



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

**Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali  
DTG**

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**MISURA DELLE EMISSIONI ALLO SCARICO DI UN  
MOTORE AUTOMOBILISTICO CONFIGURATO PER IL  
MINIMO CONSUMO NELL'USO URBANO**

Relatore: Prof. Massimo Masi

Correlatori: Ing. Paolo Gobbato  
Ing. Alberto Terzo

Laureando: GIACOMO FOLADOR  
1067736

ANNO ACCADEMICO 2015/2016



*Ai miei genitori,  
per tutti i sacrifici che hanno fatto per me*



## Sommario

L'obiettivo di questo studio è stato quello di valutare come variassero le concentrazioni delle specie inquinanti allo scarico di un motore automobilistico ad iniezione indiretta variandone la mappa di dosatura al fine di minimizzare i consumi ai bassi e medi carichi e alle basse e medie velocità di rotazione. Oltre a ciò è stato effettuato un confronto tra alcuni parametri di prestazione del motore, ovvero coppia, potenza e consumo specifico.

Dal momento che con il motore in configurazione di serie non era possibile risalire alla dosatura nelle varie condizioni di utilizzo si è ricorsi all'utilizzo di un flussimetro posto a monte dell'air-box, il medesimo strumento è stato utilizzato anche per calcolare il rendimento volumetrico del propulsore e per una verifica della mappa di minimo consumo implementata nella centralina di sviluppo utilizzata durante la prova.

In questa sede è stato possibile anche svolgere un'analisi dei segnali in uscita dal flussimetro e dalle sonde lambda lineari, al fine di capire le cause della rumorosità degli stessi.

I risultati ottenuti hanno confermato quanto previsto, ovvero che a fronte di una diminuzione generale dei consumi si ha avuto un calo delle prestazioni in tutte le condizioni operative, un aumento degli ossidi di azoto ed una diminuzione degli ossidi di carbonio.

# INDICE

<b>1 Introduzione.....</b>	<b>Pag. 1</b>
<b>2 Strumentazione.....</b>	<b>Pag. 45</b>
2.1 Freno.....	Pag. 50
2.2 Cablaggi e sensori per l'acquisizione dati.....	Pag. 52
2.3 Banco di analisi delle emissioni.....	Pag. 55
2.3.1 Principi di misura.....	Pag. 59
2.3.2 Analizzatori a raggi ultravioletti (UV-RAS).....	Pag. 60
2.3.3 Flame Ionization Detector (FID).....	Pag. 62
2.3.4 Non-Dispersive Infrared Analyzer (NDIR).....	Pag. 63
<b>3 Analisi dei segnali in uscita dal flussimetro e dalle sonde lambda.....</b>	<b>Pag. 66</b>
3.1 Flussimetro.....	Pag. 66
3.1.1 Principio di funzionamento.....	Pag. 66
3.1.2 Modalità di utilizzo.....	Pag. 68
3.1.3 Analisi del segnale.....	Pag. 80
3.2 Sonde lambda lineari.....	Pag. 92
3.2.1 Principio di funzionamento.....	Pag. 92
3.2.2 Analisi del segnale.....	Pag. 94

<b>4 Motore in configurazione di serie.....</b>	<b>Pag.111</b>
4.1 Caratterizzazione del motore.....	Pag.112
4.2 Consumi.....	Pag.120
4.3 Emissioni inquinanti.....	Pag.125
<b>5 Motore configurato per il minimo consumo.....</b>	<b>Pag. 136</b>
5.1 Coppia e Potenza.....	Pag.142
5.2 Consumi.....	Pag. 145
5.3 Emissioni inquinanti.....	Pag. 149
<b>6 Conclusioni.....</b>	<b>Pag. 152</b>

# 1 Introduzione

Nei moderni motori automobilistici ad accensione comandata la dosatura di combustibile è gestita elettronicamente in base ai dati contenuti su una mappa di dosatura, funzione del carico (apertura della valvola a farfalla e/o pressione del collettore di aspirazione) e della velocità angolare del motore. Inoltre la retroazione tramite sonda lambda, intervenendo sul tempo di attivazione dell'iniettore preposto all'immissione del combustibile, assicura l'alimentazione di ogni cilindro con una miscela avente dosatura stechiometrica. Quest'ultima è necessaria al fine di rendere efficace l'azione degli attuali catalizzatori ossidanti-riducenti delle sostanze inquinanti allo scarico. Infatti l'efficienza del dispositivo catalizzante è accettabile solamente in una finestra molto stretta di dosatura, nell'intorno del valore stechiometrico.

Detto funzionamento è poi completato da una opportuna mappatura di anticipo d'accensione rispetto al punto morto superiore.

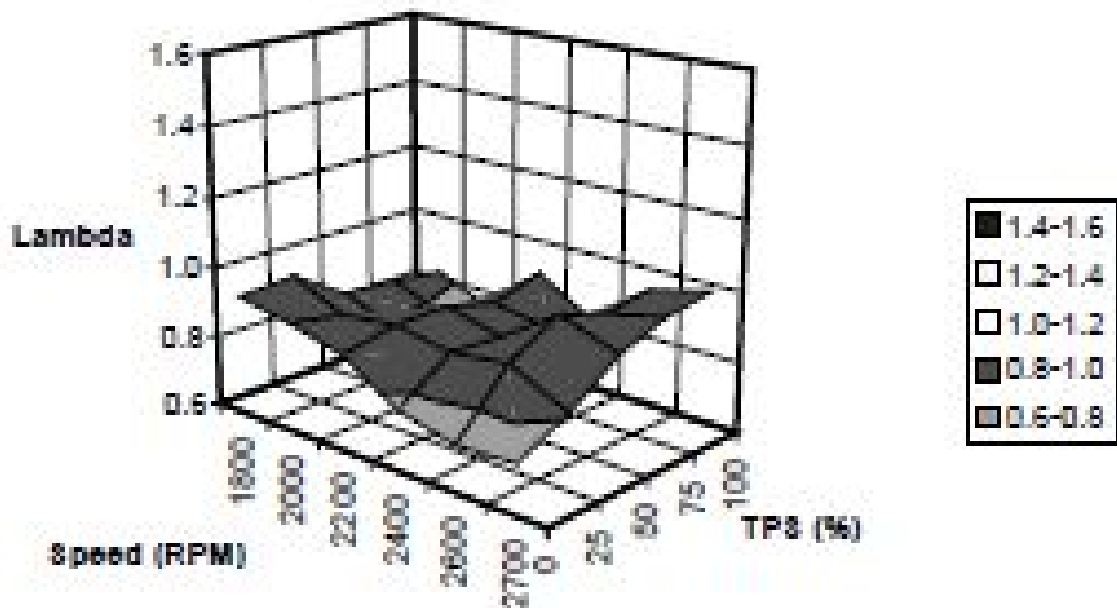
In particolari condizioni operative del motore, tipicamente a piena ammissione, la logica del funzionamento a dosatura stechiometrica viene esclusa a favore di un funzionamento con eccesso di carburante (miscela ricca) al fine di conseguire da un lato il massimo valore di coppia all'albero motore e dall'altro di non surriscaldare le parti meccaniche critiche del motore (valvole di scarico, ecc.). Tutti i dati di mappatura del tempo di iniezione e dell'anticipo d'accensione sono memorizzati in apposita EPROM di corredo alla centralina elettronica di controllo (ECU).

La tecnica sopra descritta, ben nota ai motoristi, è necessaria da un lato per superare le prove di omologazione delle vetture (cicli di prova standard con misura delle emissioni inquinanti) e dall'altro per preservare l'incolumità del motore e le sue massime prestazioni a pieno carico. Tali vincoli comportano:

- maggiore consumo specifico nel funzionamento stechiometrico rispetto all'ottimo funzionamento con miscela "povera", nella marcia a carico moderato;
- notevole inquinamento in termini di ossido di carbonio CO ed idrocarburi incombusti HC nel funzionamento con miscela "ricca" a pieno carico, condizione in cui il catalizzatore non abbatte gli inquinanti.

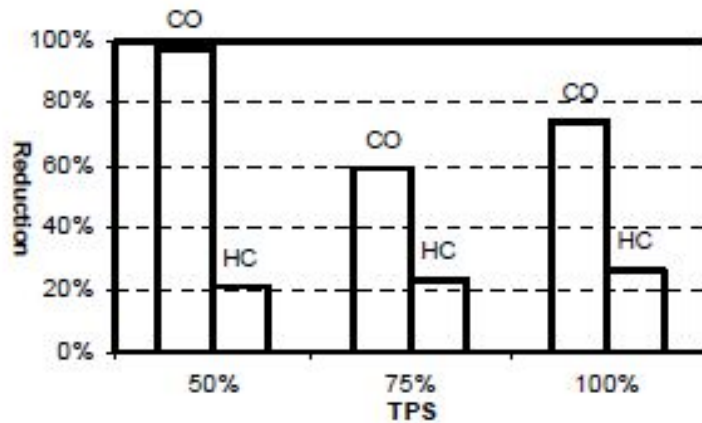
Nel lavoro di S.H. Lee, R.J. Howlett & S.D.Walters[1] viene variato il rapporto aria/combustibile utilizzando nella ECU un tipo di controllo che usa una logica euristica, in un motore monocilindrico Bosch Suffolk di 98 cc ad iniezione indiretta. Nella configurazione di base del motore (che prevedeva un'alimentazione a carburatore) il  $\lambda$  variava tra 0,6 e 1,2; l'obiettivo del controllo era di mantenere l'indice lambda ( $\lambda$ ) tra 0,8 ed 1 approssimativamente nel 90% del campo di utilizzo,

ad eccezione di 2 condizioni estreme, cioè ad alte velocità di rotazione con poca apertura della farfalla e a basse velocità di rotazione con farfalla tutta aperta. (fig. 1.1)

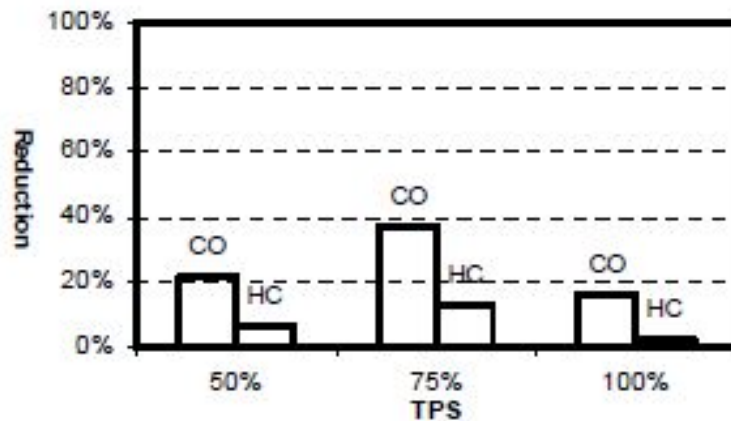


**Fig. 1.1** Mappa tridimensionale di lambda in funzione della velocità di rotazione del motore e della apertura della valvola a farfalla; [1].

Agendo in questo modo si è ottenuta una riduzione sia del monossido di carbonio che degli idrocarburi incombusti( figure 1.2 e 1.3). Infatti mantenendo un rapporto aria combustibile in generale più vicino al valore stechiometrico ( $\lambda = 1$ ) la miscela risulta sempre ben infiammabile. In questo modo si sono evitati fenomeni di misfire che aumentano la produzione di HC, utilizzando una dosatura leggermente ricca ( $\lambda$  medio è di 0,9 ) si abbassano le emissioni di CO e si ottiene la coppia massima. Anche se una miscela magra offrirebbe un consumo di combustibile ottimale ed emissioni ancora più basse di CO in questo esperimento si è ricercata la minima emissione per ottenere la coppia massima.

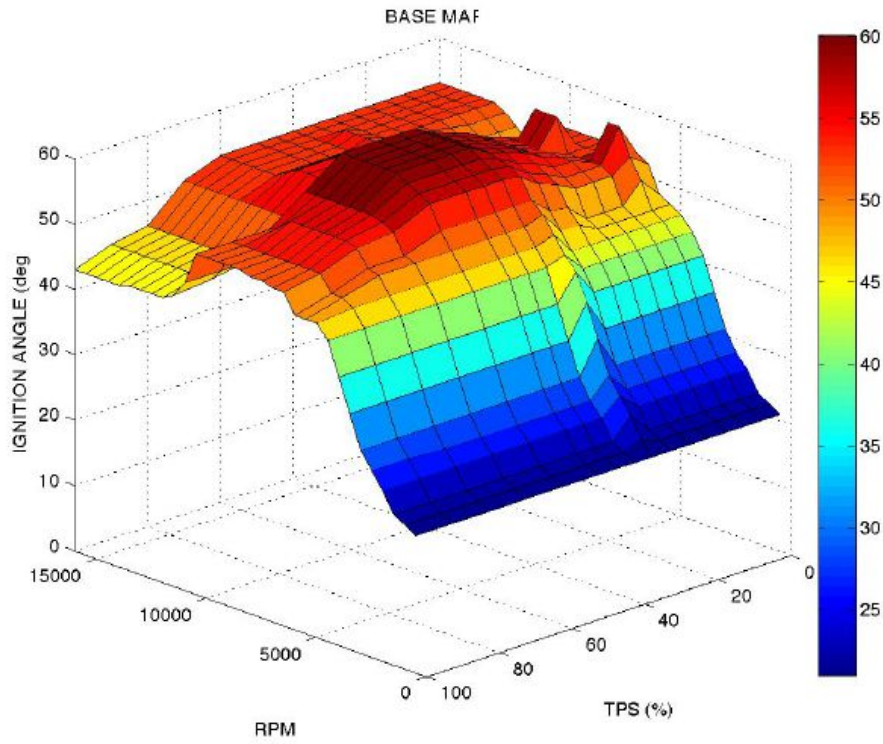


**Fig. 1.2** Riduzione percentuale delle emissioni per tre diverse aperture della valvola a farfalla a 1800 rpm; [1].

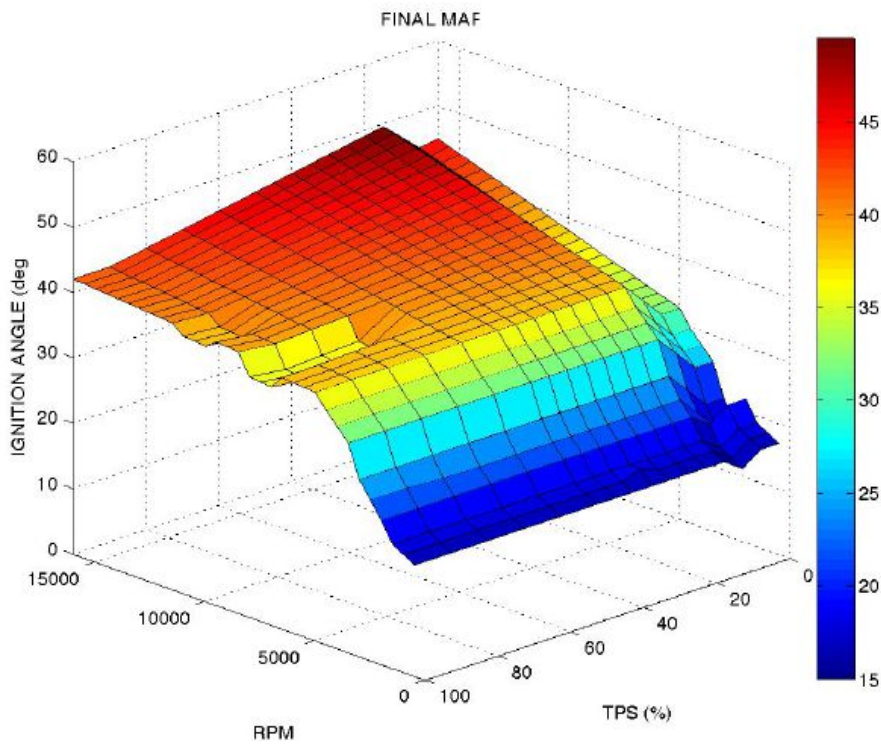


**Fig. 1.3** Riduzione percentuale delle emissioni per tre diverse aperture della valvola a farfalla a 2200 rpm; [1].

Un altro esempio di strategia di mappatura si può ricavare dalla tesi di Nicola Sattin [2] in cui lo studente riporta le mappe della vettura da Formula SAE dell'Università degli studi di Padova nella quale era installato un motore Honda CBR 600, 4 cilindri ad iniezione indiretta. Non risulta interessante la mappa di iniezione poiché la modifica eseguita aveva lo scopo di produrre un funzionamento migliore del motore con le restrizioni dei condotti di aspirazione previsti dal regolamento e con la nuova geometria di tali condotti e dell'airbox, tuttavia merita un'analisi la mappa dell'anticipo d'accensione (figure 1.4 e 1.5).



**Fig. 1.4** *Mappa dell'anticipo d'accensione in configurazione base; [2].*



**Fig. 1.5** *Mappa dell'anticipo d'accensione ottimizzata; [2].*

Si vede bene come nella mappa modificata l'anticipo d'accensione sia minore rispetto alla mappa originale e che alle basse velocità di rotazione sia sempre vicino ai 15° di angolo di manovella.

E' bene ricordare che la modifica della mappatura in questo caso non sarà rivolta all'abbassamento delle emissioni ma più probabilmente ad ottenere delle prestazioni migliori, mantenendo ovviamente un funzionamento stabile del motore.

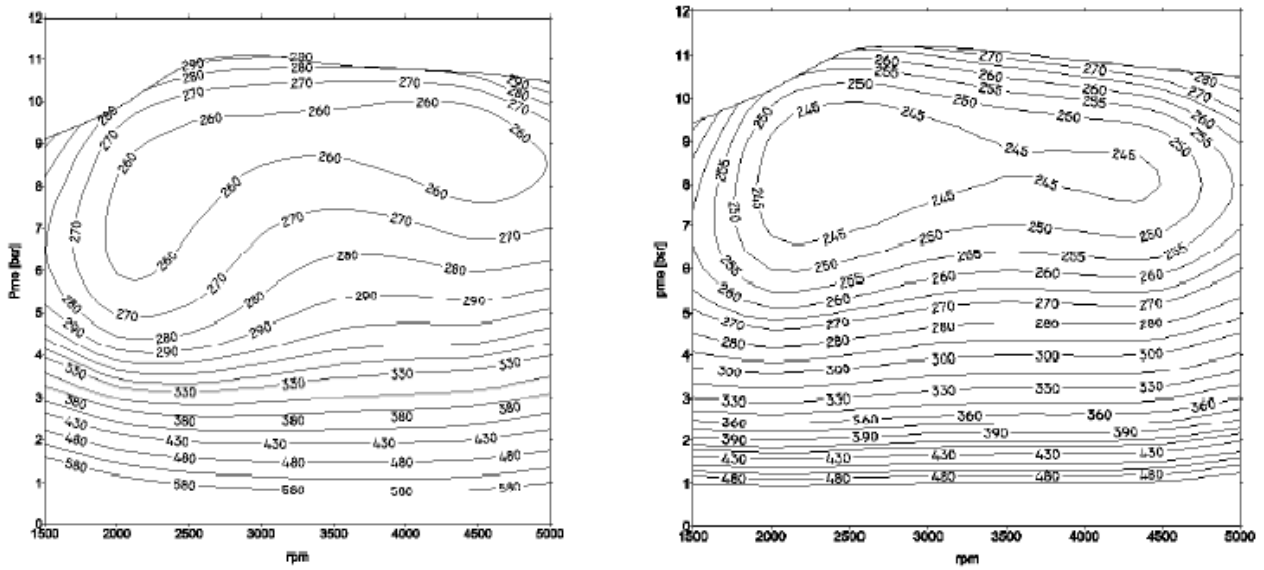
A questo punto è necessario puntualizzare che il funzionamento del motore con miscela stechiometrica in parzializzazione costituisce una penalizzazione marginale dal punto di vista del consumo specifico e della potenza. Una maggiore influenza è invece da attribuirsi all'anticipo d'accensione, che però deve anche rispettare valori compatibili col corretto funzionamento del motore, quali la guidabilità della vettura e la formazione di ossidi di azoto.

Viene a sostegno di quanto detto l'articolo di Emiliano Pipitone e Alberto Beccari[3] nel quale vengono riportati i risultati di prove sperimentali condotte in sala prove di due motori ad iniezione indiretta:

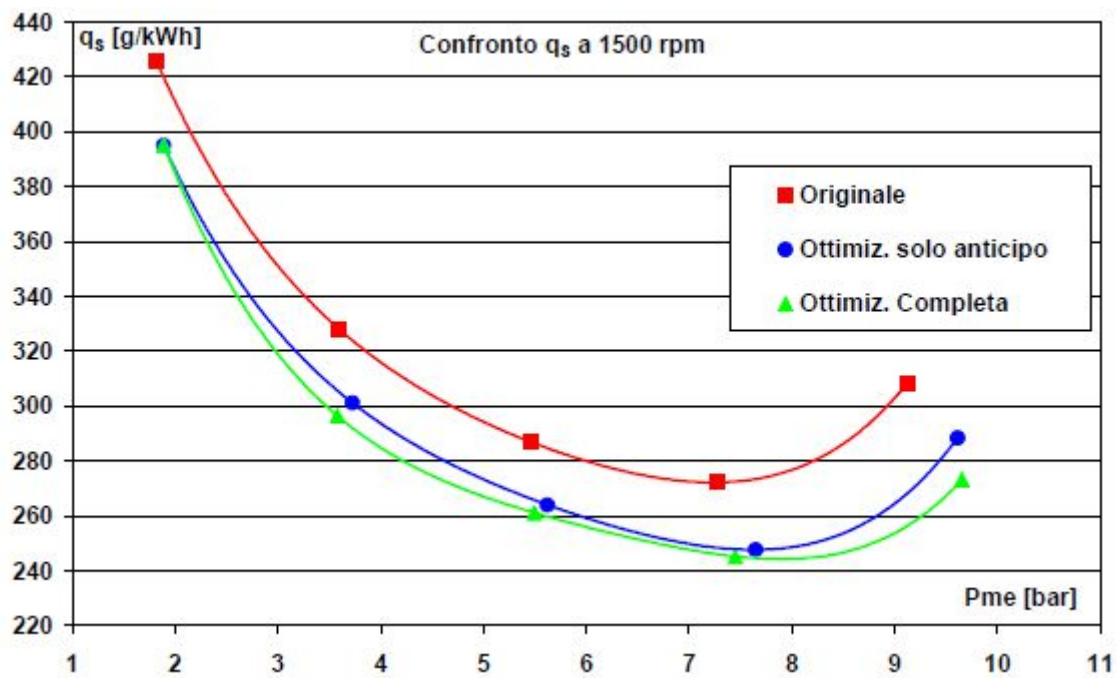
- motore FIAT FIRE 1108 cc ad iniezione del tipo Single Point (SPI)
- motore FIAT FIRE 1242 cc ad iniezione del tipo Multi Point simultanea (MPI)

Le prove sperimentali si sono suddivise in due fasi, la prima fase di rilievo delle prestazioni (consumo carburante, produzione inquinanti e coppia all'albero in funzione del carico e della velocità di rotazione del motore a regime costante) e dei parametri di funzionamento (anticipo d'accensione e tempo di iniezione, cioè, dosatura) dei motori pilotati dalle centraline di serie; la seconda fase di ottimizzazione dei parametri citati attraverso l'impiego di una centralina di sviluppo, cercando di massimizzare la coppia a pieno carico e minimizzare il consumo specifico in condizioni di parzializzazione.

Concentrando l'attenzione sui risultati ottenuti per il motore ad iniezione indiretta multi-punto si evince che in generale è stata ottenuta una diminuzione di consumo specifico rispetto alla versione originale in tutte le condizioni di funzionamento (fig. 1.6), i valori di dosatura ottimali riscontrati si scostano ben poco dall'unità, mentre gli incrementi di anticipo rispetto alla soluzione di serie(  $13^{\circ} \pm 3^{\circ}$  al minimo *ndr*) vanno dai 5 ai 15° di angolo di manovella.( Figure 1.7 , 1.8 , 1.9)



**Fig. 1.6** Confronto mappe del consumo specifico (FIAT FIRE 1242 cc MPI): a sinistra motore originale, a destra motore ottimizzato; [3].



**Fig. 1.7** Curve di consumo specifico rilevate sul motore FIAT FIRE 1242 cc a 1500 rpm; [3].

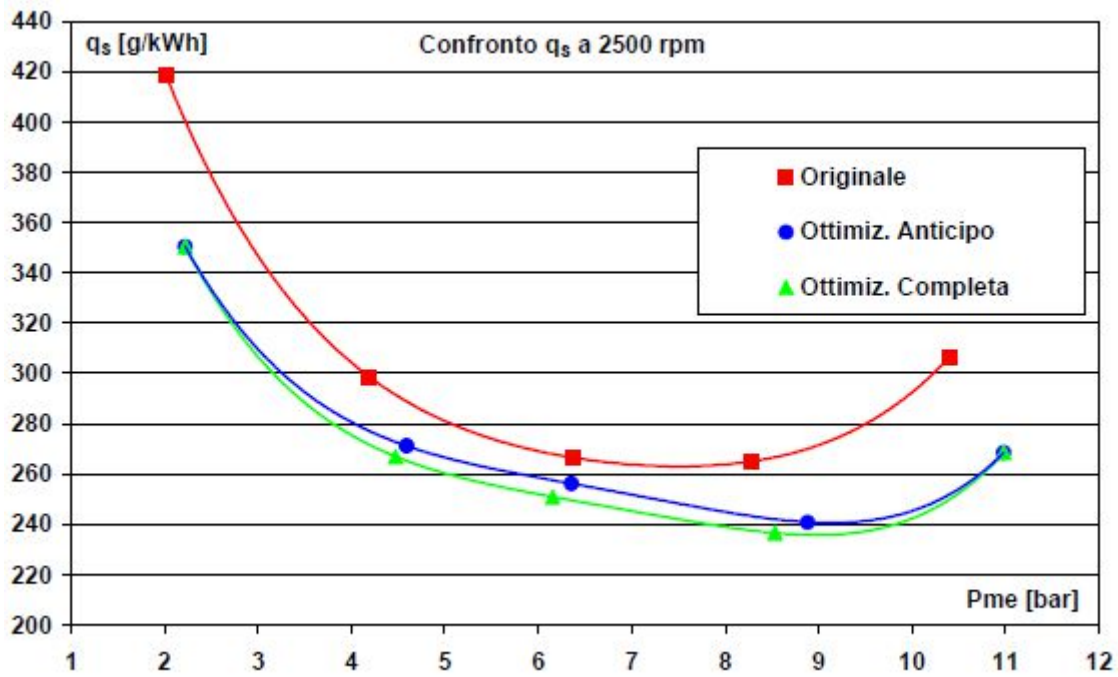


Fig. 1.8 Curve di consumo specifico rilevate sul motore FIAT FIRE 1242 cc a 2500 rpm; [3].

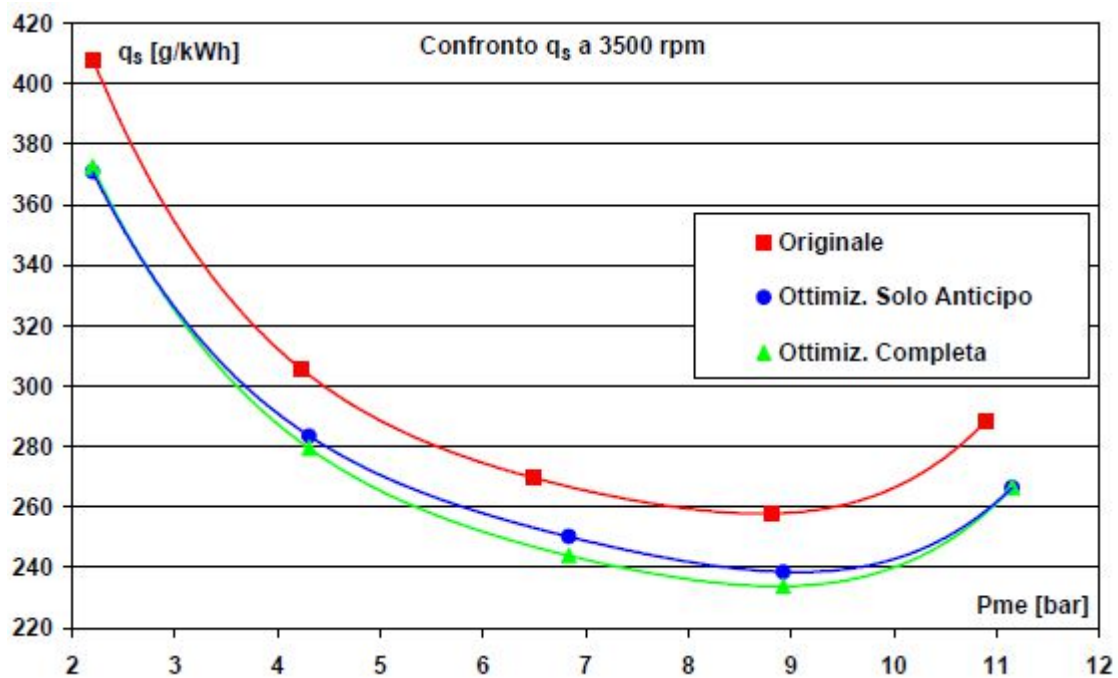
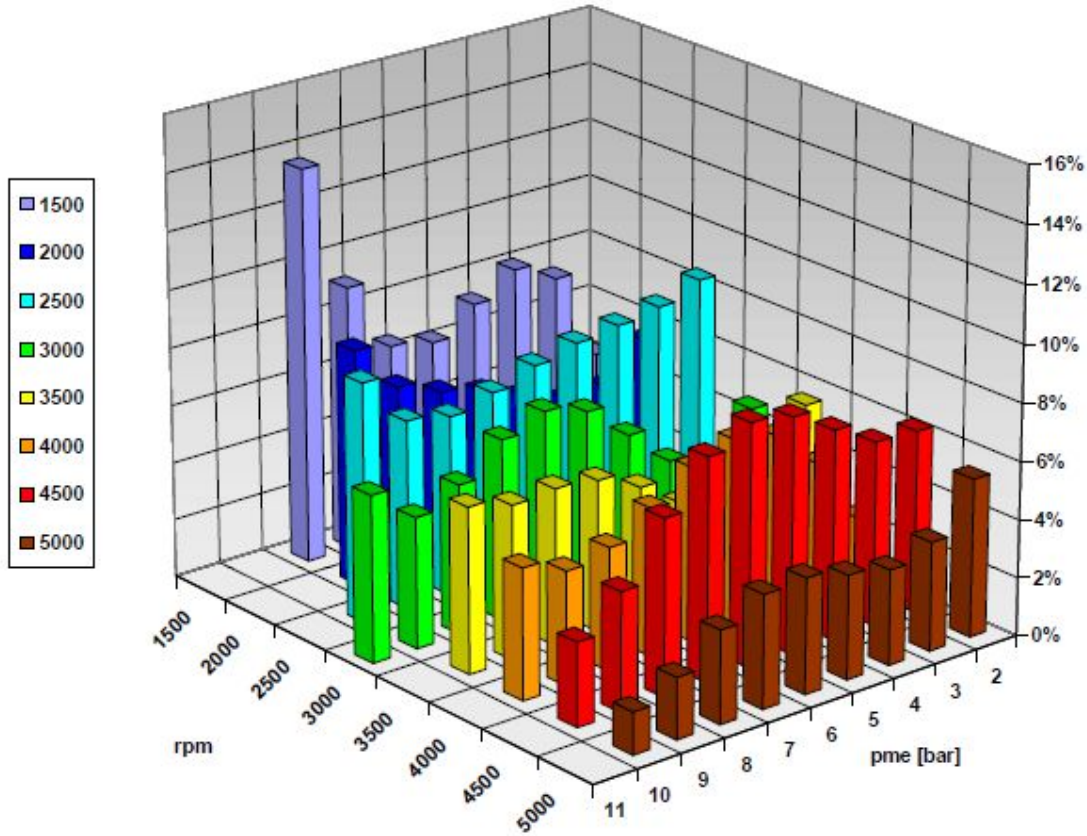


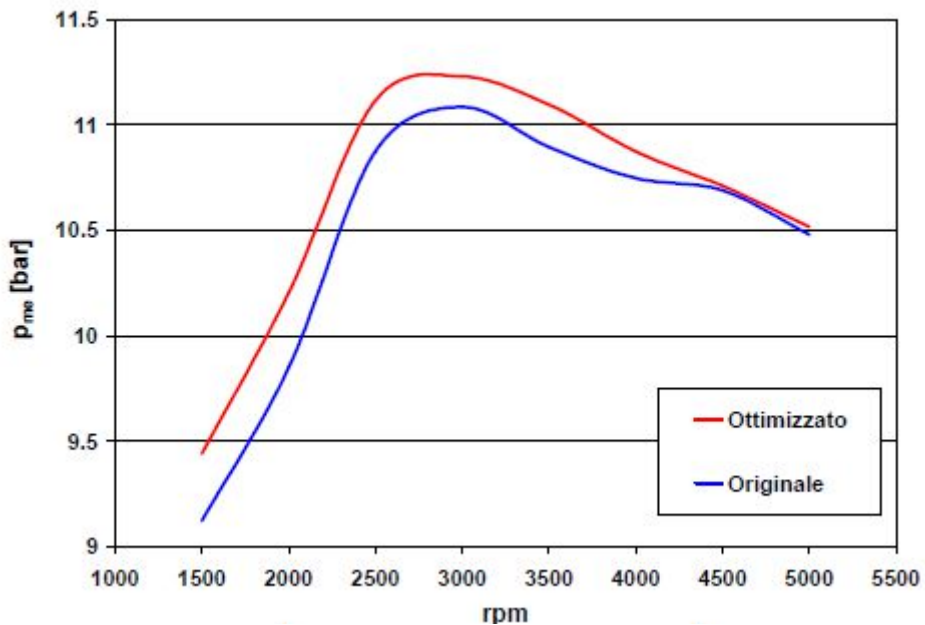
Fig. 1.9 Curve di consumo specifico rilevate sul motore FIAT FIRE 1242 cc a 3500 rpm; [3].

Se osserviamo il guadagno percentuale sul consumo specifico ottenuto attraverso la calibrazione ottimale della centralina “aperta” (fig. 1.10) si nota come, anche agli alti

regimi di rotazione, si è ottenuto un piccolo miglioramento mentre non si è riscontrato nessun incremento della coppia a pieno carico al di sopra dei 4500 giri/min (fig. 1.11).



**Fig. 1.10** Guadagno percentuale sul consumo specifico ottenuto con la centralina di sviluppo ottimizzata; [3].



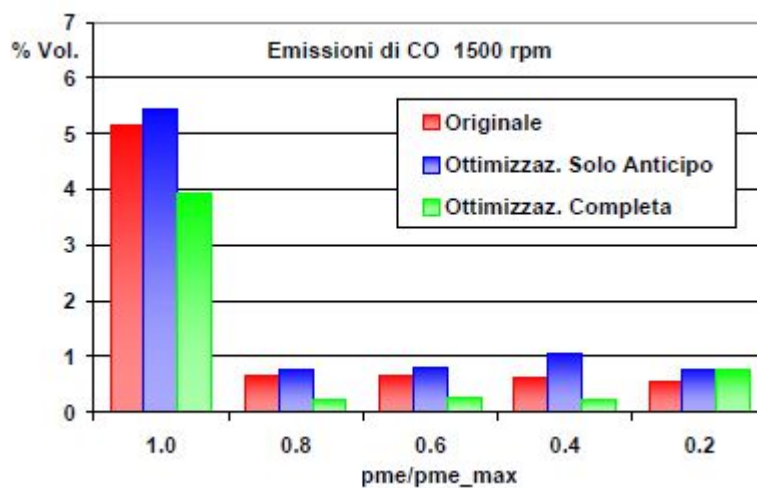
**Fig. 1.11** Confronto  $p_{me}$  massima ottenuta con il motore FIAT FIRE 1242 cc in versione originale ed ottimizzata; [3].

Tuttavia in [3] non è ben specificato se le ottimizzazioni proposte siano state effettuate rispetto ai settaggi della centralina di serie o rispetto ad un settaggio di base della centralina di sviluppo, il quale probabilmente sarà, in generale, peggiore di quello impostato in quella di serie e rispetto al quale i guadagni ottenuti con l'ottimizzazione dei parametri risulterebbero maggiori.

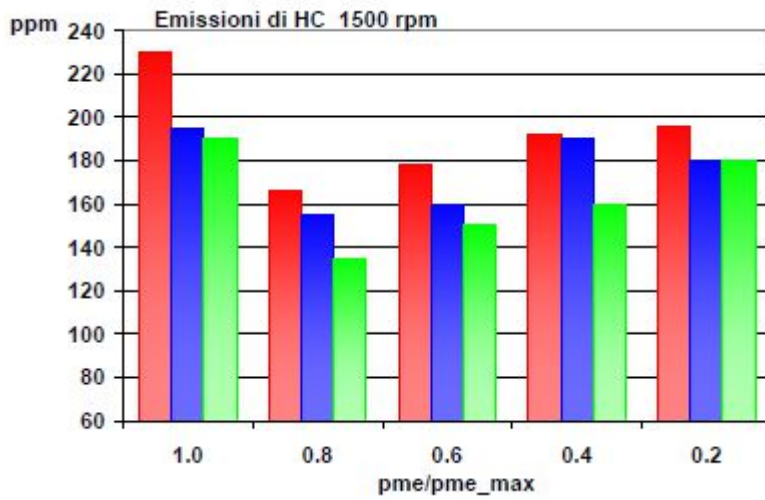
Durante le loro prove i due ingegneri dell'università degli studi di Palermo hanno rilevato anche i valori delle emissioni allo scarico di monossido di carbonio CO e degli idrocarburi incombusti HC a 1500 giri/min e a 3500 giri/min.( fig. 1.12 , 1.13 , 1.14, 1.15).

Quello che se ne ricava per quanto riguarda le emissioni di monossido di carbonio è che la modifica dell'anticipo non comporta una grossa variazione, mentre l'utilizzo di dosature più povere ai carichi parziali gioca un ruolo più importante. Se invece si guardano le emissioni di idrocarburi incombusti entrambe le variabili ne comportano un abbassamento, risulta comunque evidente come la dosatura abbia un impatto maggiore.

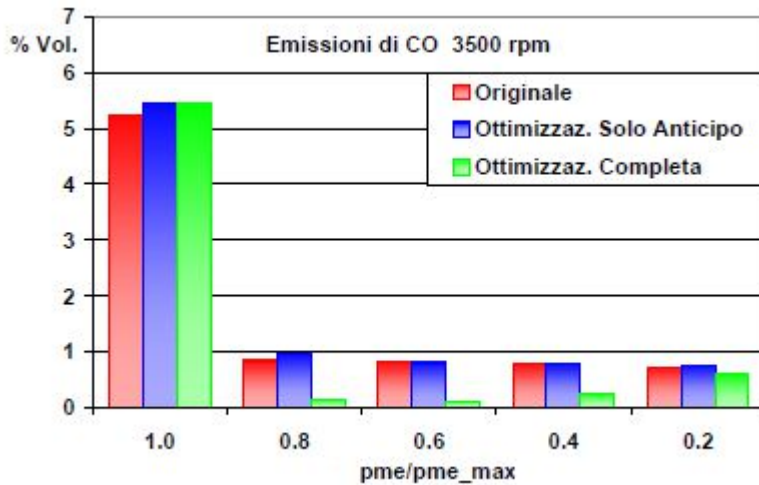
Le acquisizioni sugli inquinanti sono state effettuate a monte del catalizzatore.



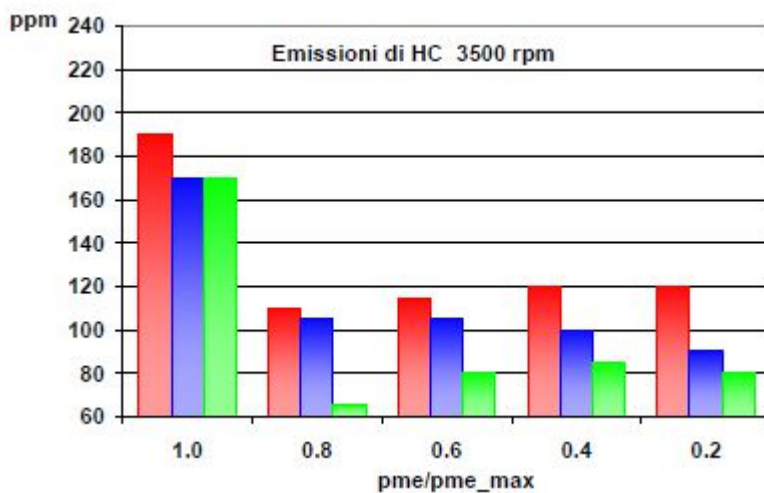
**Fig. 1.12** Emissioni di CO rilevate dal motore FIAT FIRE 1242 cc a 1500; [3].



**Fig. 1.13** Emissioni di HC rilevate dal motore FIAT FIRE 1242 cc a 1500; [3].



**Fig. 1.14** Emissioni di CO rilevate dal motore FIAT FIRE 1242 cc a 3500; [3].

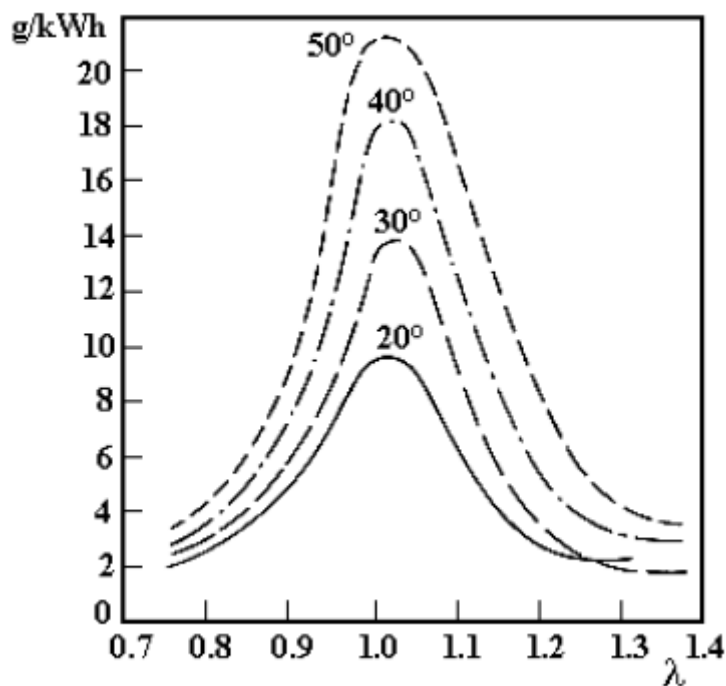


**Fig. 1.15** Emissioni di HC rilevate dal motore FIAT FIRE 1242 cc a 3500; [3].

Tirando le somme di quanto esposto finora si può dire che in generale i motori di serie per bassi regimi di rotazione e bassi carichi prevedono un anticipo d'accensione sempre vicino ai  $13^\circ$  di angolo di manovella.

Questa è buona norma non solo per motori ad iniezione indiretta ma anche per quelli ad iniezione diretta, infatti dalla tesi di dottorato dell'ing. Francesco Capatano [4], in cui oggetto di studio è un motore ad accensione comandata 4 cilindri di 1700 cc, si ricava che per tale motore, nella condizione operativa a 1000 giri/min e carico minimo (apertura farfalla 2,8 - 3,5 % e coppia al freno nulla) l'anticipo di accensione è di  $12^\circ$ , nella condizione operativa a 1500 giri/min e medio carico (apertura farfalla 15-30 % e coppia al freno 90 - 120 Nm) l'anticipo è di  $13^\circ$ , (poi aumentato a  $19^\circ$ ). Tuttavia precedentemente si è visto che per ottimizzare il consumo specifico è bene anticipare ulteriormente l'accensione almeno di  $5^\circ$ .

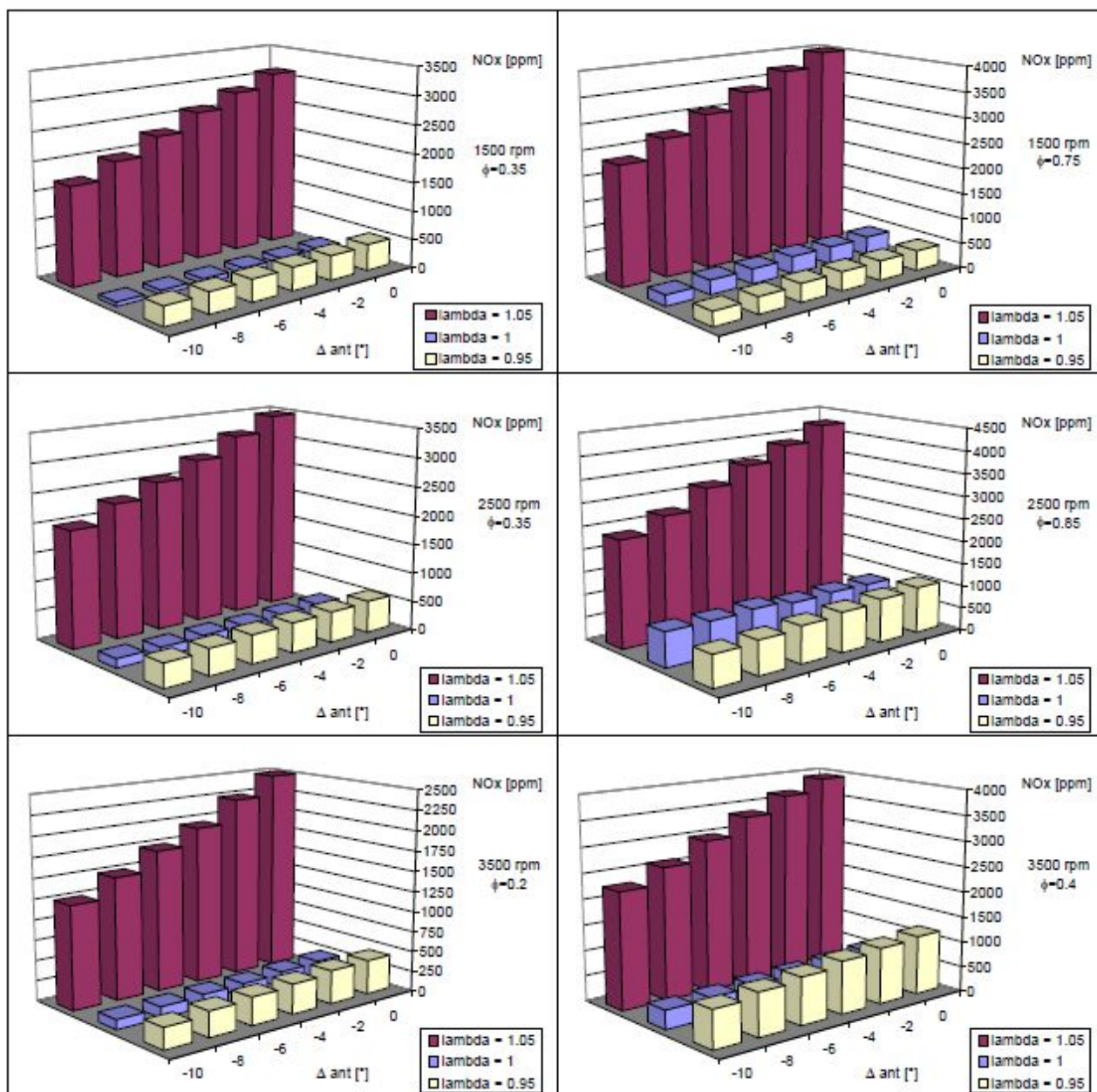
Per quanto riguarda la dosatura per il corretto funzionamento del catalizzatore si cerca di mantenerla vicina al valore stechiometrico però è conveniente impoverirla ai carichi parziali (ottimizzando anche l'anticipo) per abbattere le emissioni di CO e HC. Tuttavia bisogna far attenzione che finora non si è parlato degli ossidi di azoto ( $NO_x$ ) i cui valori di emissione, come è noto dalla letteratura, mostrano un massimo in corrispondenza ad una dosatura leggermente povera (per  $\lambda$  compreso tra 1 e 1,1) e che aumentano con l'anticipo di accensione a causa di una maggiore dissociazione dovuta alle più alte temperature in camera di combustione (fig. 1.16).



