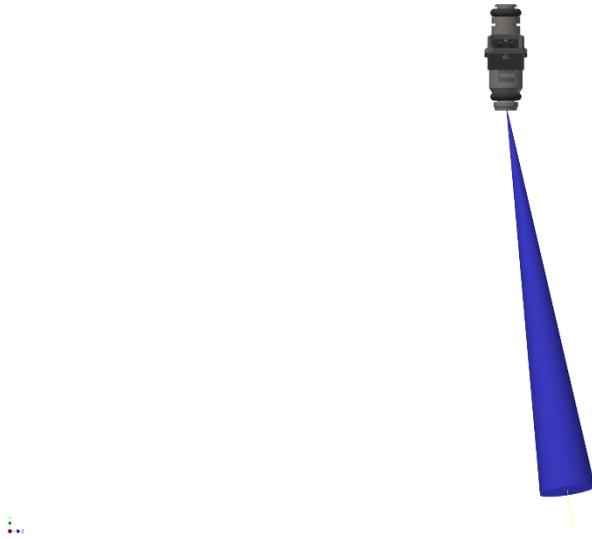


Figura 37 – Vista laterale iniettore con cono spray

È da notare che l'iniezione avviene direttamente sul fungo valvola (non raffigurata) per velocizzare la fase di evaporazione del combustibile. È da precisare che sono stati installati in vettura due coppie di iniettori idraulicamente identici ma che hanno codici identificativi diversi. L'unica differenza fra essi è l'angolo δ fra l'asse del cono di spray ed il connettore. Infatti per motivi di montaggio si è proceduto all'installazione di ogni iniettore nella maniera più coerente possibile con gli ingombri esterni e la soluzione definitiva prevede:

Cilindro	1	2	3	4
Iniettore	IWP 154	IWP152	IWP154	IWP152
δ	90°	270°	90°	270°

Tabella 31 – Configurazione montaggio iniettori

Capitolo 6 Prove sperimentali

Uno step fondamentale dopo aver valutato in linea teorica il cambiamento di combustibile e dopo aver apportato le modifiche necessarie al propulsore ed ai suoi ausiliari è quello della calibrazione. Si tratta di un'operazione sperimentale da effettuare necessariamente al banco prova motori, per mezzo della quale è possibile mappare il funzionamento del motore in maniera precisa ed accurata.

6.1 Calibrazione del rendimento volumetrico relativo

Come premesso nel paragrafo “2.4 Il sistema di controllo motore – la gestione dell'iniezione”, il metodo di calcolo delle masse iniettate è basato sul modello *speed/density*. In una prima fase della calibrazione quindi si è proceduto a mappare i rendimenti volumetrici dei singoli cilindri secondo la metodologia di seguito esposta. Per come è definito il rendimento volumetrico relativo, è necessario misurare la massa di aria intrappolata nel cilindro ad ogni ciclo riferita alle condizioni ambientali che regnano nel collettore di aspirazione. Non essendo disponibile una misura diretta di tale massa d'aria si procede nel modo seguente: si porta il motore nel punto di funzionamento da mappare e lo si mantiene in stazionario per tutta la durata della misura. Fissato quindi regime e carico, si registra il consumo di combustibile tramite la bilancia di precisione di cui è fornita la cella attuando tempi di iniezione costanti ed uguali per tutti e quattro i cilindri; in questo modo l'errore fra consumo medio e consumo unitario è trascurabile. In parallelo si registrano anche i dati provenienti dalle quattro sonde lambda, dal sensore di pressione collettore e da quello di temperatura. Si rendono quindi necessarie le misure di:

- densità dell'aria nel collettore di aspirazione, misura indiretta effettuata tramite un sensore di pressione ed uno di temperatura nel collettore
- massa di combustibile consumato, misura diretta effettuata mediante bilancia di precisione installata in sala prova motori

- lambda di funzionamento di ogni cilindro, misura diretta effettuata tramite quattro sonde lambda (una per cilindro) poste su ogni collettore di scarico
Sulla base dei dati registrati è possibile calcolare il rendimento volumetrico come

$$\eta_{v,rel} = \frac{m_{f,mis} \lambda_{mis} \left(\frac{A}{F}\right)_{st}}{\frac{p_{coll}}{RT_{coll}}}$$

Spazzolando tutta la matrice di funzionamento del motore si ottengono per ogni cilindro le mappe di rendimento volumetrico. Un esempio della zona di pieno carico per i vari regimi motore è mostrato in Figura 38.

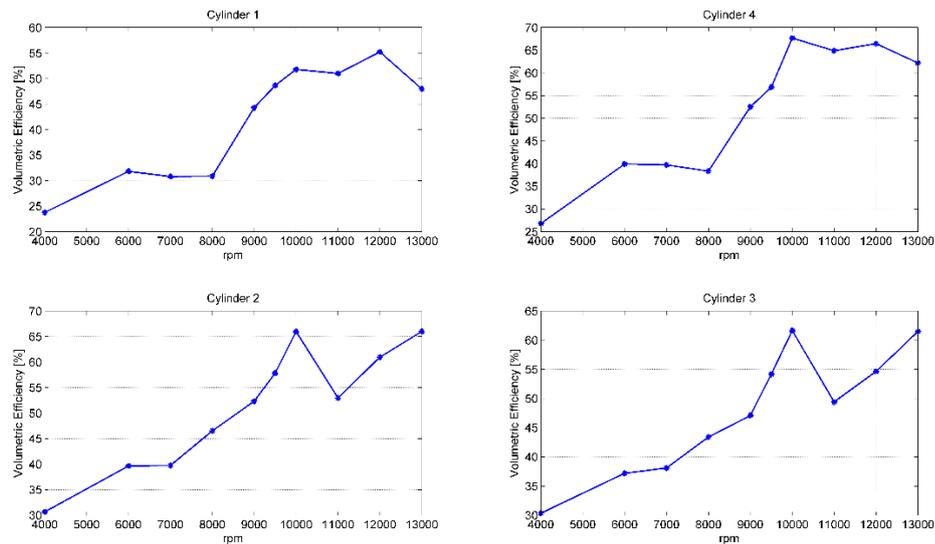


Figura 38 – Rendimenti volumetrici

Come si può notare, data la simmetria dell'intera aspirazione, i rendimenti dei cilindri 1 e 4 e quelli dei cilindri 2 e 3 hanno un andamento analogo.

6.2 Calibrazione dell'anticipo accensione e curve ad ombrello

Mappato il rendimento volumetrico, il sistema di controllo è in grado di calcolare con precisione la massa di combustibile da attuare per ottenere un determinato lambda target. Si passa quindi alla mappatura dell'anticipo di accensione (*Spark Advance*). Come è noto l'anticipo d'accensione risulta il parametro di controllo più potente nella erogazione della coppia all'albero perciò uno dei metodi più comuni per mapparlo è quello di misurare direttamente la coppia all'albero. Tuttavia un metodo più preciso è quello di utilizzare sensori di pressione in camera di combustione e mappare l'anticipo sulla pressione media indicata. In tale modo è infatti possibile apprezzare variazioni più piccole sulla coppia indicata del singolo cilindro che non su quella effettiva all'albero (somma di quelle dei quattro cilindri) ed avere una serie di informazioni aggiuntive come per esempio il livello di detonazione (indice MAPO) e l'angolo al quale è stato bruciato il 50% di combustibile introdotto in camera (indice MFB50). Essendo il team in possesso di un sensore di pressione integrato in candela si è preferito adottare questa metodologia per la calibrazione dell'anticipo. Bisogna per prima cosa stabilire il lambda di funzionamento da utilizzare per tutta la calibrazione dell'anticipo, nel caso in esame si è deciso di utilizzare il lambda di coppia massima (λ_{MBT}). In una fase finale si valuta anche la variazione di anticipo per una data variazione di lambda in modo da modificare la mappa di SA a seconda del lambda target impostato. Dopo aver effettuato, per tre regimi motore significativi 6000 rpm, 9000 rpm, 11000 rpm ed in condizioni di pieno carico (WOT *Wide Open Throttle*), variazioni di lambda ed aver osservato l'andamento della coppia indicata, si è elaborato il grafico di Figura 39.