**Fig. 1.16** Emissioni di ossidi di azoto al variare della dosatura per diversi valori di anticipo d'accensione; [14].

Alberto Beccari et al. [10] hanno studiato l'anticipo d'accensione in relazione alla produzione di ossidi di azoto in quanto come visto precedentemente una scelta accurata dell'anticipo consente una diminuzione importante del consumo specifico, tuttavia innalza la temperatura massima del ciclo per via della maggiore quantità di combustibile che si brucia durante la corsa di compressione dello stantuffo e come conseguenza si ha una maggiore concentrazione di  $NO_x$  allo scarico. Le prove sono state effettuate su un motore Renault da 1598cc ad iniezione del tipo Multi Point sequenziale (MPI), a diversi regimi di rotazione (1500,2500,3500 giri/min) e per differenti carichi. Nel corso di ogni prova si è ridotto l'anticipo di accensione partendo dal valore di massima coppia con decrementi progressivi di  $2^\circ$  fino ad una diminuzione massima di  $10^\circ$  e, al fine di poter ricavare la reciproca influenza da parte dell'anticipo e della dosatura, si sono rilevate le emissioni di  $NO_x$  per tre diverse dosature :  $\lambda = 0,95$  ;  $\lambda = 1$  ;  $\lambda = 1,05$ . Tutto ciò è stato ripetuto adottando per lo stesso motore un'iniezione del tipo Multi Point simultanea, in modo da poter valutare l'influenza della strategia di iniezione.

In fig. 1.17 sono riportati i valori di emissioni di  $NO_x$  riscontrate al variare dell'anticipo di accensione ( $\Delta \text{ ant} = \text{anticipo di funzionamento} - \text{anticipo di massima coppia}$ ) per diversi carichi ( $\phi = pme / pme_{max}$ ) e regimi di rotazione con iniezione di tipo sequenziale .

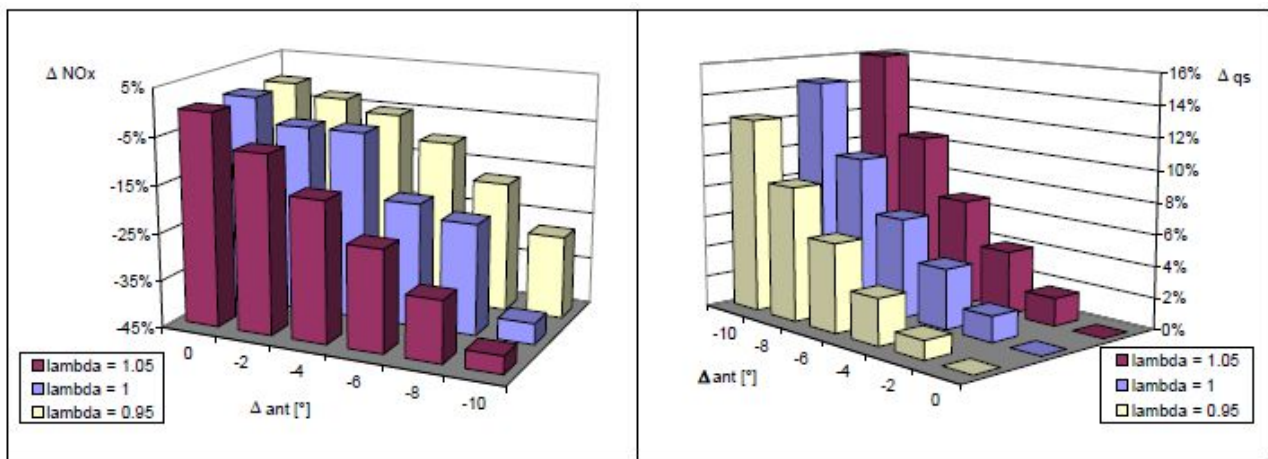


**Fig. 1.17** Emissioni di NO rilevate dal motore Renault 1598 cc con iniezione sequenziale al variare dell'anticipo d'accensione; [10].

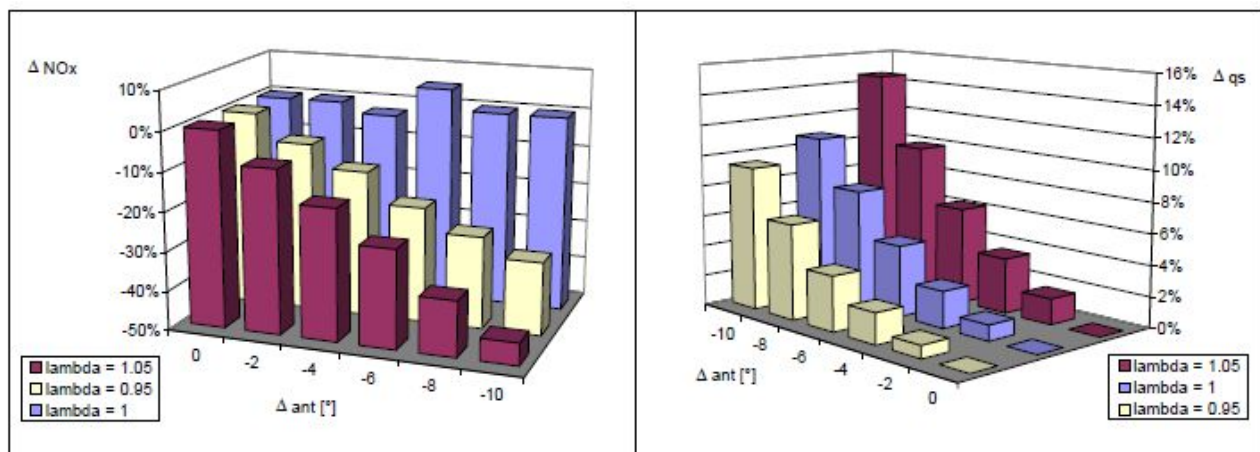
Si evince che indipendentemente dal valore di anticipo d'accensione, le emissioni di  $NO_x$  ottenute con dosatura povera sono di circa un ordine di grandezza superiori a quelle rilevate con dosatura stechiometrica o ricca, inoltre si rileva una maggior sensibilità delle emissioni degli ossidi d'azoto nei confronti della dosatura che dell'anticipo. Questo si può spiegare se consideriamo che la dosatura gioca un ruolo duplice nei riguardi delle emissioni di  $NO_x$ : all'aumentare di questa da un lato diminuisce la quantità di combustibile bruciata e quindi il calore rilasciato dalla combustione, dall'altro diminuisce la velocità di propagazione della fiamma,

rendendo la combustione più lenta, con una maggiore temperatura di fine espansione e conseguente globale riscaldamento del cilindro a cui si accompagnano temperature massime più elevate e di conseguenza una maggior concentrazione degli ossidi di azoto allo scarico.

Confrontando le variazioni percentuali sul consumo specifico e sulle emissioni di  $NO_x$  (ad esempio fig. 1.18 e 1.19) i ricercatori hanno potuto verificare che un ritardo d'accensione di  $10^\circ$  rispetto all'anticipo di massima coppia, causa aumenti del consumo specifico che variano dal 5% al 15% a seconda del carico e del regime di rotazione mostrando bassa sensibilità alla dosatura; dallo stesso ritardo derivano diminuzione della concentrazione di  $NO_x$  allo scarico tra il 30% ed il 50% a seconda del carico, del regime di rotazione e della dosatura.



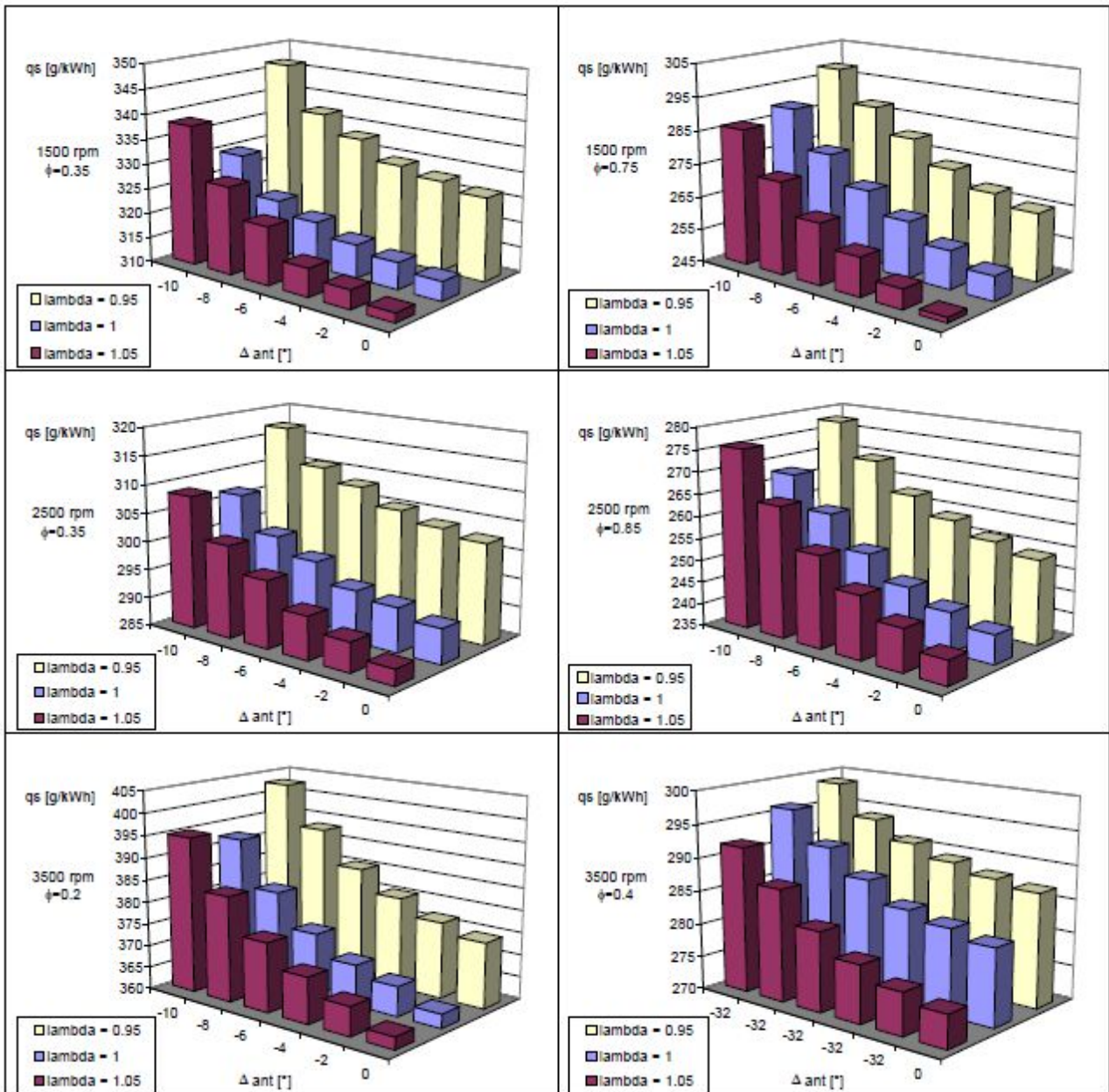
**Fig. 1.18** *Variazione percentuale delle emissioni di NO (sinistra) e consumo specifico (destra) rilevate dal motore Renault 1598 cc a 1500 rpm e  $pme/pme_{max} = 0,85$ , con iniezione sequenziale; [10].*



**Fig. 1.19** *Variazione percentuale delle emissioni di NO (sinistra) e consumo specifico (destra) rilevate dal motore Renault 1598 cc a 2500 rpm e  $pme/pme_{max} = 0,85$ , con iniezione sequenziale; [10].*

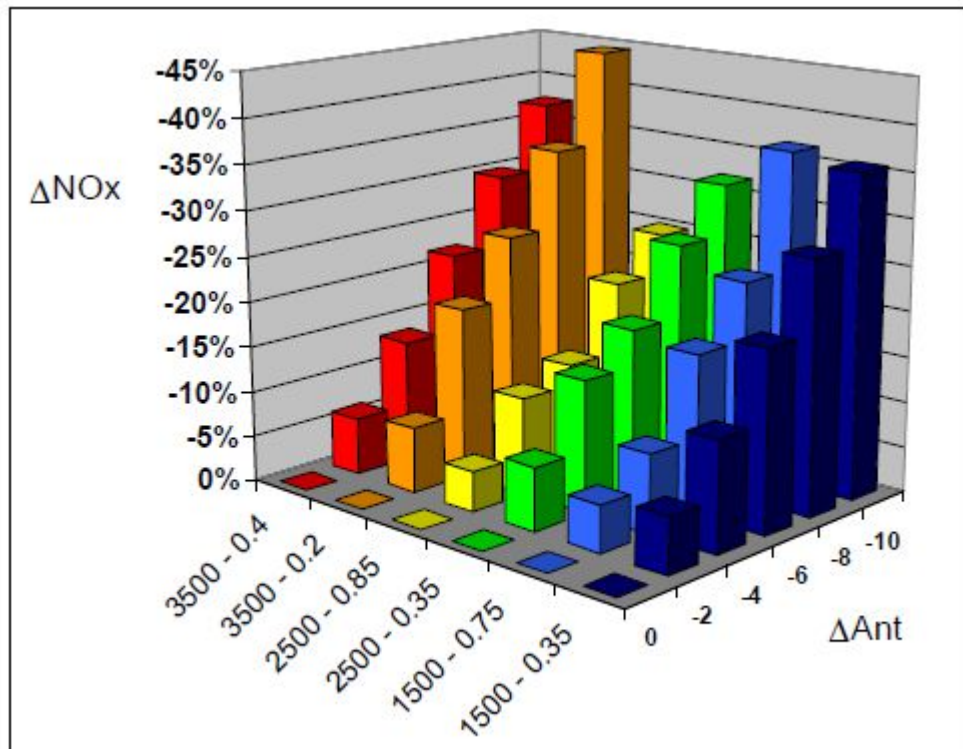
In alcuni casi ( come nella fig. 1.19) nel funzionamento a dosatura stechiometrica non si sono riscontrate variazioni significative delle emissioni di  $NO_x$  proprio per quanto detto sulla sensibilità nei confronti della dosatura, soprattutto nel passaggio da dosatura ricca a povera, condizione tipica di un motore SI regolato in retroazione con sonda lambda.

In figura 1.20 sono riportati i valori assunti dal consumo specifico al variare dell'anticipo per i tre valori di dosatura considerati.

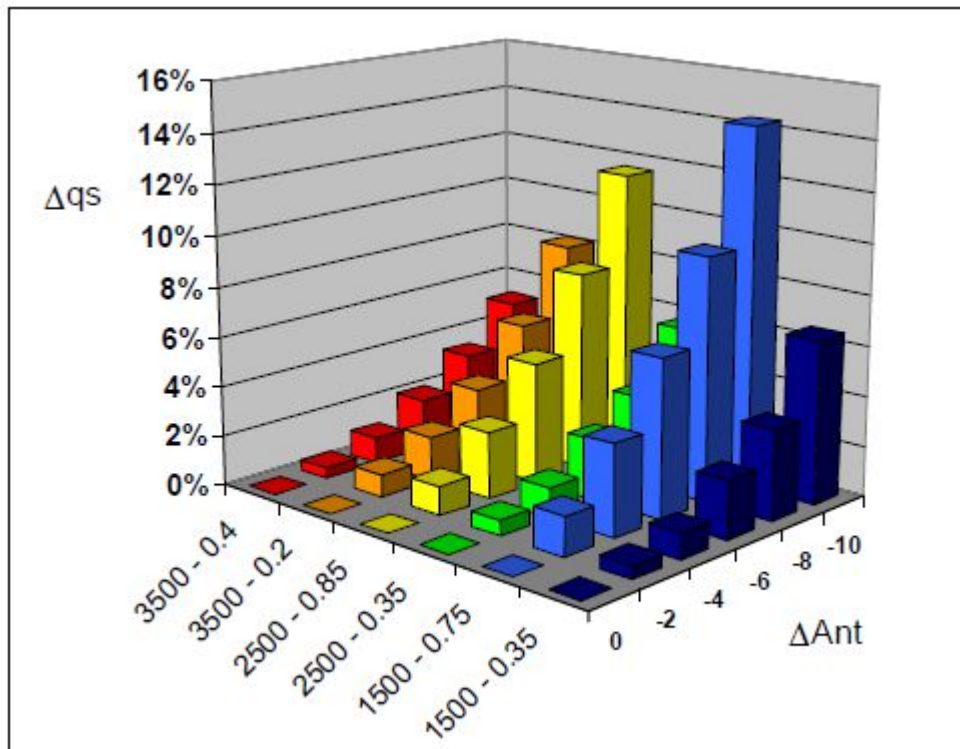


**Fig. 1.20** Consumi specifici rilevati dal motore Renault 1598 cc con iniezione sequenziale al variare dell'anticipo d'accensione; [10].

Mediando la variazione delle emissioni di  $NO_x$  e la variazione del consumo specifico in funzione dell'anticipo per i tre valori di dosatura si sono ricavati i diagrammi di figura 1.21 e 1.22.



**Fig. 1.21** *Variazione percentuale delle emissioni di NO rilevate dal motore Renault 1598 cc con iniezione sequenziale; [10].*

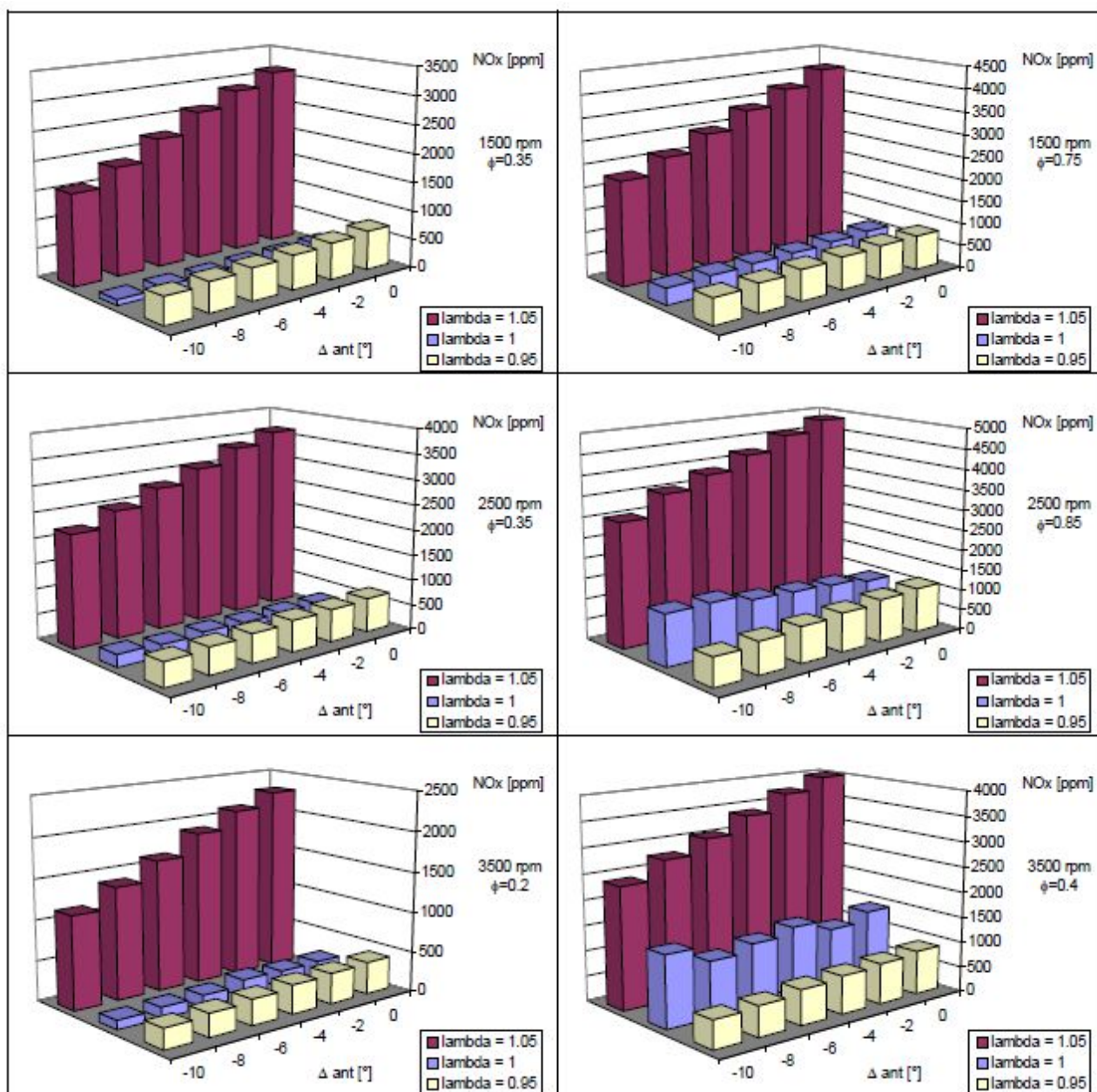


**Fig. 1.22** *Variazione percentuale del consumo specifico rilevato dal motore Renault 1598 cc con iniezione sequenziale; [10].*

Si vede come ritardando l'accensione di  $10^\circ$  rispetto all'anticipo di massima coppia si ottiene una diminuzione media del 35% delle emissioni di  $NO_x$  mentre si genera un aumento del consumo specifico che, in funzione del carico e della velocità angolare, va dal 5% al 14% (l'aumento percentuale di consumo specifico è maggiore a bassi regime ed alti carichi).

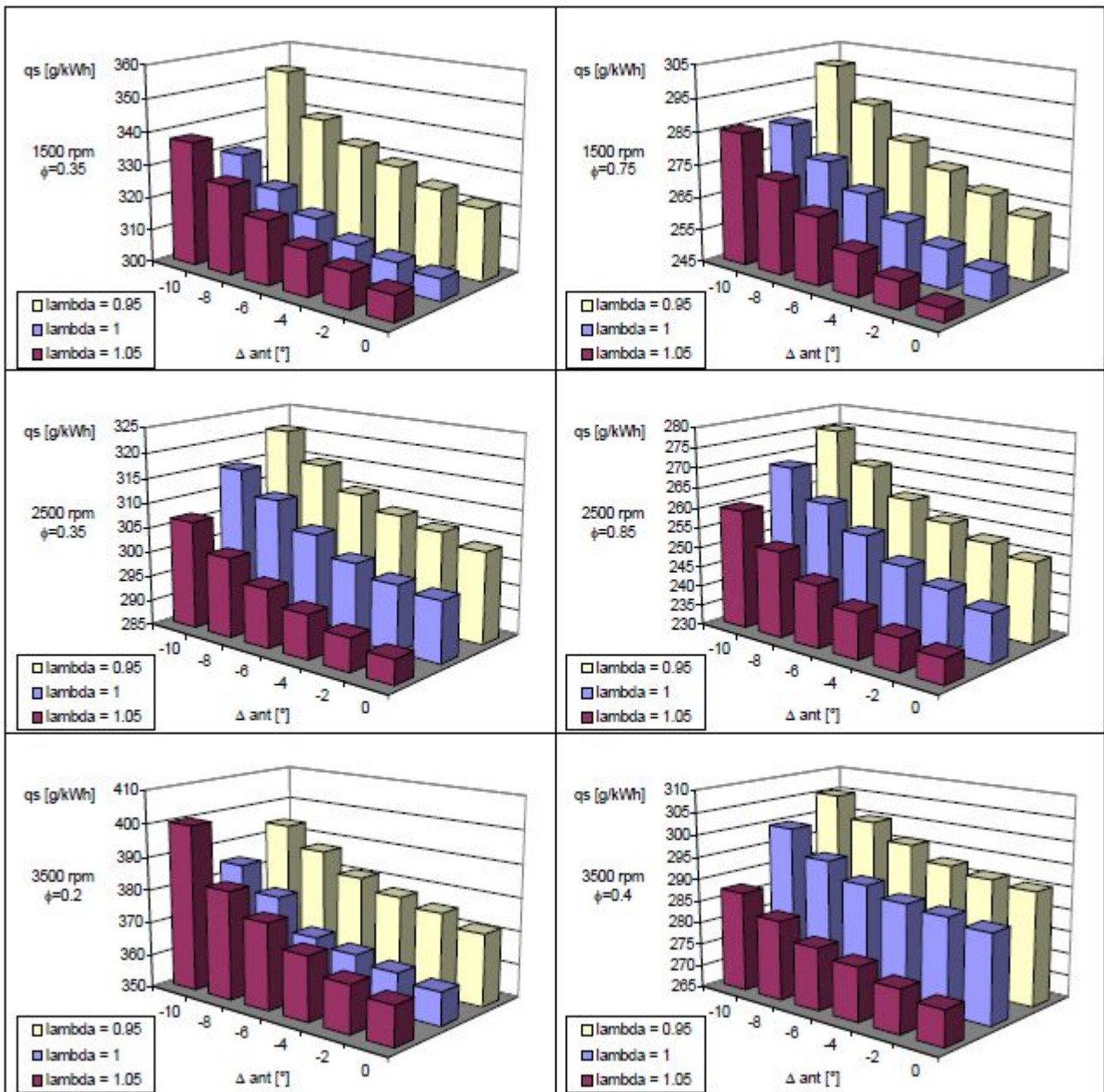
Da quanto osservato finora emerge che il funzionamento del motore ad accensione comandata con anticipo d'accensione di massima coppia comporta peggioramenti nelle emissioni di  $NO_x$  di un ordine di grandezza inferiori a quelli conseguenti una regolazione poco precisa della dosatura.

Anche nel caso di iniezione simultanea sulla concentrazione di ossidi di azoto allo scarico (fig. 1.23) ha avuto un impatto maggiore la variazione di dosatura rispetto alla variazione di anticipo d'accensione.



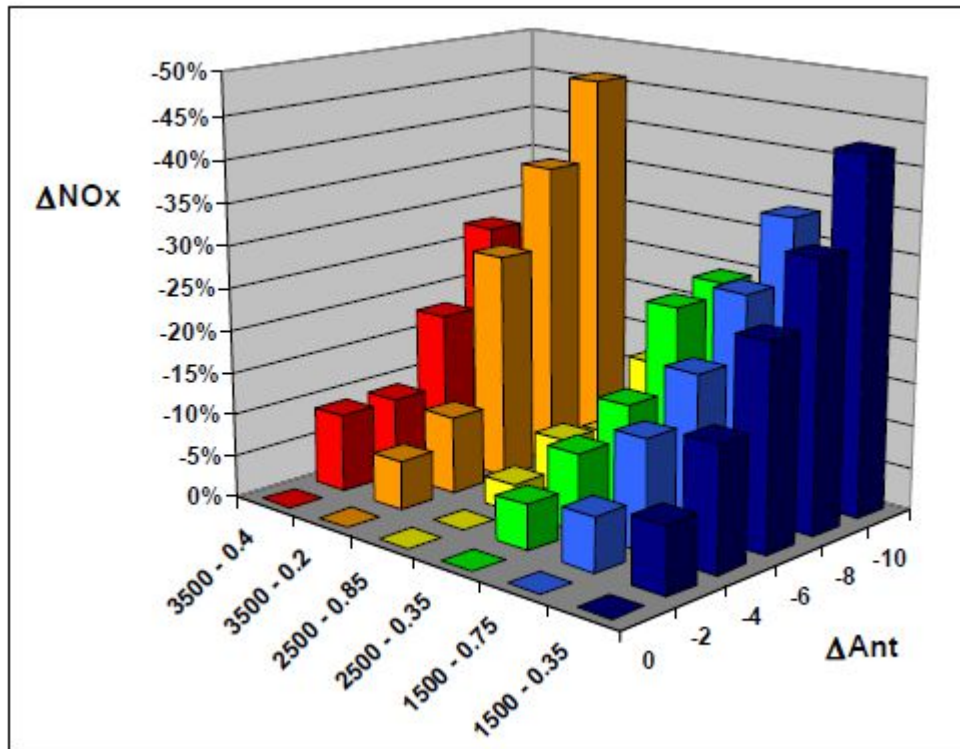
**Fig. 1.23** Emissioni di NO rilevate dal motore Renault 1598 cc con iniezione simultanea al variare dell'anticipo d'accensione; [10].

Rispetto all'iniezione sequenziale, quella simultanea ha fatto registrare una produzione mediamente più elevata di  $NO_x$ , invece per quanto riguarda il consumo specifico (fig. 1.24) non si sono riscontrate particolari differenze tra le due strategie di iniezione.

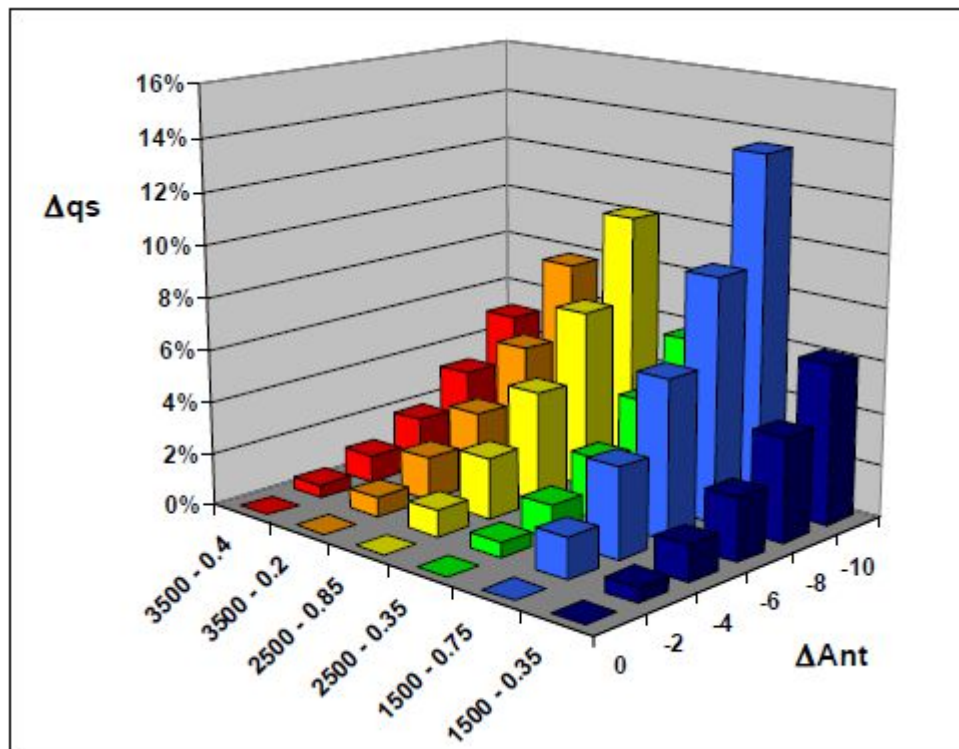


**Fig. 1.24** Consumi specifici rilevati dal motore Renault 1598 cc con iniezione simultanea al variare dell'anticipo d'accensione; [10].

Guardando invece alle variazioni percentuali delle emissioni di ossidi d'azoto e di consumo specifico (fig. 1.25 e 1.26) e confrontandole con quelle graficate per l'iniezione sequenziale si riscontra una dipendenza delle emissioni di  $NO_x$  dal carico lievemente maggiore nel caso di iniezione simultanea ed un valore medio del 31% in corrispondenza ad un ritardo di  $10^\circ$  nell'accensione. Non si notano sostanziali differenze nelle variazioni di consumo specifico, se non un aumento percentuale leggermente più elevato per il caso sequenziale a parità di ritardo d'accensione.



**Fig. 1.25** *Variazione percentuale delle emissioni di NO rilevate dal motore Renault 1598 cc con iniezione simultanea; [10].*



**Fig. 1.26** *Variazione percentuale del consumo specifico rilevato dal motore Renault 1598 cc con iniezione simultanea; [10].*

Da questo articolo in conclusione si ricava che in un'ottica di abbattimento delle emissioni inquinanti assume particolare importanza il controllo della dosatura, mentre per un miglioramento del consumo specifico un ruolo dominante lo assume l'ottimizzazione dell'anticipo d'accensione.

Si capisce come, nella scelta dell'anticipo d'accensione e della dosatura, non vi sia una soluzione unica ed ottimale ma sia necessario giungere ad un compromesso per cercare comunque di limitare tutte le specie inquinanti che si comportano in maniera differente al variare di questi parametri (fig. 1.27) oltre a ricercare il minor consumo specifico di combustibile possibile.

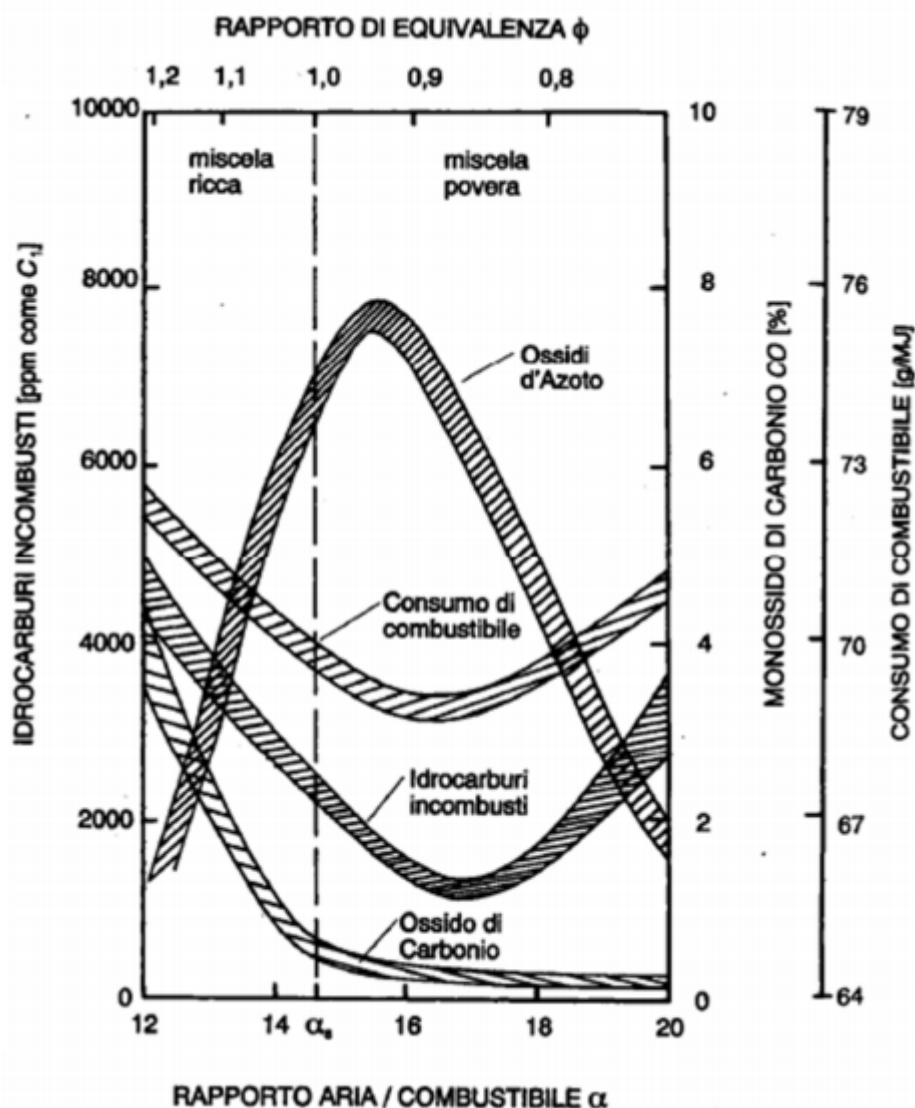
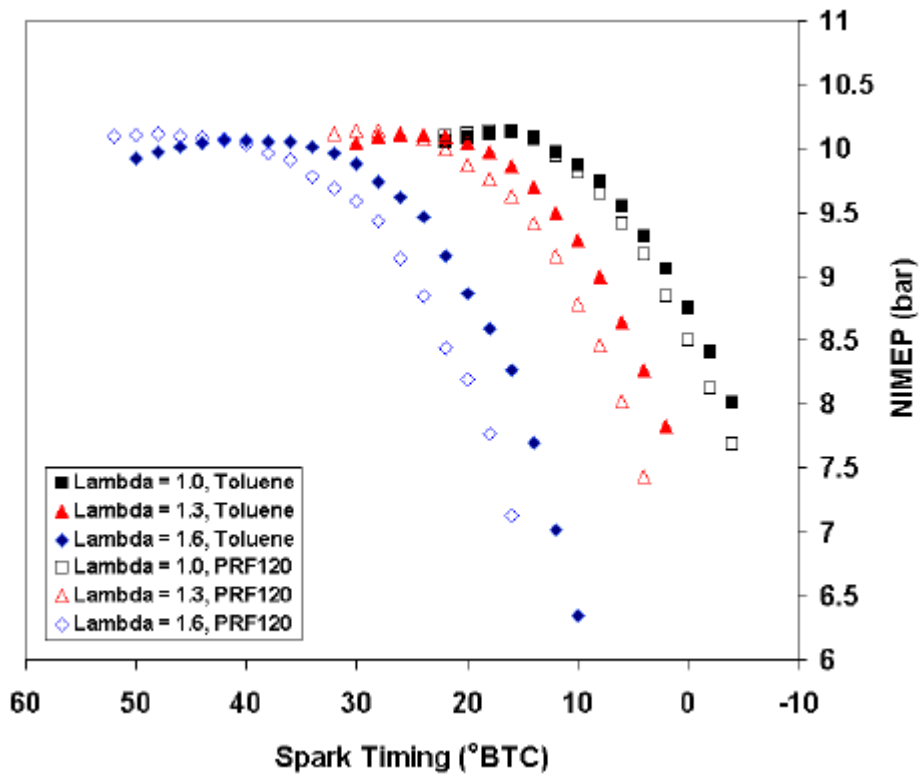


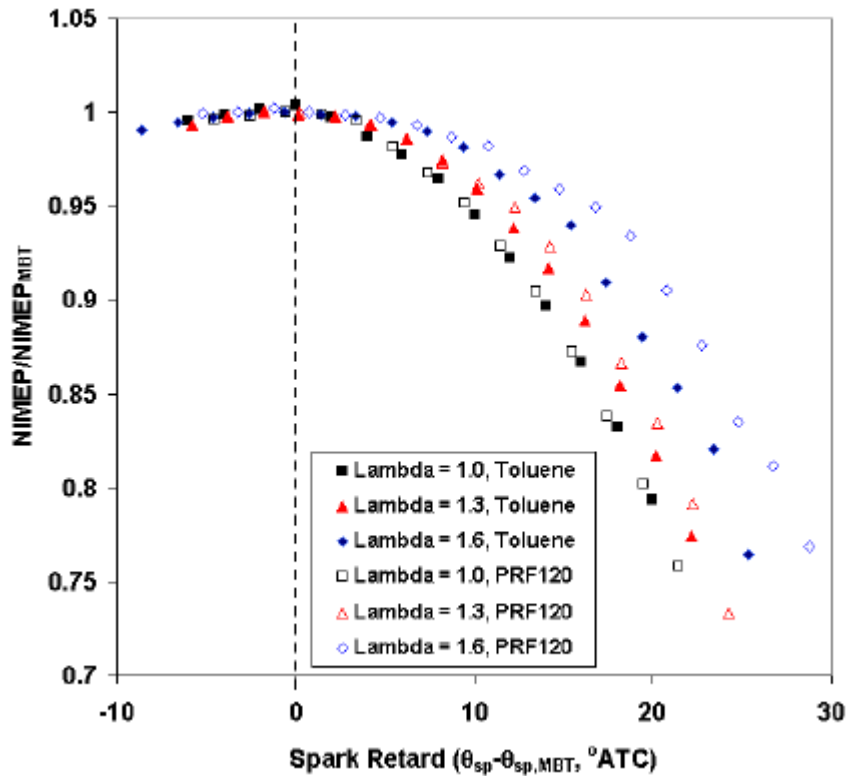
Fig. 1.27 Andamento delle specie inquinanti e del consumo di combustibile in funzione della dosatura; [15].

F.A. Ayala et al. [5] nel loro articolo hanno indagato gli effetti del rapporto aria-combustibile, del rapporto di compressione, del carico e della combustione sull'efficienza nei motori ad accensione comandata. Hanno utilizzato un motore aspirato Ricardo Hydra MK III (alesaggio 83 mm, corsa 90 mm) cui è stata sostituita la testata originale con una Volvo B5254 4 valvole con camera di combustione pentroof e candela centrale; questo motore presenta un rapporto di compressione di 9,8:1, uno swirl relativamente basso e tumble elevato. Durante le prove il rapporto di compressione è stato incrementato prima a 11,6 :1 infine 13,4:1. Per determinare la relazione tra il anticipo d'accensione gli esperimenti sono stati effettuati settando prima l'anticipo che comporta la massima coppia ( MTB = Maximum Brake Torque) per quel preciso carico e poi andando ad anticipare l'accensione da 2° a 6° fino a causare il fenomeno del battito in modo da impostare il limite d'anticipo; successivamente lo scocco della scintilla è stato ritardato di 2° alla volta finché la combustione non diventasse instabile ( coefficiente di variazione della pressione media indicata netta >3%),oppure le temperature dei gas di scarico diventasse superiore a 750°C, settando così il limite di ritardo d'accensione. Questa procedura è stata ripetuta per ogni valore di carico ( da 8 a 15 bar), per i 3 diversi rapporti di compressione per tre valori di  $\lambda$  (1 – 1,3 – 1,6) ,per tre differenti livelli di arricchimento del combustibile (0%, 15%, 30%) e per 2 combustibili (tolene e PRF120). L'arricchimento indica l'aggiunta di una miscela ricca di idrogeno che velocizza il processo di combustione; il livello di arricchimento è una misura della porzione del combustibile totale convertito in miscela ricca di idrogeno ,chiamata PMF (plasmatron reformate fuel). Inoltre l'alimentazione del motore è stata variata da aspirazione naturale a sovralimentata in base alle condizioni di carico ricercate. Dalla figura 1.28 si nota come all'aumentare di  $\lambda$  e la combustione rallenta l'anticipo di accensione debba essere aumentato per ottenere la coppia massima (coppia e pressione media indicata netta NIMEP sono direttamente proporzionali) , inoltre non appena l'anticipo si sposta dal valore sono di ottimo la coppia cala . Infatti se la combustione avviene presto il lavoro che il pistone esercita sui gas alla fine della corsa di compressione è elevato per cui il lavoro netto di ciclo si riduce;lo stesso avviene in una combustione ritardata a causa della diminuzione del picco di pressione all'interno del cilindro che ne consegue.



**Fig. 1.28** Effetti dell'anticipo di accensione sulla pressione media indicata netta per diverse dosature, a 1500 rpm e con rapporto di compressione 9.8:1 ; [5].

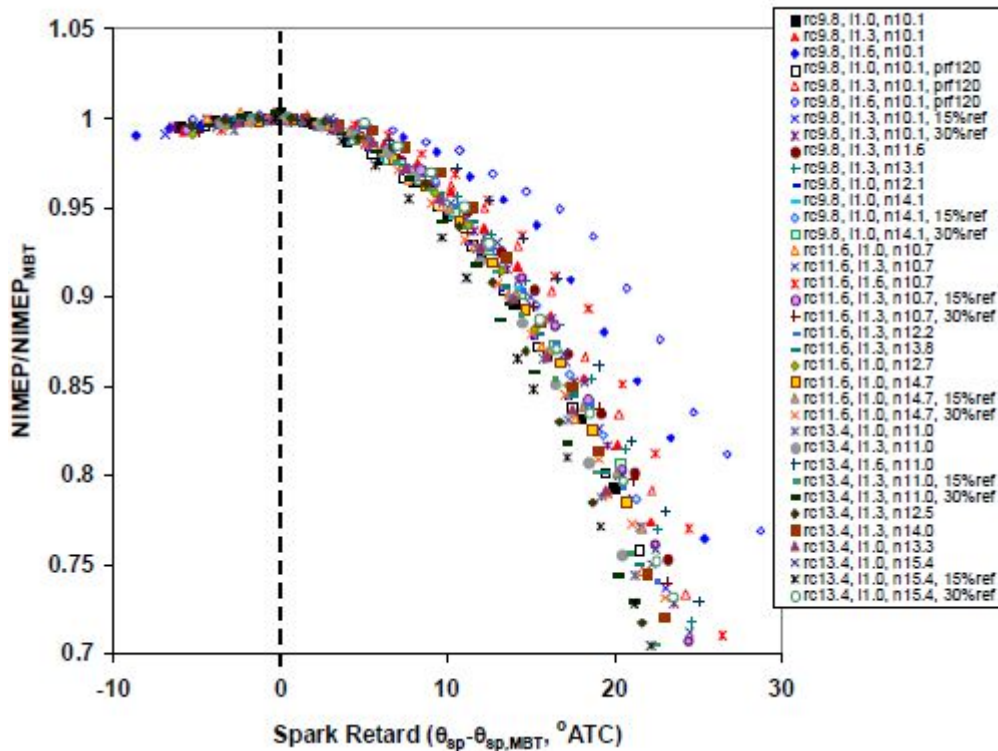
Normalizzando la pressione media indicata netta rispetto alla massima (raggiunta all'MTB) in ordinata ed in ascissa introduciamo il ritardo d'accensione ovvero la differenza fra l'anticipo di accensione e l'anticipo d'accensione in cui si ottiene la massima coppia si ottiene la fig. 1.29.



**Fig. 1.29** Effetti del ritardo di accensione sulla pressione media indicata netta normalizzata per diverse dosature, a 1500 rpm e con rapporto di compressione 9.8:1 ; [5].

Da quest'ultima si può notare come a parità di coppia erogata, nei punti in cui la combustione è più veloce, cioè quelli in cui l'anticipo d'accensione assoluto è il più elevato, richiedono un ritardo d'accensione minore rispetto a quelli in cui la combustione è più lenta.

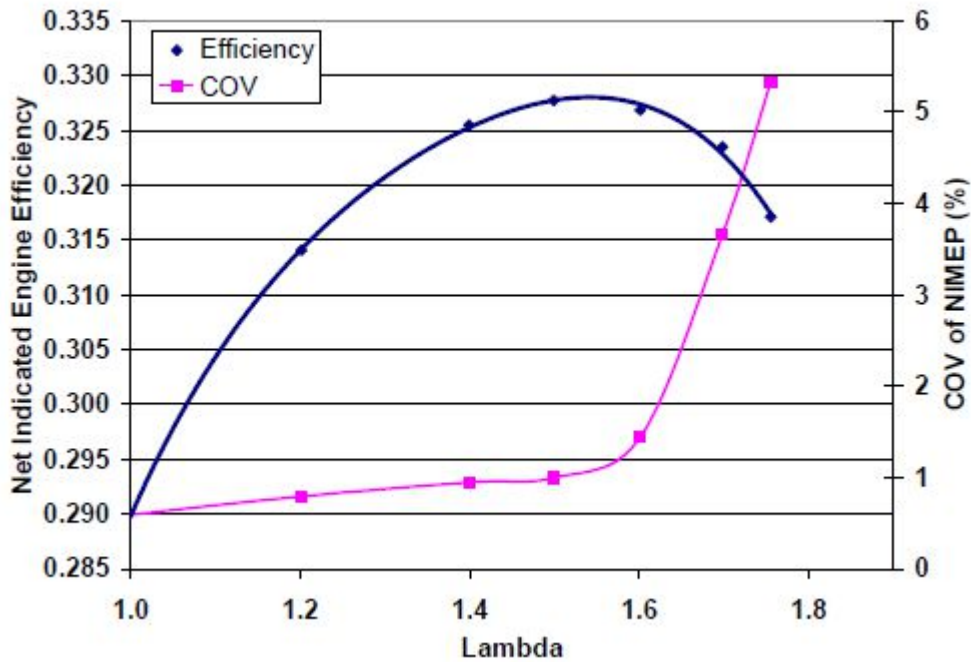
In fig. 1.30 si sono aggiunti i risultati ottenuti per diversi combustibili, diversi  $\lambda$ , diversi livelli di arricchimento e diversi carichi e si osserva che il trend delle curve è simile ma presenta una certa dispersione dovuta alle differenti velocità di combustione.



**Fig. 1.30** Effetti del ritardo di accensione sulla pressione media indicata netta normalizzata per diverse condizioni operative, a 1500 rpm e con rapporto di compressione 9.8:1 ; [5].

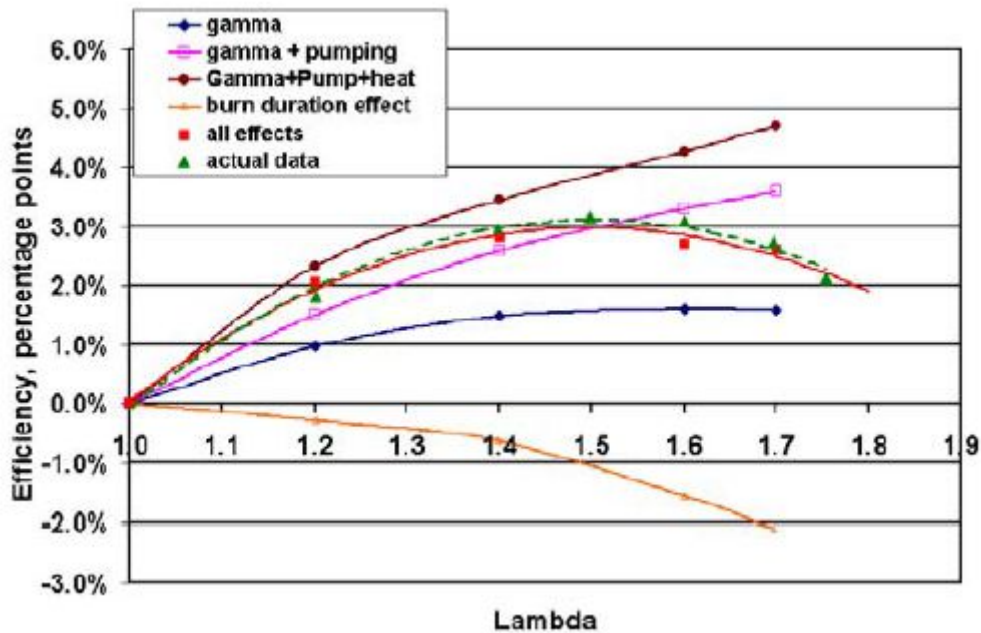
Per cogliere gli effetti dovuti al rapporto aria-combustibile sono stati effettuati 2 set di prove entrambi con anticipo d'accensione che garantiva la massima coppia, il rapporto aria combustibile è stato inizialmente settato a valore stechiometrico per poi essere incrementato via via di 0,2 lambda finché la combustione non fosse diventata instabile. Nel primo set il carico è stato mantenuto a 3,5 bar mentre la variazione di  $\lambda$  è stata ripetuta per i 3 differenti rapporti di compressione e i 3 differenti livelli di arricchimento del combustibile; nel secondo non è stato usato né il PMF né l'idrogeno, si è mantenuto un carico costante di 4 bar e si è fatto variare  $\lambda$  nei 3 valori indicati in precedenza.

Dalla figura 1.31 si vede come variando  $\lambda$  si possano individuare due zone, la prima va dalla condizione stechiometrica alla lambda corrispondente alla massima efficienza ed è caratterizzata da un costante aumento di efficienza ed una bassa variabilità di pressione media indicata netta; la seconda zona si vede a destra del picco di massima efficienza in cui si ha un calo di efficienza ed una rapida crescita della variabilità di NIMEP. Il limite di miscela magra è definito come il 2% del coefficiente di variazione (CoV) della pressione media indicata netta dopo il quale si ha il fenomeno del misfire.



**Fig. 1.31** Effetti della dosatura sull'efficienza e sul coefficiente di variazione della pressione media indicata netta, a 1500 rpm, con anticipo d'accensione di massima coppia, rapporto di compressione 8:1, NIMEP = 3,5 bar; [5].

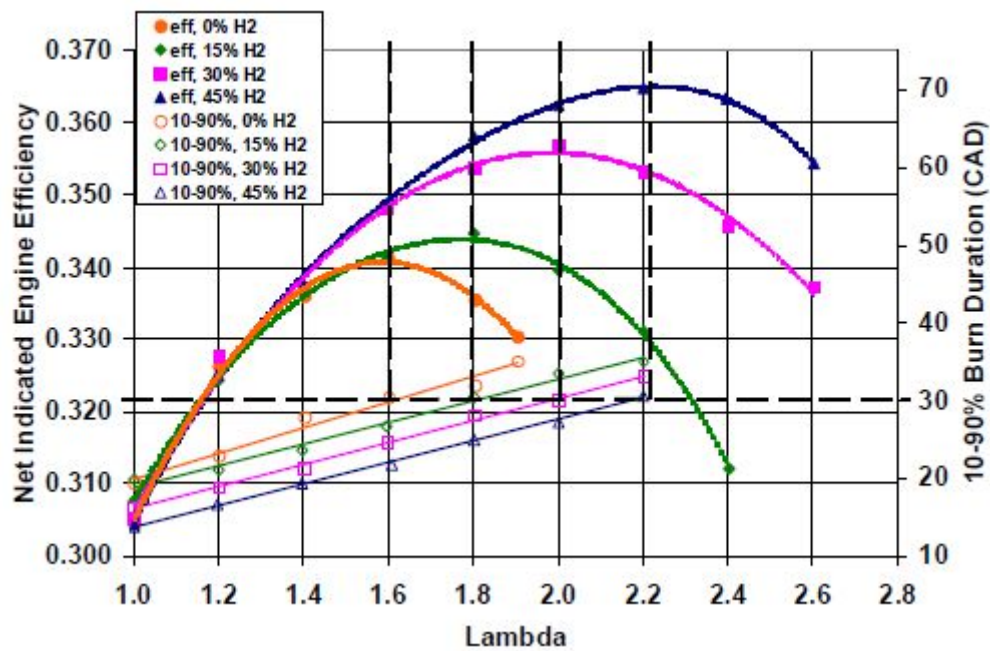
Per cercare di capire cosa influenzi la forma delle curve gli autori hanno utilizzato un modello per simulare i risultati sperimentali ottenuti dai test in maniera da riuscire a suddividere le cause delle variazioni di efficienza in perdite di pompaggio, perdite per trasmissione del calore, effetti della durata della combustione ed effetti termodinamici a causa della variazione del rapporto dei calori specifici a pressione e volume costante ( $\gamma$ ). In fig. 1.32 sono riportati i risultati come differenza percentuale rispetto all'efficienza base, calcolata in condizioni stechiometriche, quindi si può osservare l'importanza delle diverse componenti dell'efficienza.



**Fig. 1.32** Confronto tra simulazione e dati sperimentali degli effetti della dosatura sull'efficienza, a 1500 rpm, con rapporto di compressione 9,8:1, anticipo d'accensione di massima coppia, NIMEP = 3,5 bar; [5].

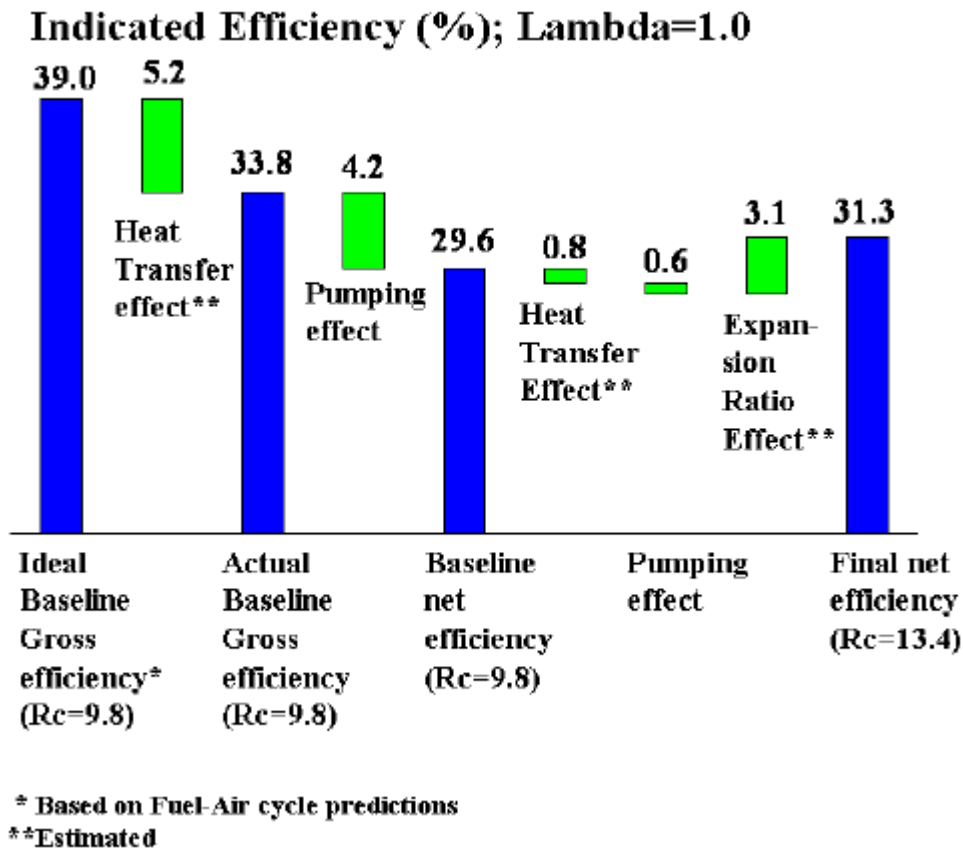
Si evince che aumentando lambda il rapporto di calori specifici aumenta a causa degli effetti termodinamici comportando una maggiore efficienza grazie ad un aumento del lavoro di espansione dato che le perdite di pompaggio diminuiscono, infatti per inserire più aria in camera di combustione la pressione nel condotto di aspirazione aumenta e la farfalla risulta più aperta; anche le perdite per trasmissione del calore calano in quanto la temperatura della combustione è minore per una carica più diluita. Tuttavia questi effetti positivi sono contrastati da una maggior durata della combustione che incrementa il tempo durante il quale l'energia viene rilasciata, aumentando così la deviazione rispetto alle condizioni ideali, per cui un eventuale decremento dell'efficienza è causato dall'aumento dell'azione negativa che esercita l'aumento della durata di combustione.

Assume particolare rilevanza sull'efficienza il tempo che intercorre tra la combustione del 10% ed il 90% della massa di combustibile comunemente associato alla fase di propagazione della fiamma, infatti in figura 1.33, dove si è mantenuta la pressione media indicata netta pari a 3,5 bar e si è aumentata la velocità della combustione con diversi livelli di miscelazione con l'idrogeno, si può notare che l'efficienza aumenta all'aumentare del livello di miscelazione. Inoltre si vede che la durata della combustione a cui si manifesta il picco di efficienza è sempre la stessa, approssimativamente 30° di angolo di manovella.



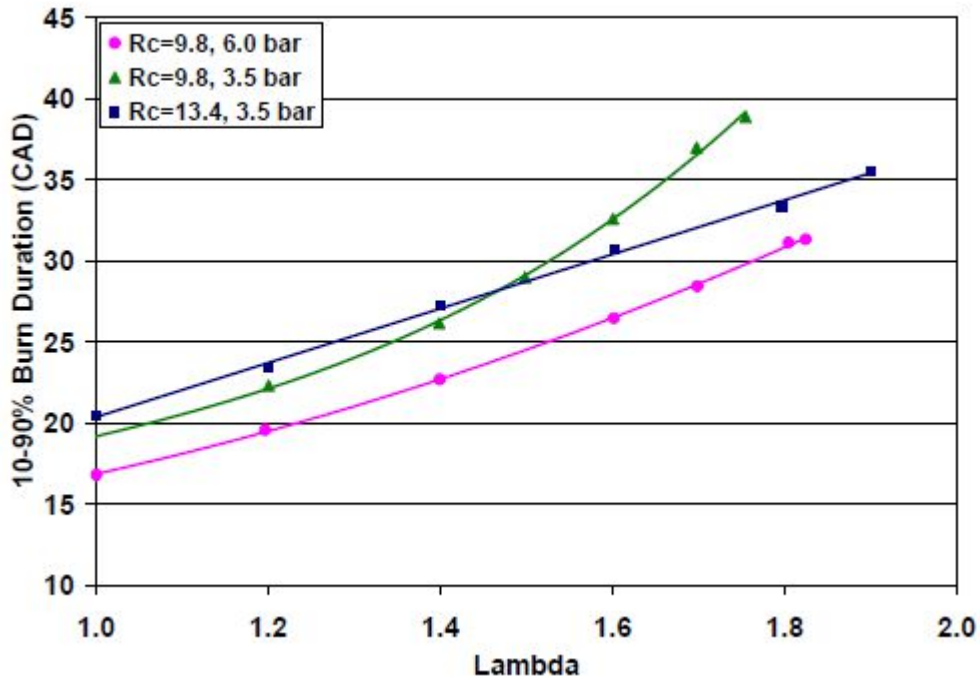
**Fig. 1.33** Effetti della dosatura sull'efficienza e sul tempo che intercorre tra la combustione del 10% ed il 90% della massa di combustibile, per diversi livelli di miscelazione del combustibile con l'idrogeno. 1500 rpm, anticipo d'accensione di coppia massima, rapporto di compressione 13,4:1, NIMEP = 3,5 bar ; [5].

Facendo un confronto tra i risultati delle ultime due figure si può affermare che l'effetto di tutto il processo di combustione è dominato dal tempo che intercorre tra la combustione del 10% e il 90% della massa di combustibile, e che esiste un valore limite di questo tempo (circa 30 ° di angolo di manovella) oltre il quale l'effetto dannoso dell'aumento del tempo di combustione aumenta rapidamente e non è più compensato dai vantaggi causati dalla riduzione del lavoro di pompaggio, dalla riduzione delle perdite per trasmissione di calore e dagli effetti termodinamici. Per studiare gli effetti del carico e del rapporto di compressione sull'efficienza l'intervallo di variazione di lambda è stato effettuato a carico costante per i 3 differenti carichi, e i tre rapporti di compressione nominati in precedenza. L'impatto di un rapporto di compressione più elevato sull'efficienza di base in condizioni stechiometriche lo si può vedere in figura 1.34.



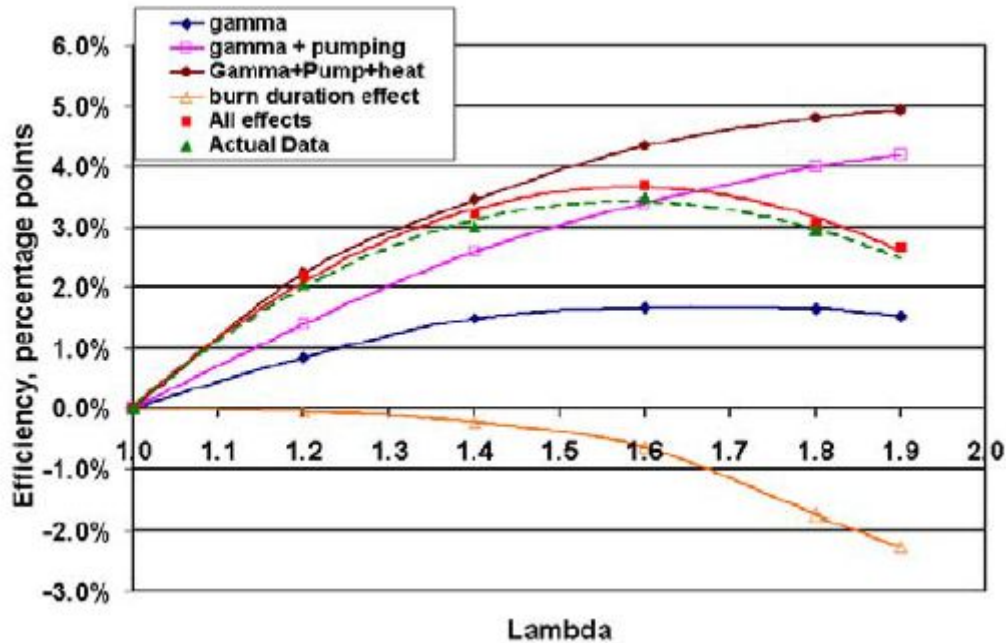
**Fig. 1.34** Confronto tra le variazioni di efficienza dovute a due diversi rapporti di compressione, a 1500 rpm, con anticipo di massima coppia, NIMEP = 3,5 bar; [5].

Il grafico mostra le efficienze assolute, a partire dalla ideale lorda in condizioni di base per un rapporto di compressione di 9,8:1, vengono poi riportati tutte le variazioni di efficienza, fino all'efficienza netta indicata per un rapporto di compressione di 13,4:1. Notiamo come le perdite per pompaggio aumentino con rapporti di compressione più elevati, infatti è richiesto più lavoro per mantenere costante il carico 3,5 bar se la farfalla parzializza di più. Anche le perdite per trasmissione di calore aumentano a rapporti di compressione maggiori a causa di temperature maggiori e di un incremento della superficie di scambio in rapporto al volume. Le piccole differenze nella durata della combustione in condizioni stechiometriche (fig. 1.35) non incidendo sull'efficienza di base, non sono state considerate. Tuttavia aumentando il rapporto aria-combustibile la durata della fase di combustione dal 10 al 90 % della massa di combustibile per il rapporto di compressione più elevato, cala rispetto a quella per rapporto di compressione 9,8:1 (fig. 1.35), per cui l'effetto dovuto alla durata della combustione diventa ancora più piccolo per un dato  $\lambda$ . Infine si vede che la maggior parte dell'aumento di efficienza è dovuto all'effetto termodinamico di avere un rapporto volumetrico di espansione maggiore.



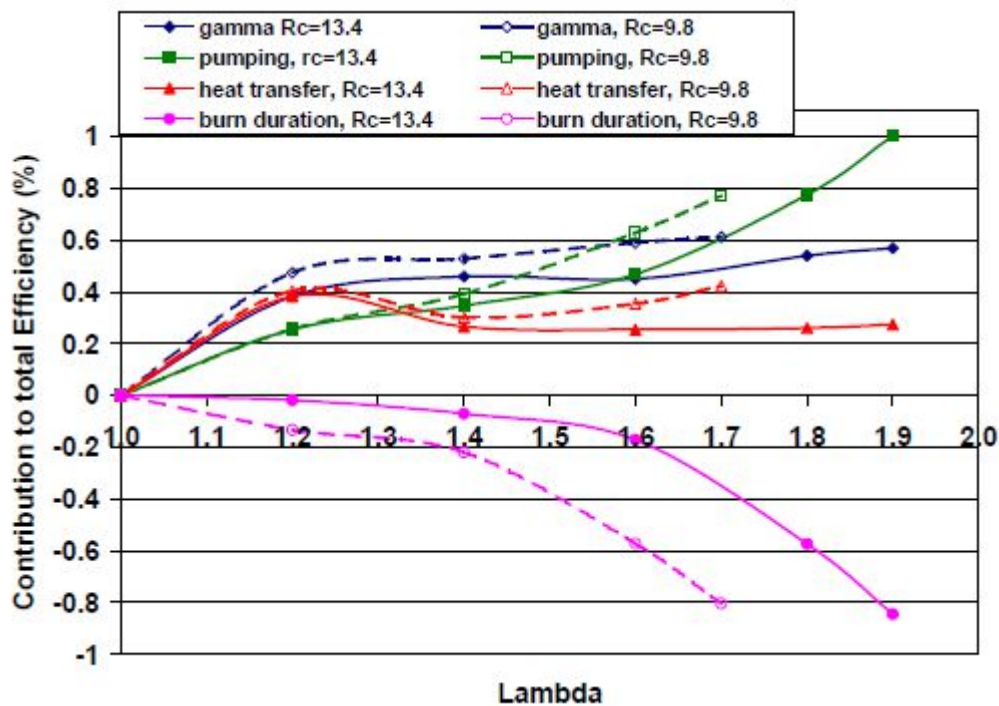
**Fig. 1.35** Confronto tra le variazioni del tempo che intercorre tra la combustione del 10% ed il 90% della massa di combustibile, per diversi carichi e diversi rapporti di compressione. 1500 rpm , anticipo d'accensione di massima coppia; [5].

Il metodo usato in precedenza per ottenere i risultati di figura 1.32, è stato riproposto per spiegare l'andamento dell'efficienza per rapporti di compressione più elevati al variare di  $\lambda$ . Dalla figura 1.36 la prima cosa che si nota è lo spostamento verso dosature più magre del picco di efficienza rispetto al rapporto di compressione 9,8:1; ciò è dovuto ad una combustione più veloce che sposta il valore di  $\lambda$  in corrispondenza del quale si verifica una durata della combustione, in termini di intervallo angolare, di  $30^\circ$ .



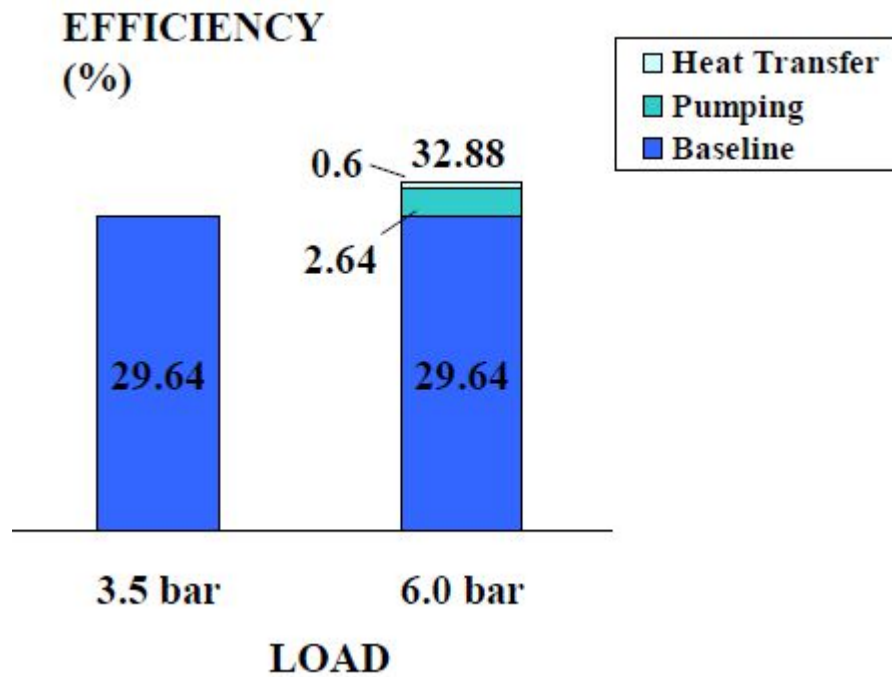
**Fig. 1.36** Confronto tra simulazione e dati sperimentali degli effetti della dosatura sull'efficienza, a 1500 rpm, con anticipo d'accensione di massima coppia, rapporto di compressione 13.4:1, NIMEP = 3.5 bar; [5].

E' cambiato anche il peso relativo dei componenti dell'efficienza rispetto al caso di rapporto di compressione più basso (fig. 1.37). Le due componenti che mostrano la differenza relativa maggiore tra i due rapporti di compressione all'aumentare di  $\lambda$ , sono la durata della combustione e  $\gamma$ . Come previsto l'effetto della durata della combustione per il rapporto di compressione maggiore è minore per elevati valori di  $\lambda$  rispetto al caso di rapporto di compressione inferiore, a causa di una combustione più veloce con rapporto di compressione più elevato e del maggiore impatto degli altri componenti dell'efficienza. Per rapporti di compressione elevati l'effetto di  $\gamma$  sull'efficienza, in condizioni stechiometriche, diminuisce se comparato al caso con rapporto di compressione inferiore.



**Fig. 1.37** Confronto dei contributi sull'efficienza per due differenti rapporti di compressione, a 1500 rpm, con anticipo d'accensione di massima coppia, NIMEP = 3,5 bar; [5].

Analizzando gli effetti del carico gli autori dell'articolo hanno osservato che all'aumentare del carico anche l'efficienza aumenta, principalmente perché si ha una riduzione delle perdite di pompaggio e una riduzione delle perdite per trasmissione del calore. Il grafico (fig. 1.38) mostra approssimativamente l'aumento dell'efficienza totale ad un carico di 6,0 bar in condizioni stechiometriche, rispetto al carico di base a 3,5 bar alla stessa dosatura; si può vedere che la riduzione delle perdite di pompaggio rappresenta circa l'80% della variazione di efficienza mentre il restante 20% è associato alla riduzione delle perdite per trasmissione del calore.



**Fig. 1.38** Confronto tra le variazioni di efficienza indicata netta per due carichi differenti, a 1500 rpm, con anticipo d'accensione di massima coppia e rapporto di compressione 9,8:1; [5].

Anche Fanhua Ma et al. [6] hanno indagato l'influenza del processo di combustione nell'efficienza termica dei motori ad accensione comandata utilizzando un motore 6 cilindri alimentato a gas naturale con un rapporto di compressione di 10,5:1, ed utilizzando un modello termodinamico zero-dimensionale a due zone. Durante gli esperimenti la velocità del motore e la pressione assoluta nel condotto di aspirazione sono state mantenute a 1600 giri/min e 70 kPa rispettivamente; l'anticipo di accensione è stato variato nell'intervallo di  $\pm 10^\circ$  rispetto all'anticipo corrispondente alla massima coppia. Per variare la durata della combustione è stato miscelato il combustibile con idrogeno variandone la quantità da 0 a 50% di frazione volumica. I due valori di lambda che sono stati utilizzati sono 1,2 e 1,5. I risultati ottenuti indagando l'effetto dell'anticipo di accensione sull'efficienza si possono vedere in figura 1.39, da cui si può vedere come l'efficienza termica abbia un picco corrispondente all'anticipo di massima coppia e per gli stessi motivi di [6] per anticipi superiori o inferiori a questo si ha un calo di efficienza.

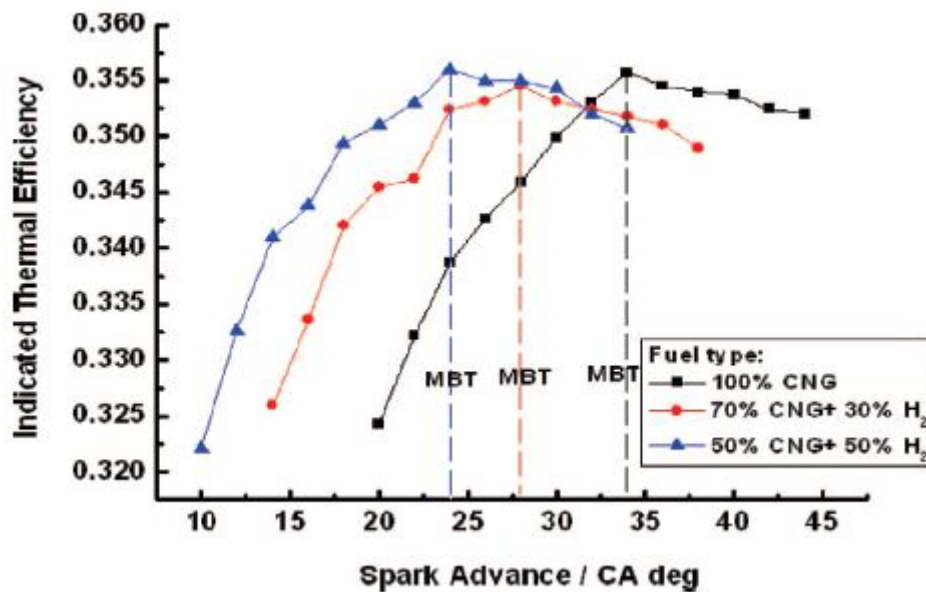


Fig. 1.39 Variazioni dell'efficienza termica in funzione dell'anticipo di accensione, per diverse miscele di combustibile; [6].

Il grafico di figura 1.40 ci mostra la variazione di frazione di massa bruciata (cioè la variazione di calore rilasciato diviso il potere calorifico inferiore del combustibile) corrispondente all'anticipo di coppia massima della figura precedente.

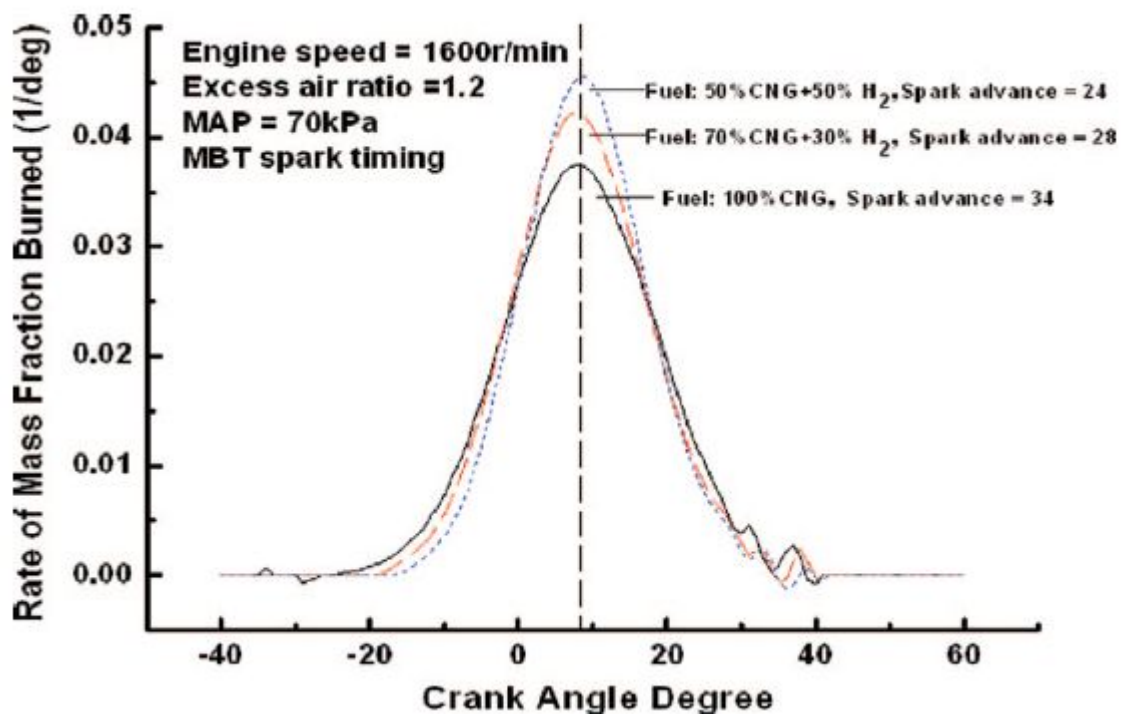
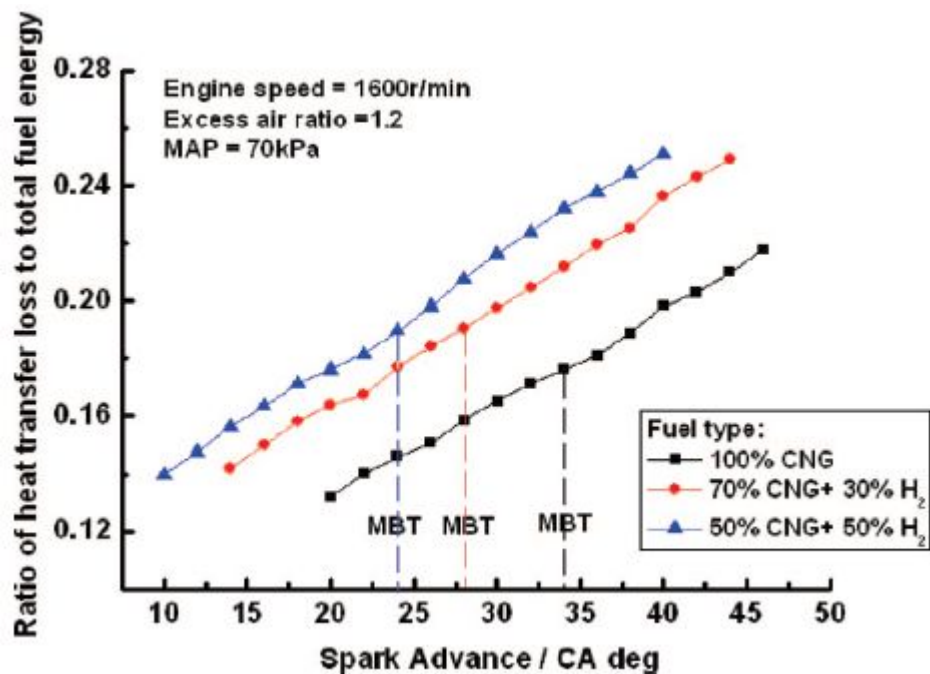


Fig. 1.40 Variazione della frazione di massa bruciata all'anticipo di massima coppia per diverse miscele di combustibile; [6].

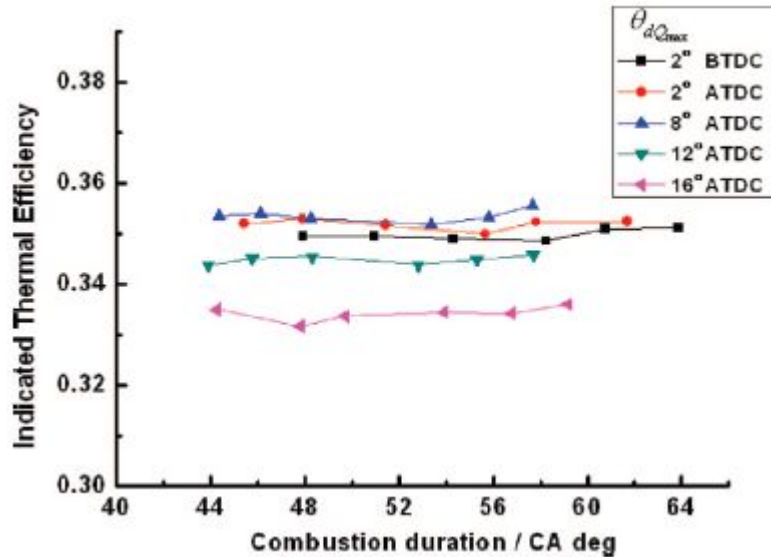
E' interessante notare che nelle condizioni di anticipo che garantisce la coppia massima, il tasso di combustione massima avviene sempre circa  $9^\circ$  dopo il punto morto superiore indipendentemente dal tipo di combustibile. Inoltre si può osservare che buona parte dell' energia chimica del combustibile viene rilasciata dopo il punto morto superiore, durante la corsa di espansione e non al PMS come prevedrebbe il ciclo Otto ideale; questo avviene a causa delle perdite per trasmissione di calore. Dalla figura 1.41 si vede che le perdite per trasmissione del calore continuano ad aumentare all'aumentare dell'anticipo di accensione, e si può dire che se lo scocco della scintilla viene ulteriormente anticipato rispetto al valore di coppia massima, la penalizzazione dell'efficienza causata dall'aumento delle perdite per trasmissione del calore supera il vantaggio dovuto ad un maggior rilascio di calore al PMS.



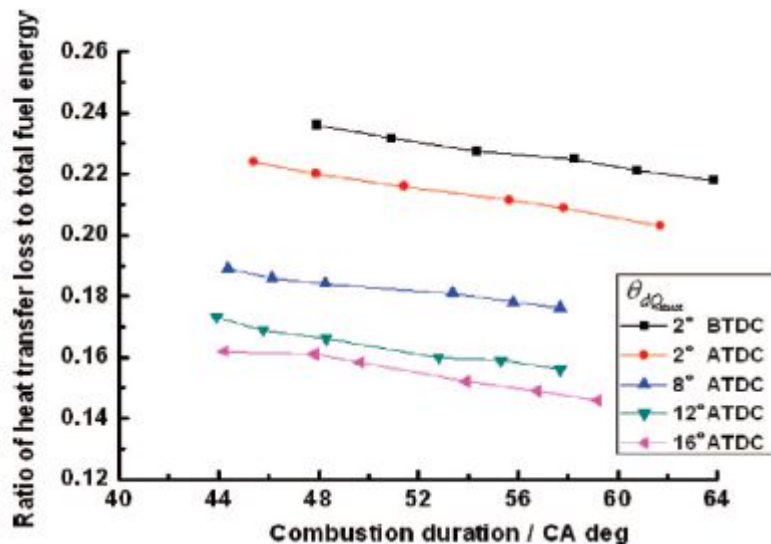
**Fig. 1.41** *Variazione del rapporto tra perdite per trasmissione di calore ed energia contenuta nel combustibile, in funzione dell'anticipo di accensione, per diverse miscele di combustibile; [6].*

Osservando attentamente la figura 1.39 si vede che nel punto di massima coppia l'efficienza peggiore si ha nel caso di 30% di idrogeno per cui se ne deduce che l'efficienza non cresce in modo monotono con l'aumentare della velocità della combustione. Il fatto che l'aumento della velocità di combustione possa portare ad un miglioramento dell'efficienza termica, infatti, dipende dal bilanciamento di due effetti: da un lato l'aumento della velocità di combustione aumenterebbe il grado di combustione a volume costante, il che sarebbe un beneficio; dall'altro potrebbe aumentare le perdite per trasmissione del calore causando così una perdita di efficienza. Dalle figure 1.42 e 1.43 si vede bene che l'efficienza termica rimane

grosso modo costante al variare della durata della combustione, proprio perché le perdite per trasmissione di calore aumentano per durate della combustione minori (a causa di pressioni e temperature in camera di combustione più elevate) e controbilanciano i vantaggi citati in precedenza.



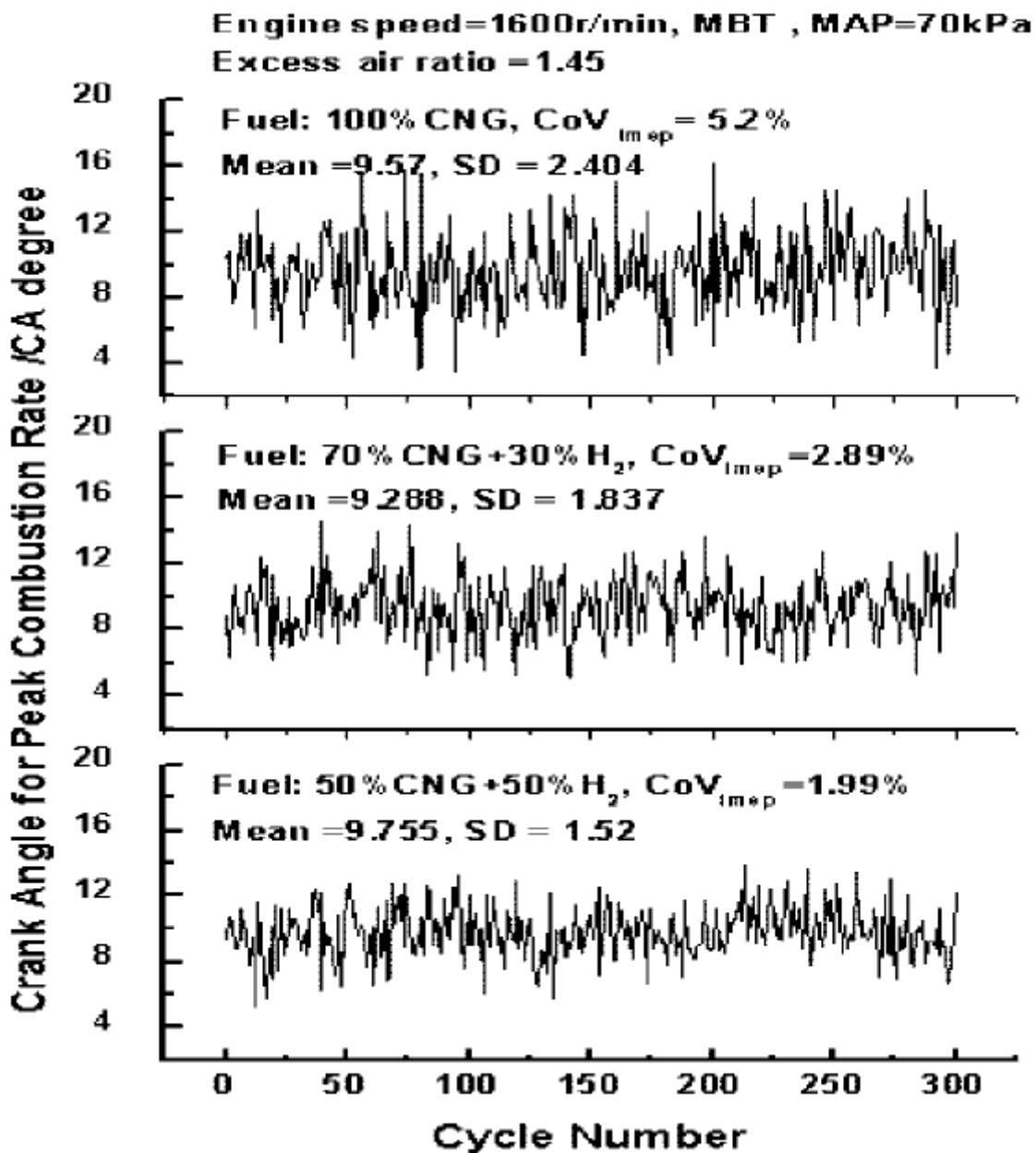
**Fig. 1.42** Variazioni dell'efficienza termica indicata in funzione della durata della combustione, per diverse temporizzazioni della combustione ( identificate dalla posizione angolare a cui si verifica il picco di velocità della combustione); [6].



**Fig. 1.43** Variazione delle perdite per trasmissione del calore in funzione della durata della combustione, per diverse temporizzazioni della combustione ( identificate dalla posizione angolare a cui si verifica il picco di velocità della combustione); [6].

I due grafici precedenti sono stati ottenuti usando un anticipo d'accensione tale da garantire che il picco di velocità di combustione avvenisse sempre allo stesso angolo di manovella in maniera da evitare gli effetti dovuti alla temporizzazione della scintilla; inoltre l'efficienza termica indicata non tiene conto del lavoro dissipato in attrito, il quale cresce all'aumentare della pressione all'interno del cilindro, quindi con l'abbassarsi della durata della combustione.

In questo lavoro i ricercatori hanno inoltre studiato gli effetti della variazione ciclica sull'efficienza, dai grafici di figura 1.44 si vede bene come anche se la miglior efficienza termica si ottiene quando il tasso di combustione massima avviene a  $9^\circ$  di angolo di manovella dopo il PMS, le fluttuazioni dovute alla variazione ciclica spostano la fase della combustione dal valore ottimale penalizzando così l'efficienza. Questo è uno dei problemi che affliggono i motori SI più moderni, che per rispettare le norme anti-inquinamento devono funzionare in condizioni di dosatura magra.



**Fig. 1.44** Posizione angolare a cui si verifica il picco di velocità della combustione in funzione del ciclo; [6].

Si è visto come sia importante, sia allo scopo di ottenere le massime prestazioni sia per ridurre le emissioni inquinanti, identificare e settare in centralina il giusto anticipo d'accensione. La procedura di mappatura dell'anticipo è volta a determinare quali valori di SA la ECU userà in open loop durante il funzionamento del motore. Di solito questa procedura si effettua al banco prova con un valore di anticipo fisso mantenendo il motore in condizioni stazionarie per molti cicli, a volte molte migliaia, per filtrare l'effetto della variazione ciclica. I dati solitamente sono raccolti per una data condizione di funzionamento con diversi valori di anticipo per poi ripetere l'operazione per ogni punto che definisce il range di utilizzo del motore. Ciò significa

che tutti i valori di SA devono essere provati per le diverse velocità del motore, i diversi carichi, i diversi valori di dosatura, i diversi valori di temperatura dell'olio e del refrigerante ecc. E' chiaro quindi che l'operazione di mappatura richieda molto tempo. In letteratura, [7] [8] [9], è stato proposto un metodo per ridurre il tempo richiesto, il quale si basa sull'osservazione che, per una data condizione operativa, la pressione media indicata effettiva (IMEP) può essere considerata una funzione della durata della combustione, rappresentata dal parametro MFB50 (posizione angolare a cui si ha il 50% di massa di combustibile bruciata). A causa della variazione ciclica sono stati ottenuti diversi valori di IMEP ed MFB50 durante dei test in condizioni stazionarie per uno stesso valore di anticipo d'accensione. Mentre i valori assoluti dei due parametri sono influenzati da fattori di disturbo, la loro relazione non varia e può essere riassunta dal coefficiente angolare della retta tangente alla curva MFB50-IMEP. La variazione del coefficiente angolare come funzione dell'anticipo d'accensione può essere usata come input per due controllori PID atti alla regolazione di SA, il primo è destinato al conseguimento della combustione ottimale, il secondo al rilevamento del battito.

L'approccio proposto si basa su test transitori affiancati da un'indagine statistica, consentendo un'analisi affidabile delle prestazioni anche con un basso numero di cicli motore.

Il metodo è stato sviluppato e testato off-line quindi è stato poi implementato in tempo reale; il sistema di analisi della combustione è stato integrato con il software di gestione della centralina e con il controllo del banco prova, al fine di effettuare una calibrazione completamente automatica.

Gli esperimenti sono stati condotti su diversi motori :

- FIAT FIRE 1200cc, quattro cilindri, iniezione indiretta;
- 3200cc, otto cilindri, turbocompresso;
- Suzuki 600cc, 4 cilindri, iniezione indiretta, di derivazione motociclistica.

Il processo di calibrazione avviene variando la velocità di rotazione del motore a carico costante, i valori di anticipo memorizzati in centralina vengono aggiornati automaticamente, raggiungendo infine il valore ottimale.

L'algoritmo di automazione è composto dai seguenti step:

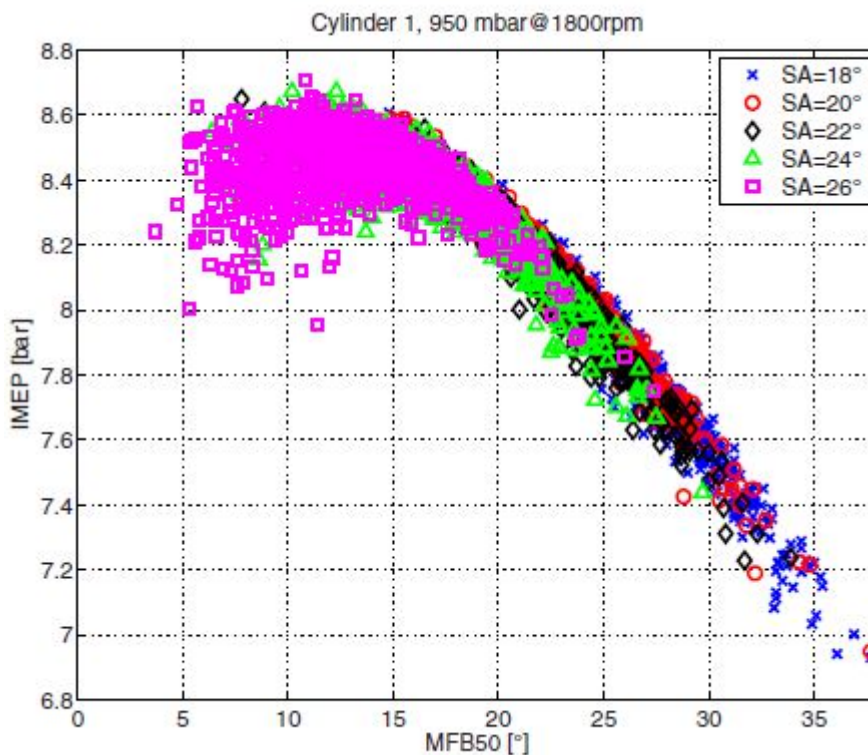
- Definizione degli obiettivi di ottimizzazione (in questo caso massimizzare la coppia).
- Definizione dei vincoli di ottimizzazione ( battito e misfire).
- Tabella dei valori d'anticipo di primo tentativo.
- Esecuzione dei test a velocità di rotazione variabile.

- Analisi dei dati di combustione.
- Definizione di una nuova tabella di valori di anticipo d'accensione

Poiché inizialmente il valore dell'anticipo che comporta la coppia massima non è noto il primo test viene eseguito con una tabella di valori di SA di primo tentativo, tali valori saranno scelti con adeguata prudenza per evitare il battito ed una temperatura allo scarico eccessivamente elevata. Dopo questo primo test i valori ottimali dell'anticipo d'accensione possono essere stimati, quindi il settaggio di SA nelle prove successive può essere definito in funzione dell'anticipo di massima coppia.

Tutte le valutazioni riguardanti il processo di combustione sono state effettuate considerando la variazione della velocità di rotazione del motore come una sequenza di test in condizioni stazionarie; ogni valore assunto dalla velocità nella tabella dei valori di SA è stato quindi considerato come il baricentro di un intervallo di cicli motore campione durante la prova in condizioni transitorie.

L'effetto dell'anticipo di accensione sulla combustione non è deterministico, mantenendo un dato valore di SA il parametro MFB50 mostra una certa distribuzione statistica, quindi la pressione media indicata effettiva varia di conseguenza e si ottiene la tipica distribuzione a campana il cui vertice corrisponde al valore ottimale di combustione (figura 1.45).