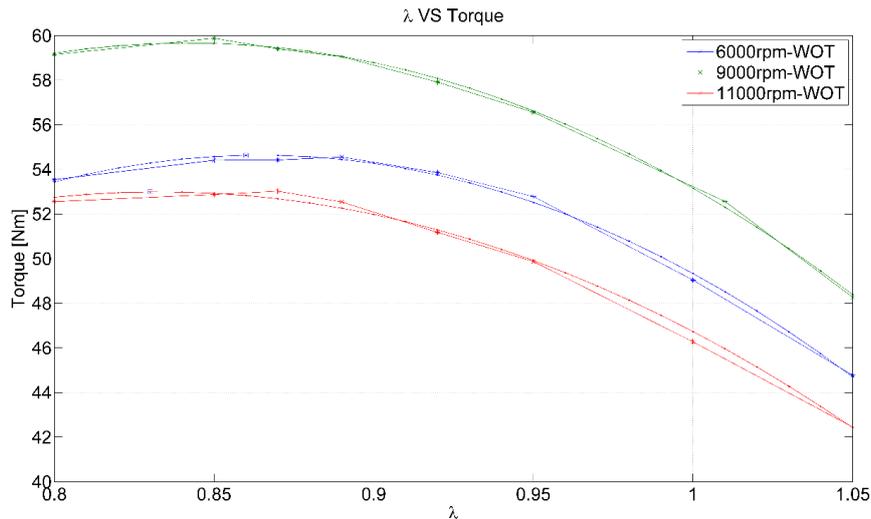


Figura 39 – lambda, coppia

È possibile apprezzare l'andamento misurato (marcatore “.”) e quello interpolato (marcatore “*”) sulla base del quale sono state condotte le analisi successive. La curva dei 9000 rpm (linea verde) è quella rappresentativa della condizione di *Maximum Brake Torque* (MBT). Evidenziato in quadrato su ogni curva è rappresentato il valore di coppia massima. Quello stabilito per la calibrazione risulta quindi quello dei 9000 rpm per cui vale:

$$\lambda_{MBT} = 0.84$$

È possibile quindi partire con la calibrazione dell'anticipo; la procedura è abbastanza ripetitiva in quanto va effettuata per tutti i punti motore da indagare. La matrice di punti motore da registrare è identificata dalle coppie rpm/angolo farfalla; tramite una elaborazione offline dei dati acquisiti si potrà poi risalire alle coppie rpm/pressione collettore testate e successivamente, interpolando bilinearmente questa seconda matrice di dati, costruire la mappa di anticipo definitiva da inserire in ECU. Perciò per dato punto motore si hanno

- un parametro di comando che è l'angolo di anticipo
- un parametro di controllo che è la pressione media indicata (pmi)
- un parametro di allarme che è l'indice di detonazione MAPO

Fondamentalmente quando si spazzolano i gradi di anticipo per trovare quello di MBT per il dato punto motore si controllano due grafici: il primo è sul piano $p_{mi}/MFB50$ ed è un grafico che si aggiorna in tempo reale costituito dalla nuvola di punti rappresentativa dei vari cicli medi. Il secondo invece riporta il valore dell'indice di MAPO in ordinate, definito come il valore assoluto della massima ampiezza di oscillazione del segnale di pressione, allo scorrere dei cicli medi in ascissa. La nuvola di punti sul piano $p_{mi}/MFB50$ risulta molto raccolta nell'intorno dell'anticipo di coppia massima (SA_{MBT}) e molto dispersa lontano da esso ed assume un andamento analogo a quello delle curve ad ombrello che si analizzeranno in seguito. La dispersione è dovuta alla scarsa efficienza di combustione che si ha lontano dal SA_{MBT} che causa una grande variabilità ciclica. Per quanto riguarda il secondo grafico, è sufficiente controllare che non si superi mai il valore di soglia per la salvaguardia dell'integrità del propulsore dettato in maniera molto conservativa dalla regola empirica

$$MAPO_{soglia} = \frac{rpm}{1000}$$

Sembra un approccio molto approssimativo ma purtroppo non sono mai stati effettuati test distruttivi sul motore formula SAE per valutare il livello di detonazione tollerato e, seguendo questo approccio, non è mai stato rotto per detonazione nessun motore all'interno del team. C'è da dire inoltre che, per il grande frazionamento e la piccola cilindrata, questo motore ha pistoni con alesaggio di soli 67 mm e non soffre particolarmente di fenomeni di detonazione. Al termine di questa procedura si è in grado di generare le mappe di SA_{MBT} che vengono riportate nelle Tabelle 32 e 33.

	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1	1.05
3000	76.43	76.43	76.43	76.43	76.43	39.14	32.93	30.33	31.99
4000	76.43	76.43	73.21	64.15	64.15	58	52	50	47.5
4500	76.43	76.43	74.18	64.15	68.15	68.39	60	55	46.1
5000	76.43	76.43	76.43	68.1	61.47	68.39	55.15	47.4	44.65
5500	76.43	72.19	67.31	63.27	56.78	57.79	50.66	45.1	43.97
6000	58.79	55.26	55.08	54.12	47.5	47.19	45.16	44.8	42.54
6500	49.92	50.53	45.65	45.46	46.71	46.7	46.67	43.49	41.97
7000	54.3	50.53	50.5	45.37	45.54	45.68	46.67	44.19	43.37
7500	54.98	50.8	49.26	47.68	48.21	47.8	45.96	43.88	45.02
8000	51.06	51.06	48.01	47.01	47.69	48.72	45.24	45.58	45.61
8500	49.35	51.06	46.77	46.39	46.39	44.92	44.95	44.66	44.06
9000	47.78	49.21	45.53	45.53	42.67	43.63	44.29	44.35	44.11
9500	46.48	47.36	45.53	45.67	44.89	44.84	46.06	45.21	44.99
10000	45.37	45.51	45.51	45.68	45.92	46.44	46.74	46.61	46
10500	48.42	45.51	49.06	51.63	48.73	47.35	48.41	49.39	46.62
11000	54.09	53.27	51.63	51.71	51.07	48.77	51.27	51.08	44.31
11500	54.64	52.88	53.28	52.5	52.55	51.07	51.61	51.61	43.76
12000	58.57	55.98	55.96	53.51	53.52	53.37	54.28	53.51	43.11
12500	63.31	59.72	59.48	53.75	53.75	55.67	53.83	54.08	42.35
13000	68.87	64.12	63.73	59.93	60.35	56.67	57.19	53.61	41.49

Tabella 32 – Mappa SA_MBT cilindri 1 e 4

	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1	1.05
3000	77.07	77.07	73.44	73.44	72.72	38.86	33.06	30.32	32.01
4000	74.92	77.07	73.11	72.55	70.33	60.93	53.83	48.52	44.53
4500	70.97	74.92	75.65	74.37	70.37	61.85	55.92	53.73	53.63
5000	69.54	71.36	70.19	60.6	52.66	52.63	49.87	49.04	50.06
5500	68.96	70.59	64.61	56.44	50.41	46.64	44.12	43.76	44.96
6000	69.36	69.37	63.02	59.44	49.46	45.72	43.89	43.61	44.96
6500	69.36	60.38	53.12	48.69	48.69	49.48	44.26	45.3	48.16
7000	57	48.05	47.85	48.69	51.21	53.25	44.63	46.98	47.35
7500	57.92	55.6	48.26	52.89	53.25	53.25	45.01	46.98	46.98
8000	63.15	63.15	48.67	57.1	57.1	51.5	45.38	49.6	49.6
8500	63.15	63.15	49.08	53.74	55.58	49.76	45.76	47.73	47.57
9000	60.33	59.6	49.49	53.73	48.33	48.02	46.13	46.11	46.05
9500	57.51	56.04	49.9	52.02	47.58	47.58	46.5	46.21	45.79
10000	54.69	52.48	50.3	50.3	47.46	47.46	47.3	48.67	48.75
10500	51.87	48.92	48.95	49.92	49.94	50.66	48.96	49.1	48.75
11000	51.73	51.42	50.67	50.28	50.33	50.55	51.02	50.18	50.07
11500	51.66	52.04	51.92	52.71	50.88	50.54	52.41	51.93	51.64
12000	55.47	55.34	52.82	53.26	53.36	53.17	53.13	53.16	47.78
12500	57.06	57.85	55.2	55.5	55.17	54.43	53.43	53.6	47.17
13000	58.65	60.36	57.58	57.74	56.98	55.69	53.73	54.04	46.56

Tabella 33 – Mappa SA_MBT cilindri 2 e 3

Come anticipato, l'andamento dei cilindri simmetrici (1-4 e 2-3) risulta analogo perciò, avendo disponibilità della sala prove per un numero di giorni limitato, si è deciso di effettuare la procedura soltanto sui due cilindri antisimmetrici quindi l'1 ed il 2 ed utilizzare sugli altri le stesse mappe. Si sottolinea che un metodo più veloce per condurre la calibrazione di base dell'anticipo è quello di effettuare variazioni fissate di anticipo per ogni punto motore come si fa per la costruzione delle curve ad ombrello e, sulla base dei dati acquisiti, determinare l'anticipo che sulla curva interpolata genera la coppia massima. Il problema nell'applicazione Formula SAE è stato che, avendo effettuato un cambiamento di combustibile, una modifica al rapporto di compressione ed una riprogettazione profonda dei sistemi di aspirazione e scarico, non è stato possibile far funzionare il motore con le precedenti mappe di base e quindi non si era in possesso di valori centrali da poter variare. Per questo motivo le prove sono state condotte avvicinandosi all' SA_{MBT} controllando in tempo reale i grafici pmi/MFB50 e MAPO/n° di cicli ed, una volta regimato il punto, facendo partire la registrazione per un tempo di 30 secondi per ogni punto.