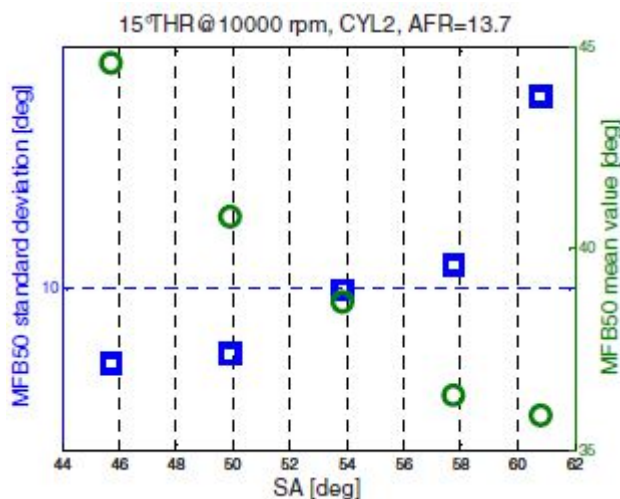


**Fig. 1.45** Relazione fra la pressione media indicata effettiva e la durata della combustione (rappresentata dal parametro MFB50); [7].

Inoltre dal grafico si vede che i dati riferiti ad anticipi diversi sono parzialmente sovrapposti ma se due cicli ottenuti con differenti valori d'anticipo mostrano lo stesso valore di MFB50, probabilmente avranno diverse durate della combustione. Lo stesso MFB50 potrebbe essere il risultato di una combustione lenta e un elevato anticipo, o di una combustione veloce con un basso valore d'anticipo.

Vale la pena ricordare che il lavoro indicato è fortemente influenzato dalle perdite per trasmissione di calore e queste non sono pienamente rappresentate dal parametro MFB50, il quale non tiene neppure conto direttamente delle inefficienze di combustione e degli effetti di riempimento/svuotamento dei labirinti, che possono variare a seconda del valore di anticipo.

Quindi queste lievi imprecisioni potrebbero originare un valore non ottimale di SA. Altri fenomeni potrebbero rendere l'approccio descritto non ottimale: in alcuni casi la combustione ottimale non può semplicemente essere raggiunta. Ciò accade quando le condizioni operative costringono ad utilizzare accensioni molto avanzate, specialmente ad alti carichi a basse velocità di rotazione, quando la velocità di combustione può essere molto bassa (alta quantità di EGR interno). Ciò potrebbe comportare che non appena l'anticipo viene aumentato, la diminuzione di MFB50 è piccola, mentre la deviazione standard aumenta rapidamente (figura 1.46).

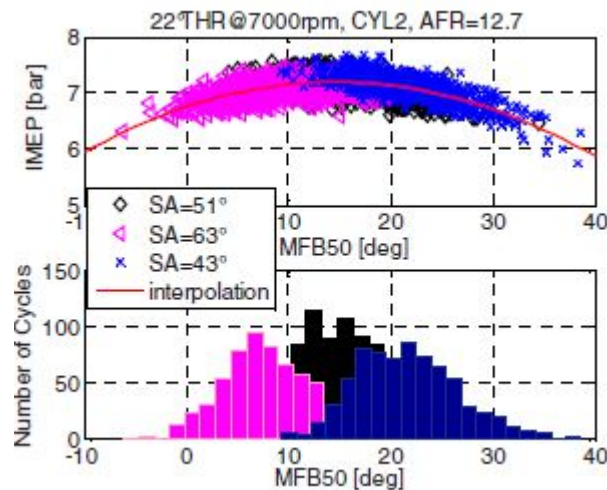


**Fig. 1.46** Andamento della deviazione standard del parametro MFB50 e del valor medio dello stesso, rispetto all'anticipo di accensione; [9].

Dal grafico precedente si vede che per quelle condizioni, per alti valori d'anticipo un ulteriore aumento di questo ha un piccolo impatto sul valore medio di MFB50 ma ne incrementa fortemente la deviazione standard. L'effetto globale è quello di abbassare

il valore medio di pressione media indicata effettiva quando SA raggiunge valori elevati, anche se il miglior posizionamento nella curva nel piano IMEP-MFB50 non sarà stata raggiunta. La migliore combustione in questo caso non potrà essere raggiunta.

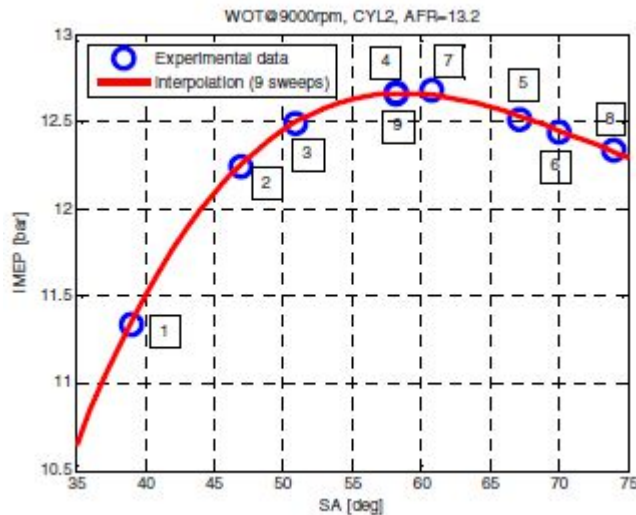
Ancora una volta, l'approccio basato sulla distribuzione non sarebbe coerente con i risultati in base ai valori medi, ciò può essere spiegato considerando l'effetto che la deviazione standard dell' MFB50 ha sul valore medio di pressione media indicata.



**Fig. 1.47** *Andamento generale della pressione media indicata effettiva e distribuzione del parametro MFB50; [9].*

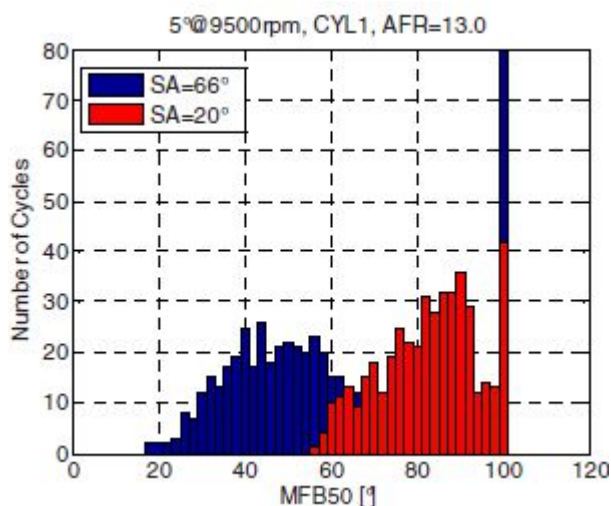
Le precedenti considerazioni portano a concludere che una determinazione accurata del valore di anticipo ottimale richiede di avere un andamento di IMEP in funzione SA. Tuttavia l'approccio basato sulle distribuzioni può essere utilizzato durante la prova di primo tentativo, quando solo pochi punti del piano IMEP-SA sono disponibili. Il valore di MFB50 ottimale viene valutato come l'ascissa del massimo della distribuzione di IMEP (fig.1.47), quindi la corrispondente SA ottimale è calcolata sulla base della relazione tra MFB50 e SA nei dati sperimentali.

Appena il numero di prove diventa sufficientemente elevato per dare risultati affidabili nell' interpolazione dei punti che rappresentano valori medi di IMEP e SA nel piano IMEP-SA (fig. 1.48), la valutazione ottimale può essere sostituita da questo metodo. L'integrazione delle due metodologie garantisce allo stesso tempo una stima veloce dell'anticipo di accensione che corrisponde alla coppia massima, e una valutazione accurata al termine del processo di calibrazione.



**Fig. 1.48** Costruzione della curva a campana IMEP-SA; [9].

Durante le operazioni di calibrazione possono verificarsi delle mancate combustioni, a causa di un anticipo d'accensione troppo elevato o troppo basso (condizioni di basso carico-alte velocità di rotazione). Il fenomeno del misfire può essere rilevato automaticamente con parametri come la IMEP, MFB50 o CHR (Cumulative Heat Release). Un sistema di calibrazione automatica dovrebbe evitare di utilizzare SA provocando un'alta percentuale misfire: una volta che una certa soglia è stata superata, la taratura non dovrebbe insistere nella stessa direzione. Tuttavia, il sistema deve essere in grado di determinare se la causa della mancata combustione è un valore di SA eccessivamente alto o basso. Questa operazione viene eseguita con l'osservazione di MFB50: se l'anticipo di accensione è troppo alto, alcune combustioni possono non avvenire, negli altri cicli l'MFB50 potrebbe essere leggermente avanzato. Al contrario, se il fenomeno del misfire avviene a causa di valori bassi di SA, in tutti i cicli l'MFB50 sarà ritardato. La figura 1.49 mostra come sia possibile distinguere tra i due casi.



**Fig. 1.49** Distribuzione del parametro MFB50 nelle condizioni di misfire; [9].

Una volta che la condizione critica viene individuata, il sistema sarà in grado di evitare di applicare un anticipo d'accensione superiore (o inferiore) per il punto di funzionamento considerato e il cilindro considerato.

La valutazione del fenomeno del battito è stata effettuata con un modello basato sull'indice MAPO ( Maximum Amplitude of Pressure Oscillations) e sull'indice CHR che non viene riportata in questa sede.

Al termine della prima prova alle varie velocità di rotazione, i dati di combustione possono essere analizzati secondo quanto esposto precedentemente. Dopo la fase di analisi di combustione saranno quindi disponibili i valori di anticipo ottimale, l'intensità del battito in funzione del valore di anticipo, la tendenza al misfire.

La strategia principale per definire valori SA che saranno utilizzati per le prove successive dipende dal target che si pone la taratura: ovviamente, se l'obiettivo è di raggiungere il valore massimo di IMEP nel minor numero di prove, la scelta dovrebbe essere quella di attuare i valori SA che comportano a una solida valutazione del valore di anticipo ottimale. In alcuni casi (controllo di coppia tramite SA) può essere utile per tracciare l'intera curva a campana di IMEP in funzione SA: in questo caso occorrerà un numero maggiore di prove. Una possibile soluzione per gestire la sequenza di variazioni di SA è quello di definire una matrice di variazioni d'anticipo rispetto al valore ottimale. A seconda delle esigenze di calibrazione (basso numero di prove o alta risoluzione sulla curva a campana IMEP-SA), la serie di variazioni SA avrà più o meno elementi. Il processo viene condotto cilindro per cilindro, per ogni punto di funzionamento.

Utilizzando il loro metodo di mappatura, i ricercatori, per una taratura completa ad un dato carico hanno impiegato solamente 10 min.

## 2 Strumentazione

Le prove sono state effettuate presso la sala prova, isolata e insonorizzata, presente nel laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli studi di Padova (fig.1.1).



**Fig. 2.1** Sala prova per motori a combustione interna del Dipartimento di Ingegneria Industriale.

Per espellere i prodotti della combustione nella cella prova vi è un ventilatore centrifugo azionato da un motore elettrico(fig. 1.2), il quale aspira i fumi direttamente dal tubo di scarico del motore e li espelle all'esterno dello stabile. La sala prova possiede 2 serrande per il ricambio d' aria e non far salire troppo la temperatura all'interno, in aggiunta per aiutare il ricircolo vi sono 4 ventilatori assiali (fig. 1.3).



**Fig. 2.2** *Ventilatore centrifugo per l'espulsione dei gas di scarico.*



**Fig. 2.3** *Ventilatori assiali per il ricambio dell'aria all'interno della sala prova.*

Il motore utilizzato per le prove è un FIAT FIRE 1242 cc (fig. 1.4), 16 valvole ad iniezione indiretta multipoint del 2003, di seguito si riportano i risultati della prova al banco di questo motore ottenuti presso il centro ricerche ELASIS.

<b>Regime</b> <b>[rpm]</b>	<b>Coppia</b> <b>[Nm]</b>	<b>Potenza</b> <b>[kW]</b>	<b>Consumo</b> <b>specifico</b> <b>[g/kwh]</b>	<b>Rendimento</b> <b>volumetrico</b> <b>[%]</b>
1514	93.8	14.90	275.44	83.1
1753	95.1	17.50	276.13	82
2004	103.9	21.80	269.44	88.5
2252	104.4	24.60	264.07	89.9
2504	104.2	27.30	272.71	90.6
2754	104.5	30.10	268.49	87.5
3005	102.7	32.30	259.27	84.4
3251	106.0	36.10	256.41	86.2
3507	109.2	40.10	257.04	89.3
3749	110.6	43.40	270.98	92.3
4005	113.4	47.60	278.12	95.4
4255	111.9	49.80	284.95	95.1
4505	111.2	52.40	289.97	94.4
4752	112.1	55.80	297.28	96.7
5002	107.4	56.20	315.17	95.0
5256	101.6	55.90	333.89	92.6
5503	94.9	54.70	349.41	89.7
5750	88.3	53.20	370.04	86.6
6005	86.1	54.10	371.32	83.8

**Tab. 2.1** *risultati della prova al banco ottenuti presso il centro ricerche ELASIS.*



**Fig. 2.4** *Due viste del motore FIAT FIRE 1242 cc installato sul banco.*

Per mantenere il motore ad una temperatura di esercizio ottimale, é stato utilizzato un ventilatore centrifugo (fig. 1.5) in modo da generare un flusso d'aria che investa il radiatore di serie che viene montato nelle vetture equipaggiate da questo proulsore.



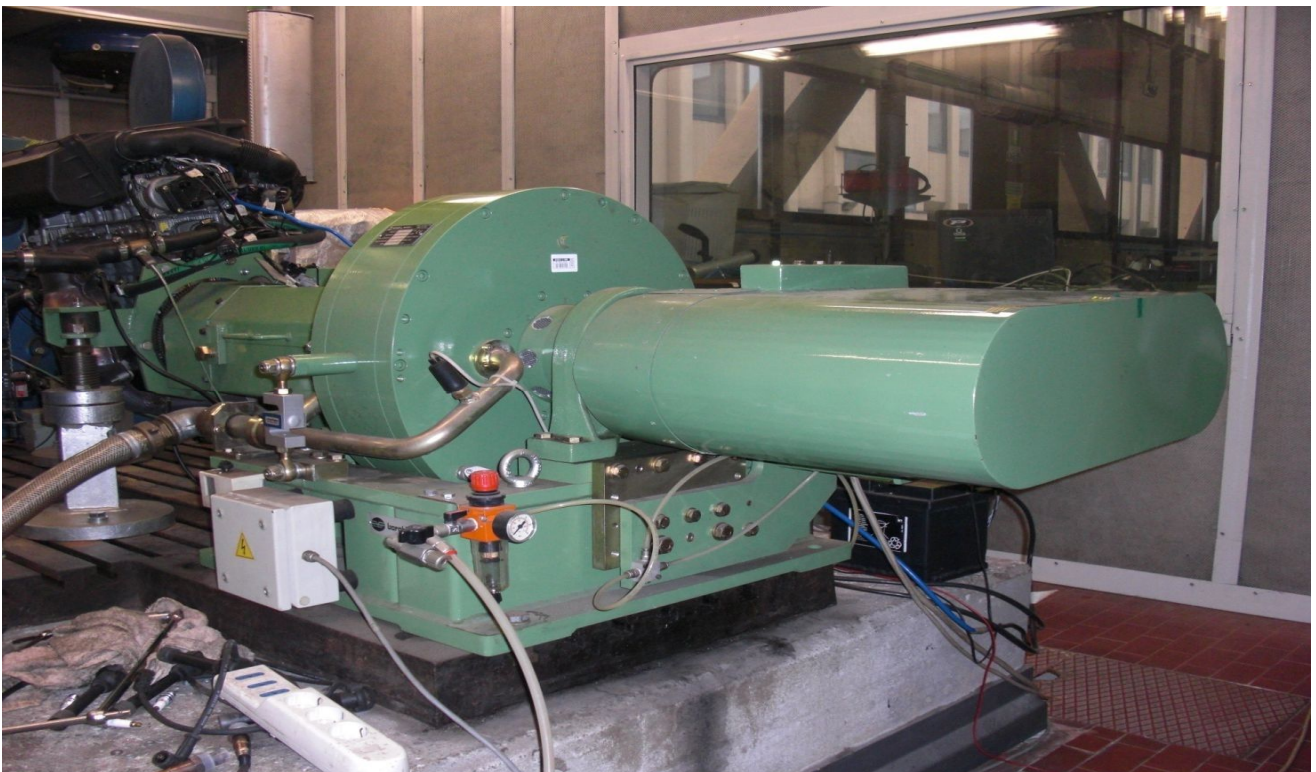
**Fig. 2.5** Due viste del ventilatore centrifugo che permette al motore il mantenimento della temperatura di esercizio ottimale.

## 2.1 Freno

Il freno che si trova in sala prova è un freno elettro-magnetico a correnti parassite

Borghgi & Saveri FE 260-S (fig. 1.6):

coppia max	610	Nm
giri max	12.000	giri/min
potenza	191,17	KW (260 cv).



**Fig. 2.6** Due viste del freno elettro-magnetico a correnti parassite Borghgi & Saveri FE 260-S.

Il passaggio di corrente nel rotore provoca un surriscaldamento dello stesso per effetto Joule , per questo è fornito un sistema di raffreddamento del freno tramite l'acqua dell'acquedotto (garantendo una pressione dell'acqua in entrata di almeno 1 bar come da specifiche della casa produttrice).

Il freno è fornito inoltre di un modulo di controllo digitale DCU 2000 per freni elettrici a correnti parassite ed attuatori per acceleratore della Borghi & Saveri (fig. 2.7) posizionati all'esterno della cella.

Caratteristiche:

- unità di controllo a 2 canali (anello di regolazione digitale per freno elettrico a correnti parassite, anello di regolazione digitale per attuatore acceleratore);
- regolazione PID digitale
- selezione delle diverse configurazioni di PID sia per il freno che per l'attuatore (memorizzazione fino a 50 configurazioni diverse)
- 8 uscite d'allarme
- contatto d'allarme generale
- visualizzatore LCD con retroilluminazione

Questo modulo contiene una scheda di potenza DES 2000, cioè l'unità di potenza per il pilotaggio in corrente del freno a correnti parassite ed un attuatore acceleratore AT 2000 il quale serve a regolare l'apertura e la chiusura della valvola a farfalla , con scheda elettronica di potenza SAT 2000.



**Fig. 2.7** Pannello comandi del modulo di controllo digitale Borghi & Saveri DCU 2000.

## 2.2 Cablaggi e sensori per l'acquisizione dati

Per le prove con il motore in configurazione di serie è stato utilizzato il cablaggio originale con tanto di ECU originale, a cui sono state apportate le seguenti modifiche:

- Inserimento aggiuntivo della centralina MoTeC M150 allo scopo di acquisizione dati.
- Sostituzione del comando a pedale del drive by wire con un potenziometro tramite elettronica dedicata. Il pedale è un doppio potenziometro, per cui in uscita da questo si hanno due tracce analogiche lineari con leggi diverse, in questo caso le due tracce hanno un off-set che deve essere mantenuto affinché la centralina abiliti il drive by wire. La scheda elettronica Arduino utilizzata per riprodurre le tracce del pedale ha solo uscite digitali PWM, che però si possono modulare in frequenza variando il duty-cycle. In questo modo è possibile ottenere un segnale a gradino ad alta frequenza, che opportunamente filtrato, diventa un segnale stabile in grado di correlare il duty-cycle del PWM all'uscita analogica corrispondente. Collegando in ingresso alla scheda elettronica un potenziometro, è sufficiente scrivere, all'interno del software di programmazione di Arduino, la relazione lineare che lega l'ingresso analogico all'uscita digitale, per riprodurre le tracce analogiche del pedale.

- Collegamento dell'alimentazione delle centraline (di serie e MoTeC) e degli ausiliari (drive by wire, induttori, pompa benzina, sonde lambda) ad un sistema formato da relè e fusibili in modo da evitare sovraccarichi di corrente indesiderati.

Vista la necessità di agire su parametri di funzionamento del motore, in particolare sulla dosatura e più precisamente sulla quantità di combustibile iniettata, ovvero sul tempo di apertura degli iniettori, per le prove finalizzate alla minimizzazione dei consumi il cablaggio di serie è stato sostituito con uno di sviluppo il cui cuore è la centralina MoTeC M150 (fig. 2.8). Questa ECU rende possibile acquisire ed allocare nella memoria interna i dati ricevuti ed elaborati durante il funzionamento per attività di calcolo post-processing, utili sia all'attuazione della strategia che al controllo dei parametri di funzionamento del motore, in modo da prevenire condizioni di utilizzo potenzialmente pericolose per l'integrità degli organi del motore; inoltre rende possibile lo sviluppo di un software personalizzato sulla base delle proprie esigenze tramite un ambiente di sviluppo integrato basato sul codice di programmazione C++.



**Fig. 2.8** Centralina MoTeC M150.

Il cablaggio di sviluppo è stato concepito per far in modo di collegare la centralina MoTeC con il modulo di regolazione DCU 2000 in maniera da poter controllare automaticamente e secondo una legge pre-impostabile il valore di giri a cui il banco deve fermare il motore.

Per ulteriori informazioni riguardo a questo cablaggio si rimanda alla consultazione di [13].

Per conoscere la portata d'aria aspirata istantaneamente dal motore, si è utilizzato un flussimetro (detto anche debimetro) Bosch 0 280 217 111 (fig. 2.9). Questo sensore

non era presente nella configurazione di serie di questo motore, infatti deriva da una Lancia K 2000 cc sulla quale era montato immediatamente a valle dell'airbox, nel condotto di aspirazione, tuttavia per le nostre prove non era possibile installarlo nella stessa posizione si è optato per una collocazione a monte dell'airbox. Il segnale in uscita dallo strumento è stato acquisito direttamente in centralina sfruttando un ingresso analogico della medesima.

Per la modalità di utilizzo di questo dato si rimanda al capitolo 3.



**Fig. 2.9** Flussimetro Bosch 0 280 217 111

La valutazione del consumo specifico è stata effettuata in maniera rapida tramite pesatura del serbatoio del carburante, la bilancia (fig. 2.10) è stata posizionata su un tavolo al di fuori della cella ed al di sopra di essa è stato posto il serbatoio interponendo tra i due corpi un pannello di materiale isolante per far in modo che le vibrazioni indotte dalla pompa della benzina (interna al serbatoio) non vengano trasmesse alla bilancia.



**Fig. 2.10** Bilancia KERN CB 14K1N.

### 2.3 Banco di analisi delle emissioni

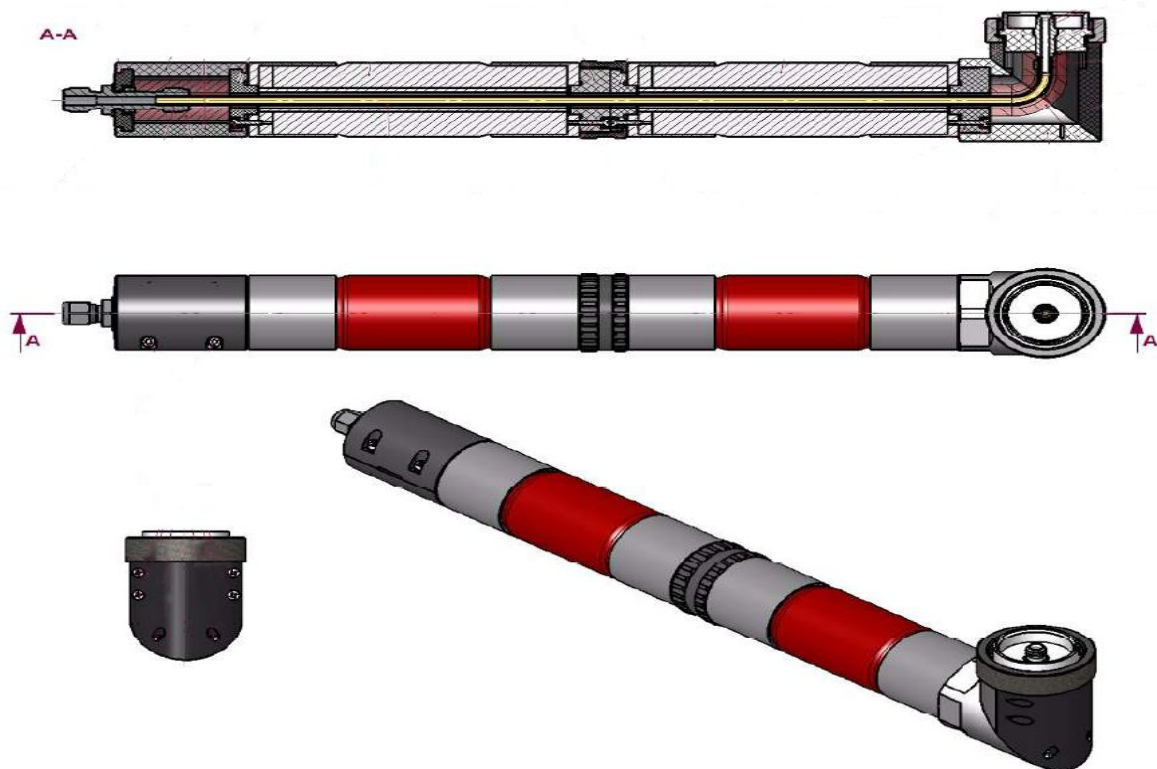
L'analizzatore utilizzato per le prove è l'AVL gas PEMS, questo dispositivo, concepito per applicazioni on-board nelle vetture, richiede un'alimentazione a 24V in corrente continua ed è in grado di misurare nel tempo le concentrazioni di  $HC$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  e  $O_2$  nei gas di scarico di un motore a combustione interna, esso è stato ottimizzato per misure allo scarico non engine-out, e per quei gas combustibili che non contengano grandi quantità di sostanze corrosive come ad esempio  $NH_3$ ,  $SO_3$  o  $SO_2$ . La temperatura dei gas di scarico all'ingresso dello strumento non deve superare i  $200^\circ C$  e la temperatura ambiente durante l'operazione deve essere compresa tra  $-10^\circ C$  e  $+45^\circ C$ .

L'AVL gas PEMS consiste in 2 unità principali:

- l'unità contenente i sensori (fig. 2.11)
- il condotto di prelievo riscaldato (fig. 2.12)

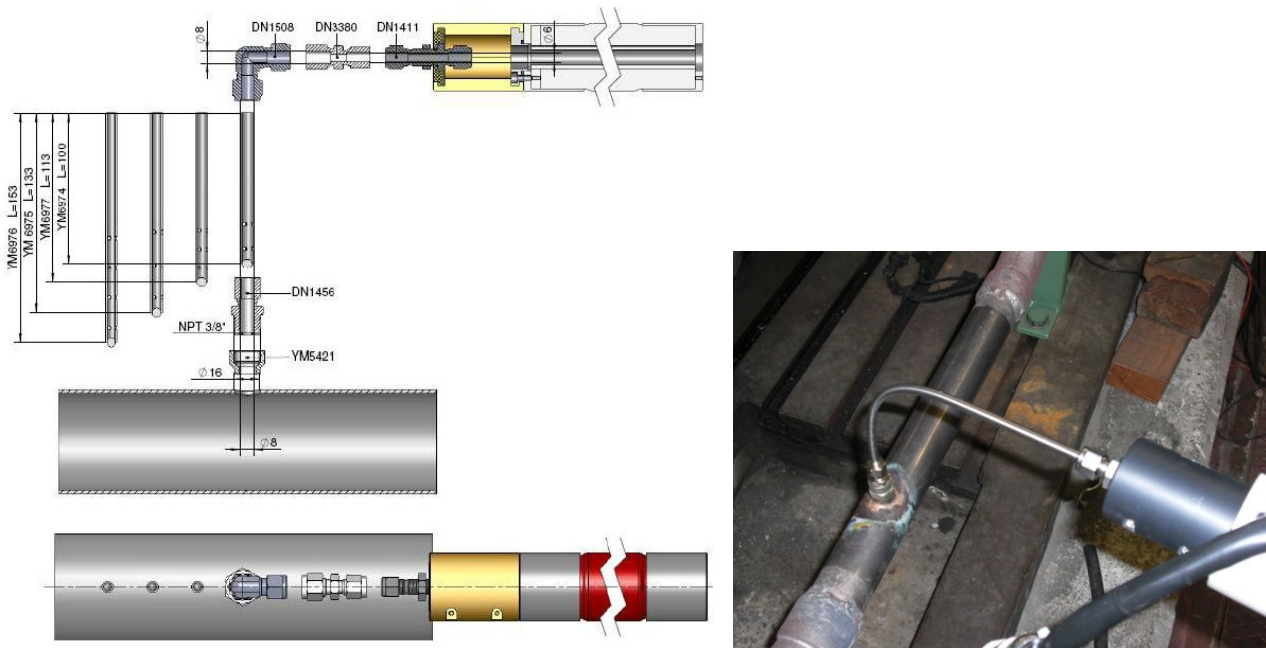


**Fig. 2.11** *Unità contenente i sensori dell'analizzatore AVL gas PEMS.*



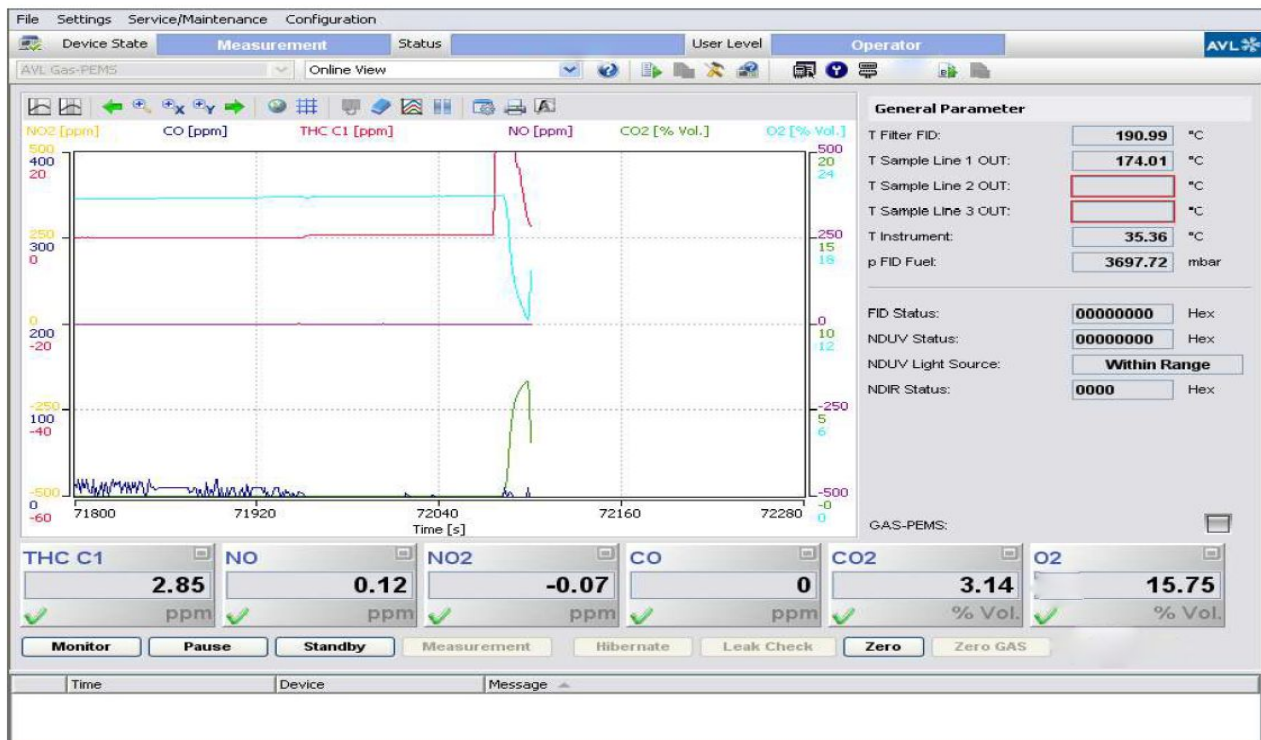
**Fig. 2.12** Condotto di prelievo riscaldato dell'analizzatore AVL gas PEMS, foto in sala prova (sopra) e disegno CAD 3D con sezione (sotto).

Nella fig. 2.13 seguente si può vedere il fissaggio del condotto di prelievo riscaldato al tubo di scappamento al tubo di scappamento.



**Fig. 2.13** Fissaggio del condotto di prelievo riscaldato al tubo di scappamento, disegno costruttivo (a sinistra) e fotografia (a destra).

Per inviare da un PC all'apparecchio i comandi operativi e di controllo, e per trasferire i dati si utilizza una connessione Ethernet (protocollo TCP/IP); in fig. 2.14 si può vedere la tipica interfaccia grafica durante una prova.



**Fig. 2.14** Interfaccia grafica del software di utilizzo dell'analizzatore AVL gas PEMS.

### 2.3.1 Principi di misura

Attraverso il condotto di prelievo riscaldato viene spillata dal tubo di scarico una portata di gas combusti di circa  $3.5 \text{ l / min}$  ed inviata all'unità contenente i sensori, attraverso un filtro riscaldato si eliminano dai gas le particelle carboniose presenti, qui il flusso viene diviso in due parti di cui una inviata al FID (Flame Ionization Detector) e l'altra agli analizzatori UV-RAS (analizzatore a raggi ultravioletti), UNDIR (analizzatore ad infrarossi non dispersivo) e al sensore di  $O_2$ . Il flusso inviato al FID è mantenuto a  $191 \text{ }^\circ\text{C}$  e va direttamente dal filtro riscaldato all'analizzatore, dove vengono misurati gli idrocarburi incombusti  $HC$ , invece l'altro flusso dopo aver lasciato il filtro riscaldato viene pre-raffreddato attraverso uno scambio termico con l'ambiente esterno e poi inviato ad un refrigeratore a 2 stadi. Questo secondo flusso, dopo il primo stadio, attraversa l' analizzatore UV-RAS in cui vengono rilevati separatamente il monossido ed il biossido di azoto, successivamente il flusso viene ulteriormente suddiviso in due parti, in modo da poter inviare una portata di circa  $0.75 \text{ l / min}$  al secondo stadio del refrigeratore dopo il quale,  $CO_2$  e  $CO$  vengono misurati dall'analizzatore NDIR e l'ossigeno dal sensore  $O_2$ . Dopo aver attraversato il percorso dei sensori UV-RAS e UNDIR questo flusso viene ricongiunto al flusso attraverso il FID ed a quello di condensa che esce dagli stadi del refrigeratore, il tutto viene poi convogliato all'uscita di drenaggio dello strumento. In fig. 2.15 si può vedere uno schema dello strumento.

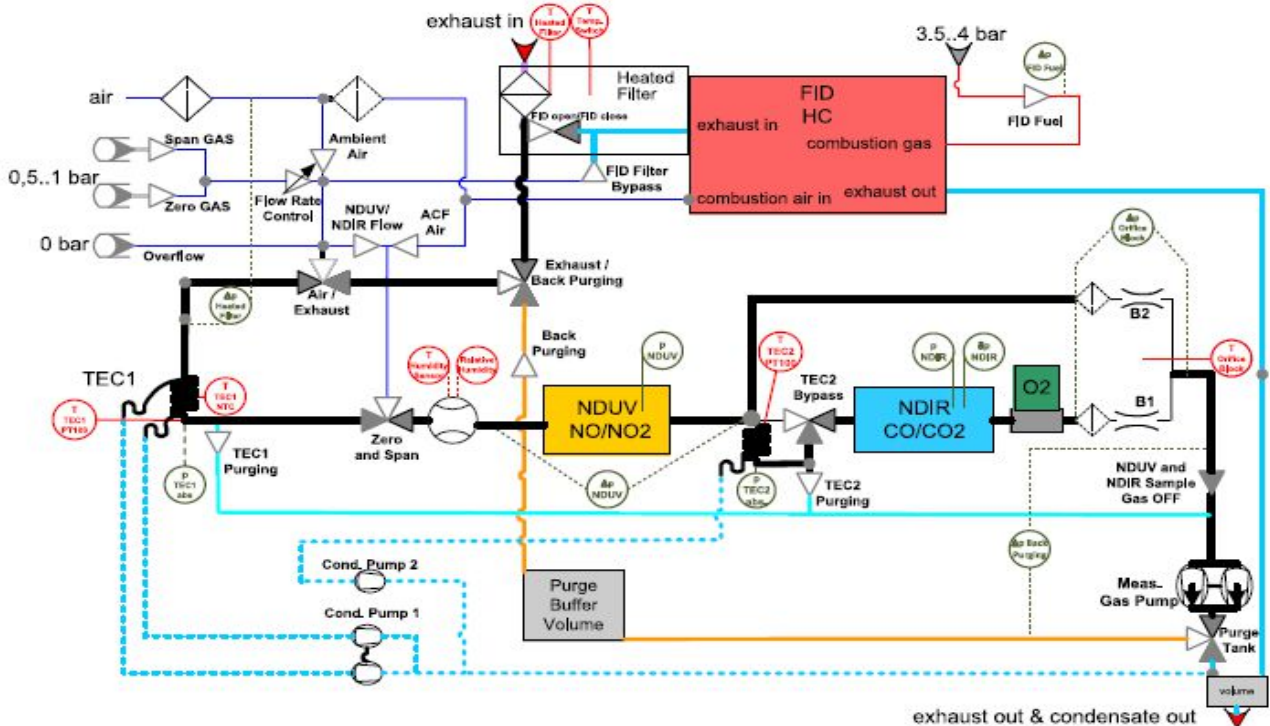


Fig.2.15 Schema analizzatore AVL gas PEMS.

### 2.3.2 Analizzatore a raggi ultravioletti (UV-RAS)

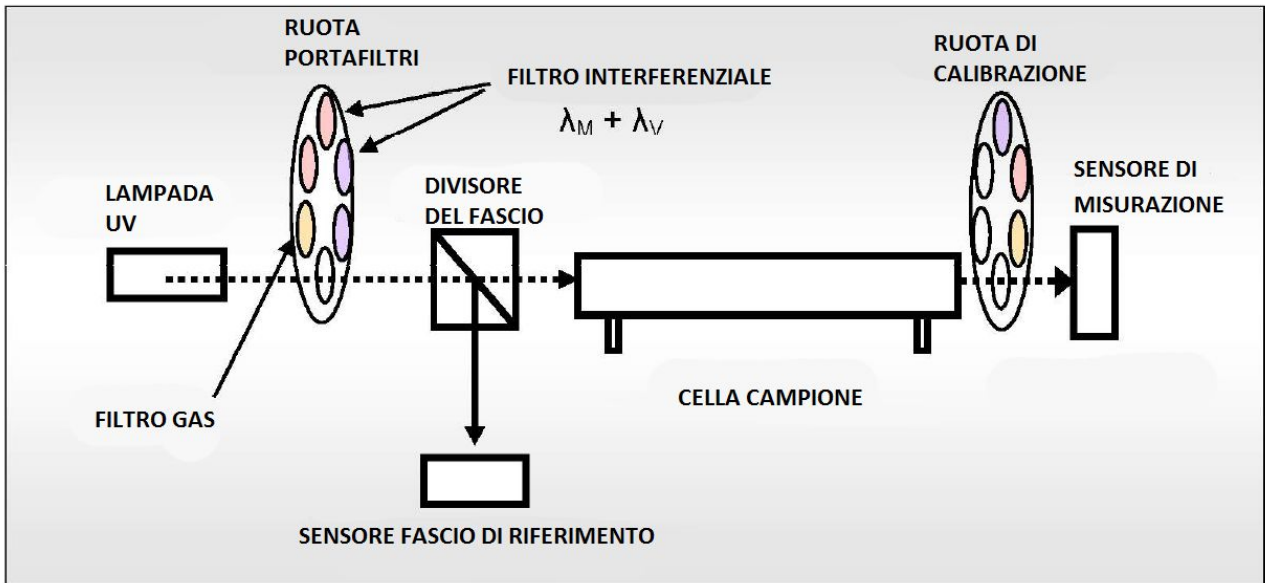
Questo dispositivo permette di misurare direttamente gli ossidi di azoto ed è molto sensibile alla loro variazione di concentrazione, inoltre ha un elevato livello di selettività nei confronti degli altri componenti del gas campione senza però avere effetti sulla  $CO_2$  e sull' $H_2O$ .

L'analizzatore a raggi ultravioletti non è altro che un fotometro UV, il cui principio di misura si basa sulle proprietà dei gas come  $NO_2$  ed  $NO$  che formano delle bande discrete di assorbimento e assorbono le radiazioni nell'intervallo di lunghezza d'onda tra i 200 e i 500 nm.

Alla base di questo dispositivo c'è una sorgente di radiazioni UV, ovvero una lampada a scarica senza elettrodo (EDL electrode-less discharge lamp) la cui peculiarità principale consiste nel fornire una radiazione elettromagnetica di lunghezza d'onda precisa e dall'ampiezza di banda molto ristretta, necessaria per ottenere lo spettro di assorbimento a righe tipico. L'emissione della lampada non viene causata da elettrodi, l'elemento emettitore è invece contenuto in un bulbo di quarzo, sotto forma di metallo o sale, insieme ad argon a bassa pressione, circondato da una spirale metallica (RF coil). La spirale genera un campo elettrico a radiofrequenza in modo che il gas contenuto nel bulbo si ionizzi e ceda il suo contenuto energetico all'elemento eccitandolo. Questo, ritornando allo stato fondamentale, emette successivamente fotoni di lunghezza d'onda caratteristica. I fotoni emessi passano poi attraverso un monocromatore, che ha lo scopo di selezionare solo le lunghezze d'onda caratteristiche del materiale da analizzare. Questo metodo è pertanto un metodo di risonanza ed è denominato DUV, spettroscopia di risonanza ad assorbimento.

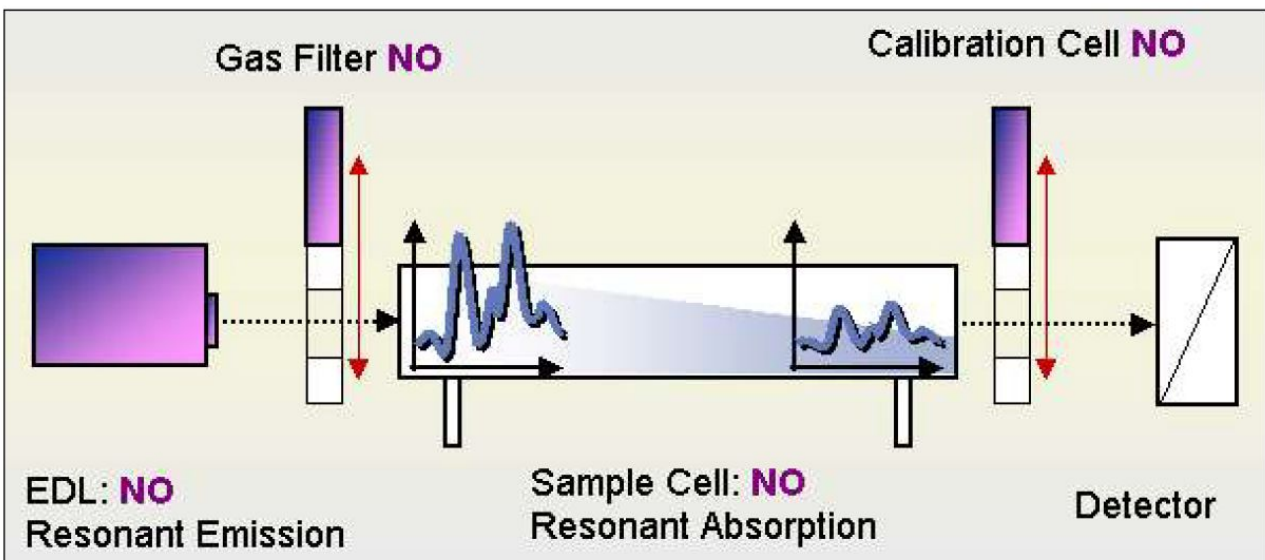
Quantità di altri gas che attraversano lo strumento, come  $NO_2$  e  $SO_2$  vengono determinate grazie all'ausilio di un filtro interferenziale, utilizzando un metodo a raggi UV non dispersivo.

La radiazione emessa dalla sorgente di radiazione UV viene modulata mediante una ruota filtro e divisa in un fascio di misurazione e un fascio di riferimento grazie ad un divisore di fascio semi-trasparente. In un ciclo di misura, vengono registrati quattro segnali per due posizioni del filtro interferenziale con il fascio di misura e quello di riferimento e calcolati con la formazione di doppi quozienti. E' in questo modo che, utilizzando 4 fasci, si riesce ad ottenere un' elevata stabilità di misura del monossido di azoto, perché rende l'analizzatore sostanzialmente insensibile a qualsiasi contaminazione nella cella campione di misurazione o dall'invecchiamento della fonte di radiazioni. (fig. 2.16)



**Fig. 2.16** Schema analizzatore a raggi ultravioletti UV-RAS.

Il segnale specifico richiesto è determinato in due passi: la fase di misura in cui il segnale di assorbimento completo viene registrato; la fase di riferimento in cui il filtro gas pieno di NO viene ruotato in posizione (e solo quelle porzioni spettrali che non sono assorbibili dal monossido di azoto raggiungono il rivelatore attraverso la cella campione). (fig.2.17)



**Fig. 2.17** Principio di funzionamento analizzatore a raggi ultravioletti UV-RAS.

### 2.3.3 Flame Ionization Detector (FID)

Questo dispositivo (fig. 2.18) effettua una misura ad una pressione controllata per cui non risente delle variazioni di pressione dell'aria ambiente, può essere inoltre utilizzato fino a 3000 metri di altitudine.

Il FID si basa sulla ionizzazione degli atomi di carbonio in composti organici quando vengono bruciati in una fiamma di idrogeno. Per il funzionamento on-board si utilizza una miscela di gas di 40% di idrogeno e 60% di elio come gas combustibile invece di idrogeno puro. L'elio è inerte e non partecipa al processo di combustione invece l'idrogeno è necessario per mantenere la fiamma. La combustione di idrocarburi presenti nel gas campione, nella fiamma di idrogeno produce particelle ionizzate, si genera così una corrente di ionizzazione tra i due elettrodi che è direttamente proporzionale al numero di atomi di carbonio legati organicamente presenti all'interno gas campione. Questa corrente di ionizzazione viene amplificata e convertita in voltaggio.

Il FID funziona sotto vuoto, è gestito da un controllo elettronico di depressione; l'ingresso del gas campione e la camera del sensore sono settati per avere una differenza di pressione negativa costante di 100 hPa tra 540 hPa e 640 hPa. La maggior parte del gas campione aspirato, pari a circa 100 l / h, è guidata oltre la camera di combustione e scaricata da una pompa a membrana. Una piccola parte del gas campione viene, invece, miscelata con il gas combustibile e mandata ad alimentare la camera di combustione attraverso un ugello, infine questa miscela a contatto con l'aria dà avvio alla combustione. L'aria comburente e il gas combustibile sono mantenuti ad un valore di flusso costante usando dei controlli elettronici di pressione. La temperatura del sensore è controllata a 190 ° C. All'ingresso del gas campione, sono ammesse variazioni di pressione da 700 hPa a 1000 hPa, senza causare cambiamenti nel flusso di gas campione nella camera del sensore. Dopo l'accensione, il FID si avvia automaticamente, in seguito al aver raggiungimento della temperatura minima del sensore, la pompa a membrana si avvia automaticamente e il regolatore elettronico di vuoto setta le pressioni di lavoro per la camera di combustione e l'aria comburente. Successivamente, la pressione di idrogeno è impostata ad un valore costante. L'accensione della fiamma viene effettuata seguendo un algoritmo definito.

L'analizzatore controlla tutti i parametri rilevanti (temperature, pressioni) durante il funzionamento e i messaggi di errore se ci sono parametri errati.

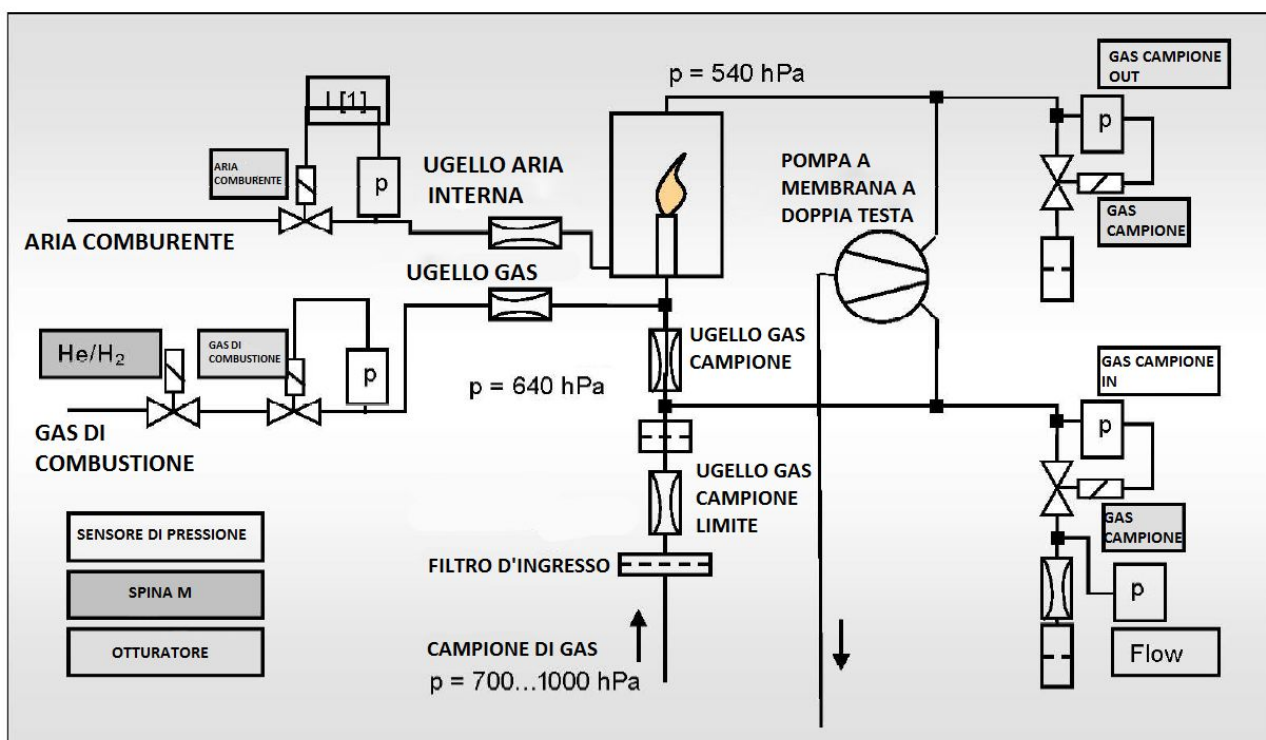


Fig. 2.18 Schema Flame Ionization Detector (FID).

### 2.3.4 Non-Dispersive Infrared Analyser (NDIR)

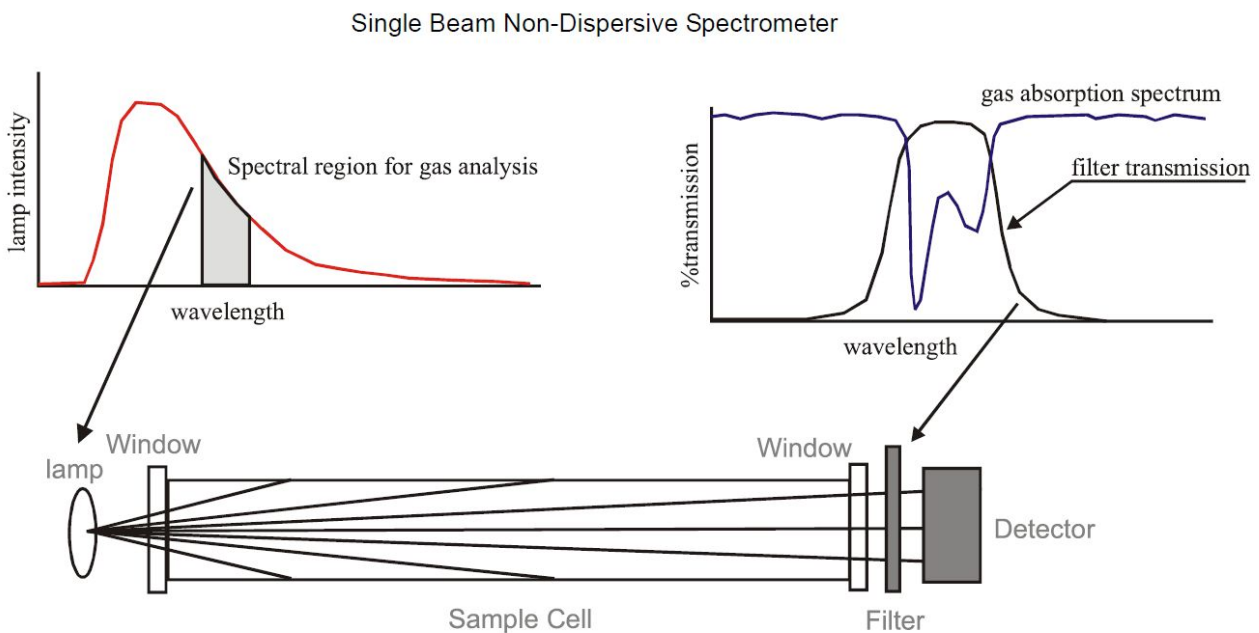
L'analizzatore NDIR è stato progettato per ottenere dati in tempo reale della concentrazione di  $CO_2$  e  $CO$  quando sono presenti in un flusso di gas di scarico. La radiazione infrarossa nell'intervallo da  $10.000$  a  $100\text{ cm}^{-1}$  è assorbita e convertita dalla maggior parte delle molecole in energia vibrazionale molecolare. A causa delle caratteristiche quantiche delle molecole, le caratteristiche di assorbimento di una molecola appaiono come linee discrete o bande nello spettro infrarosso. La posizione spettrale di queste bande di assorbimento è in generale unica per una particolare molecola. La frequenza della lunghezza d'onda di assorbimento dipende dalle masse relative degli atomi, dalle costanti di forza dei legami chimici, e dalla geometria degli atomi. La potenza di assorbimento o l'intensità della banda sono espresse come trasmittanza (T) o l'assorbanza (A). La trasmittanza è il rapporto tra la potenza radiante in una banda spettrale trasmessa attraverso un campione per la potenza radiante incidente sul campione. L'assorbanza è il logaritmo (base 10) del reciproco della trasmittanza :  $A = \log_{10} \left( \frac{1}{T} \right)$ .

La legge fondamentale della fotometria (legge di Beer-Lambert) stabilisce che la trasmittanza di una radiazione di monocromatica attraverso un mezzo uniformemente assorbente è data da:

$$\frac{I}{I_0} = e^{-(a)lC}$$

dove  $I_0$  è l'intensità della radiazione monocromatica che attraversa il mezzo,  $I$  è l'intensità della radiazione che viene trasmessa,  $a$  è la potenza di assorbimento ad una data lunghezza d'onda (Spesso indicato come il coefficiente di estinzione, sezione trasversale, oscillatore forza o assorbimento molare),  $l$  è la lunghezza del mezzo assorbente (lunghezza cella di misura), e  $C$  è la massa volumica del gas. Frequentemente, miscele di gas devono essere analizzate in un unico fotometro e lo spettro di questi gas può essere molto simile, potrebbe verificarsi la sovrapposizione spettrale che conduce a "interferenze co-canale." Con un adeguato controllo, queste interferenze co-canale possono essere eliminate in modo efficace utilizzando dei calcoli di compensazione.

Spettrometri ad infrarossi a singolo fascio sono costituiti da quattro sezioni principali: la fonte di radiazioni, il monocromatore, la cella di misura e un sensore (fig. 2.19).



**Fig. 2.19** Schema spettrometro ad infrarossi a singolo fascio.

La radiazione infrarossa viene tipicamente prodotta elettricamente riscaldando una fonte da 600 a 3000 ° C. La distribuzione di intensità spettrale di questa fonte incandescente è simile alla radiazione di un corpo nero , le differenze rispetto ad un vero e proprio corpo nero sono dovute a variazioni nella emissività del materiale della sorgente al di fuori della regione spettrale dell'infrarosso.

Per ottenere la massima sensibilità di un dato gas, ed evitare interferenze da altri gas, lo spettro della radiazione infrarossa che è incidente sulla cella campione dovrebbe

sovrapporsi alla banda di assorbimento del gas analizzato. La selezione delle lunghezze d'onda dell'infrarosso (o frequenze) da trasmettere attraverso la cella campione può essere ottenuto mediante diversi metodi, in questo caso sono usati dei filtri di trasmissione (interferenziali) che dimostrano avere elevata efficienza nella selezione della radiazione.

La camera utilizzata per contenere il campione di gas, è costruita con un tubo cilindrico le cui estremità sono sigillate con finestre che trasmettono la radiazione infrarossa. La lunghezza della cella campione è determinata considerando la forza di assorbimento del gas in esame, e dall' intervallo di massa volumica previsto, può variare da 0,01 mm a diversi metri a seconda dell'applicazione.

La radiazione infrarossa che non viene assorbita dal gas campione viene convertito un segnale elettrico utilizzando un sensore termopila.

Per una stabilizzazione della temperatura migliore l'intero analizzatore è posto in un contenitore, la temperatura è regolata a  $\pm 0,5$  ° C anche durante rapidi cambiamenti della temperatura ambiente.

### 3 Analisi dei segnali in uscita dal flussimetro e dalle sonde lambda

#### 3.1 Flussimetro

##### 3.1.1 Principio di funzionamento

Questo sensore, detto anche debimetro, è un anemometro a film caldo del tipo a temperatura costante in cui l'elemento sensibile (il film di materiale conduttore) viene mantenuto ad una temperatura costante da un opportuno meccanismo di controllo a retroazione. Questo viene ottenuto mediante l'inserimento dell'elemento sensibile in un ponte di Wheatstone e regolando l'intensità della corrente che attraversa il film in modo da mantenere costante la temperatura dello stesso.

Lo scambio termico che si verifica all'interno del debimetro è dato da:

$$\alpha * A * (T_{film} - T_{aria}) = R * i^2$$

In condizioni di equilibrio tutta la potenza termica generata per effetto Joule dalla corrente che attraversa l'elemento sensibile viene dissipata per convezione forzata dal flusso d'aria che investe il film caldo. Irraggiamento e conduzione sono trascurabili. Siccome la  $T_{film}$ , l'area di scambio  $A$  e la resistenza  $R$  del filo rimangono costanti, la corrente, a meno della temperatura dell'aria, sarà correlata al coefficiente di scambio termico  $\alpha$ . Questo coefficiente è legato alla portata di massa d'aria tramite l'equazione empirica dell'analisi dimensionale della convezione forzata all'interno di un condotto:

$$Nu = C * Re^n * Pr^m$$

in cui figurano :

-  $C, m, n$  costanti ricavate da dati sperimentali;

-  $Nu$  il numero di Nusselt:  $Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda}$  ;

-  $Re$  il numero di Reynolds :  $Re = \frac{v * d * \rho}{\mu} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * d * \mu}$  ;

-  $Pr$  il numero di Prandtl :  $Pr = \frac{\mu * c_p}{\lambda}$  ;

-  $d$  il diametro del condotto.

Sostituendo nell'equazione dell'analisi dimensionale si ottiene :

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} * C * \left( \frac{4 * \dot{m}}{\pi * d * \mu} \right)^n * \left( \frac{\mu * c_p}{\lambda} \right)^m$$

Considerando  $\lambda$ ,  $\mu$  e  $c_p$  costanti ed inglobandoli tutti in un'unica costante  $C'$  l'equazione si semplifica notevolmente:

$$\alpha = C' * \dot{m}^n$$

Sostituendo quest'ultima nell'equazione di scambio termico si ottiene :

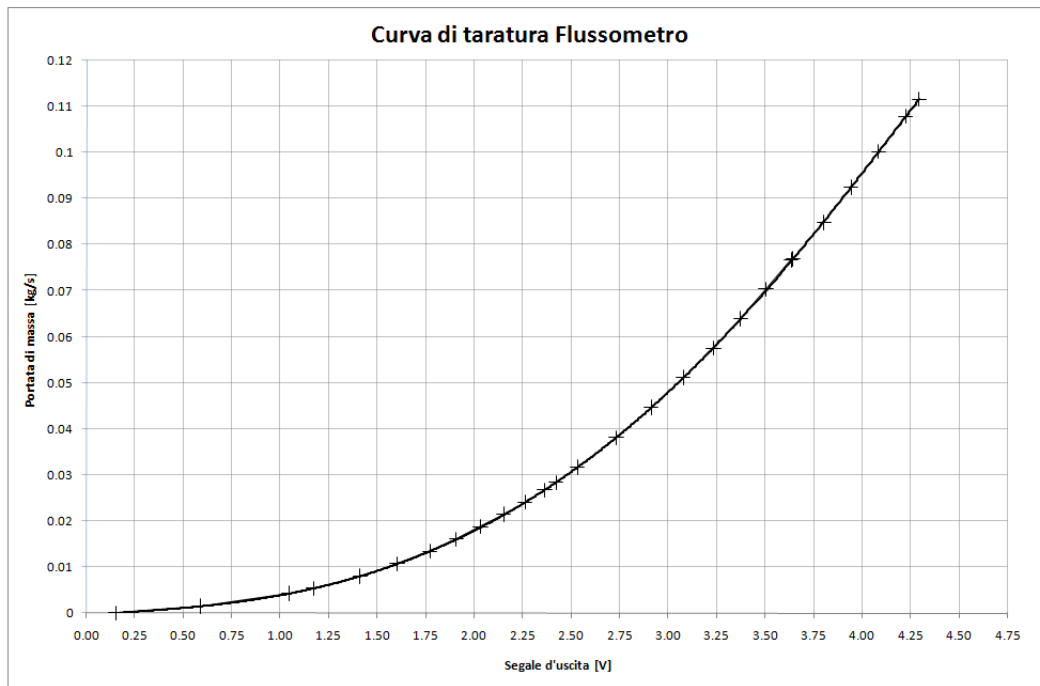
$$\dot{m} = \left[ \frac{R * i^2}{C' * A * (T_{film} - T_{aria})} \right]^{1/n}$$

Abbiamo già detto come  $R$ ,  $A$  e  $T_{film}$  siano costanti, di conseguenza inglobando tutte le costanti in un' unica costante  $C''$  , funzione della  $T_{aria}$ , abbiamo :

$$\dot{m} = C'' * i^{2/n}$$

Ecco che si vede bene come la corrente  $i$  necessaria a mantenere il film ad una temperatura costante sia una misura della portata d'aria , per una certa  $T_{aria}$ . Il segnale in uscita dallo strumento è la differenza di potenziale ai capi della resistenza  $R$  su cui passa la corrente  $i$  e varia da 0 a 5 Volt , per portate di massa che vanno da 0 a 0,12 kg/s circa.

Di seguito si riportano la curva di taratura dello strumento (fig. 3.1), per la descrizione della procedura con cui sono stati ottenuti si rimanda a [12].



**Fig. 3.1** Curva di taratura flussometro.

La curva in figura è stata ottenuta interpolando i dati sperimentali con una polinomiale di 6° grado ai minimi quadrati, l'equazione della stessa è :

$$\dot{m}_{aria} = (-2,1698 * 10^{-5} * V^6) + (2,3581 * 10^{-4} * V^5) - (1,1541 * 10^{-3} * V^4 + 4,0426 * 10^{-3} * V^3 - 2,0468 * 10^{-3} * V^2 + 3,2652 * 10^{-3} * V - (4,4372 * 10^{-4}))$$

in cui V è il valore di voltaggio in uscita dallo strumento.

In [ 12] è stato anche verificato come la misura della portata d'aria sia poco sensibile alla variazione della temperatura dell'aria ambiente.

### 3.1.2 Modalità di utilizzo

Il motivo per cui si è deciso di utilizzare questo strumento è quello di poter avere un ulteriore dato sulla dosatura a cui sta operando il motore, da confrontare con quelli forniti dalle sonde lambda lineari allo scarico, in maniera da avere una ridondanza delle misure per evitare che, in caso di malfunzionamento delle sonde, il motore si trovi a funzionare a dosature pericolose per la sua integrità.

Di seguito vengono riportati i passaggi per ottenere un valore di dosatura utilizzando l'informazione sulla portata d'aria:

- In base al valore (Volt) in uscita dal flussometro , tramite la curva caratteristica è possibile ricavare la portata d'aria  $\dot{m}_{aria}$  in kg/s aspirata dal motore.

- Nell'ipotesi che la carica si distribuisca in maniera omogenea nei 4 cilindri, dividendo la portata d'aria calcolata al punto precedente per 4 si ottiene la portata d'aria aspirata dal singolo cilindro  $\dot{m}_{aria\ 1\ cil}$ .

- Dal valore di rpm corrispondente all'istante a cui si riferisce il valore in uscita dal debimetro, è possibile ricavare la durata in secondi di 1 giro dell'albero:

$$t_{1\ giro} = \frac{60}{rpm} \quad [s]$$

a questo la durata di 1 ciclo motore:

$$t_{1\ ciclo} = 2 * t_{1\ giro} \quad [s]$$

(essendo 4 tempi 1 ciclo è pari a 2 giri di albero motore).

- Moltiplicando la portata d'aria aspirata dal singolo cilindro [kg/s] per la durata di 1 ciclo [s] si ottiene la massa d'aria aspirata dal singolo cilindro A [kg]:

$$A = \dot{m}_{aria\ 1\ cil} * t_{1\ ciclo} \quad [kg]$$

- Gli iniettori Bosch 0 280 155 816 hanno una portata volumica dichiarata di 154  $cm^3/min$  per una pressione nel circuito della benzina di 3 bar, considerando la massa volumica della benzina pari a 720  $kg/m^3$  a 15° C si è ricavata una portata di massa di 0,001848 kg/s.

La dilatazione termica nei liquidi è descritta dalla relazione:

$$\Delta V = K * V_0 * \Delta T$$

con  $\Delta V$  = variazione di volume rispetto alle condizioni di riferimento;

$K$  = costante di dilatazione termica,

che per benzina verde assume il valore di  $900 * 10^{-6} [K^{-1}]$ ;

$\Delta T$  = differenza di temperatura tra la condizione di esercizio e quella di riferimento;

Noto che la massa volumica è la massa espressa in kg che occupa il volume di 1  $m^3$ , siccome la massa all'interno del serbatoio è costante, la variazione di massa volumica a causa della temperatura sarà l'inverso della variazione di volume

t [°C]	$\Delta T$	$\Delta V$	$\Delta$ massa volumica	massa volumica corretta	variazione % massa volumica
5	-10	-6.48	-0.15432	719.8457	-0.02%
6	-9	-5.832	-0.17147	719.8285	-0.02%
7	-8	-5.184	-0.1929	719.8071	-0.03%
8	-7	-4.536	-0.22046	719.7795	-0.03%
9	-6	-3.888	-0.2572	719.7428	-0.04%
10	-5	-3.24	-0.30864	719.6914	-0.04%
11	-4	-2.592	-0.3858	719.6142	-0.05%
12	-3	-1.944	-0.5144	719.4856	-0.07%
13	-2	-1.296	-0.7716	719.2284	-0.11%
14	-1	-0.648	-1.54321	718.4568	-0.21%
15	0	0	0	720	0.00%
16	1	0.648	1.54321	721.5432	0.21%
17	2	1.296	0.771605	720.7716	0.11%
18	3	1.944	0.514403	720.5144	0.07%
19	4	2.592	0.385802	720.3858	0.05%
20	5	3.24	0.308642	720.3086	0.04%
21	6	3.888	0.257202	720.2572	0.04%
22	7	4.536	0.220459	720.2205	0.03%
23	8	5.184	0.192901	720.1929	0.03%
24	9	5.832	0.171468	720.1715	0.02%
25	10	6.48	0.154321	720.1543	0.02%
26	11	7.128	0.140292	720.1403	0.02%
27	12	7.776	0.128601	720.1286	0.02%
28	13	8.424	0.118708	720.1187	0.02%
29	14	9.072	0.110229	720.1102	0.02%
30	15	9.72	0.102881	720.1029	0.01%
31	16	10.368	0.096451	720.0965	0.01%
32	17	11.016	0.090777	720.0908	0.01%
33	18	11.664	0.085734	720.0857	0.01%

**Tab. 3.1** *Variazione % della massa volumica della benzina al variare della temperatura (15°C condizione di riferimento).*

Dalla tabella 3.1 si nota come l'influenza della temperatura sulla massa volumica sia trascurabile e quindi come l'ipotesi di considerarla costante pari a 720 kg/m<sup>3</sup> non comporti errori sensibili sul calcolo della dosatura.

- Noto il tempo di apertura degli iniettori  $t_{in}$  [ms] nell'istante in analisi (uguale per ciascun iniettore) e moltiplicandolo per la portata di massa calcolata al punto precedente [kg/ms] si ricava la massa di combustibile F iniettata [kg]:

$$F = t_{in} * \dot{m}_f \quad [\text{kg}]$$

- Note le masse di aria e combustibile si ricava immediatamente il valore di A/F, dividendolo per il valore di A/F stechiometrico si ottiene  $\lambda$ :

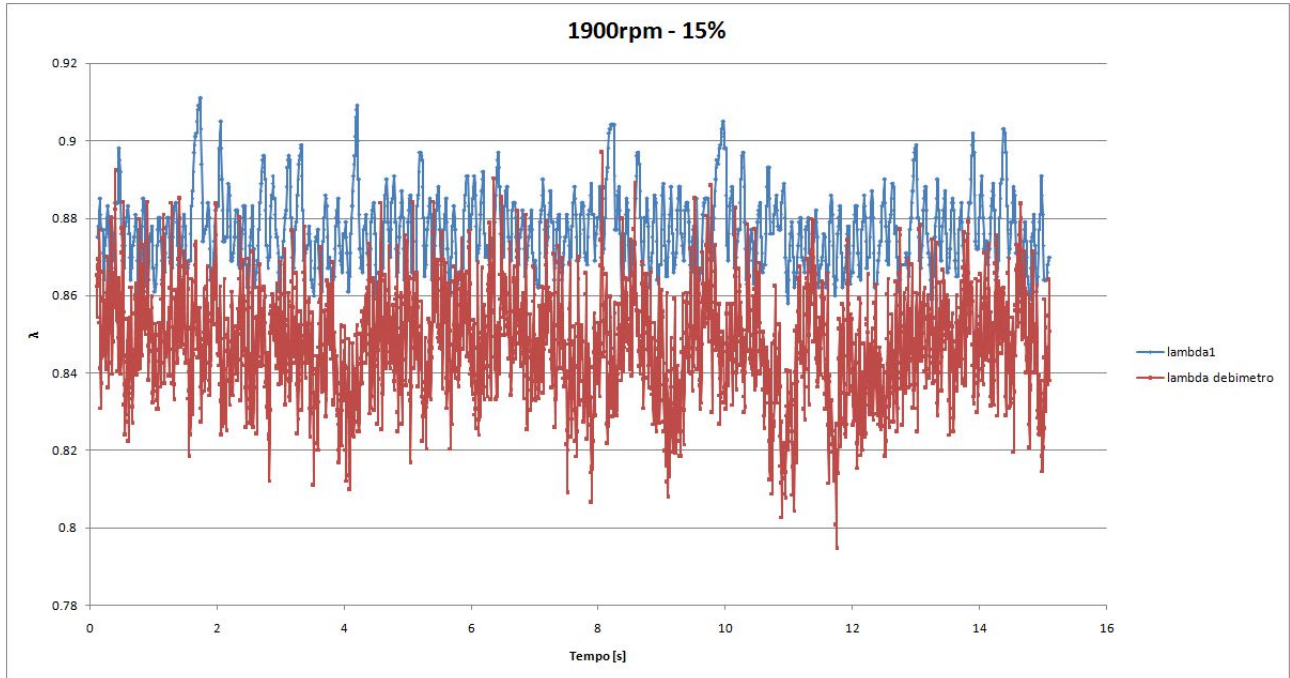
$$\frac{A/F}{A/F_{st}} = \frac{A/F}{14,7} = \lambda$$

Si è notato che , per ciascun punto di funzionamento del motore (rpm fissati e posizione della valvola a farfalla fissata) il valore medio aritmetico della dosatura calcolata in questo modo con l'ausilio del flussimetro è molto vicino a quello che si ricava dal segnale della sonda lambda a monte del catalizzatore, infatti si è trovata la variazione massima tra questi valori medi è del 4,4%.

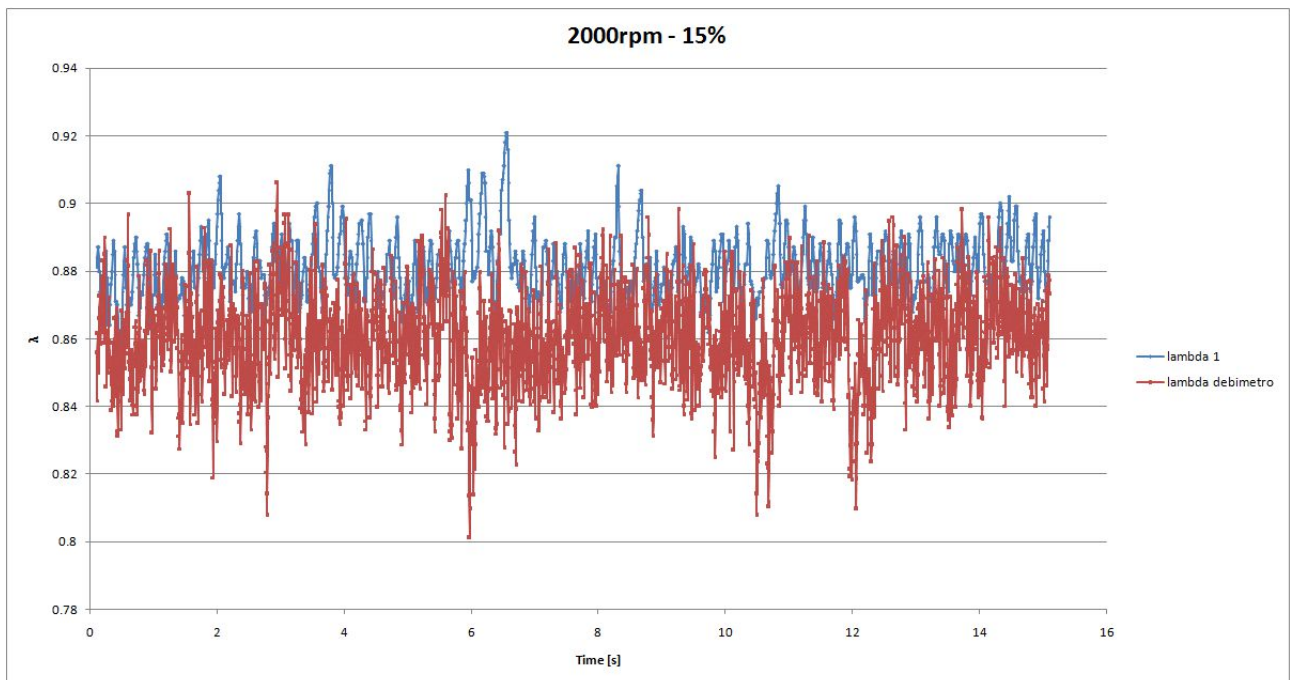
punto di funzionamento motore [rpm- apertura valvola]	valore medio lambda monte catalizzatore	valore medio lambda flussimetro	variazione %
1900 - 15%	0,878	0,85	3,3%
2000 - 15%	0,88	0,86	2,3%
2500 - 15%	0,89	0,88	1,0%
2700 - 15%	0,89	0,852	4,4%
1900 - 20%	0,90	0,90	0,0%
2000 - 20%	0,89	0,90	-1,1%
2500 - 20%	0,90	0,93	-3,2%
2700 - 20%	0,89	0,91	-2,1%
1900 - 25%	0,88	0,89	-1,1%
2000 - 25%	0,896	0,91	-1,5%
2500 - 25%	0,903	0,938	-3,7%
2700 - 25%	0,89	0,92	-3,2%
1900 - 30%	0,90	0,91	-1,0%
2000 - 30%	0,90	0,92	-2,1%
2500 - 30%	0,90	0,93	-3,2%
2700 - 30%	0,898	0,94	-4,4%

**Tab. 3.2** Valori medi della lambda a monte del catalizzatore e della lambda calcolata con il segnale in uscita dal flussimetro, variazione percentuale tra tali valori, per ogni condizione operativa della prova.

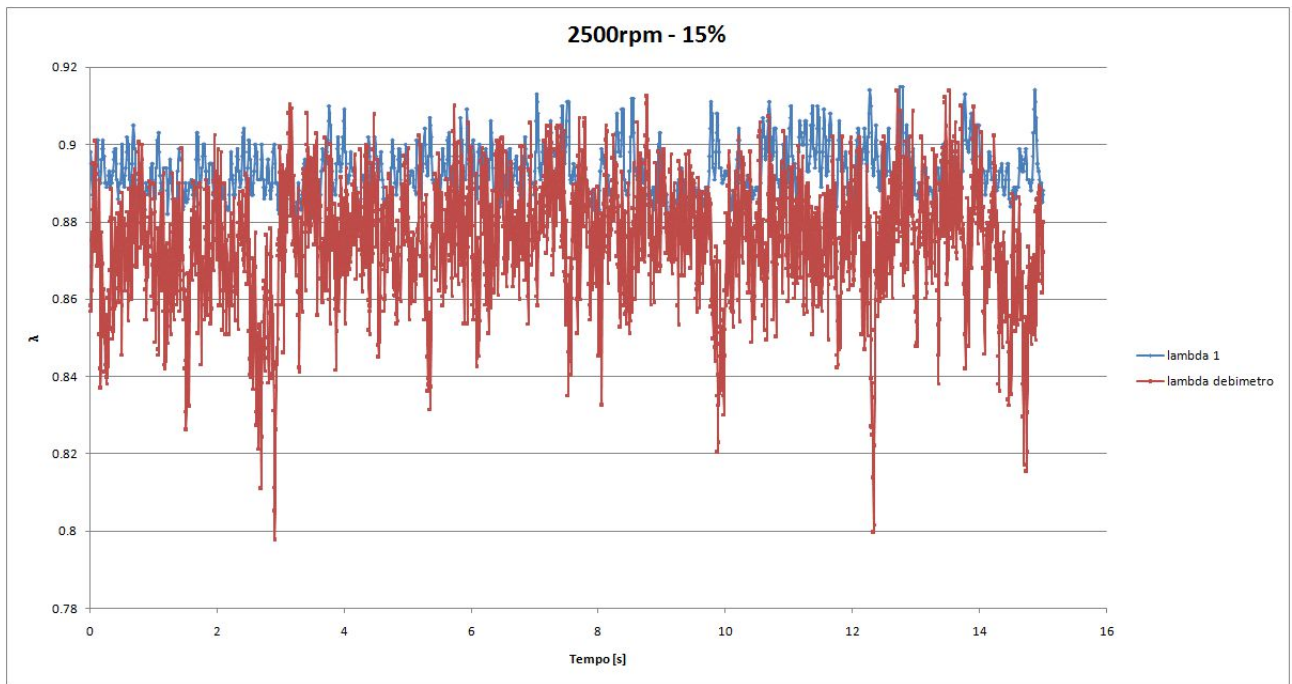
Di seguito si riportano gli andamenti nel tempo di lambda a monte catalizzatore (lambda 1) e lambda calcolata con il segnale di portata d'aria (lambda debimetro), per i punti di funzionamento analizzati; i segnali sono stati campionati a 200 Hz.



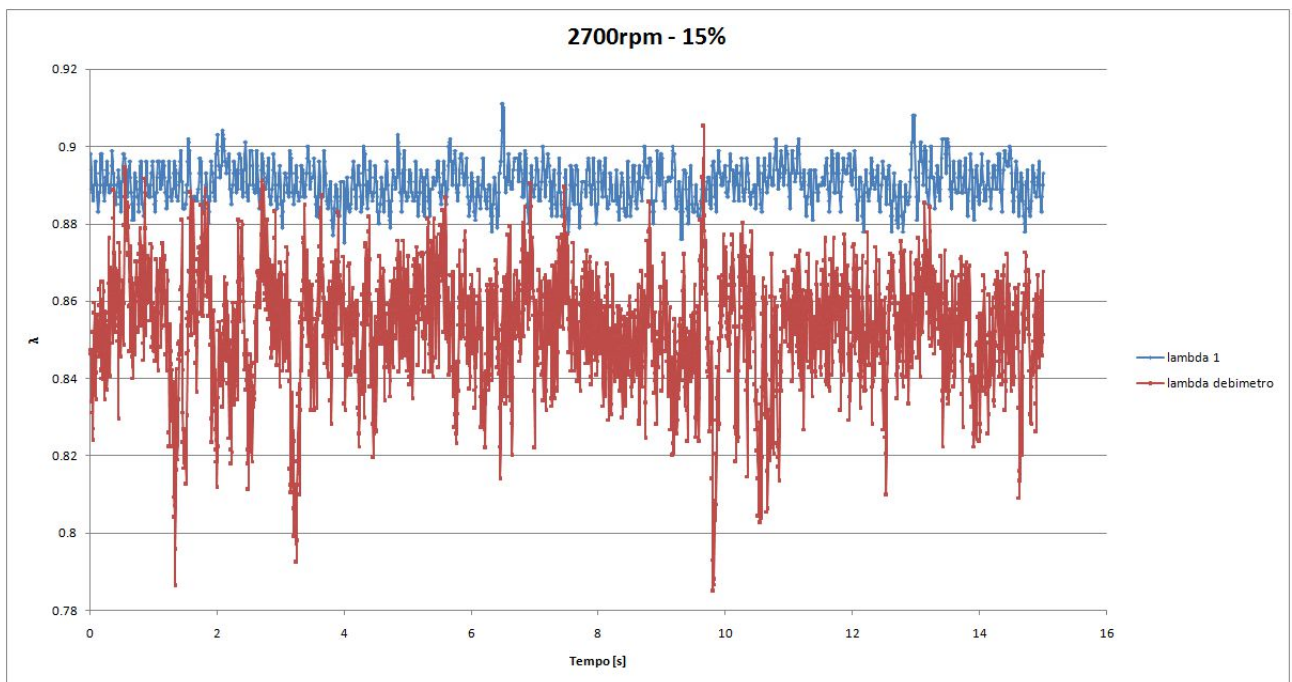
**Fig. 3.2** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 1900 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



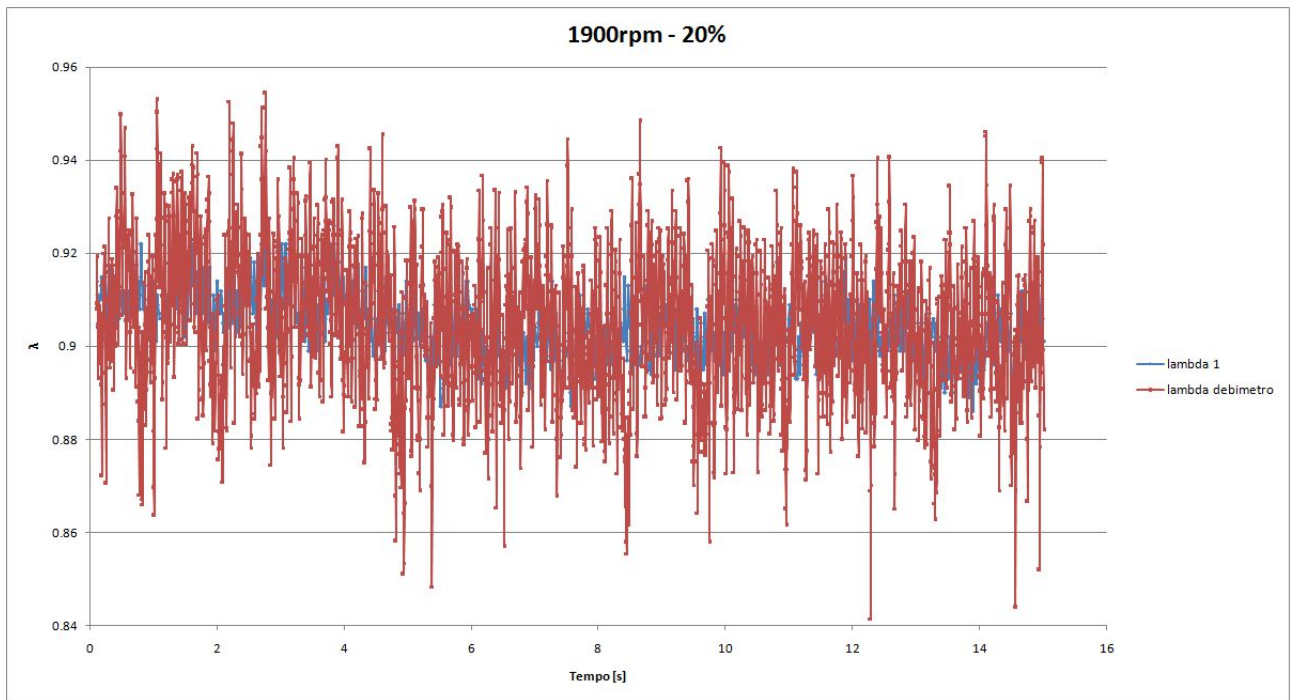
**Fig. 3.3** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2000 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



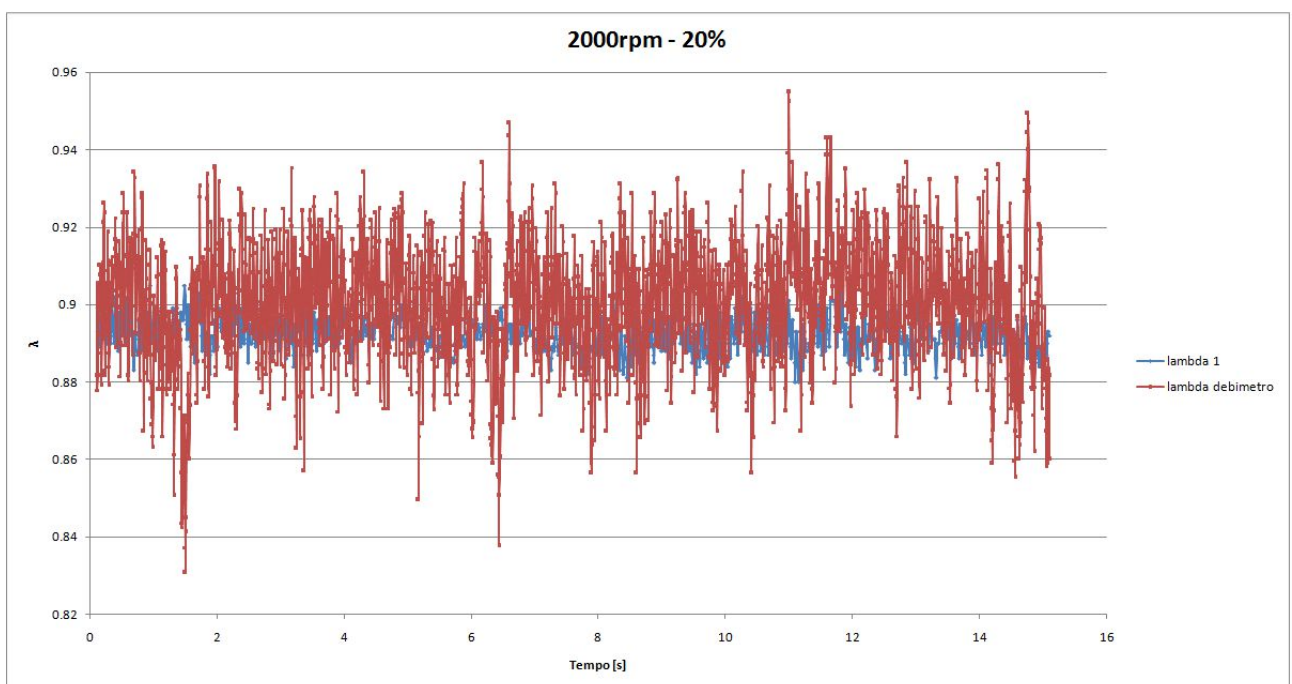
**Fig. 3.4** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2500 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



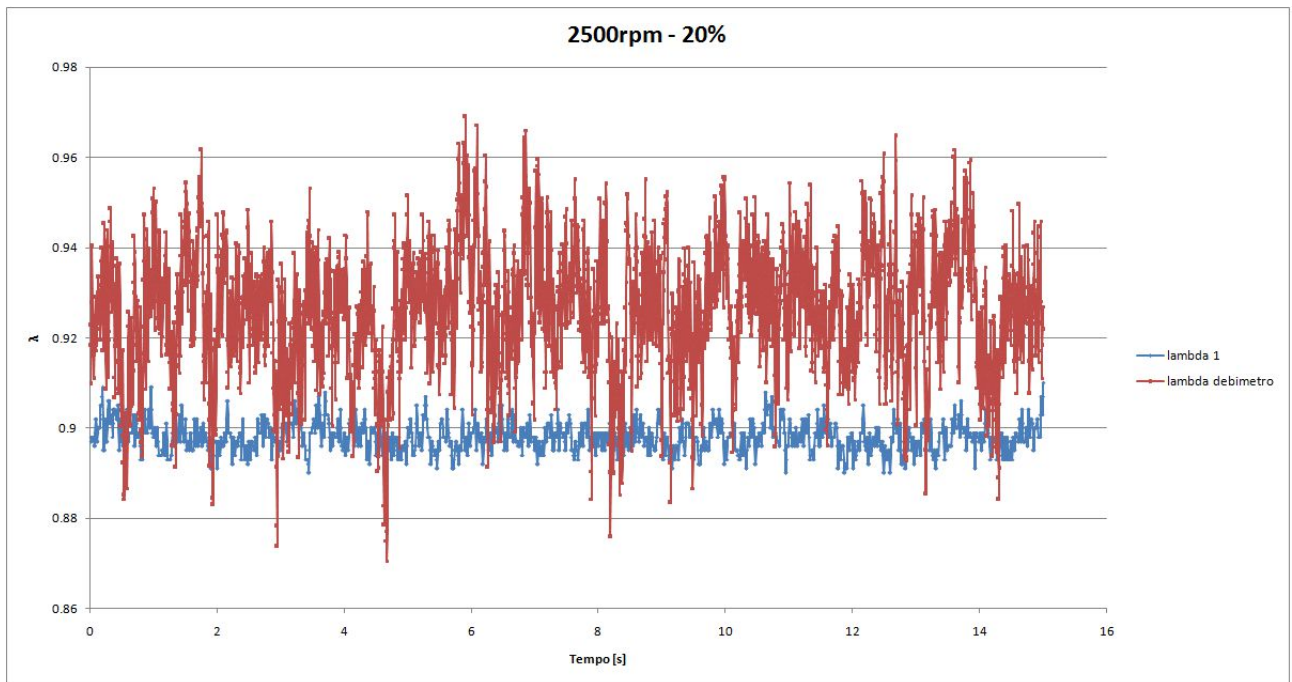
**Fig. 3.5** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2700 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



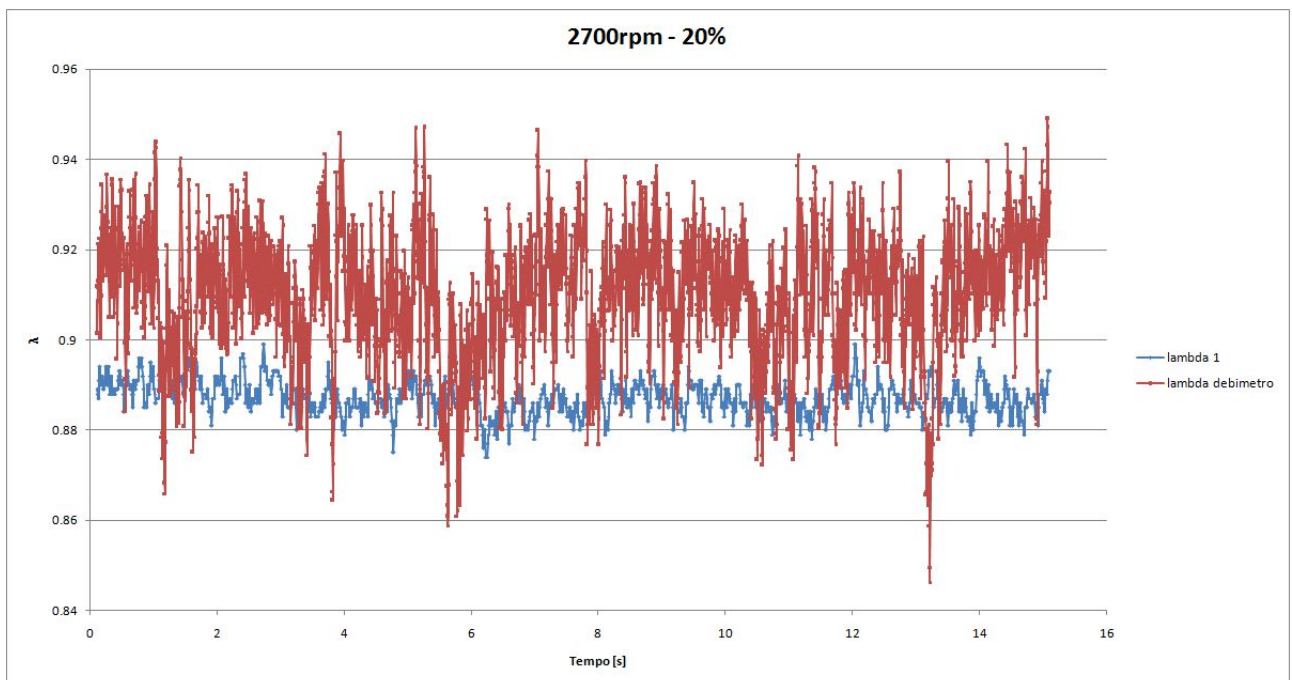
**Fig. 3.6** *Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 1900 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.*



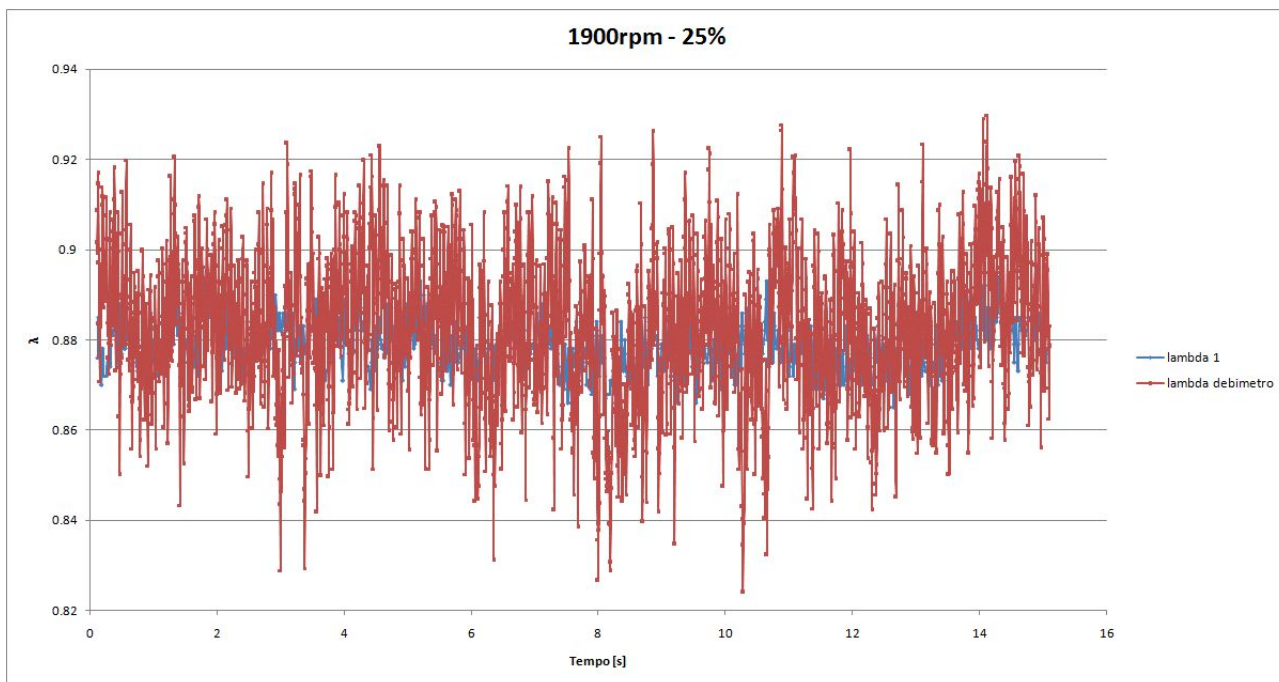
**Fig. 3.7** *Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2000 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.*