Completata la calibrazione di base dell'anticipo si è deciso di procedere con la generazione delle curve ad ombrello. Queste rappresentano uno strumento fondamentale quando si parla di riduzione della coppia erogata: può capitare infatti che per motivi di guidabilità, per il controllo *idle* o direttamente per l'implementazione del sistema di controllo della trazione (TCS), sia necessario effettuare una riduzione di coppia predefinita rispetto a quella massima per la quale è stato mappato l'anticipo. Utilizzando le curve ad ombrello è possibile attuare una variazione di anticipo per ottenere una corrispondente riduzione percentuale di coppia. Nel seguito verranno riportati per snellezza espositiva soltanto i risultati di due girature ritenute significative in condizioni WOT: quella dei 7000 rpm rappresentativa di una curva a bassa velocità e quella dei 9000 rpm di coppia massima. Vengono quindi effettuate variazioni di anticipo rispetto a quello di coppia massima mappato secondo la Tabella 34.

ΔSA				
+ 5	0	- 5	-10	-15

Tabella 34 – Variazione anticipo per curve ad ombrello

I dati grezzi ottenuti vengono interpolati e riportati nel grafico di Figura 40.

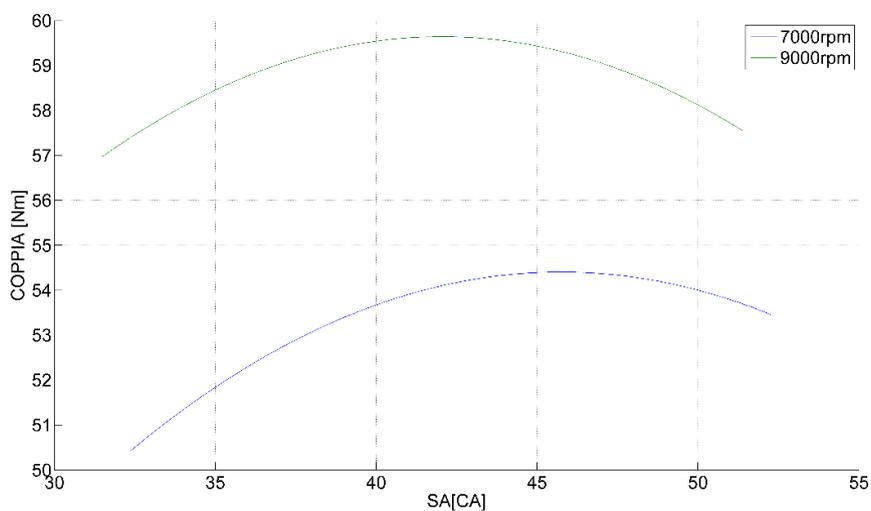


Figura 40 – Dati interpolati curve ombrello Coppia-SA

In una seconda analisi tali curve vengono normalizzate rispetto all'anticipo di coppia massima e presentate in un grafico ΔSA /coppia in Figura 41.

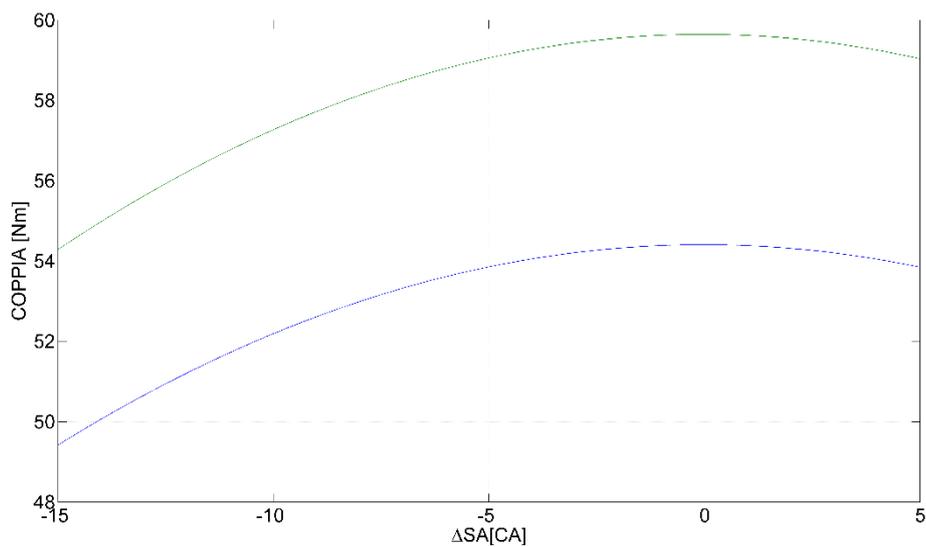


Figura 41 – Normalizzazione rispetto all'anticipo

Infine vengono normalizzate anche rispetto alla coppia massima e si ottiene la curva ad ombrello di Figura 42.

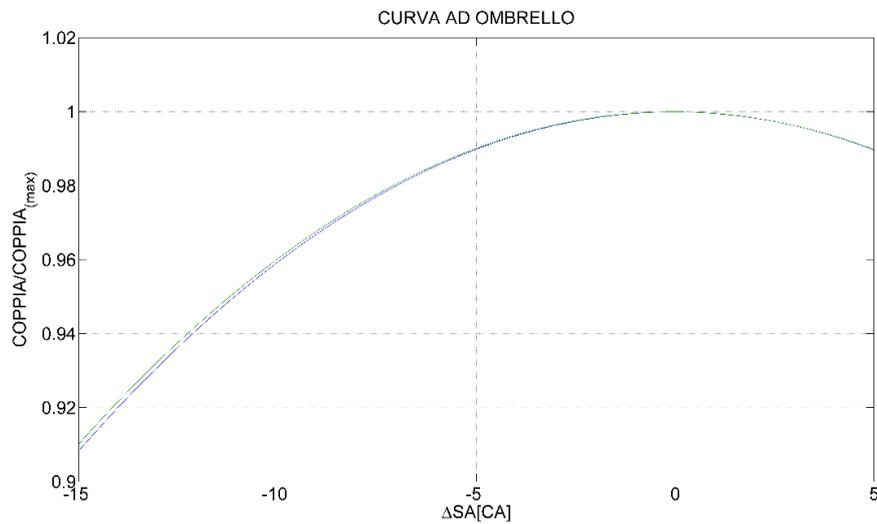


Figura 42 – Curva ad ombrello

Dell'insieme delle curve ad ombrello si elabora la curva media che rappresenta la risposta media della coppia motrice ad una variazione di anticipo e si ottiene quindi l'andamento riportato in Figura 43.

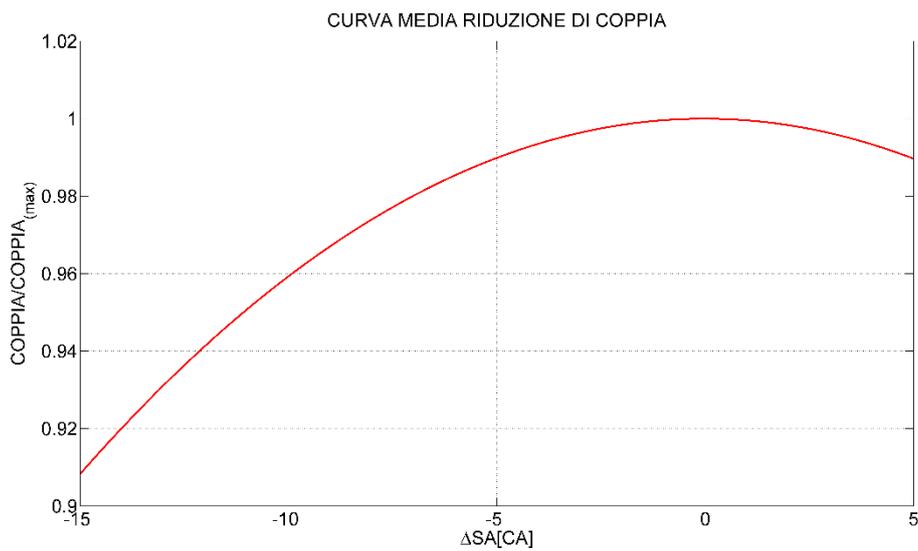


Figura 43 – Curva media riduzione di coppia

Volendo implementare in centralina una riduzione percentuale di coppia è sufficiente elaborare il complemento ad uno del precedente grafico (Figura 44).