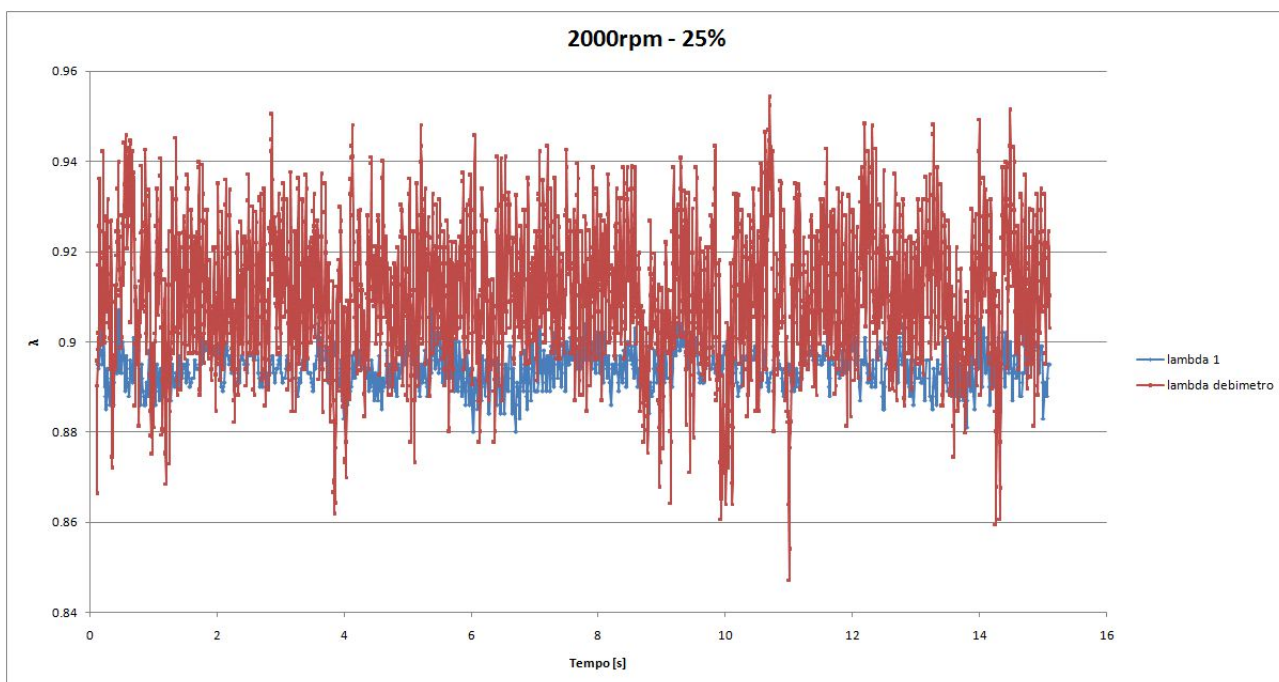
**Fig. 3.8** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2500 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



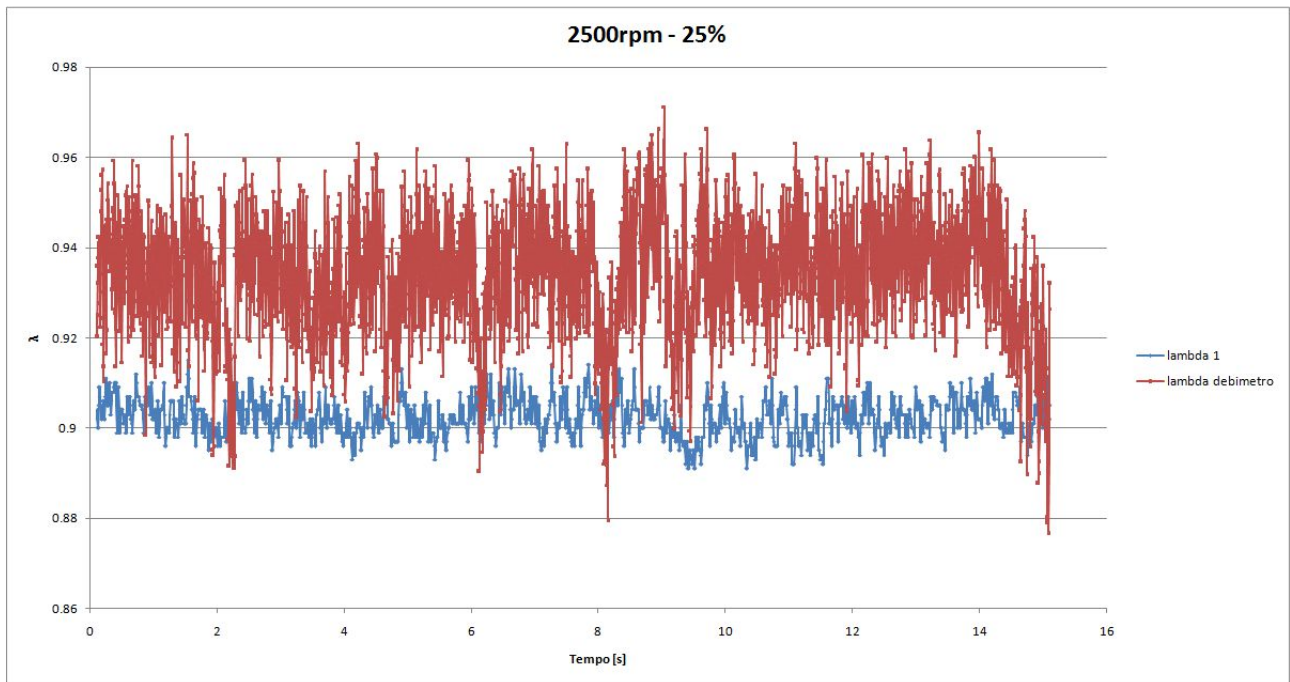
**Fig. 3.9** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2700 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



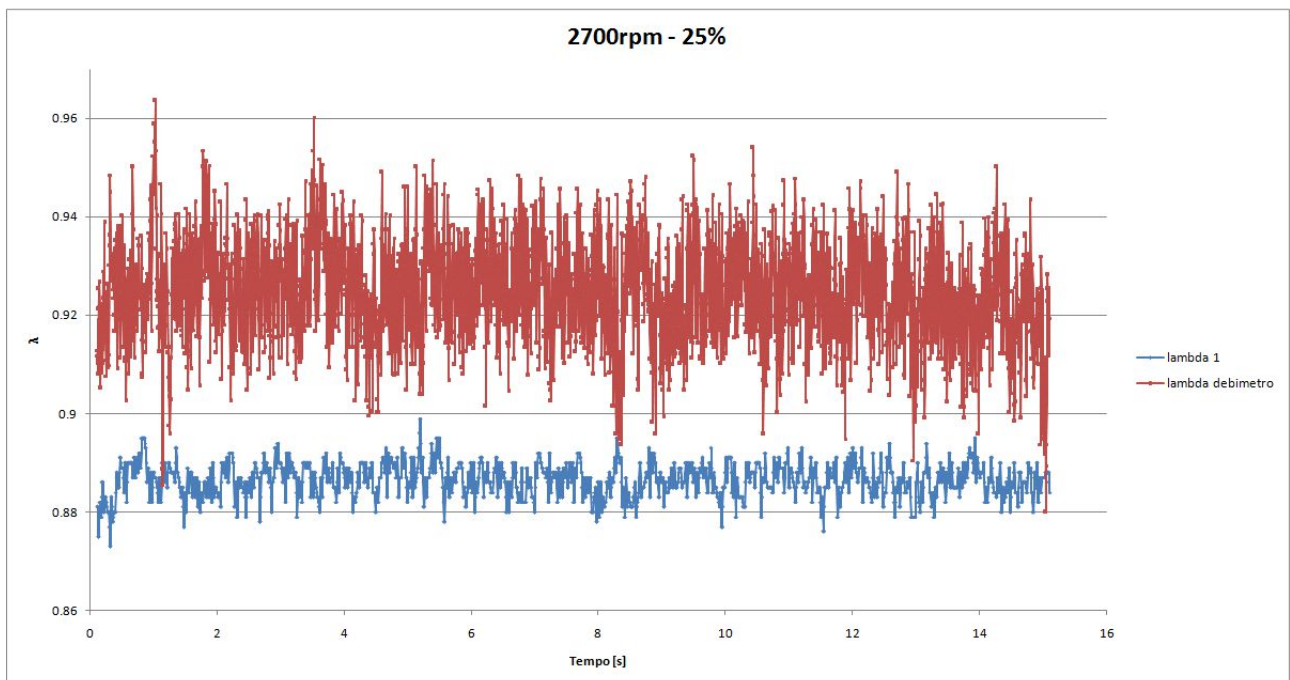
**Fig. 3.10** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 1900 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



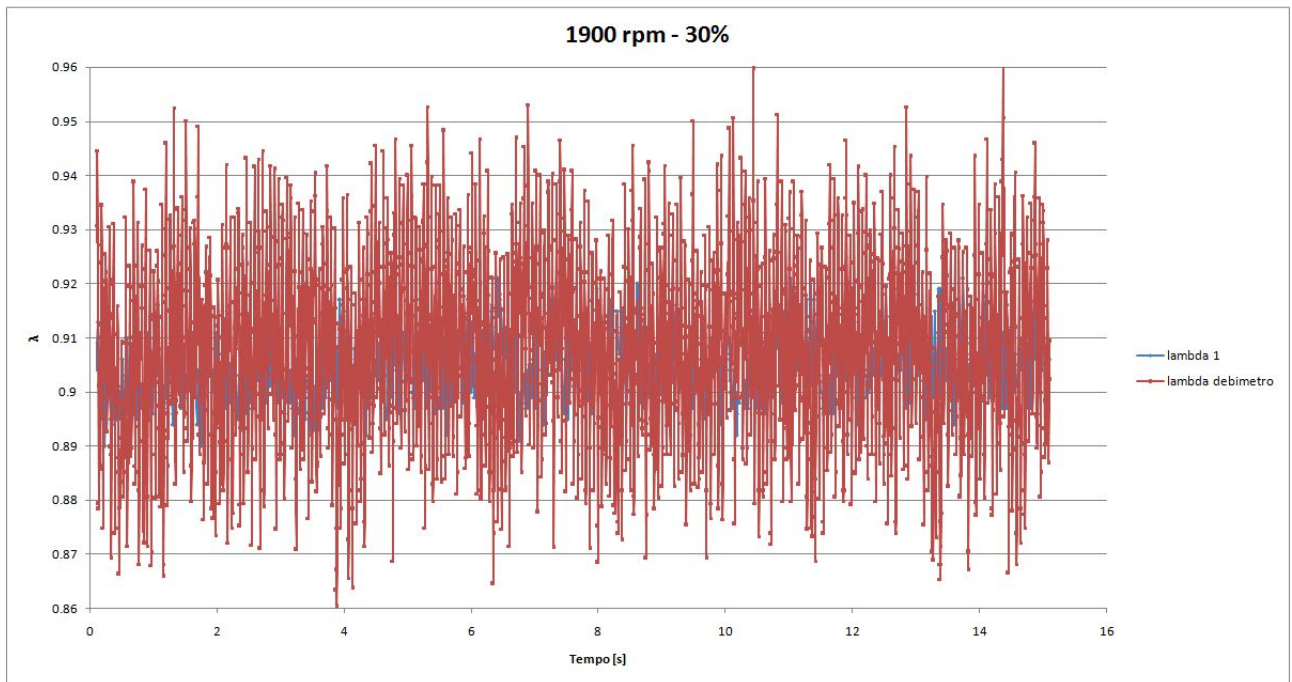
**Fig. 3.11** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2000 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



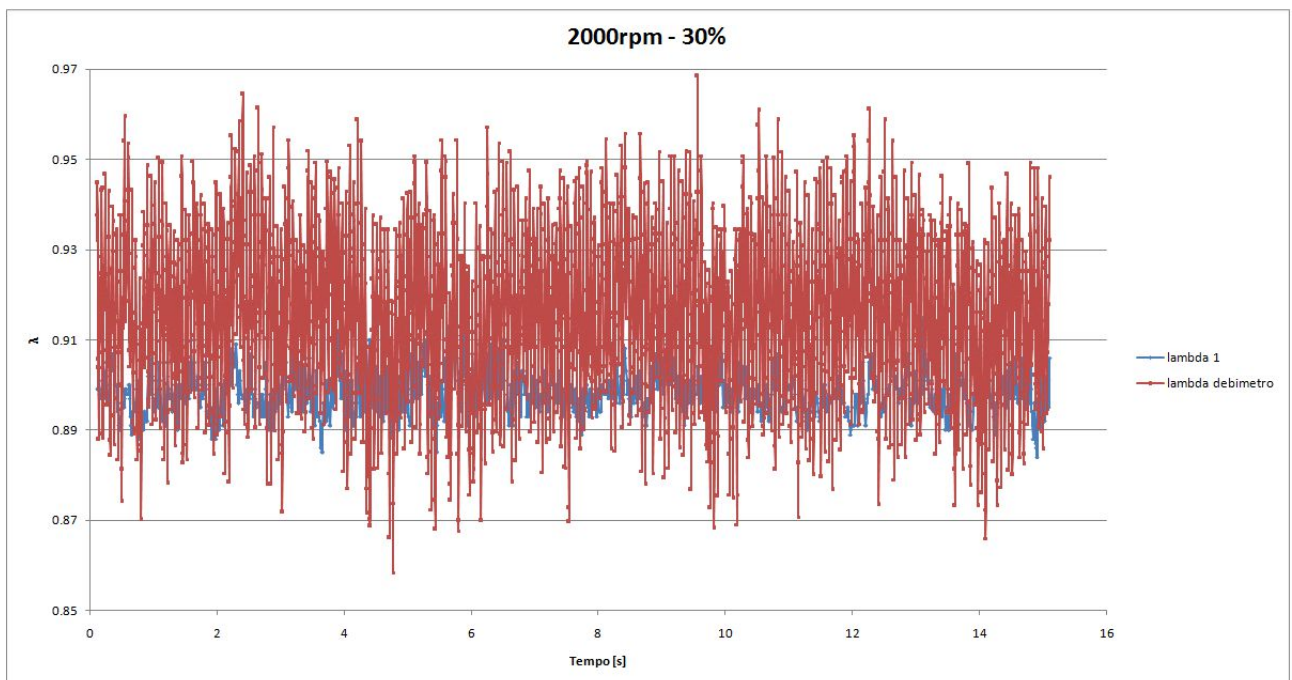
**Fig. 3.12** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2500 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



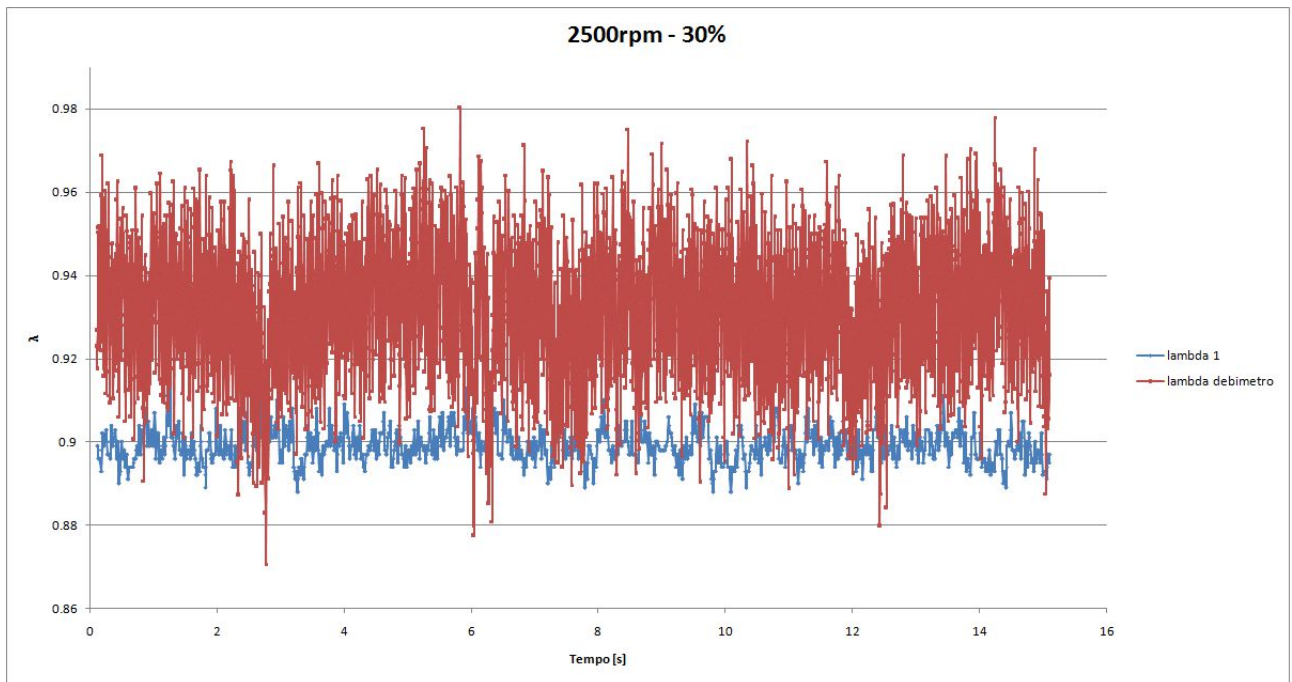
**Fig. 3.13** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2700 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



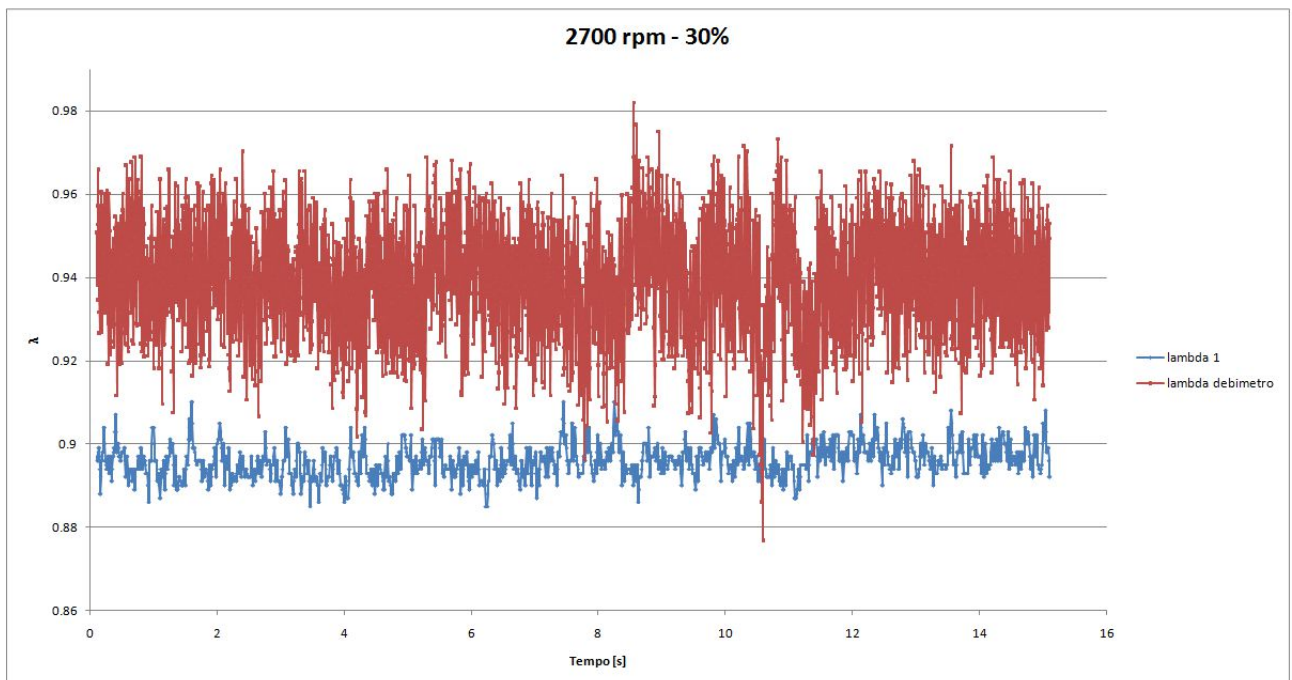
**Fig. 3.14** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 1900 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.15** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2000 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.16** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2500 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.17** Andamento nel tempo di lambda a monte catalizzatore e lambda calcolata con l'ausilio del debimetro, a 2700 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.

### 3.1.3 Analisi del segnale

Nonostante al valor medio della dosatura calcolata con la portata indicata dal flussimetro corrisponda, con buona approssimazione, il valore medio della dosatura registrata dalla sonda lambda allo scarico, il segnale in uscita dallo strumento risulta molto rumoroso e la dosatura che ne deriva può subire scostamenti importanti dal valor medio. Si è quindi indagato quali fossero le cause di questa rumorosità nel segnale procedendo ad un'analisi in frequenza; a questo scopo ci si è serviti di Microsoft Excel per effettuare l'FFT (Fast Fourier Transform).

Per passare dal dominio del tempo a quello della frequenza è necessario far riferimento alla trasformata di Fourier e per capire tali concetti è bene introdurre la Serie di Fourier.

Requisito fondamentale per poter calcolare la Serie di Fourier di una funzione è che quest'ultima rispetti le condizioni di Dirichlet, cioè la funzione deve essere periodica ad un valore ed in ogni periodo T deve presentare al massimo un numero finito di discontinuità finite, massimi o minimi.

Sotto queste ipotesi vale la seguente definizione di Serie di Fourier:

$$g(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n * \cos(n\omega t) + b_n * \sin(n\omega t)$$

con  $\omega$  pulsazione naturale definita come :  $\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi * f$ .

La formula della Serie di Fourier indica la possibilità di descrivere una funzione periodica mediante un termine costante ed un numero teoricamente infinito di coefficienti associati a sinusoidi e cosinusoidi a frequenze via via crescenti. Le informazioni sul contenuto in frequenza sono quindi esplicitate dai coefficienti  $a_n$  e  $b_n$ , per trovare tali coefficienti si utilizzano le seguenti formule:

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) * \cos(n\omega t) * dt \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) * \sin(n\omega t) * dt \quad (n = 1, 2, 3, \dots)$$

Facendo ricorso alle formule di Eulero si possono scrivere la serie di Fourier e i coefficienti in forma complessa:

$$g(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} G_n * e^{in\omega t}$$

$$G_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) * e^{-in\omega t} * dt$$

Nei casi reali l'ipotesi di periodicità del segnale non è sempre verificata, di conseguenza per ovviare a questo problema si può immaginare un generico segnale, o una parte di esso, come parte di un segnale periodico con periodo che tende all'infinito. Questo equivale a passare al limite della serie di Fourier, ossia ponendo :

$$\omega = n\omega_0 \text{ e } \omega_0 = \Delta\omega$$

si ricava:

$$\lim_{T \rightarrow \infty; \omega_0 \rightarrow 0} [g(t)]$$

$$\lim_{T \rightarrow \infty; \omega_0 \rightarrow 0} [G_n]$$

che permettono la definizione della Trasformata diretta di Fourier:

$$G(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) * e^{-i\omega t} * dt$$

o in forma sinusoidale

$$G(i\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) * \cos(\omega t) * dt - i \int_{-\infty}^{\infty} g(t) * \sin(\omega t)$$

In generale non si ha a che fare con funzioni note analiticamente, ma con segnali ottenuti tramite campionamento, per cui si adopera la Trasformata Discreta di Fourier (DFT). Si definisce quindi la frequenza sottomultipla  $f_s$  come l'inverso dell'intervallo di campionamento, in questo modo vengono scelte delle frequenze sottomultiple della frequenza di campionamento tali che, se  $n$  è il numero di campioni e  $\Delta T$  è l'intervallo di campionamento si ha:

$$f_0 = 0$$

$$f_1 = 1 * \frac{1}{T} = \frac{1}{n} * \frac{1}{\Delta T}$$

$$f_{n-1} = \frac{n-1}{n} * \frac{1}{\Delta T}$$

Se si utilizzano le frequenze sottomultiple così definite è indifferente trattare i coefficienti della serie di Fourier o la trasformata di Fourier infatti se si considera la frequenza fondamentale  $f_s$  ed  $f = nf_s$  si ottiene:

$$G_n = \frac{1}{T} \int_0^T g(t) * e^{-i2\pi n f_s t} * dt$$

$$G(nf_s) = \int_0^T g(t) * e^{-i2\pi n f_s t} * dt$$

da cui:

$$G_n = \frac{1}{T} G(nf_s)$$

Considerando la k-esima frequenza sottomultipla e ricordando che  $T = n\Delta T$ , la trasformata si può scrivere così:

$$G_k = \frac{1}{n\Delta T} \sum_{m=0}^{n-1} g(m\Delta T) e^{-i2\pi k \frac{1}{n\Delta T} m\Delta T} \Delta t$$

e sviluppando i calcoli:

$$G_k = \frac{1}{n} \sum_{m=0}^{n-1} g(m\Delta T) e^{-i \frac{2\pi k m}{n}}$$

che è la forma generale della trasformata discreta di Fourier.

Dal punto di vista numerico si nota come i calcoli da effettuare risultino onerosi se il numero di campioni considerati è molto elevato, per questo motivo viene usata la Fast Fourier Transform, nel nostro caso l'algoritmo che Excel utilizza è quello di Cooley-Tukey che permette di ottenere lo stesso risultato che si otterrebbe con la DFT ma con un tempo di calcolo molto minore.

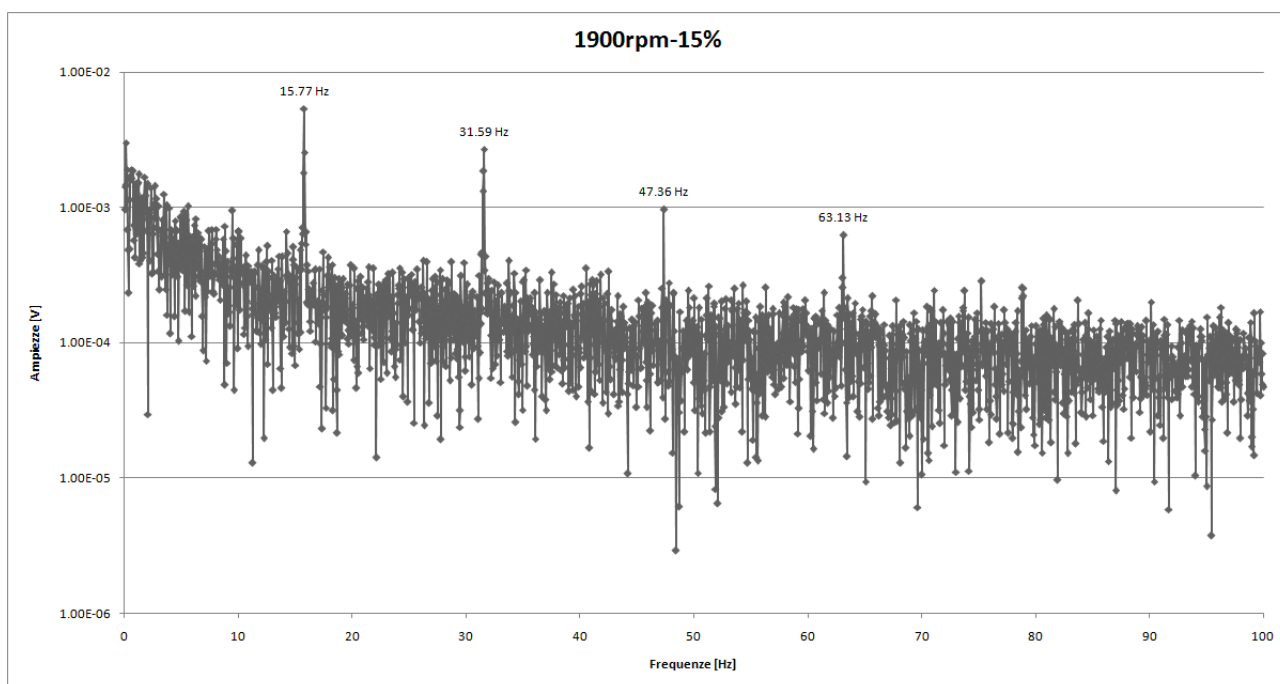
Il programma Microsoft Excel per poter effettuare questa operazione richiede in input un numero di dati che sia una potenza di 2 e pari al massimo a 4096 mentre in output restituisce i coefficienti complessi delle armoniche nel quale, secondo la trasformata di Fourier discreta, viene scomposto il segnale.

Per fare quest'analisi si è fatta una prova in cui si sono indagati i seguenti regimi di giri e aperture della valvola a farfalla:

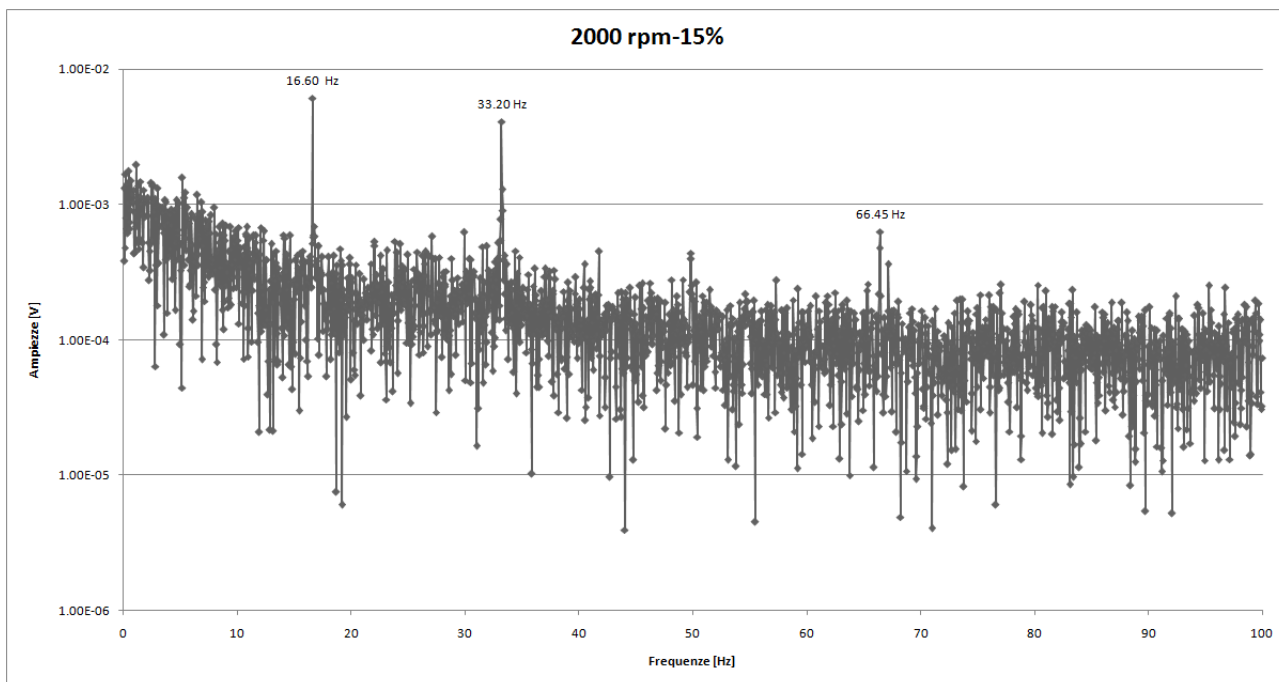
rpm	apertura valvola a farfalla
1900	15%
2000	20%
2500	25%
2700	30%

**Tab 3.3** Regimi di rotazione e aperture valvola a farfalla utilizzati nella prova.

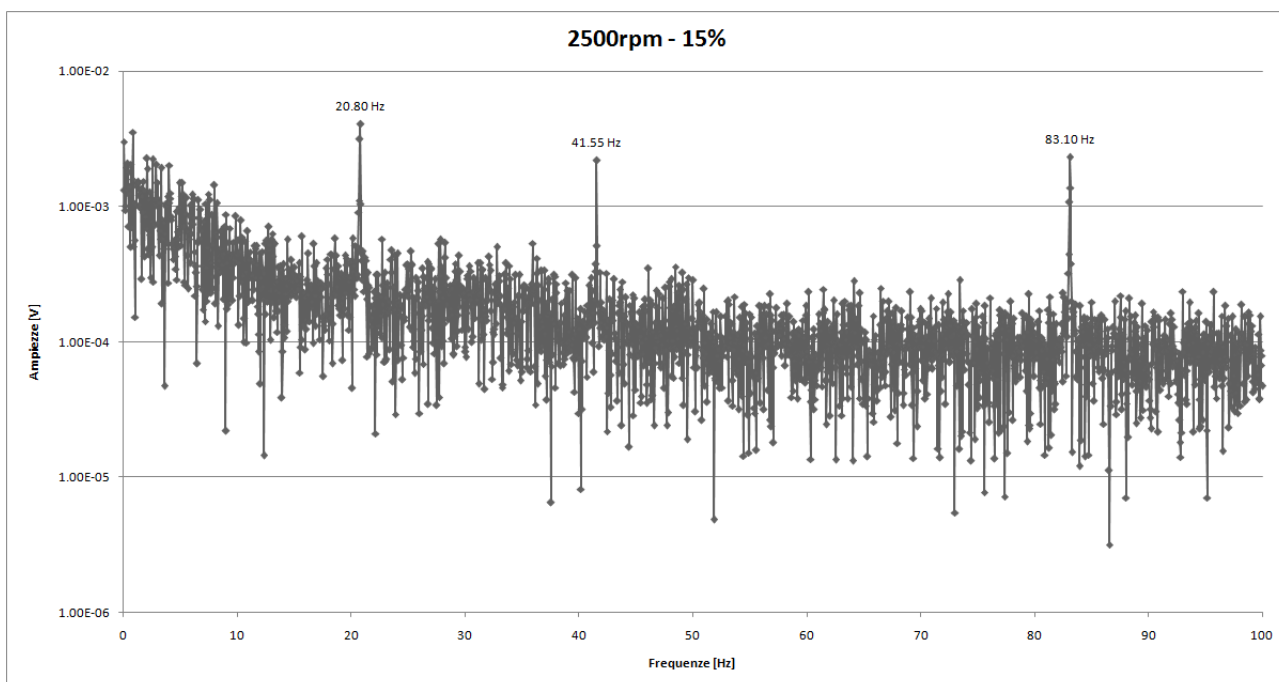
Il cablaggio utilizzato è stato quello di sviluppo, il segnale è stato acquisito ad una frequenza di 200 Hz, come risultato della FFT si sono prodotti i seguenti grafici con in ascissa le frequenze [Hz] e in ordinata le ampiezze [V] in scala logaritmica:



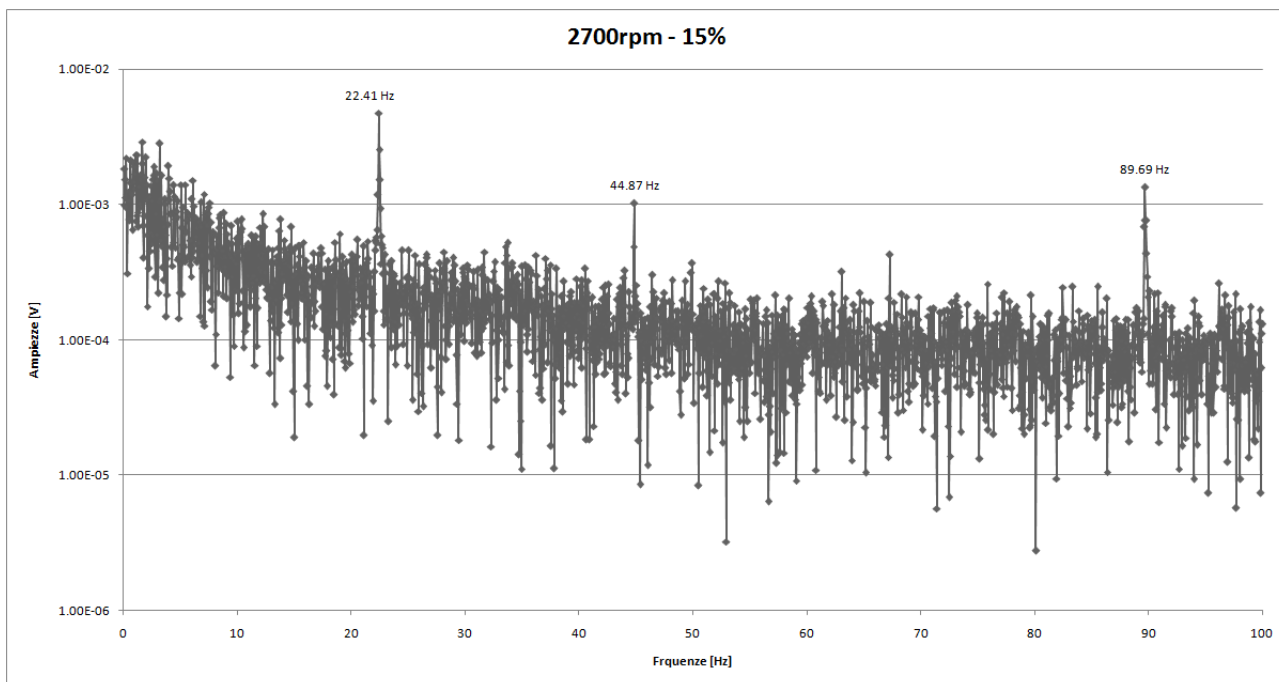
**Fig. 3.18** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 1900 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



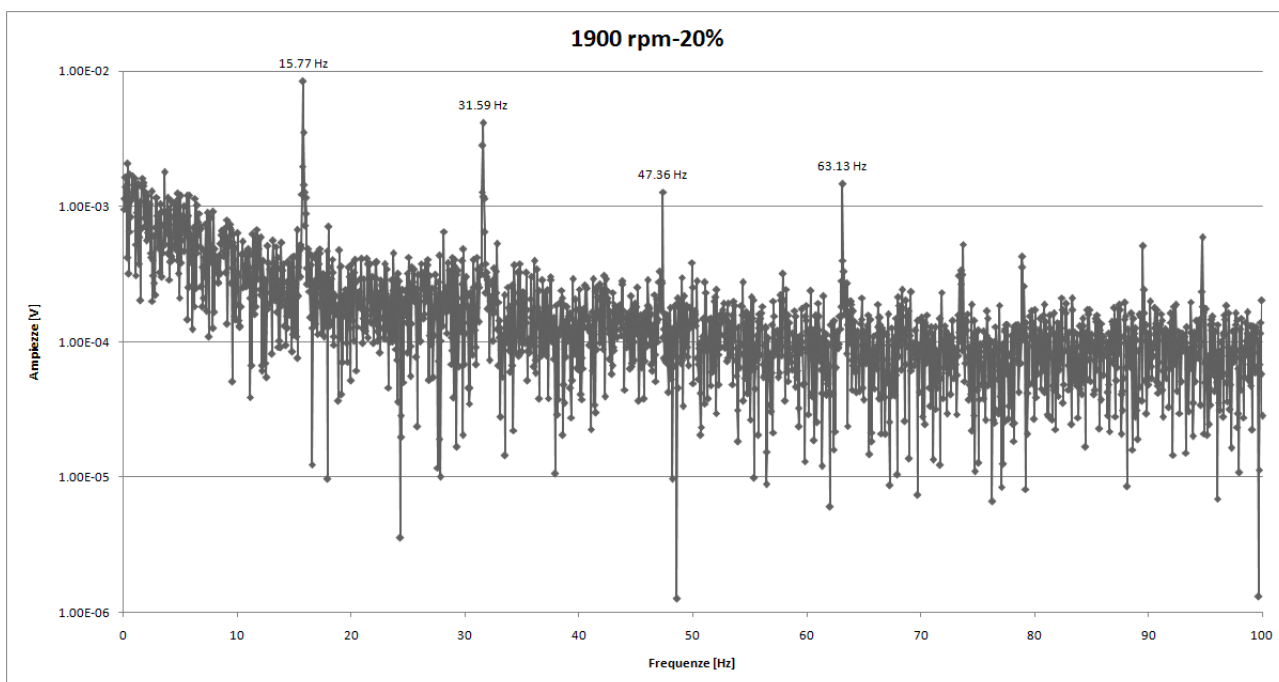
**Fig. 3.19** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2000 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



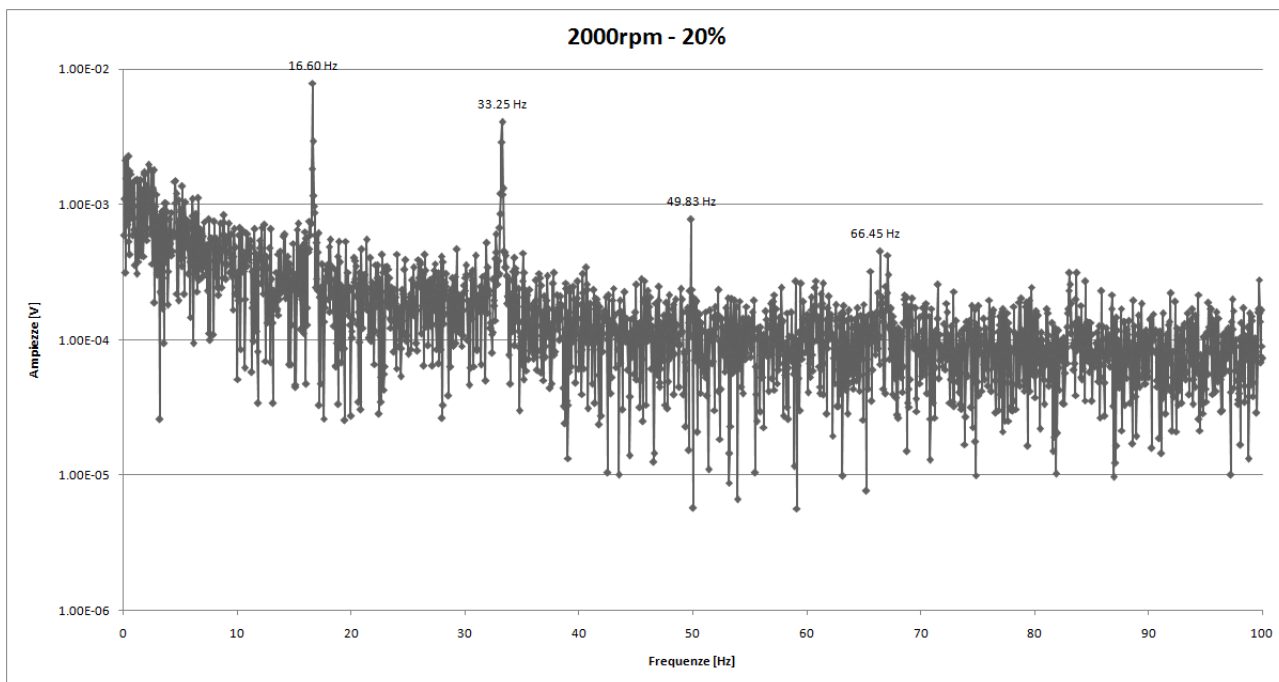
**Fig. 3.20** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2500 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



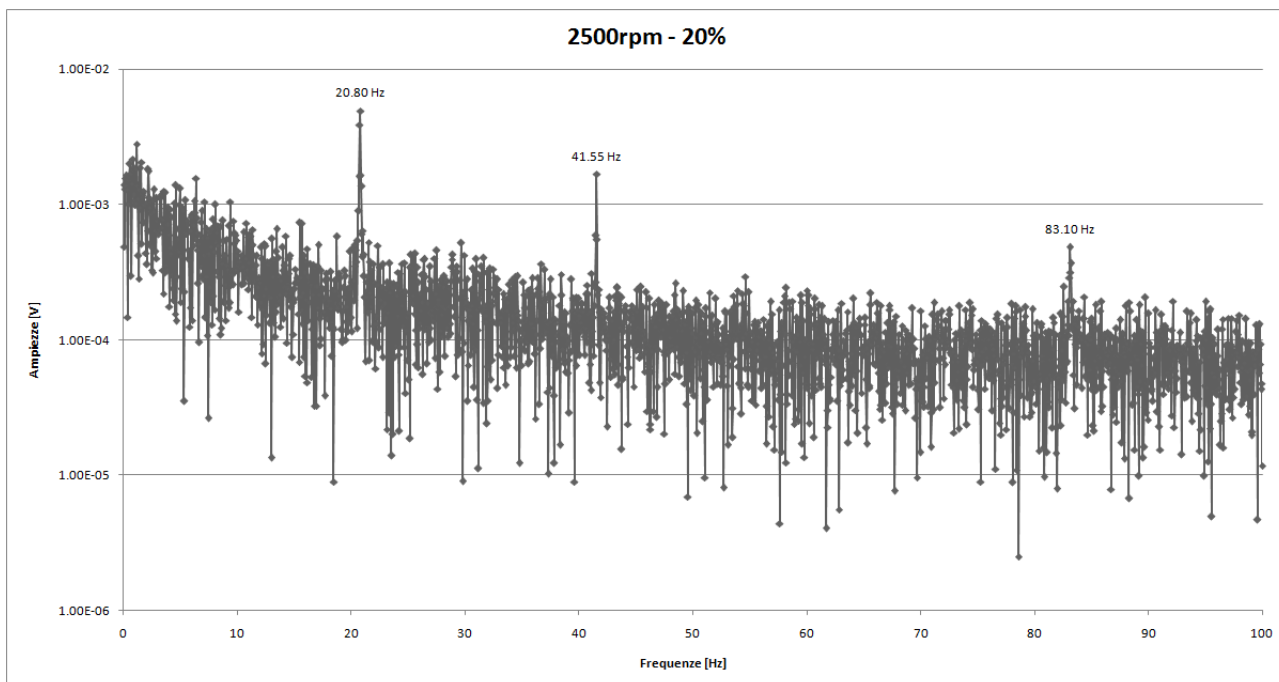
**Fig. 3.21** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2700 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



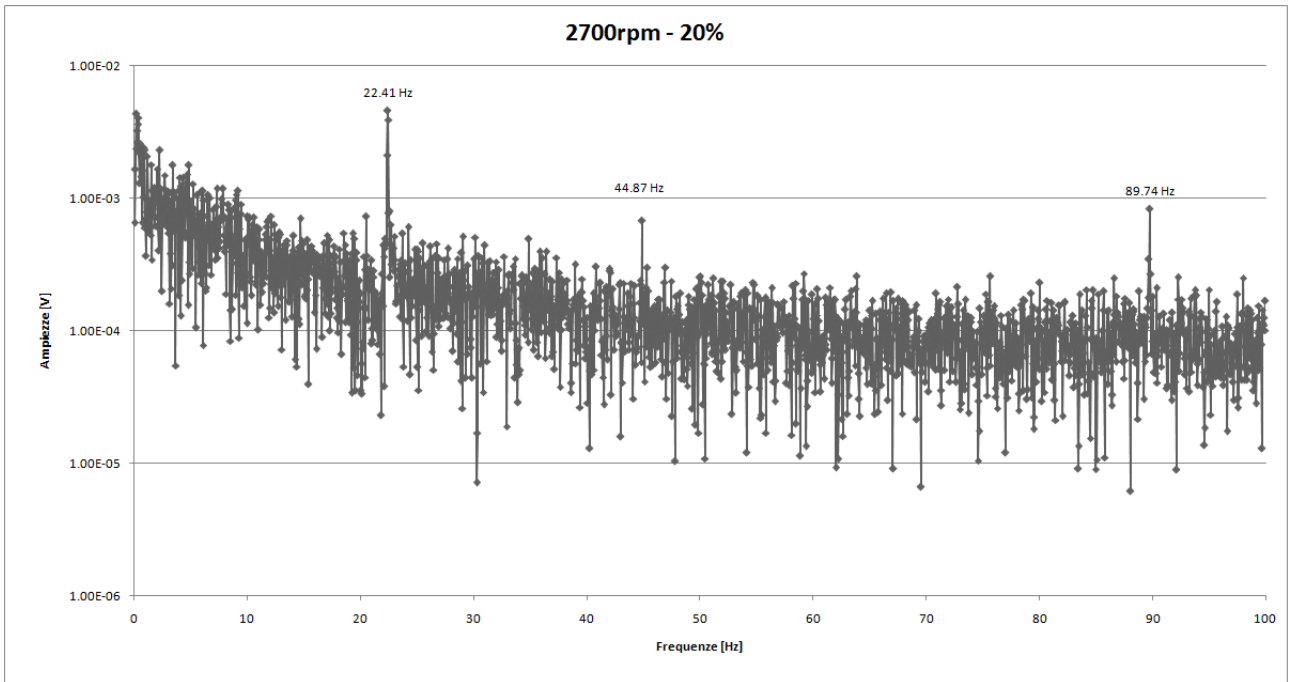
**Fig. 3.22** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 1900 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



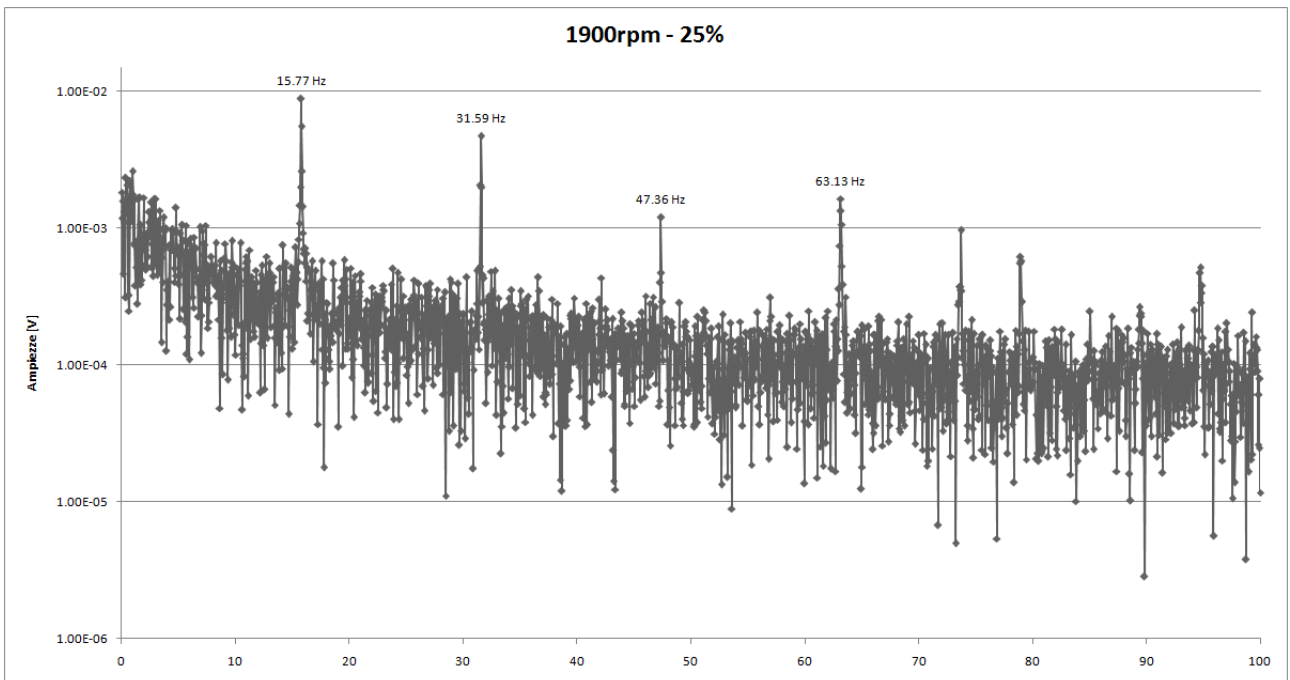
**Fig. 3.23** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2000 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



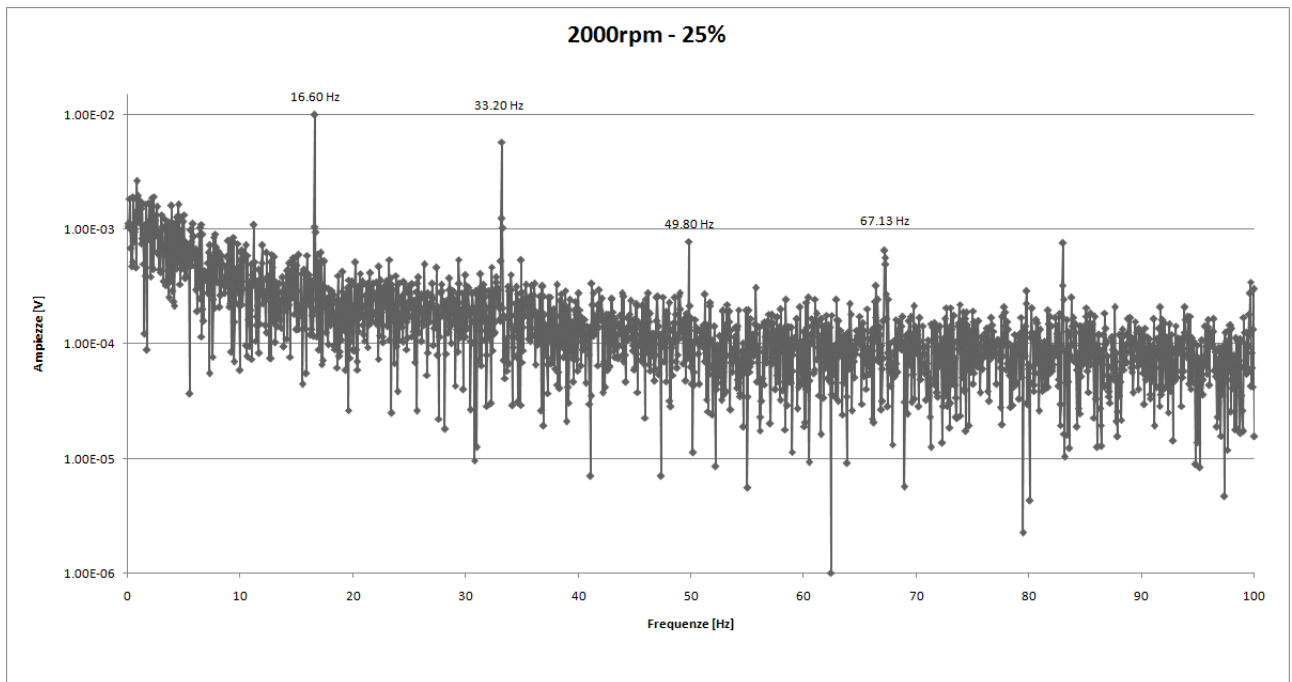
**Fig. 3.24** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2500 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



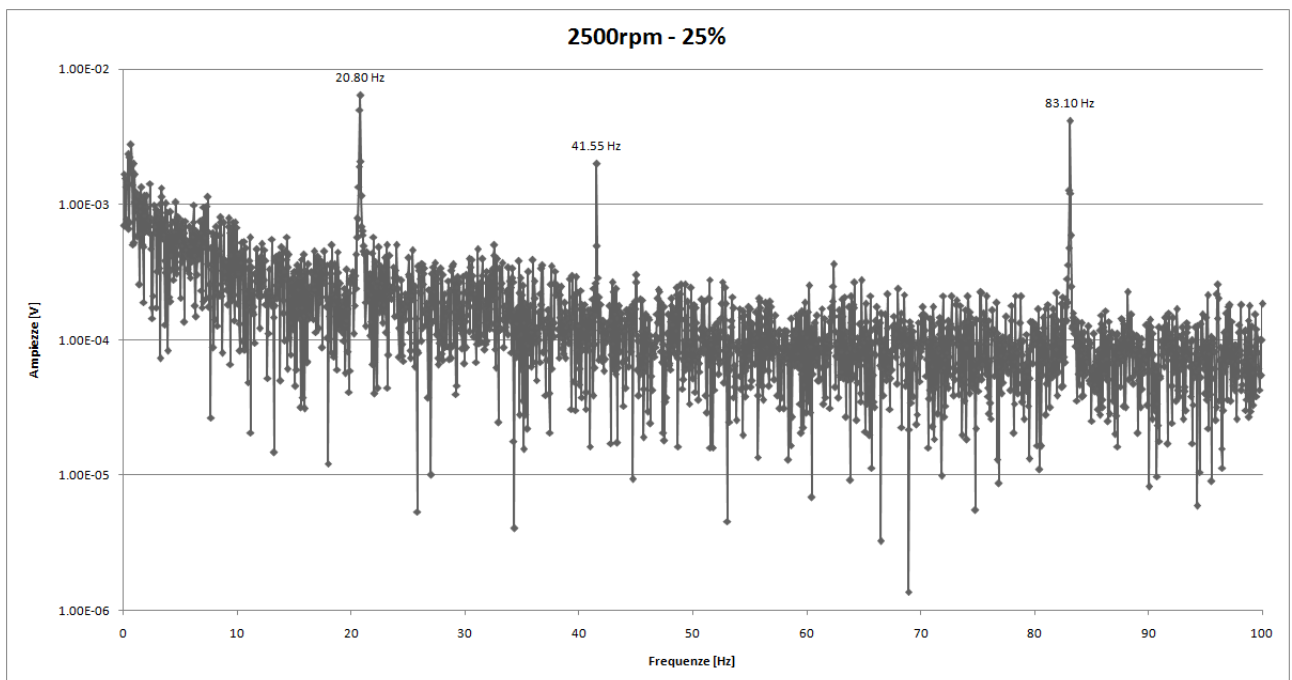
**Fig. 3.25** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2700 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



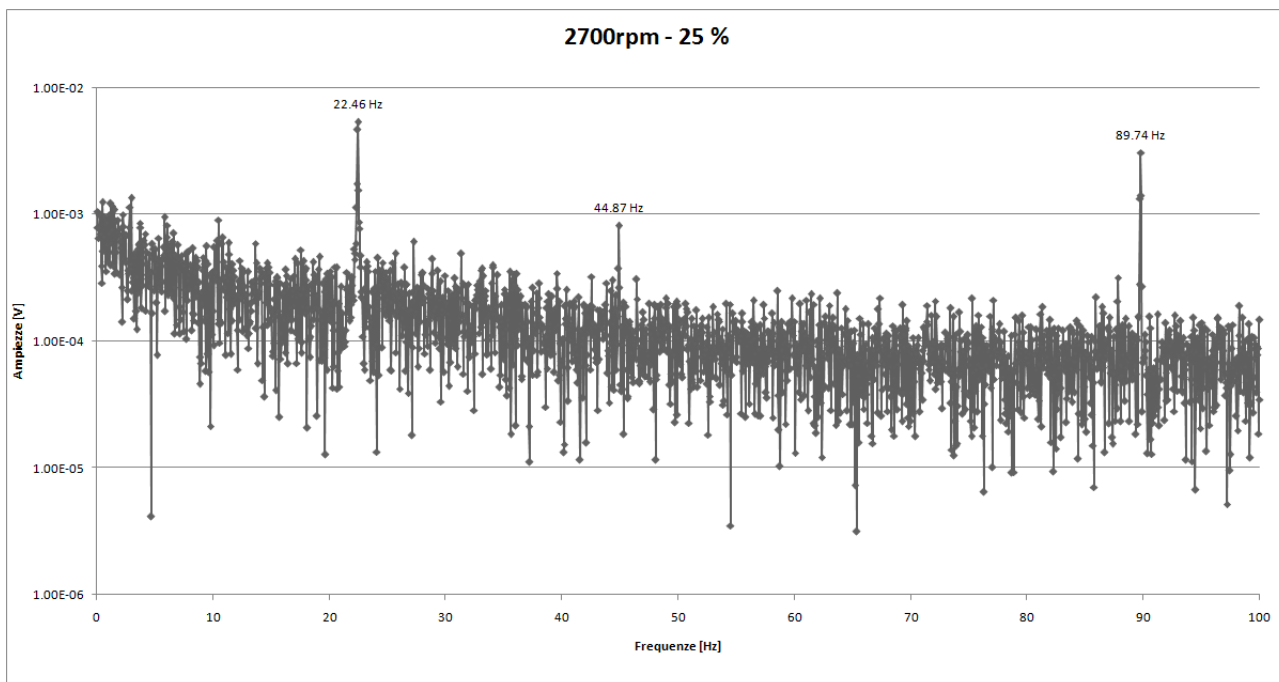
**Fig. 3.26** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 1900 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



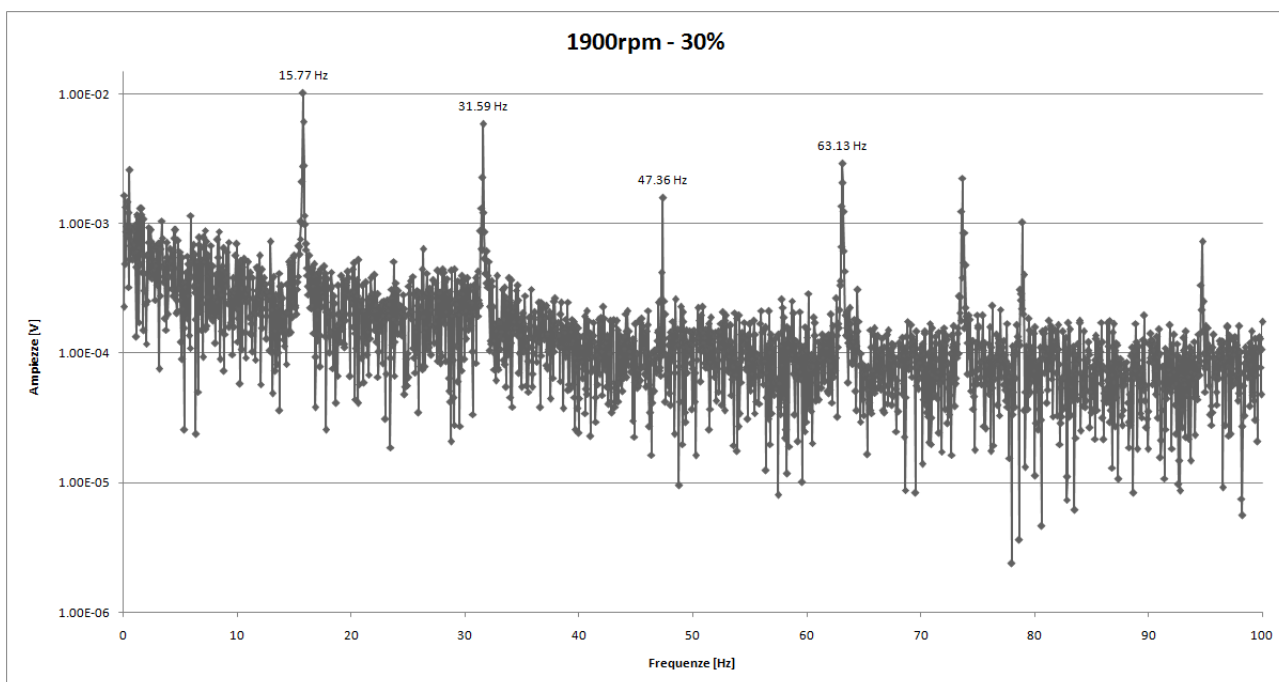
**Fig. 3.27** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2000 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



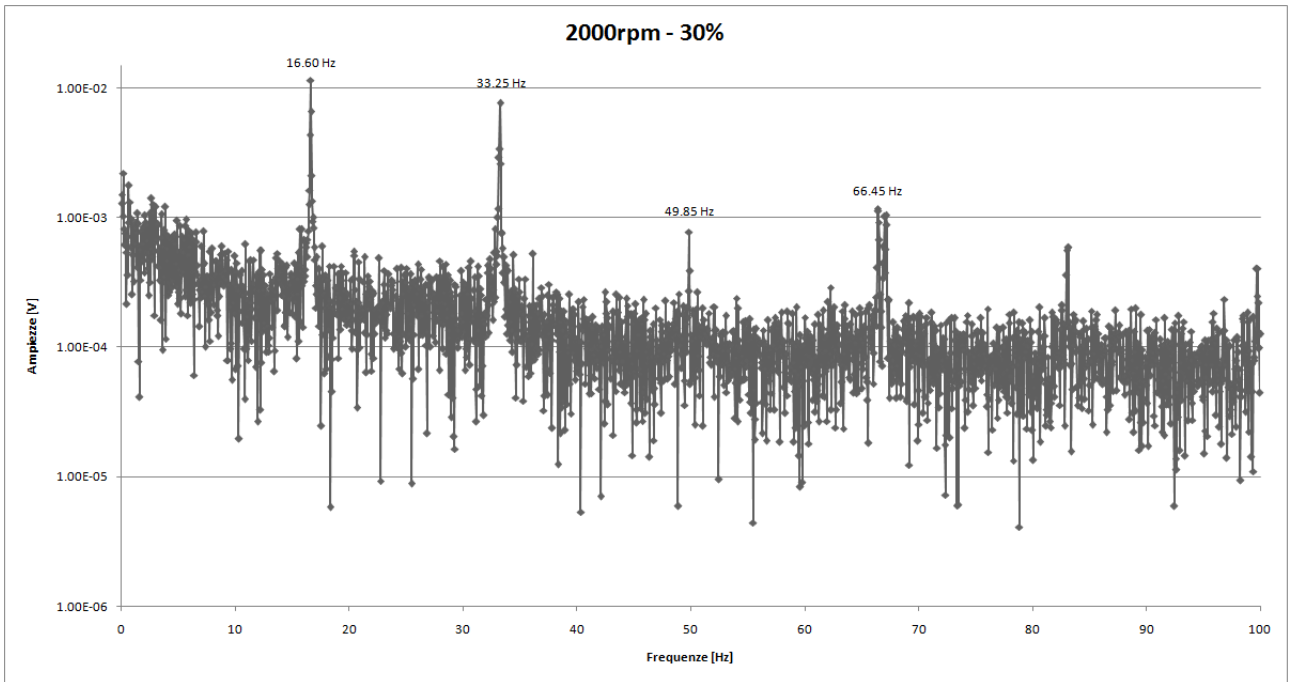
**Fig. 3.28** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2500 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



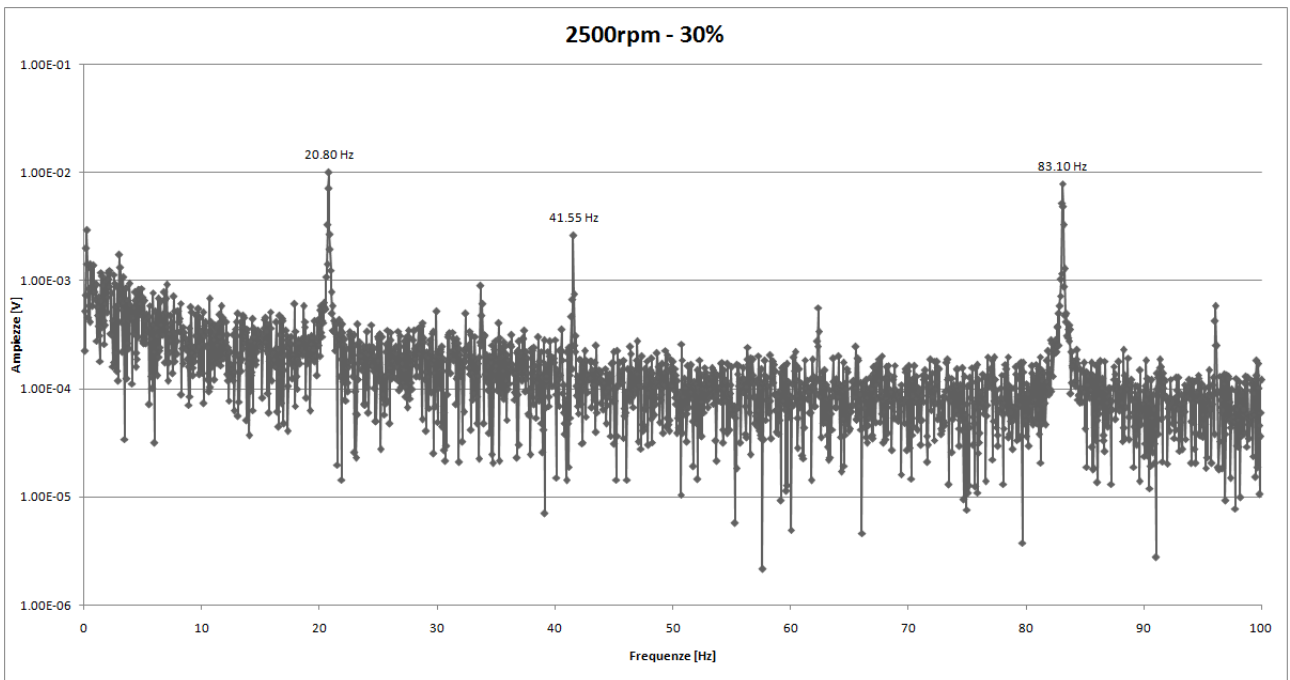
**Fig. 3.29** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2700 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



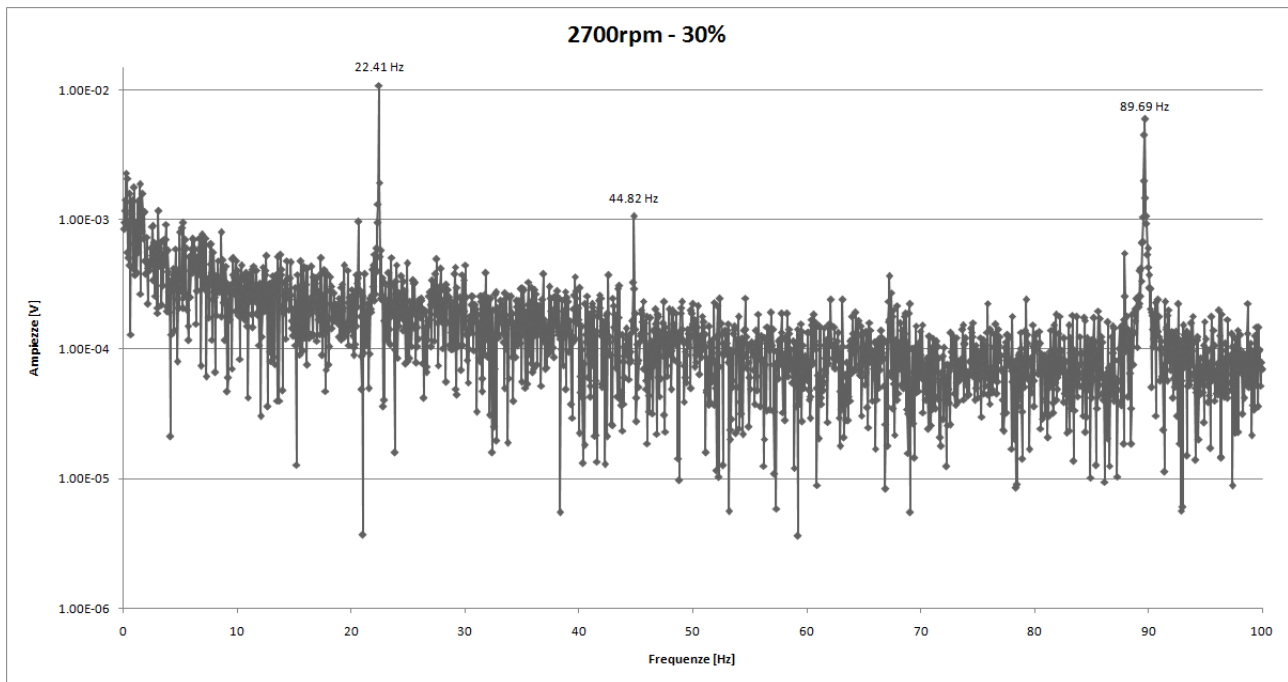
**Fig. 3.30** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 1900 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.31** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2000 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.32** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2500 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.33** Spettro in frequenza del segnale in uscita dal flussimetro, a 2700 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.

Da questi grafici risulta evidente la presenza di alcuni picchi in corrispondenza di frequenze ben determinate.

La frequenza più bassa corrisponde all'insieme dei singoli cilindri che aspirano una volta a ogni ciclo.

Il picco corrispondente alla frequenza doppia rispetto a questa è da attribuire al fatto che, siccome il cilindro 2 ed il cilindro 3 hanno una distanza dal sensore che è circa la medesima, il segnale di depressione che generano arriva circa uguale al sensore, quindi, poiché i cilindri aprono a coppie (1-3, 2-4), la stessa perturbazione viene vista due volte in un ciclo.

In alcune condizioni operative si riesce a individuare un picco in corrispondenza ad una frequenza pari a tre volte la frequenza più bassa, evidentemente a determinati regimi di rotazione quando si apre la seconda coppia di cilindri, le onde di depressione che si generano si trovano in fase con una delle due perturbazioni residue nel condotto di aspirazione, dovute all'aspirazione della prima coppia di cilindri. Per cui ci saranno sempre quattro segnali di depressione, due dei quali, però, perfettamente sovrapposti e quindi il sensore percepisce solo tre segnali in un tempo ciclo.

Il picco a frequenza più alta (pari a quattro volte quella più bassa) si può spiegare considerando che nello sviluppo in serie ci sarà una componente armonica uguale a tutti e 4 i cilindri, la quale si ripete due volte a giro, cioè quattro volte nel tempo ciclo di riferimento.

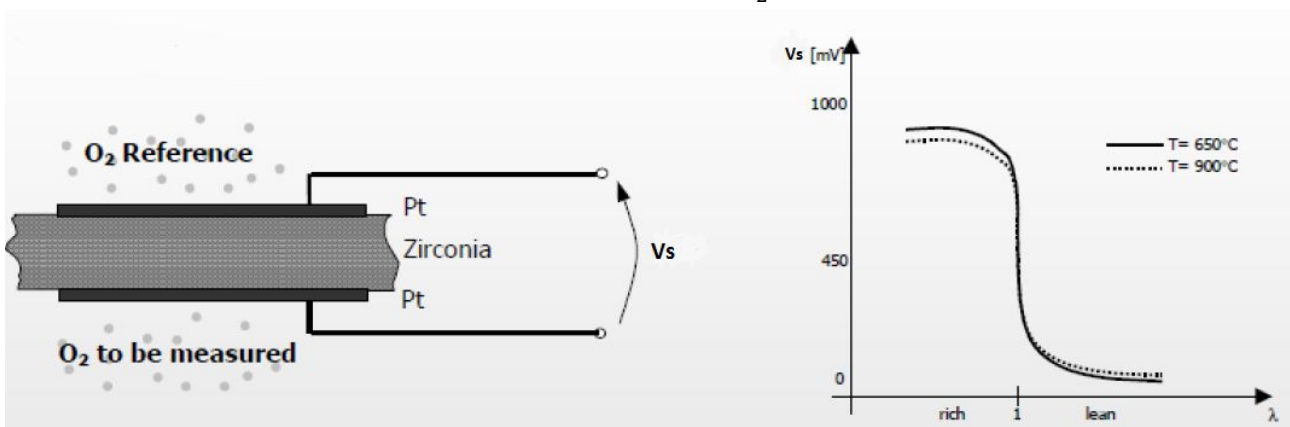
Ecco quindi alcune cause di rumorosità del segnale, da sommarsi probabilmente anche a numerosi disturbi presenti in sala prova.

### 3.2 Sonde lambda lineari

#### 3.2.1 Principio di funzionamento

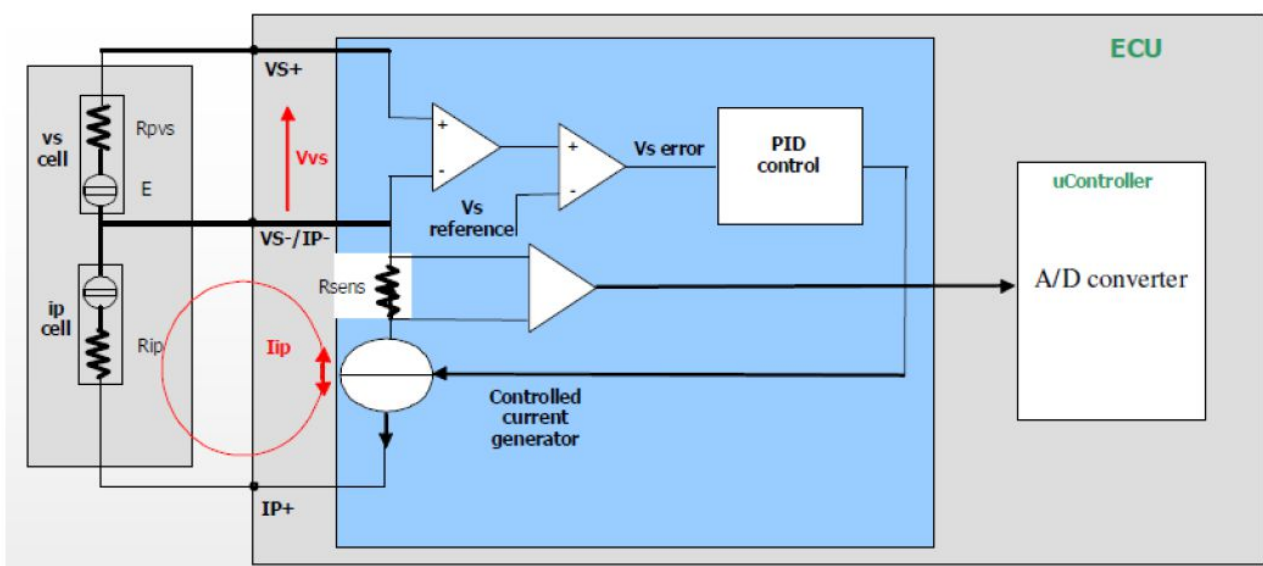
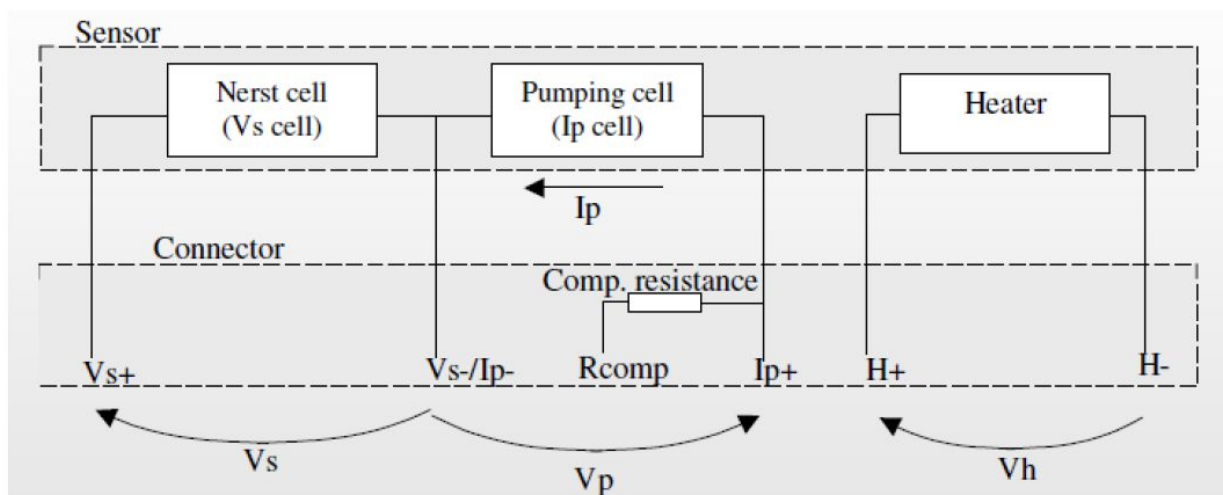
Una matrice ceramica in ossido di zirconio diventa l'elettrolita solido attraverso cui si può realizzare un flusso di corrente elettrica, questo elettrolita solido è racchiuso tra 2 scudi metallici (tipicamente in platino), uno esterno e uno interno, che sono esposti rispettivamente l'uno al flusso di gas di scarico e l'altro all'aria atmosferica (tutto l'insieme forma la cosiddetta cella di Nerst fig. 3.34). Al contatto con l'ossigeno alcuni degli elettroni del reticolo cristallino del metallo possono dar origine a degli ioni negativi ( $O_2 + 4Me \leftrightarrow 2O^{2-}$ ) permettendo il trasporto di corrente all'interno dell'elettrolita solido. Questa corrente e quindi la differenza di potenziale che si genera ai capi di questo sistema è tanto più grande quanto più grande è la differenza di concentrazione di ossigeno tra una faccia metallica e l'altra. Secondo la legge di Nerst, data una certa temperatura e un dato gas, questa differenza di potenziale è proporzionale al rapporto fra le pressioni parziali dell'ossigeno nei gas di scarico e nell'aria ambiente, quindi è proporzionale alla quantità di ossigeno nei gas di scarico.

$$V_S = \frac{RT}{4F} * \ln\left(\frac{p''_{O_2}}{p'_{O_2}}\right)$$



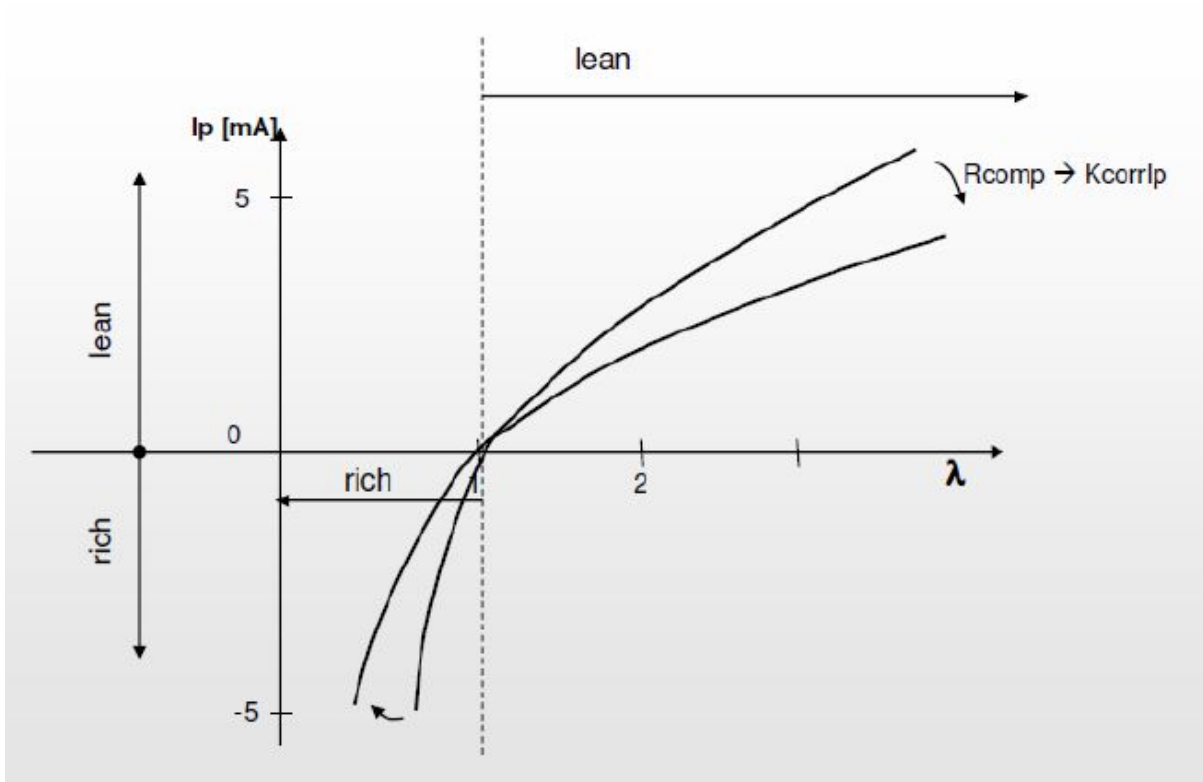
**Fig. 3.34** Schema della cella di Nerst (a sinistra) e andamento della tensione  $V_S$  in funzione di  $\lambda$  (a destra).

Vi è inoltre una cella "Ip" (fig. 3.35) che funziona in modo duale e immette ossigeno in funzione della corrente che la attraversa. Il controllo esterno (fig. 3.36) cerca di mantenere costante la tensione  $V_S$  a 450 mV (quindi il contenuto di ossigeno) agendo sulla corrente.



**Fig. 3.36** Schema sonda lambda lineare ed elettronica associata.

Il valore della corrente  $I_p$  è quindi correlato al contenuto di ossigeno, e quindi alla dosatura, dei gas di scarico( fig. 3.37). Con questo tipo di sonda, e con l'ausilio di un controllo elettronico, è possibile quantificare a che dosatura sta operando il motore, a differenza delle sonde tradizionali "on-off" che permettono solo di capire se la dosatura è magra o grassa rispetto al target prefissato.

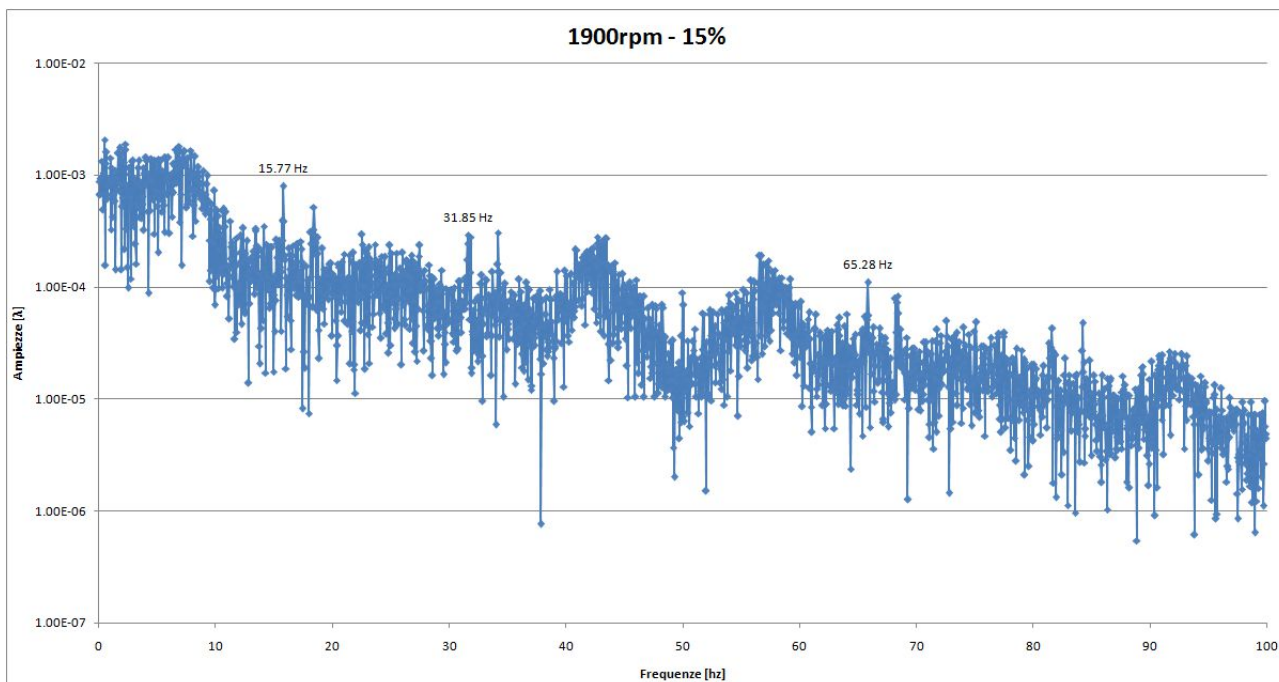


**Fig. 3.37** Andamento della corrente  $I_p$  in funzione della dosatura nelle sonde lambda lineari.

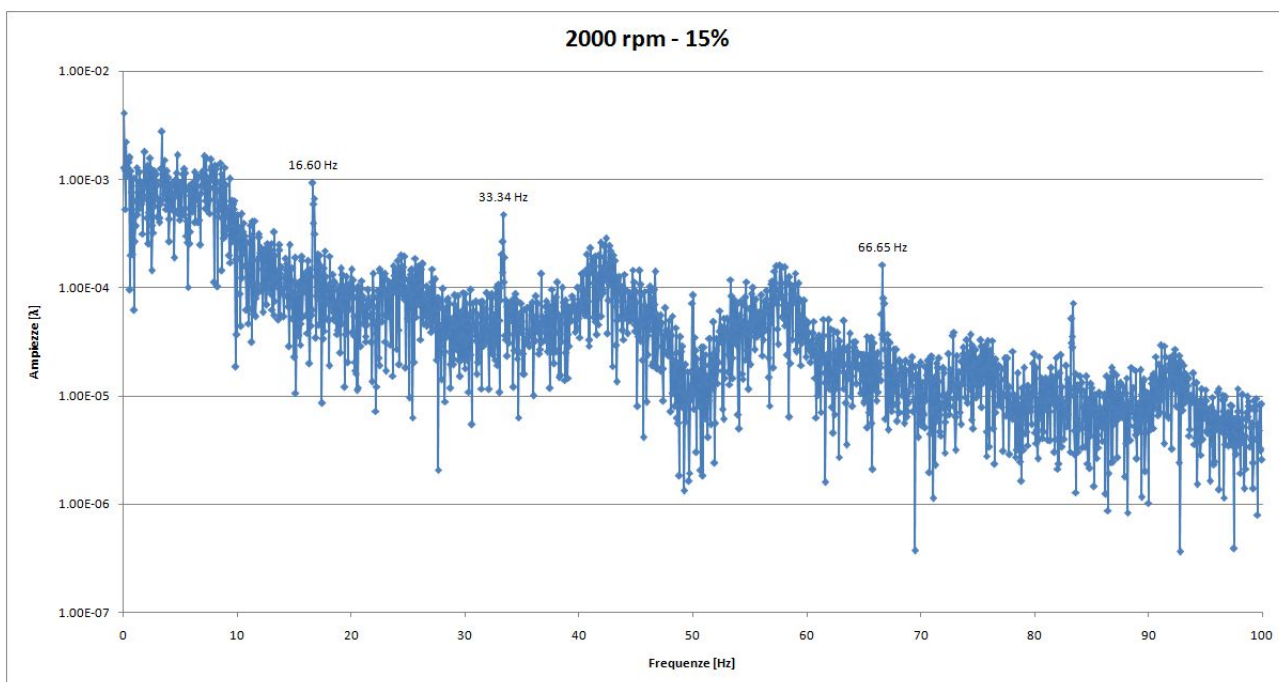
### 3.2.2 Analisi del segnale

Anche il segnale in uscita dalle sonde lambda è risultato rumoroso per cui si è proceduto ad un' analisi in frequenza allo stesso modo e per gli stessi punti di funzionamento del segnale del debimetro.

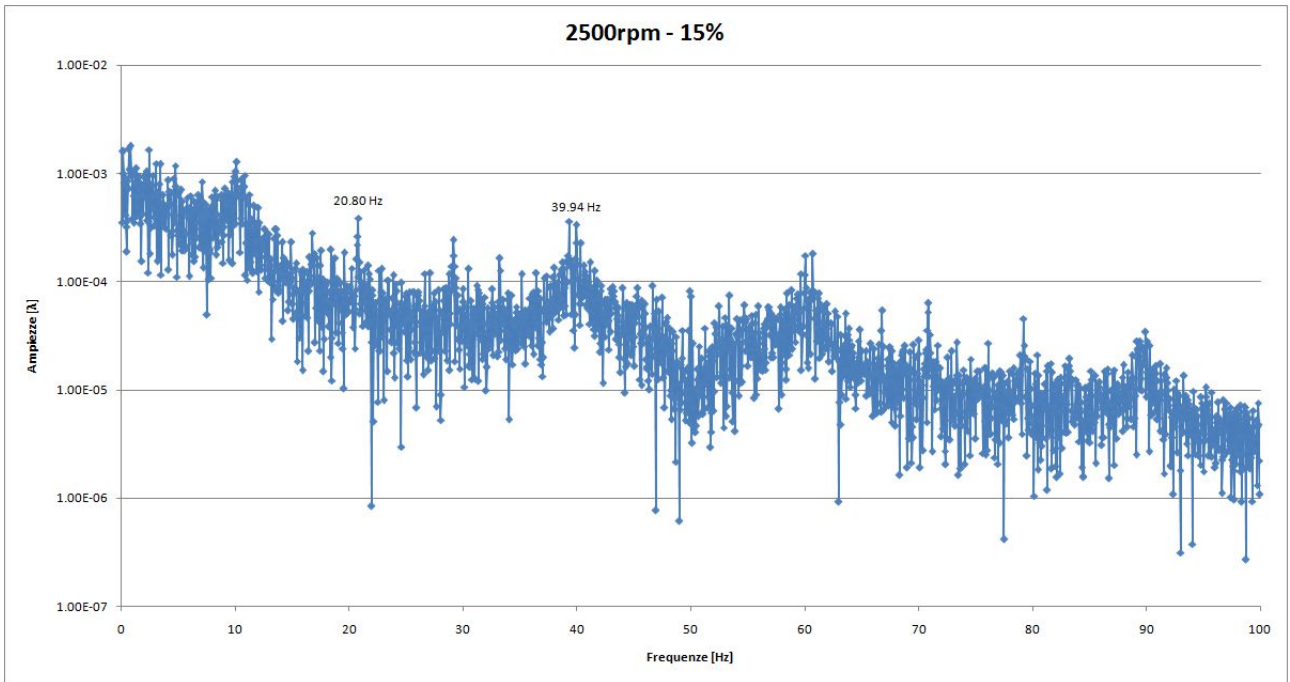
Di seguito vengono riportati i grafici della FFT operata sul segnale in uscita della lambda a monte del catalizzatore, con in ascissa le frequenze [Hz] ed in ordinata le ampiezze [ $\lambda$ ] in scala logaritmica.