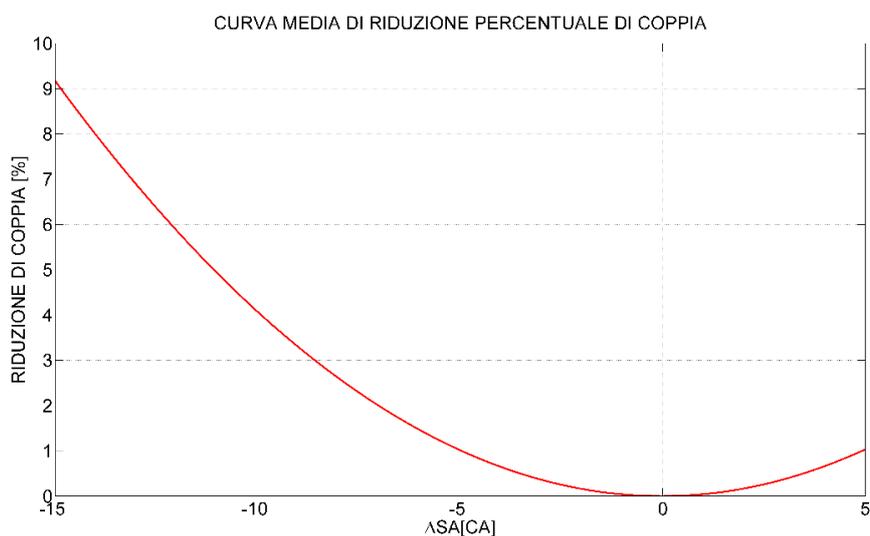


Figura 44 – Curva media riduzione percentuale di coppia

Come premesso, sono state effettuate prove anche a diversi lambda di funzionamento. È infatti da tenere presente che la vettura non funzionerà mai con un'unica mappa di lambda target ma sarà necessario modificarla a seconda del tipo di prova. È presente infatti sul volante un manettino che permette al pilota di selezionare le mappe di funzionamento per la specifica prova ed è possibile anche cambiarle da remoto tramite connessione *wi-fi* mentre la vettura è in funzionamento. Le opzioni selezionabili sono riportate in Tabella 45.

Mappa	Esigenza	Specifiche
<i>Endurance</i>	risparmio di carburante	lambda di funzionamento magro e mappa di anticipo corrispondente
<i>Acceleration + Autocross</i>	massima potenza	lambda ed anticipo di coppia massima
<i>Skidpad</i>	guidabilità	lambda di coppia massima e riduzioni di anticipo

Figura 45 – Mappe di funzionamento

La sensibilità della coppia per variazioni di lambda prestabilite sono state anche in questo caso investigate in alcuni punti motore ritenuti significativi:

- 6000 rpm rappresentativa della prova di skidpad
- 9000 rpm coppia massima
- 11000 rpm potenza massima

Sono state effettuate le prove in condizioni di WOT per non avere variabilità nel carico e si è potuto elaborare i dati ottenuti generando il grafico della curva media interpolata $\Delta\text{coppia}/\Delta\lambda$ visibile in Figura 46.

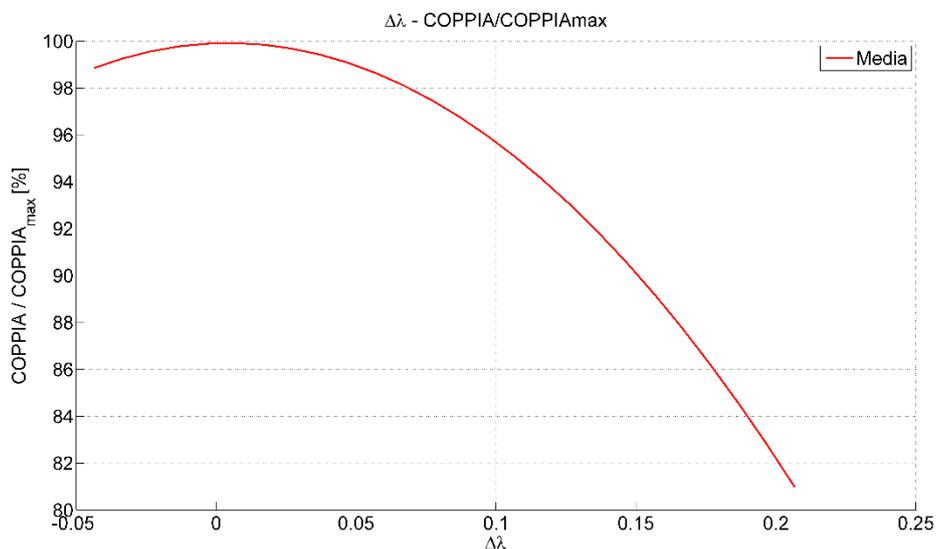


Figura 46 – Variazione di lambda, variazione di coppia

La variabilità dell'anticipo di accensione è stato valutato stabilizzando il motore per ogni valore di lambda e modificando l'anticipo fino ad ottenere quello che, per il dato lambda di funzionamento, generasse la coppia indicata massima. I risultati sono presentati in Figura 47.

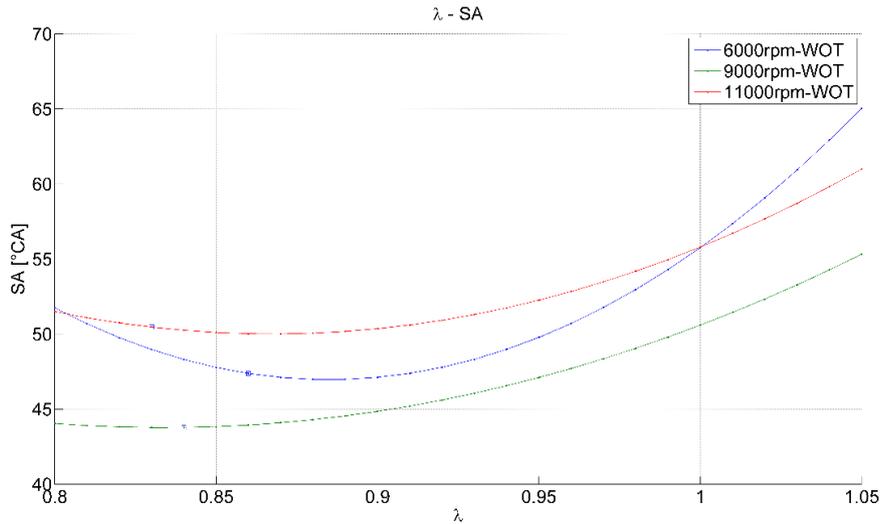


Figura 47 – Variazione di anticipo conseguente alla variazione di lambda

Dopo aver normalizzato l'anticipo rispetto a quello di coppia massima per il dato lambda di funzionamento ed il lambda rispetto a quello di coppia massima, è stato possibile generare la curva media riportata in Figura 48. Questa rappresenta quindi la sensibilità dell'anticipo di accensione alle variazioni di lambda ed all'atto pratico sarà la curva caratteristica del motore quando si dovranno apportare correzioni alle mappe di anticipo per far funzionare il motore con lambda target diversi da quelli di massima coppia.

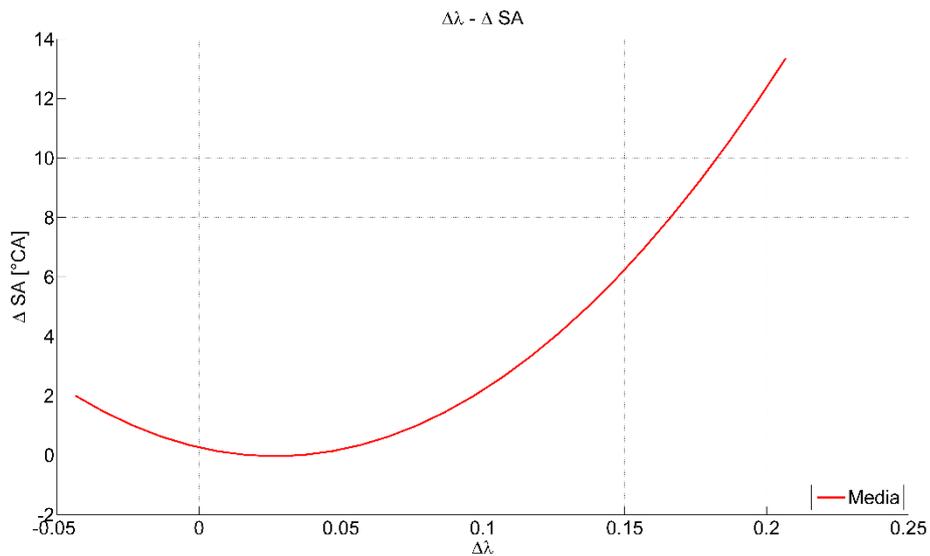


Figura 48 – Correzioni di SA per variazioni di lambda

6.3 Curve di coppia e potenza

Dopo aver mappato completamente il motore ed aver validato con successo il lavoro ripetendo alcuni punti motore scelti in maniera casuale, è possibile elaborare le curve di coppia e potenza conformi con la normativa ISO 3054/1:2002. Occorre perciò correggere i valori di coppia e potenza misurati (C_r, P_r) utilizzando un coefficiente di normalizzazione rispetto alle condizioni di riferimento (α_A) imposte dalla normativa nel modo seguente:

$$P_r = \alpha_A P_y$$

$$C_r = \alpha_A C_y$$

Il pedice r è riferito al valore standard di riferimento mentre quello y è riferito ai valori misurati. Il fattore correttivo ha la seguente espressione:

$$\alpha_A = \left(\frac{p_r - \phi_r p_{sr}}{p_y - \phi_y p_{sy}} \right)^{1.2} \left(\frac{T_y}{T_r} \right)^{0.6}$$

Le condizioni standard di riferimento imposte dalla normativa sono:

$p_r = 100 \text{ kPa}$ Pressione barometrica totale

$T_r = 298 \text{ K}$ Temperatura aria

$\phi_r = 0.3 = 30\%$ Umidità relativa

$p_{sr} \phi_r = 1 \text{ kPa}$ pressione di vapore dell'aria umida, reperibile da tabella in funzione di temperatura ed umidità relativa. (Si osserva che la normativa specifica un valore di riferimento di 1kPa ed in tabella tale valore è pari a 0.94 kPa per via dell'interpolazione della temperatura di riferimento 298.15 K)

p_{sr} tensione di vapore o pressione di saturazione dell'aria

$p_r - p_{sr} \phi_r$ tensione di vapore dell'aria secca, rimosso il contenuto di umidità

Eseguita la correzione mediante i dati provenienti dal banco relativi a pressione (p_y), temperatura (T_y) ed umidità relativa (ϕ_y) della sala per ogni punto motore, è possibile elaborare le curve di coppia e potenza del motore in questione alimentato ad E85 (Figure 49 e 50).

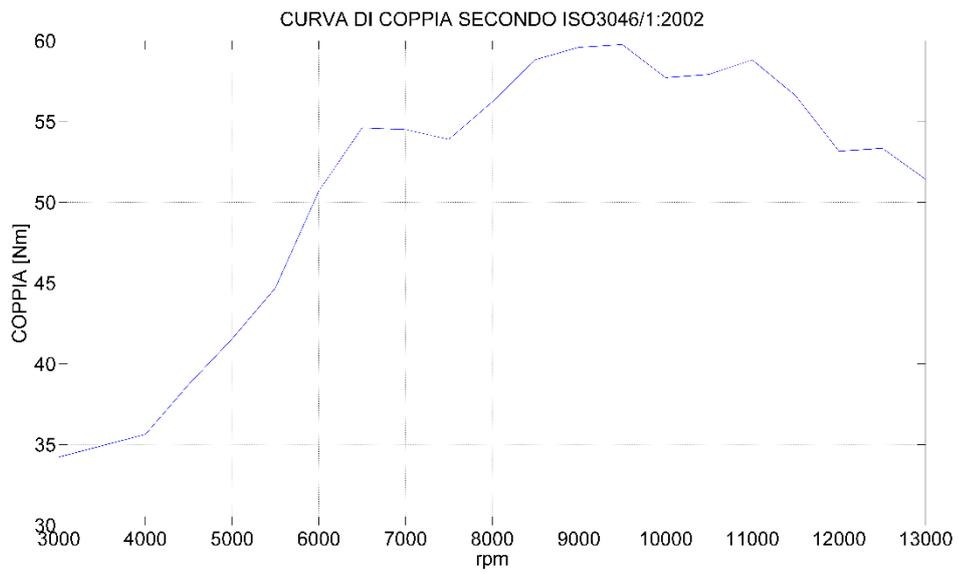


Figura 49 – Curva di coppia secondo ISO3046/1:2002

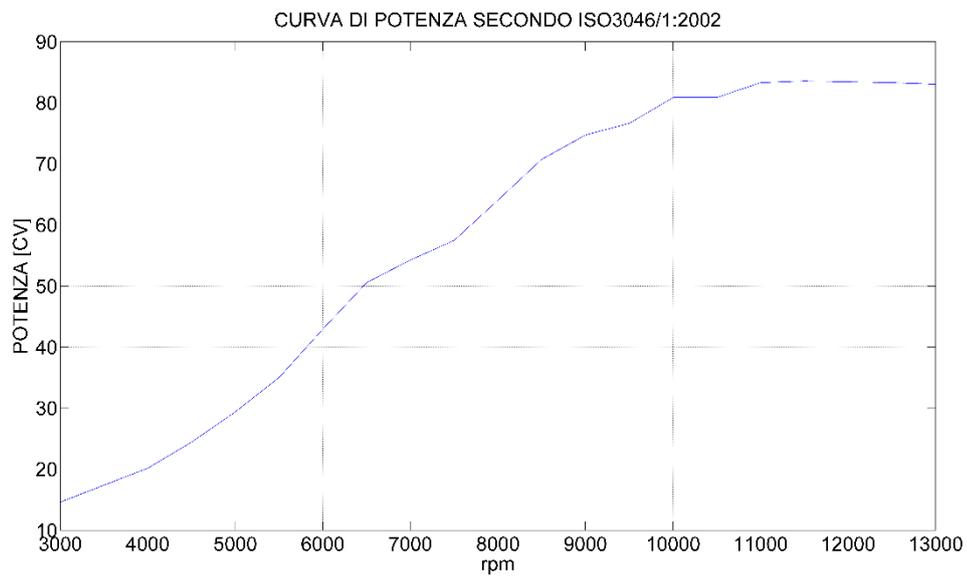


Figura 50 - Curva di Potenza secondo ISO3046/1:2002

Regime [rpm]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Potenza [CV]
3000	34.22	10.75	14.62
4000	35.63	14.84	20.1824
4500	38.73	17.97	24.4392
5000	41.55	21.62	29.4032
5500	44.71	25.75	35.02
6000	50.7	31.58	42.9488
6500	54.62	37.18	50.5648
7000	54.51	39.91	54.2776
7500	53.9	42.26	57.4736
8000	56.21	47.12	64.0832
8500	58.84	52.02	70.7472
9000	59.6	54.96	74.7456
9500	59.77	56.35	76.636
10000	57.72	59.46	80.8656
10500	57.92	59.46	80.8656
11000	58.82	61.26	83.3136
11500	56.6	61.46	83.5856
12000	53.17	61.36	83.4496
12500	53.35	61.26	83.3136
13000	51.43	61.06	83.0416

Tabella 35 – Coppia e potenza secondo secondo ISO3046/1:2002

Conclusioni

Ciò che si può constatare al termine di questo lavoro di tesi è senza dubbio l'orizzontalità del progetto: una variazione di combustibile comporta, se fatta a regola d'arte, un grande numero di interventi in vettura che coinvolgono numerosi settori dell'ingegneria meccanica. Si passa da valutazioni "calde" su rendimenti, calore ed emissioni ad aspetti più prettamente fluidodinamici attraversando anche la progettazione meccanica nel momento in cui si opera sul motore. Il grande pregio di questa attività è senza dubbio il poter fruire direttamente di tutto quel bagaglio di informazioni, leggi e metodologie di lavoro che l'ingegneria insegna agli studenti. Decisiva in questo senso l'esperienza al banco prova motori, probabilmente lo strumento più potente che si possa avere quando si vuole validare uno studio.

Riassumendo le motivazioni per le quali si è condotto lo studio si possono valutare i pro ed i contro del cambiamento di combustibile:

PRO

- Maggiore calore di vaporizzazione
- Maggiore energia a parità di emissioni, vantaggio nella fuel economy
- Maggiore numero di ottano, aumento del rapporto di compressione e quindi del rendimento
- Minori emissioni, minore impatto ambientale

CONTRO

- Maggiore consumo, maggiore capacità del serbatoio, maggiore peso
- Minore potenza introdotta in camera di combustione fra l'1 ed il 5% in meno a causa della strozzatura ma senza considerare l'incremento di rendimento termodinamico derivante dall'aumento del rapporto di compressione
- Costo dell'E85 in Italia (4.4 €/l) e difficoltà di approvvigionamento
- Compatibilità dei materiali

Indice delle figure

Figura 1 – Corpi farfallati Suzuki	8
Figura 2 – Layout fuel	10
Figura 3 – Diagramma T-s ciclo Otto	14
Figura 4 – Rendimento-r	17
Figura 5 – Bilancio collettore per calore latente di vaporizzazione	21
Figura 6 – Percentuale utilizzo Italia	32
Figura 7 – Percentuale utilizzo Spagna.....	32
Figura 8 – Portata-rpm	33
Figura 9 – Confronto strozzature Potenza/rpm.....	34
Figura 10 – Differenza percentuale potenze in camera di combustione.....	34
Figura 11 – Compatibilità materiali.....	38
Figura 12 – Compatibilità materiali Camozzi.....	38
Figura 13 – Camera di combustione lato testata e lato pistoni	40
Figura 14 – Aree significative pistone	42
Figura 15 – Rilievi pistone.....	42
Figura 16 – Rilievi pistone.....	42
Figura 17 – Rilievi pistoni	43
Figura 18 – Corsa pistone, corsa valvola aspirazione.....	44
Figura 19 – Corsa pistone, corsa valvola di scarico	45
Figura 20 – Distanza relativa pistone-valvole	45
Figura 21 – Assieme aspirazione	46
Figura 22 – Simulazione CFD venturi.....	47
Figura 23 – Vista in sezione del venturi e della valvola a farfalla.....	47
Figura 24 – Layout impianto carburante.....	49
Figura 25 – Grafico dati sperimentali portate volumetriche.....	53
Figura 26 – Datasheet pompa Bosch	54
Figura 27 – Portata in funzione della tensione di alimentazione, pompa Bosch	54
Figura 28 – Corrente, Tensione pompa Bosch	57
Figura 29 – Sezione iniettore	59
Figura 30 – Datasheet iniettori IWP152/154	64
Figura 31 – Confronto andamento corrente peak&hold	67

Figura 32 – Caratteristica iniettore con peak&hold	68
Figura 33 – Specifiche di installazione iniettori	69
Figura 34 – Specifica angoli caratteristici iniettore	69
Figura 35 – Sezione longitudinale collettore aspirazione	70
Figura 36 – Vista frontale iniettore con cono spray	70
Figura 37 – Vista laterale iniettore con cono spray	71
Figura 38 – Rendimenti volumetrici	73
Figura 39 – lambda, coppia.....	75
Figura 40 – Dati interpolati curve ombrello Coppia-SA	79
Figura 41 – Normalizzazione rispetto all’anticipo	79
Figura 42 – Curva ad ombrello	80
Figura 43 – Curva media riduzione di coppia.....	80
Figura 44 – Curva media riduzione percentuale di coppia	81
Figura 45 – Mappe di funzionamento	81
Figura 46 – Variazione di lambda, variazione di coppia	82
Figura 47 – Variazione di anticipo conseguente alla variazione di lambda	83
Figura 48 – Correzioni di SA per variazioni di lambda.....	83
Figura 49 – Curva di coppia secondo ISO3046/1:2002.....	85
Figura 50 - Curva di Potenza secondo ISO3046/1:2002	85

Indice delle tabelle

Tabella 1 – Punteggio competizione Formula SAE.....	6
Tabella 2 – r-rendimento-potenza.....	18
Tabella 3 – Rapporti compressione vetture concorrenti	18
Tabella 4 – Caratteristiche Benzina ed E85.....	19
Tabella 5 – Conversione emissioni	24
Tabella 6 – Masse Molari	26
Tabella 7 – Energia per litro di miscela.....	29
Tabella 8 – Emissione per unità di energia.....	29
Tabella 9 – Portate in massa al blocco sonico	31
Tabella 10 – Regime di blocco sonico.....	31
Tabella 11 – Regime/Differenza percentuale portate	33
Tabella 12 – Differenza percentuale potenze in C.C.	35
Tabella 13 – Test di laboratorio su campioni E85	36
Tabella 14 – Spessori da asportare	41
Tabella 15 – Spessori guarnizioni testa	41
Tabella 16 – Misure spessori utili per diversi spessori guarnizione	43
Tabella 17 – Distanze minime pistone-valvole.....	46
Tabella 18 – Portate volumetriche di carburante richieste dal motore	52
Tabella 19 – Caratteristica pompa Bosch, 5 bar	55
Tabella 20 – Mappa di portata carburante richiesta dal motore	56
Tabella 21 – Mappa di tensione di alimento pompa Bosch	56
Tabella 22 – Caratteristica in corrente pompa Bosch, 5 bar	57
Tabella 23 – Potenza assorbita dalla pompa.....	57
Tabella 24 – Confronto potenze assorbite	58
Tabella 25 – Portata di ricircolo carburante senza controllo PWM.....	58
Tabella 26 – Selezione iniettori, specifiche motore.....	62
Tabella 27 – Tempi utili fase iniezione	62
Tabella 28 – Specifiche per selezione iniettori.....	62
Tabella 29 – Portate minima e massima richiesta.....	63
Tabella 30 – Specifiche Portata iniettore	65
Tabella 31 – Configurazione montaggio iniettori.....	71

Tabella 32 – Mappa SA_MBT cilindri 1 e 4	77
Tabella 33 – Mappa SA_MBT cilindri 2 e 3	77
Tabella 34 – Variazione anticipo per curve ad ombrello.....	78
Tabella 35 – Coppia e potenza secondo secondo ISO3046/1:2002.....	86

Bibliografia

1. O. Acosta, P. Hutchison, R. Matthews, R. Wicker, *Practical Considerations for an E85-Fueled*, in International fall fuels and lubricants meeting and exposition, Toronto, Ontario, Canada, 25-28 Ottobre 1999
2. J.E. Anderson, M. Foster, T.G. Leone, M. Lynskey, D. Polovina, K. Roth, M.H. Shelby, R.A. Stein, S. VanderGriend, T. Whiting, *Effect of heat of vaporization, chemical octane, and sensitivity on knock limit for ethanol - gasoline blends*, saefuel.saejournals.org, 16 Aprile 2012
3. M. Boons, T. King, R. Van Den Bulk, *The impact of E85 use on lubricant performance*, in 2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, Shanghai, China, 23-25 Giugno 2008
4. N. Cavina, *Appunti del corso di motori a combustione interna e propulsori ibridi M*, Bologna, 2016
5. N. Cavina, *Appunti del corso di sperimentazione e calibrazione di motori a combustione interna M*, Bologna, 2016
6. N. Cavina, M. Ceccarani, G. Minelli, *Implementation of Fuel Film Compensation Algorithm on the Lamborghini Diablo 6.0 Engine*, in SAE 2001 World Congress, Detroit, Michigan, 5-8 Marzo 2001
7. A. Cernat, N. Negurescu, C. Pana, M.G. Popa, D. Soare, *Aspects of the use of ethanol in spark ignition engine*, SAE International, JSAE 20077271 SAE 2007-01-2040
8. K. Confer, M. Foster, W.R. Moore, O. Ridge, J. Szybist, A. Youngquist, R. Wagner, *Investigation of knock limited compression ratio of ethanol gasoline blends*, SAE International, 2010-01-0619
9. G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Torino, Edizioni il Capitello, 2000
10. J. Galante-Fox, C. Notaro, P. Von Bacho, J. Zizelman, *E-85 fuel corrosivity: effects on port fuel injector durability performance*, in Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, Rosemont, Illinois, 29 Ottobre-1 Novembre 2007
11. B. Holland, R.J. Pearson, R. Peck, J.W.G. Turner, *Alcohol-based fuels in high performance engines*, in Fuels & Emissions Conference, Cape Town, South Africa, 23-25 Gennaio 2007

12. G. Mancini, *Realizzazione del Sistema di Controllo Motore di una Vettura Formula SAE*, Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Bologna, 2009
13. S. Patassa, *Progettazione del sistema di controllo di una vettura di Formula SAE*, Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettronica, Bologna, 2014
14. SAE International, *2016 Formula SAE© Rules*, USA, 2015

Appendice

Datasheet iniettori



Engine Control Division

Pico injector IWP152

Pag. 2 / 4

SEE TESTING PROCEDURES ON COMPONENT SPECIFICATION
SPC/IW 001 - document code 00016120

1 FUNCTIONAL TESTS

- | | | |
|-------------|---|--------------------------------|
| 1.1 | Electrical resistance : | 14,5 ± 5% [ohm] |
| 1.2 | Indtance : | 13,0 ± 15% [mH] |
| 1.3 | Insulation resistance : | > 10 [Mohm] |
| 1.4 | Dielectric strenght : | No discharge at 750 [V] |
| 1.5 | Static flow : | 3,00 ± 3% [g/s] |
| | <i>Testing conditions :</i> | |
| | - test fluid pressure : 380 ± 1 [kPa] | |
| | - test fluid : n-Heptane (density = 0,684 Kg/dm ³ at 20 °C, viscosity = 0,610 cSt at 20 °C). | |
| | - test fluid temperature : 23 ± 1 [°C] | |
| | - environment temperature : 23 ± 5 [°C] | |
| 1.6 | Dynamic flow : | 5,40 ± 4,5% [mg/pulse] |
| | <i>Testing conditions :</i> | |
| | - as described in paragraph 1.5, with : | |
| | - voltage : 14,00 ± 0,01 [V] | |
| | - frequency : 100,0 ± 0,1 [Hz] | |
| | - pulse width : 2,500 ± 0,002 [ms] | |
| | - driver stage : PM 02 AR (see page n° 4) | |
| 1.7 | Static flow repeatability : | R ≤ 1% |
| 1.8 | Dynamic flow repeatability : | R ≤ 2% |
| 1.9 | Linearity error : | |
| | - for pulse width = 2 [ms] | ± 2,5 % |
| | - for pulse width = 4 [ms] | ± 1,0 % |
| 1.10 | Minimum opening voltage : | ≤ 6 [V] |
| 1.11 | OFF-SET time : | see page n° 4 |

1.12	Spray configuration :	$\alpha = 20^\circ$ $\beta = 12^\circ$ $\delta = 270^\circ$ $\gamma = 8^\circ$ 50% of the fuel must be collected into "B" type recipient.
1.13	Valve leakage (in air at 500 kPa) :	$\leq 0,2$ [cm ³ /60s]
1.14	Constant value to determine the minimum injection time in function of battery voltage :	K = 1,2 [ms]
2 <u>DURABILITY TESTS</u>		
2.1	Vibration (admitted shift) :	$\Delta Q_s \leq 2,5$ % $\Delta Q_d \leq 2,5$ %
2.2	Thermal shock [-40°C/+130°C] (admitted shift) : <i>- Note : limit temperatures, for storage, are from - 40 to +70 [°C].</i>	as point 2.1
2.3	Internal corrosion by methanol (admitted shift) :	as point 2.1
2.4	Internal corrosion by benzene peroxidate (admitted shift) :	as point 2.1
2.5	External corrosion (admitted shift after 200 h) :	as point 2.1
2.6	Fatigue resistance (admitted shift) :	$\Delta Q_s \leq 2,5$ % $\Delta Q_d \leq 3,5$ %
3 <u>MECHANICAL INTEGRITY TESTS</u>		
3.1	Shock (admitted shift) :	as point 2.1
3.2	Axial stress (admitted shift) :	as point 2.1
3.3	Torsional stress (admitted shift) :	as point 2.1

OFF-SET time

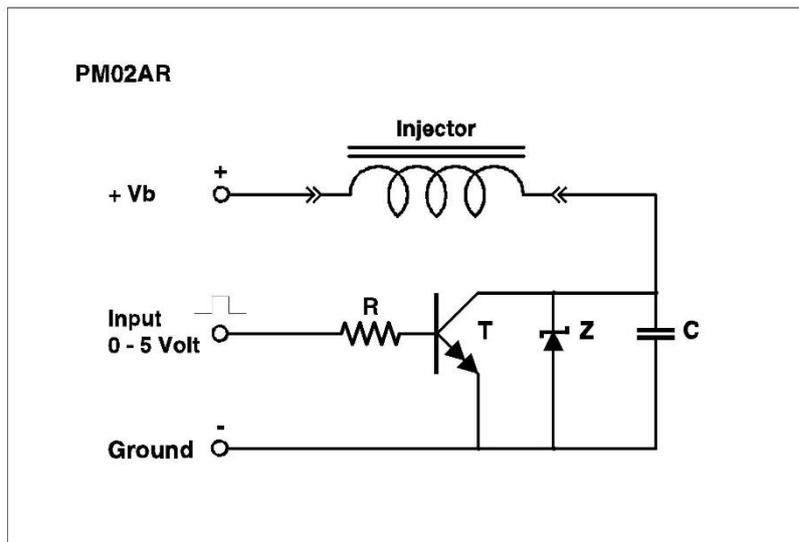
Voltage	[V]	7	8	10	12	14	16
Average Offset	[ms]	3,05	2,26	1,33	0,94	0,70	0,54

Testing conditions :

as described in paragraph 1.6, with :

- frequency : **50 [Hz]**
- pulse width : **9,9 [ms]**

PM 02 AR DRIVER STAGE CIRCUIT



COMPONENTS :

- C = 1000 pF 470 V
- Z = Zener BZV 48c 62 ± 1 V
- R = 680 Ohm ¼W
- T = Darlington TIP 121 : Vce = 0,80 ± 0,01 V at Ic = 1A

Datasheet pompa carburante



Fuel Pump FP 100

The FP 100 is an inline roller cell pump for the installation outside the fuel tank.

It is capable of providing 100 l/h at 5 bar. Bio-fuel can be delivered up to E85.

The main benefit of the FP 100 over a production type pump is the high delivery rate at high pressure.



Application	
Fuel delivery	> 100 l/h
Fuel pressure	5 bar
Pressure limiting valve	7 ... 12.5 bar rel.
Fuel compatibility	E85
Operating temperature range	-20 ... 90 °C
Storage temperature range	-40 ... 70 °C
Max. vibration	3 mm at 10 ... 18 Hz ≤ 40 m/s ² at 18 ... 60 Hz

Mechanical Data	
Diameter	54 mm
Length	185 mm
Weight	725 g
Mounting	clamping

Electrical Data	
Delivery rate at 5 bar and 22 °C	118 ± 3 l/h
Supply voltage	6 ... 16.5 V
Operating voltage	13.8 V
Load current at 5 bar and 22 °C	6.0 ± 0.5 A

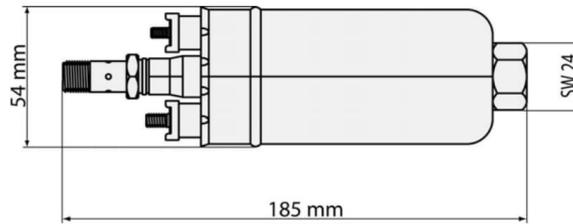
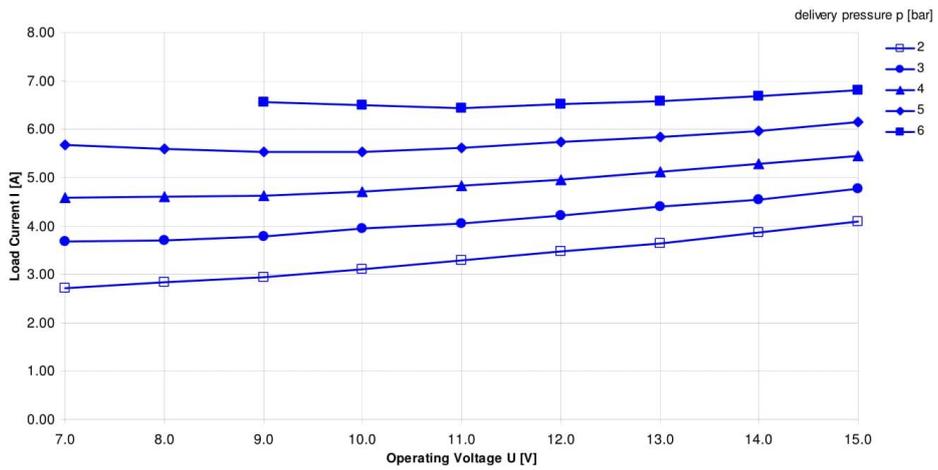
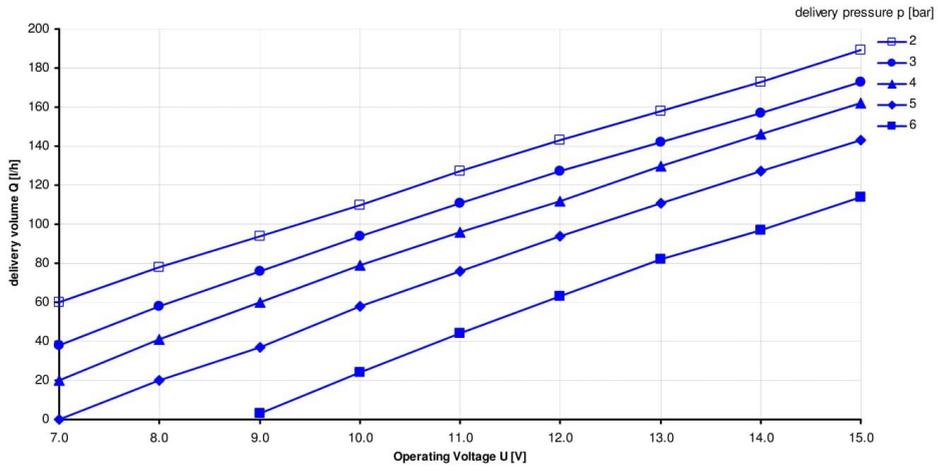
Characteristic	
Surface coating	none
Color	silver
Non-return valve	external
Fuel filtering	external, on pressure side

Connectors and Wires	
Electrical connector	+M4/-M5
Electrical mating connector	with ring wire M4 and M5
Mechanical connector intake side	M16x1.5
Mechanical connector pressure side	M12x1.5

Application Hint	
With E26/E85 or Diesel fuel run-time max. 500 h.	
For technical reasons the values may vary.	
Please use within the specified limit values only.	
Please find further application hints in the offer drawing (http://www.bosch-motorsport.com).	

Part Numbers	
FP 100	Y 580 701 456-03

Characteristic delivery rate FP 100



Ringraziamenti

Senza ombra di dubbio un enorme ringraziamento va al Professor Cavina, maestro di vita prima ancora che di Ingegneria. Grazie a lui ho imparato a credere in obiettivi irraggiungibili ed a realizzarli; un drago dal punto di vista professionale ed un esempio da seguire come persona. Non basterebbero tutte le pagine di questa tesi per descrivere la stima e riconoscenza che merita e siccome la faccenda si farebbe troppo lunga citerò una frase di Larry Joe Bird che rappresenta l'insegnamento più importante che mi ha trasmesso:

“Un vincitore è solitamente colui che riconosce i suoi talenti naturali, lavora sodo per svilupparli in capacità, ed usa queste capacità per raggiungere i suoi obiettivi.”

La famiglia, cosa non sarei senza la mia famiglia, normalmente si parte dalla mamma ma voglio partire ringraziando mia sorella Carlotta che stupidamente ho imparato a conoscere solo in età adulta (la sua, la mia deve ancora arrivare). È incredibile quanto bene le voglia e quanto ci tenga a non farglielo sapere. A mamma e papà va il premio pazienza, sì perché avere un figlio che ancora gioca con le “macchinine” a quest’età ed avere pazienza significa proprio amarlo a pieno. Grazie è una parola troppo corta per esprimere quanto sia in debito con voi e la cosa bella è che fate tutto questo senza volere altro in cambio se non la mia felicità.

Che dire di Elisa? Semplicemente unica, delicata e forte allo stesso tempo nel modo in cui mi ha sopportato in questi due anni di magistrale. Senza di lei, giuro, non ce l’avrei fatta. È entrata con passo felpato ed ha dimostrato il carattere di una donna con gli attributi. Con lei ho scoperto il piacere di condividere le esperienze, il bello di fare progetti e di avere sogni. Super intelligente, super premurosa e sempre con un pensiero verso gli altri. È la migliore punto. Grazie a lei ho anche avuto il privilegio di conoscere l’illustrissimo Ing. Francesca Fanelli con la quale ho condiviso le ansie pre esame, i film sul divano, le pizze di Vittorio ed un sacco di attimi di vita quotidiana che sono fortunato a poter portare con me.

Vogliamo non ringraziare i miei amici? Stiamo scherzando? Senza di loro non sarei la persona che sono; abbiamo condiviso esperienze che in pochi possono vantare ed abbiamo superato ostacoli che manco Renaud Lavillenie. Barto, Ciava, Lollo, Marogna, Patassa, Pio non vedo l'ora di replicare un Cream Team.

Barto, maestro del “fatti gli affari tuoi”, sono contento per te che vai a progettare navi spaziali ma non so come farò senza i nostri cigarri. Ciavattero, bello come il sole (come disse a me tua mamma una volta), oltre ad essere un incredibile progettista sai essere un grande compagno di serate ed è difficile coniugare le due cose in una persona sola. “Soccia Lollo Natali” quante gare abbiamo fatto assieme e quanto sei tenero a farmi stare a ruota in pista. Il kart è stata una bella scusa per riscoprire un amico vero dal quale da tempo la vita mi aveva allontanato. Spero di condividere con te altre mille emozioni come quelle che abbiamo vissuto finora e spero di non perderti una seconda volta. È incredibile quanto vuoi o non vuoi si finisca sempre a parlare di Marogna no? Sarà perché col suo modo di essere si trova sempre al centro dell'attenzione, o sarà perché ci si mette lui, fatto sta che Nutella spostati “che mondo sarebbe senza Marogna”. Marognello... mi sei davvero mancato in questo rush finale di esami + tesi, ogni volta che ti vedo mi fai sorridere coi tuoi aneddoti e con le tue ossessioni racing e ti stimo veramente tanto per la caparbieta con la quale affronti la vita. Come ti dissi una sera *“ti voglio bene anche se lo sai che non mi piace dirtelo”*. Con Patassa alzo le mani, mai conosciuto un meccanico con la laurea in elettronica. E per di più suoni! Qualsiasi cosa ti si presenti di fronte la affronti al massimo e questa è una qualità che hanno in pochi. Pio, alfiere del “non mi tiro indietro”, quanto ci siamo divertiti a Londra! Ho avuto il privilegio di conoscerti al di fuori dell'Università ed ho scoperto una persona intraprendente e motivata come poche.

Zac, ricordo quando sei entrato in Formula SAE al primo anno di università, fino ad allora avevi lavorato solo sui trattori di tuo padre, e vedo adesso l'uomo che sei diventato, ne hai fatta di strada eh! Sono felicemente stupito di quanto sia stato bravo e la cosa che mi fa più piacere è che potremo contare sempre l'uno sull'altro. Matti aka “Drago!” sei senza ombra di dubbio la persona più preparata, allegra, e con la voglia di fare che abbia mai incontrato. Lavorare con te è stata l'esperienza più stimolante degli ultimi anni. Sempre in prima linea sul lavoro senza lasciare indietro il contatto umano, spero che le nostre birrette non finiranno mai. Nahuel

ogni volta che parliamo mi sorprendi, hai un modo di vedere le cose che ammiro molto e che ti invidio; sei in grado di semplificare problemi complessi come nessun altro e lo fai anche nella vita quotidiana.

Un ringraziamento va ovviamente anche agli amici che non ho l'opportunità di vedere frequentemente ma che hanno sempre un posto nei miei pensieri; Giorgio mi hai insegnato la cosa più importante che si possa imparare: dai sempre il massimo. Balo col tuo modo di fare calmo e pacato hai dimostrato che si può arrivare dove si voglia senza farsi venire l'esaurimento. Lucia te invece l'esaurimento me l'hai fatto venire ma la cosa che mi ha fatto più piacere è stato vedere quanto tu sia maturata negli ultimi anni. D'altronde lo sappiamo tutti che sei sveglia... anche troppo.

Tutti gli amici della Formula SAE meriterebbero un ringraziamento speciale ma diventerei prolisso e mi limito a citarvi. Ognuno di voi mi ha insegnato qualcosa che porto con me e credo che questo sia il ringraziamento più grande: Filo, Ste, Edo, Comand, Angela, Cristiano, Ben, Brillo, Busi, One, Chiara, Luciana, Alessia, Giovanni, Marco, Spadi, Valerio, Flavio, Angelo, Ross, Maria, Yoshi, Michi, Fede, Parrot, Sara, Tom, Riccardo, Dario, Cemin, Pascu, Davide, Paia, Elena, Mario, Mazz, Miki Danno, Obliquo, Puli.

Non posso non ringraziare i colleghi di Università, soltanto voi sapete quanto sia dura arrivare in fondo e sono contento di aver condiviso con voi questi sacrifici e queste soddisfazioni. Antonio, Simone, Collins, Domenico, Sara, Eleonora, Fede, Italo, Alessio, Marco, Leo, Edo, Luigi, Alessio, Giancarlo, Spillo, Paolo e tutti voi che malauguratamente mi avete conosciuto.

Un grazie anche ai miei coinquilini di ieri e di oggi Ste, Lenard, Elisa e Fabio.

Sicuramente ho dimenticato qualcuno ma non dimentico ciò che quel qualcuno mi ha insegnato. Se l'ho fatto perdonatemi ho sta testa qua.