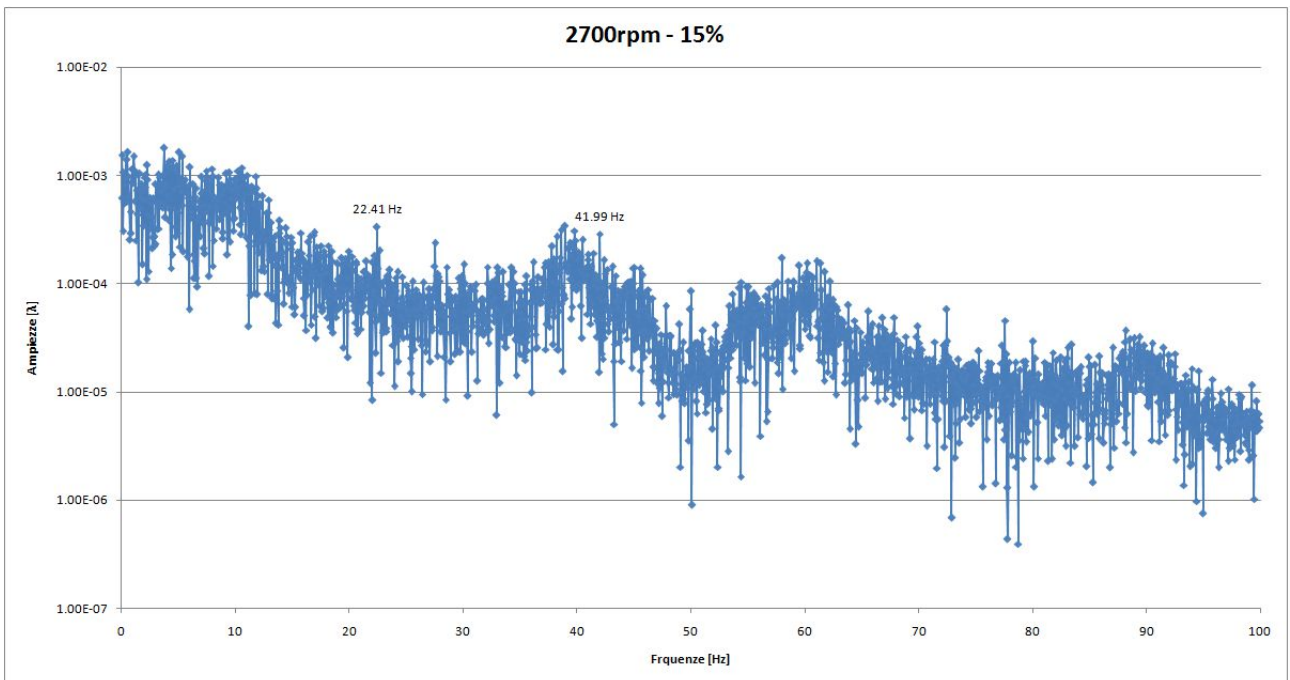
**Fig. 3.38** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 1900 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



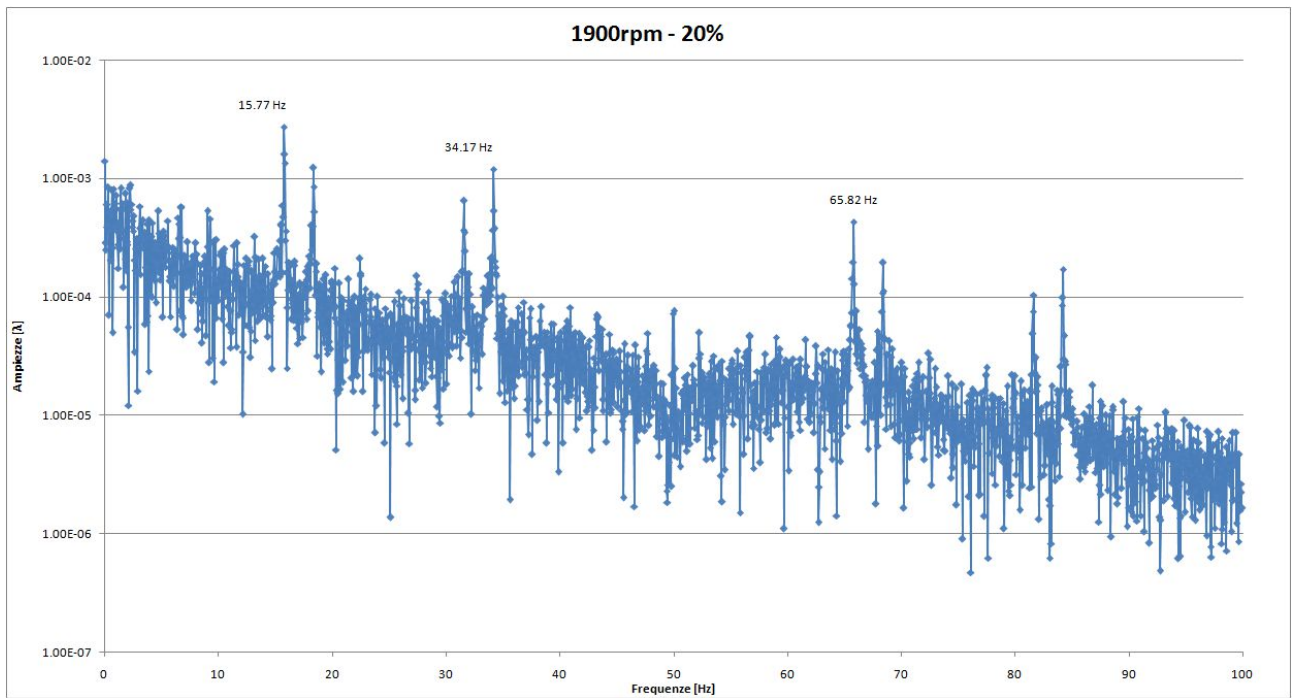
**Fig. 3.39** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2000 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



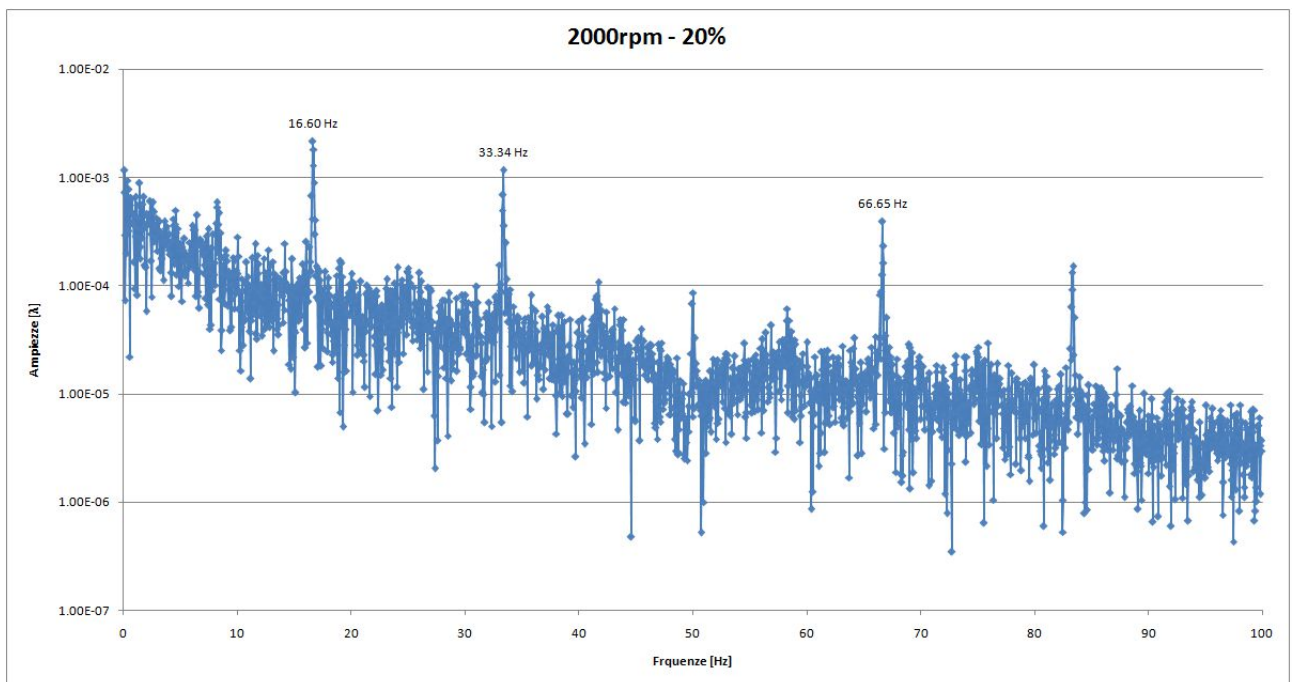
**Fig. 3.40** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2500 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



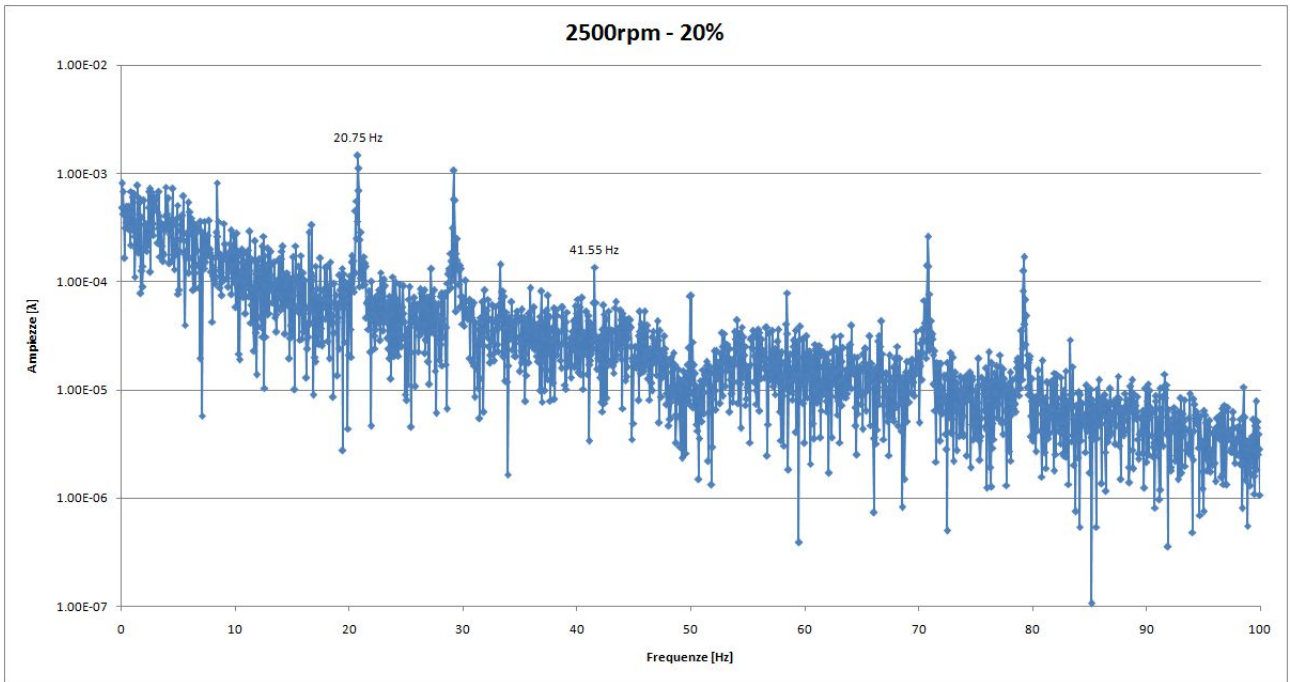
**Fig. 3.41** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2700 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



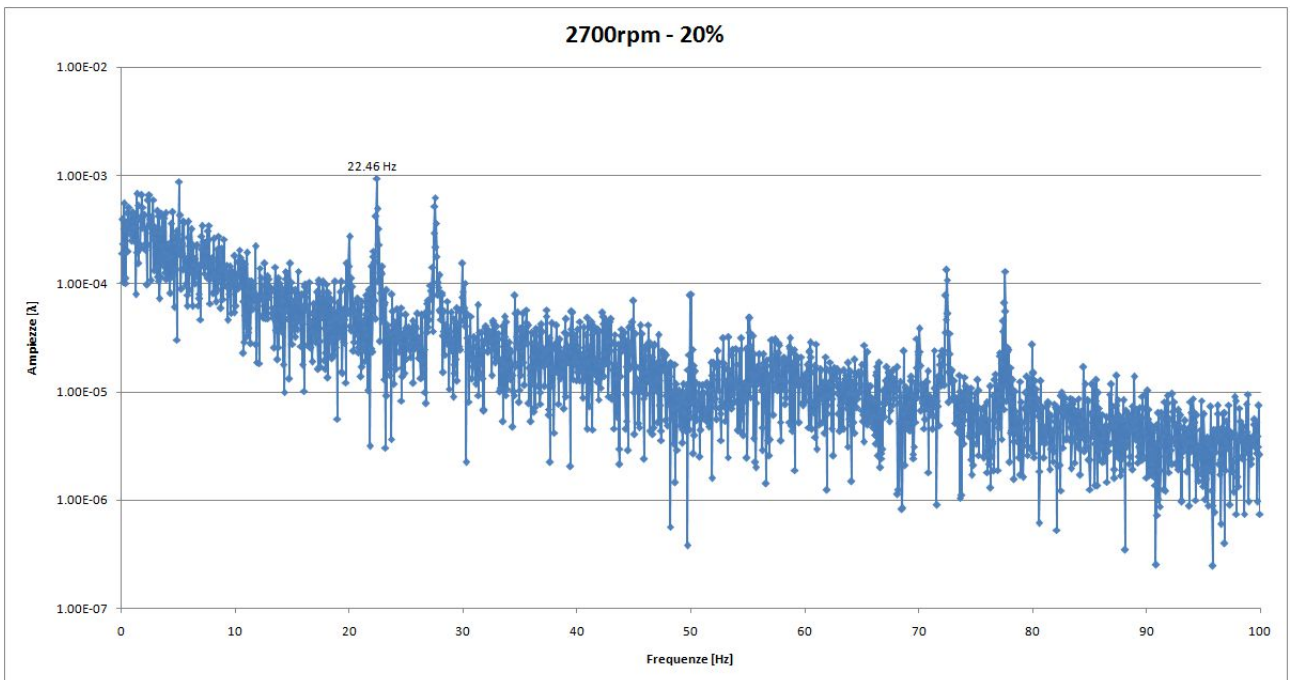
**Fig. 3.42** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 1900 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



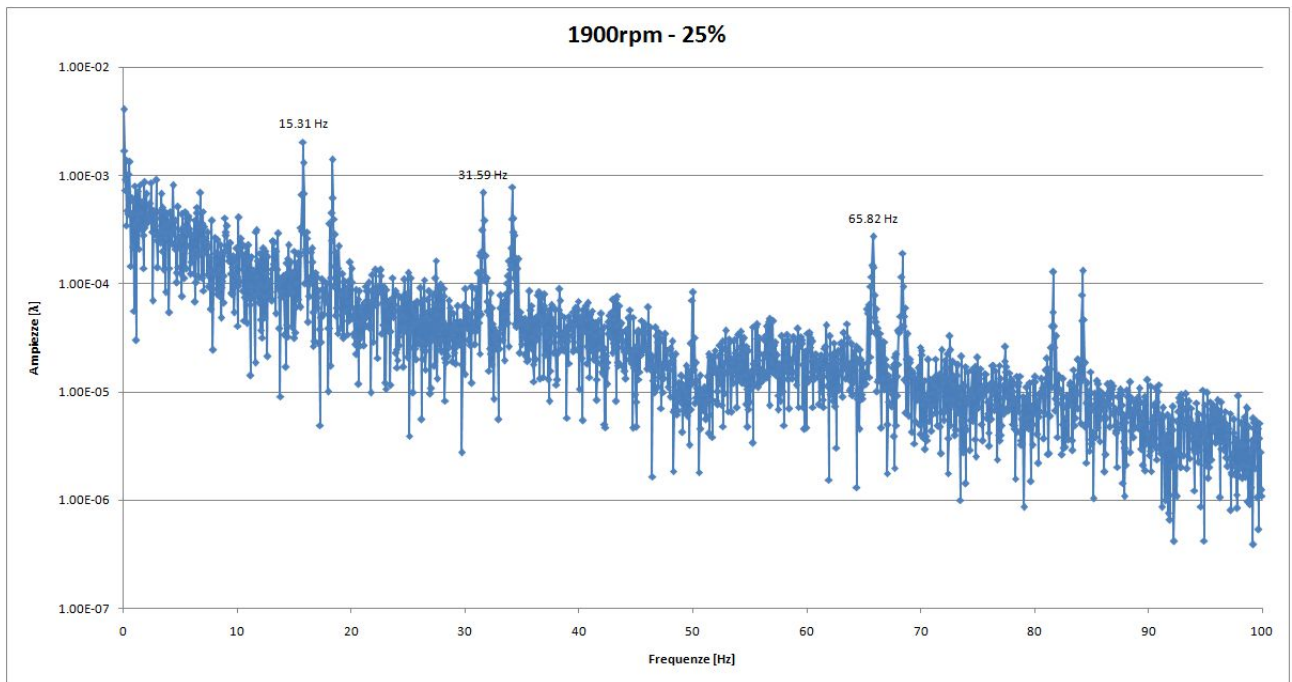
**Fig. 3.43** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2000 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



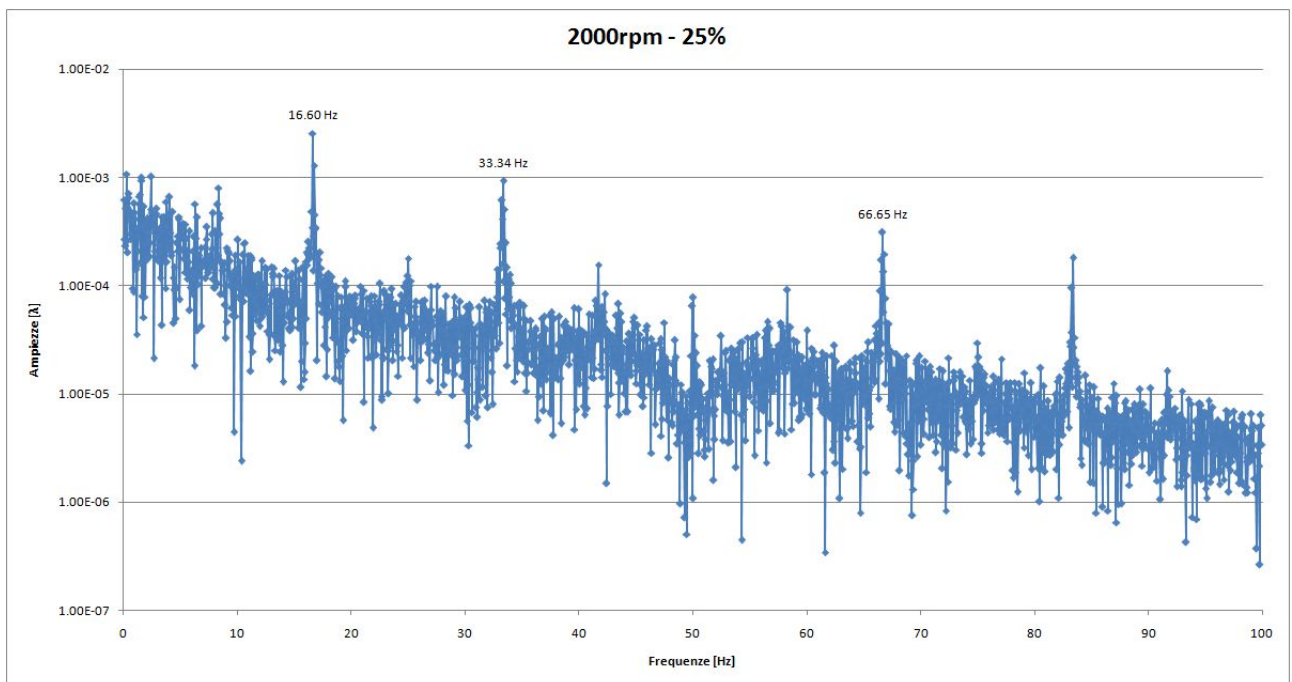
**Fig. 3.44** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2500 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



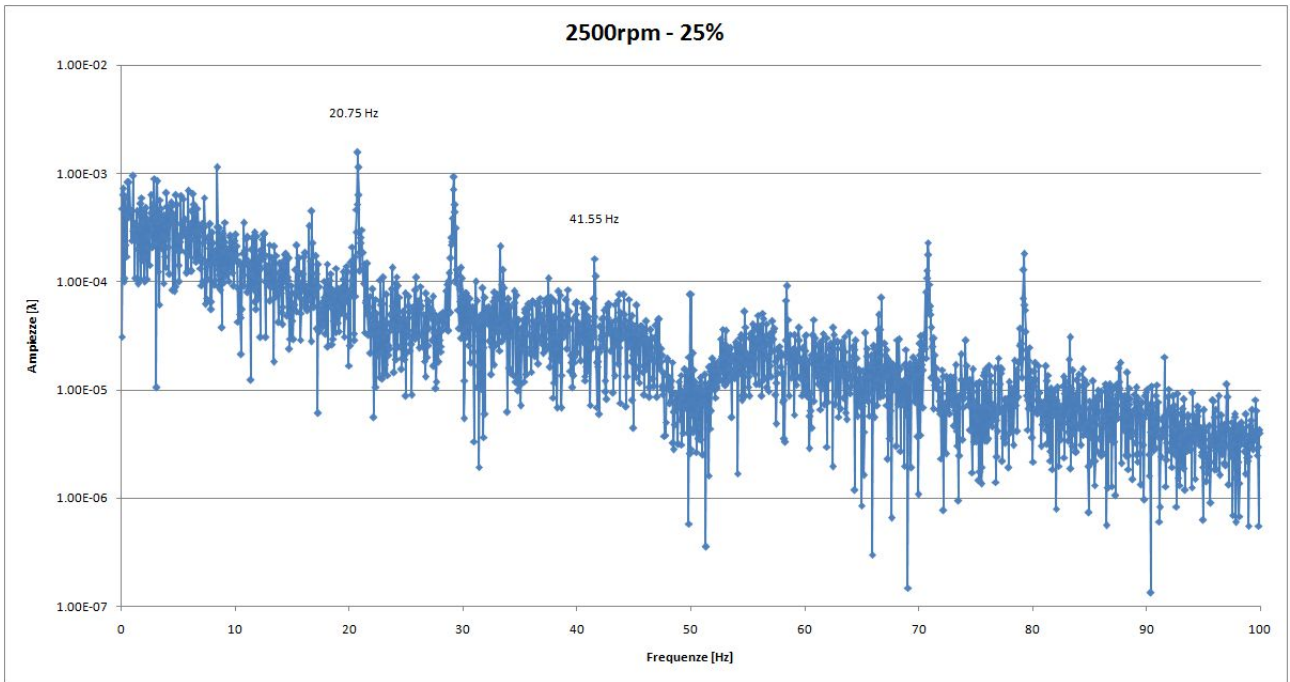
**Fig. 3.45** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2700 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



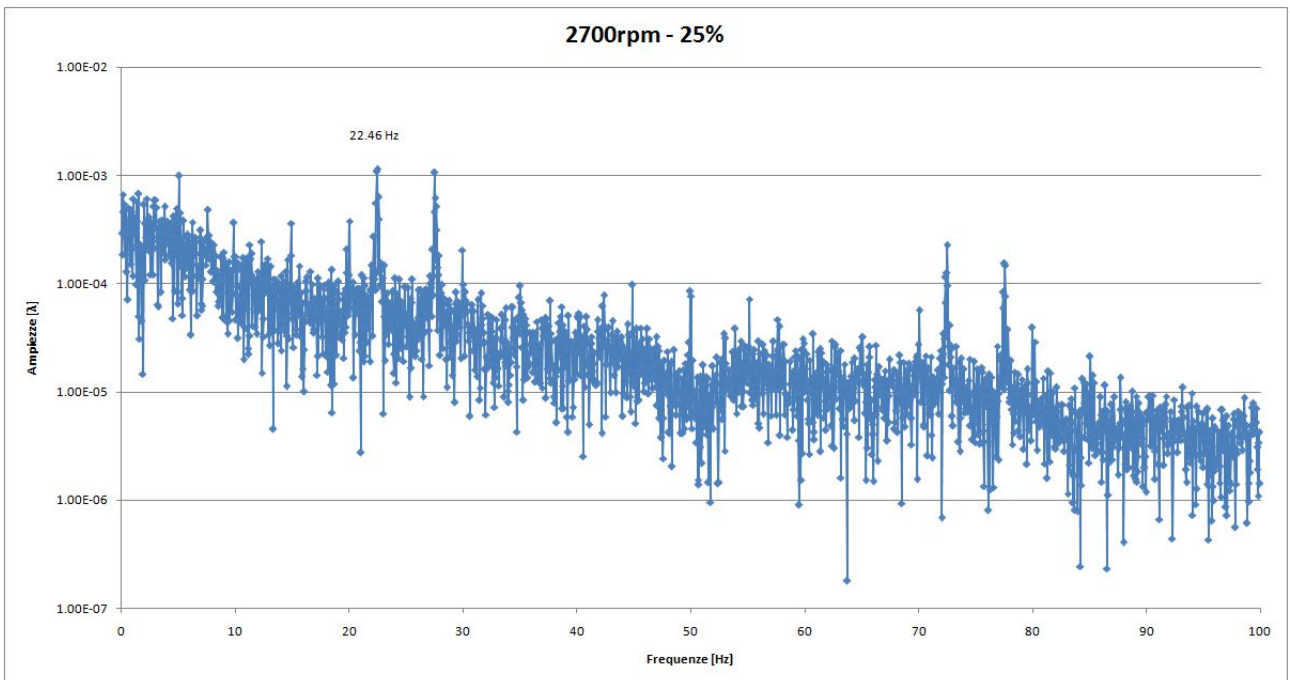
**Fig. 3.46** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 1900 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



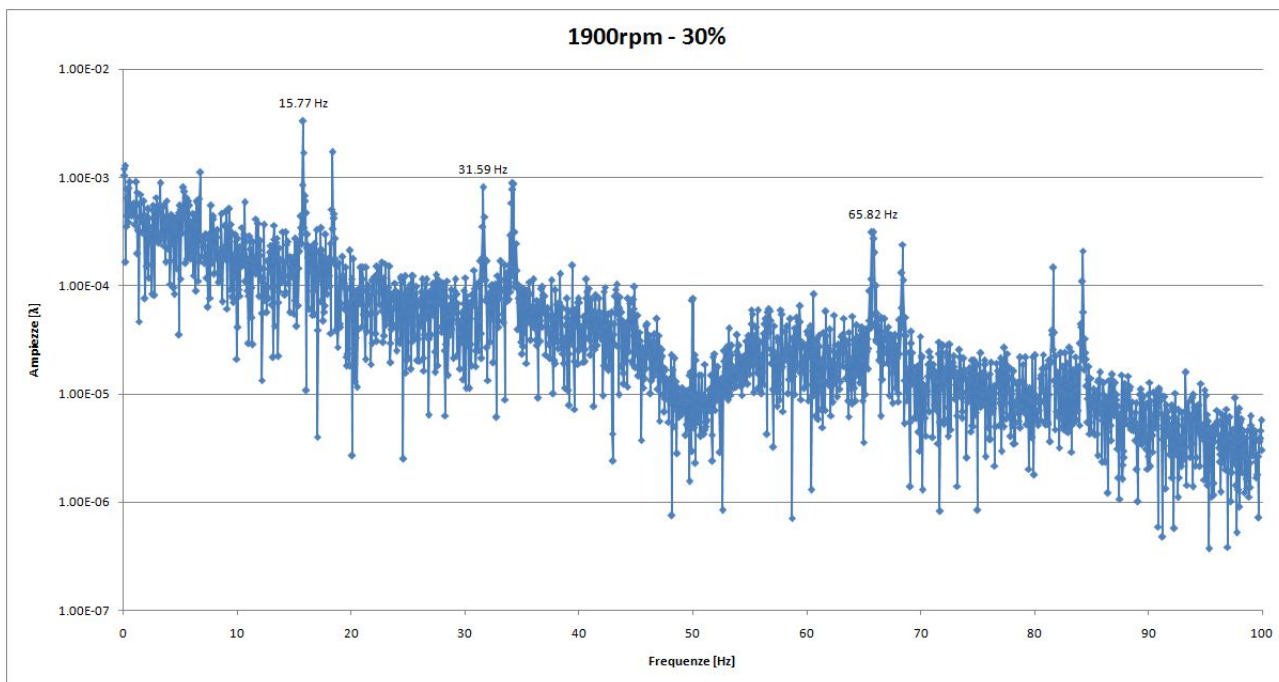
**Fig. 3.47** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2000 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



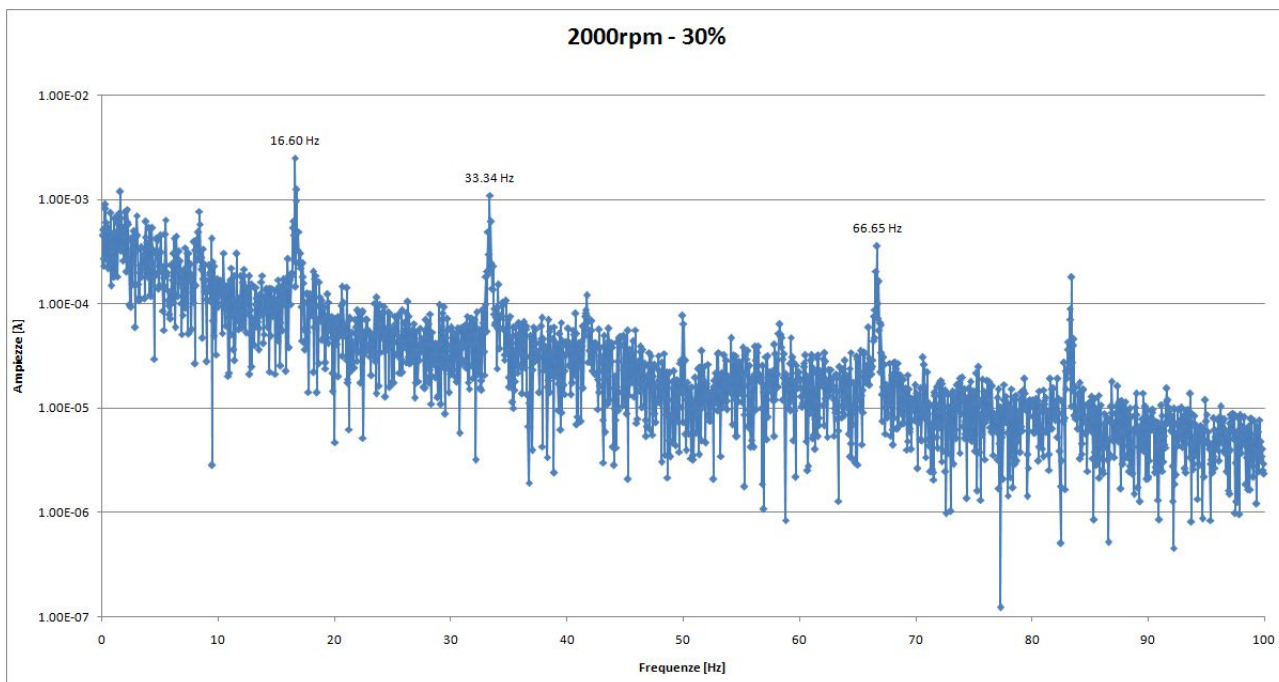
**Fig. 3.48** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2500 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



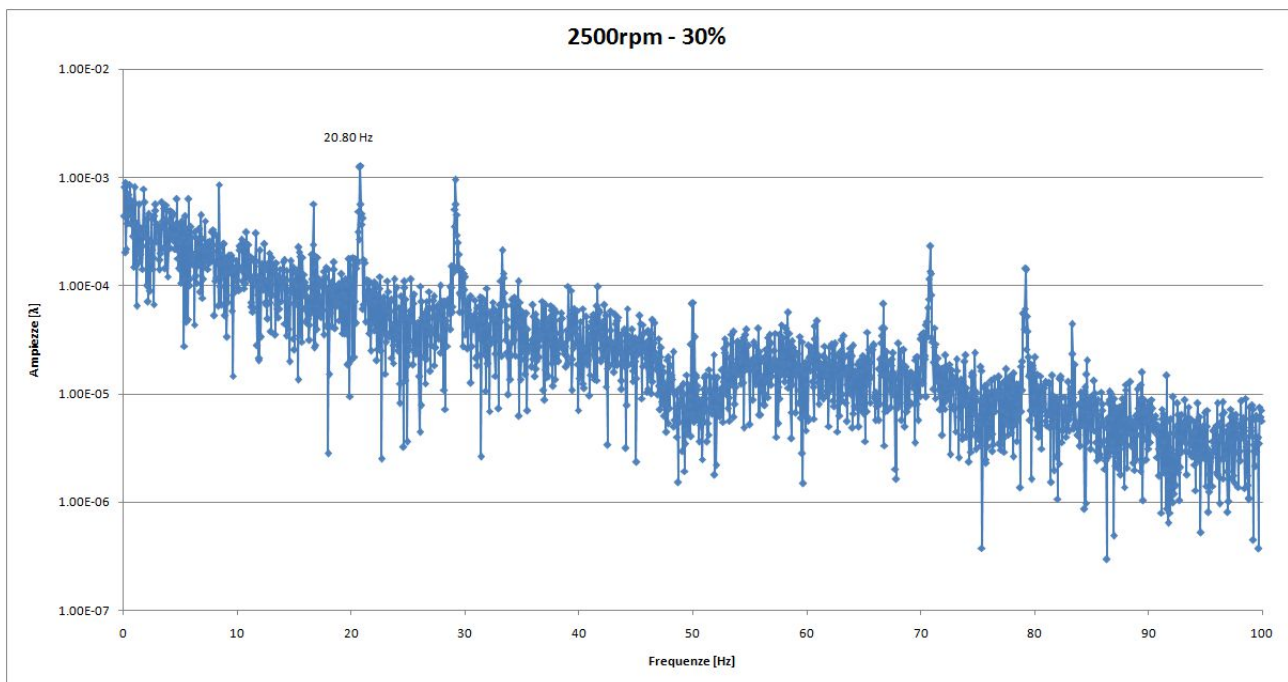
**Fig. 3.49** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2700 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



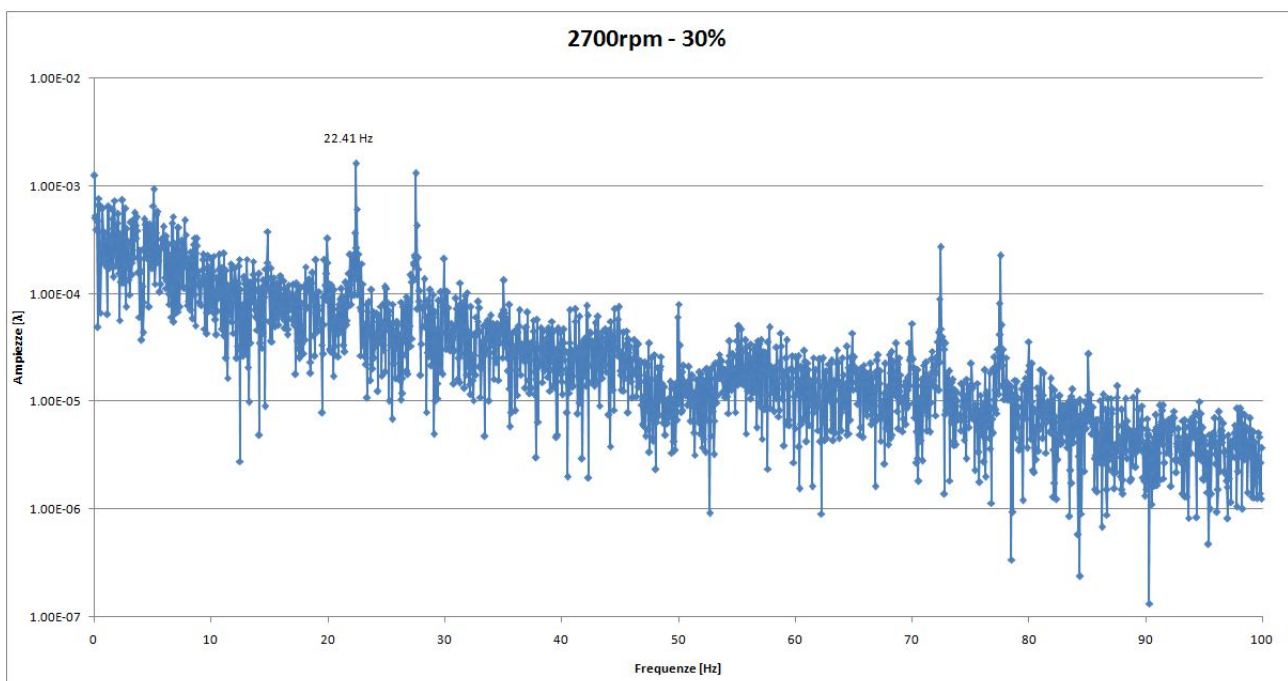
**Fig. 3.50** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 1900 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.51** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2000 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.52** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2500 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.53** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a monte del catalizzatore, a 2700 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.

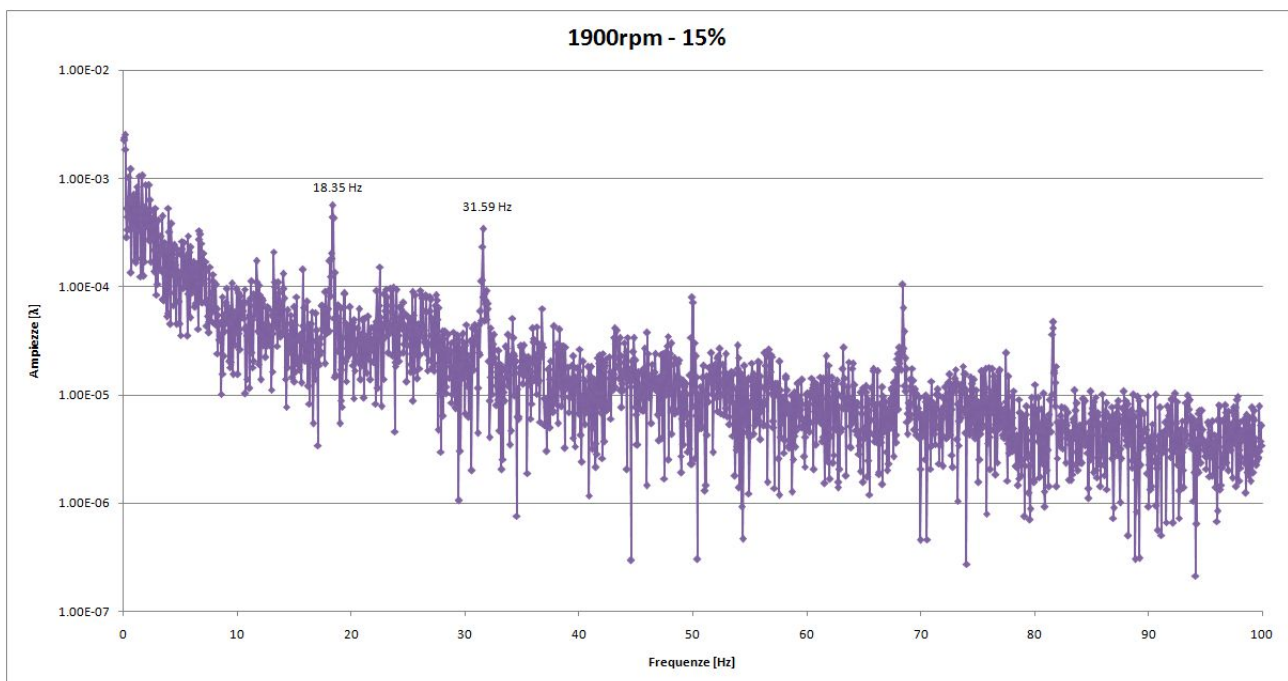
Per come è fatto il collettore di aspirazione probabilmente vi è una disomogenea distribuzione dell'aria nei quattro cilindri e siccome per la prova gli iniettori sono stati settati per iniettare la stessa quantità di combustibile in ogni cilindro, una diversa quantità d'aria in camera di combustione implica una dosatura diversa in ogni cilindro. Risulta quindi evidente come il picco a frequenza più bassa sia da attribuire alle 4 dosature diverse che hanno i gas combusti in uscita dai cilindri, che si ripetono tutte alla stessa frequenza.

Se la dosatura nei singoli cilindri è diversa e i cilindri scaricano a coppie, la dosatura media, quando i flussi in uscita dai singoli cilindri riescono a mescolarsi, sarà diversa per ogni coppia, quindi la sonda lambda percepisce 2 dosature date dal miscelamento dei flussi di due singoli cilindri, diverse ogni ciclo. Ecco quindi la motivazione del picco ad una frequenza doppia rispetto alla più bassa.

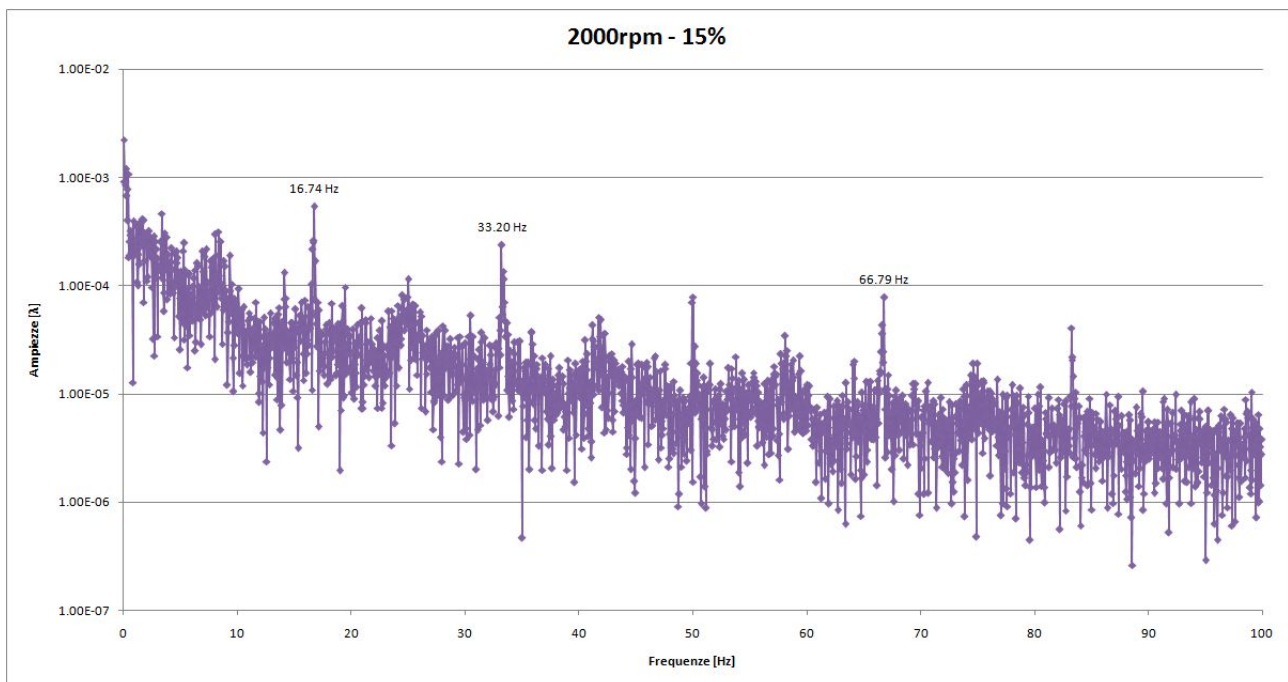
Il picco alla frequenza pari a quattro volte quella più bassa, quando si vede, è imputabile al fatto che i cilindri hanno dosature diverse e scaricano a coppie, quindi la sonda registra due flussi a dosatura diversa ogni giro, quindi 4 a ciclo.

Gli stessi ragionamenti possono essere applicati al segnale della lambda a valle del catalizzatore, si vede inoltre che le ampiezze sono smorzate di circa un ordine di grandezza, infatti come era presumibile il catalizzatore funge da filtro e smorza un po' tutte le perturbazioni che ci sono a monte dello stesso.

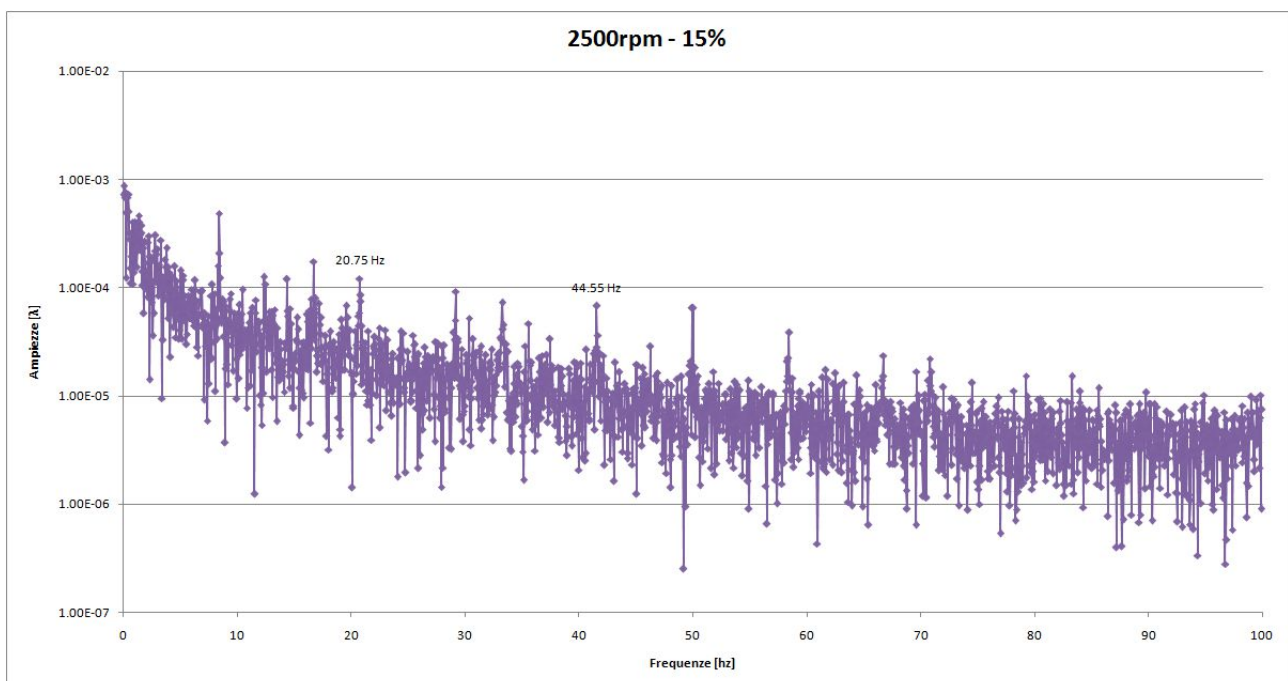
Di seguito sono riportati i grafici delle FFT del segnale della lambda a valle catalizzatore.



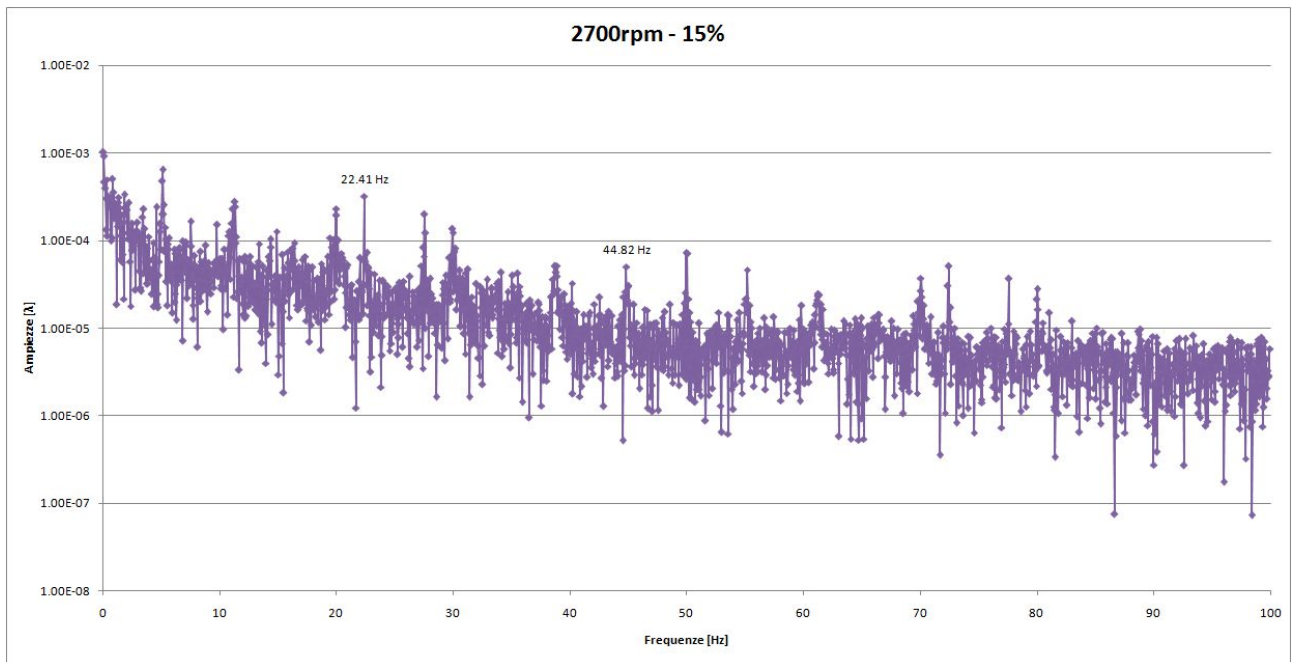
**Fig. 3.54** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 1900 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



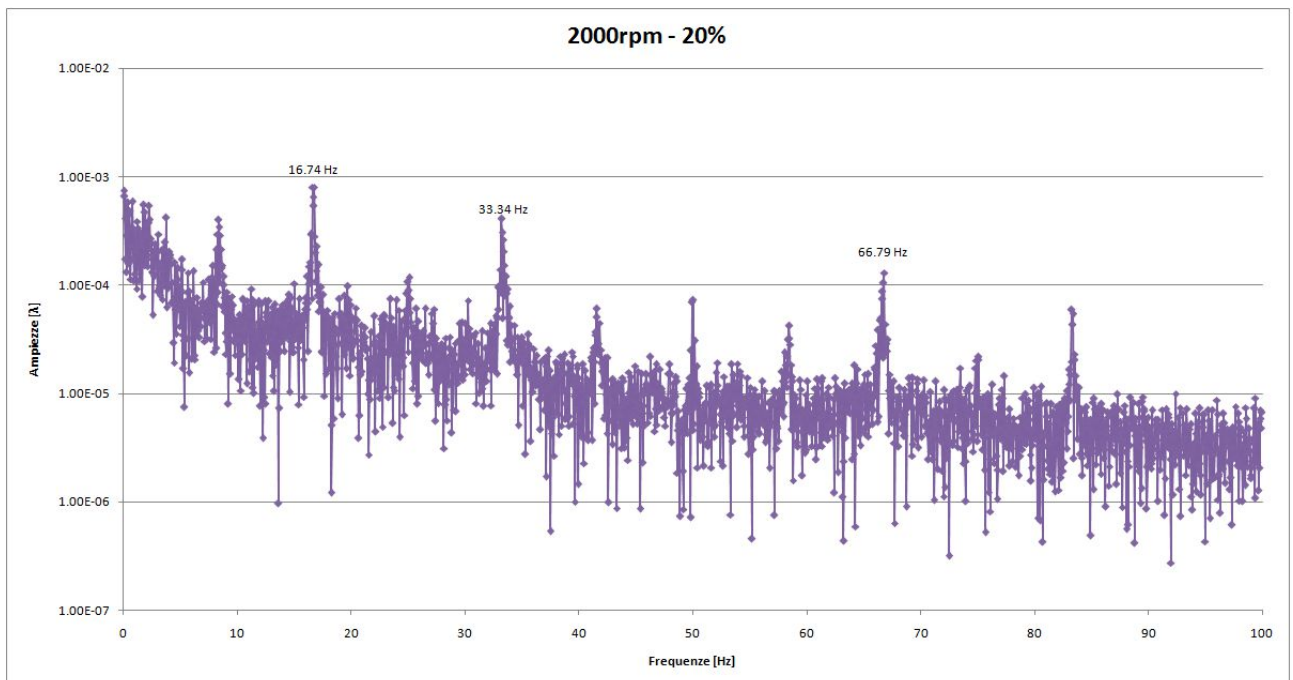
**Fig. 3.55** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2000 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



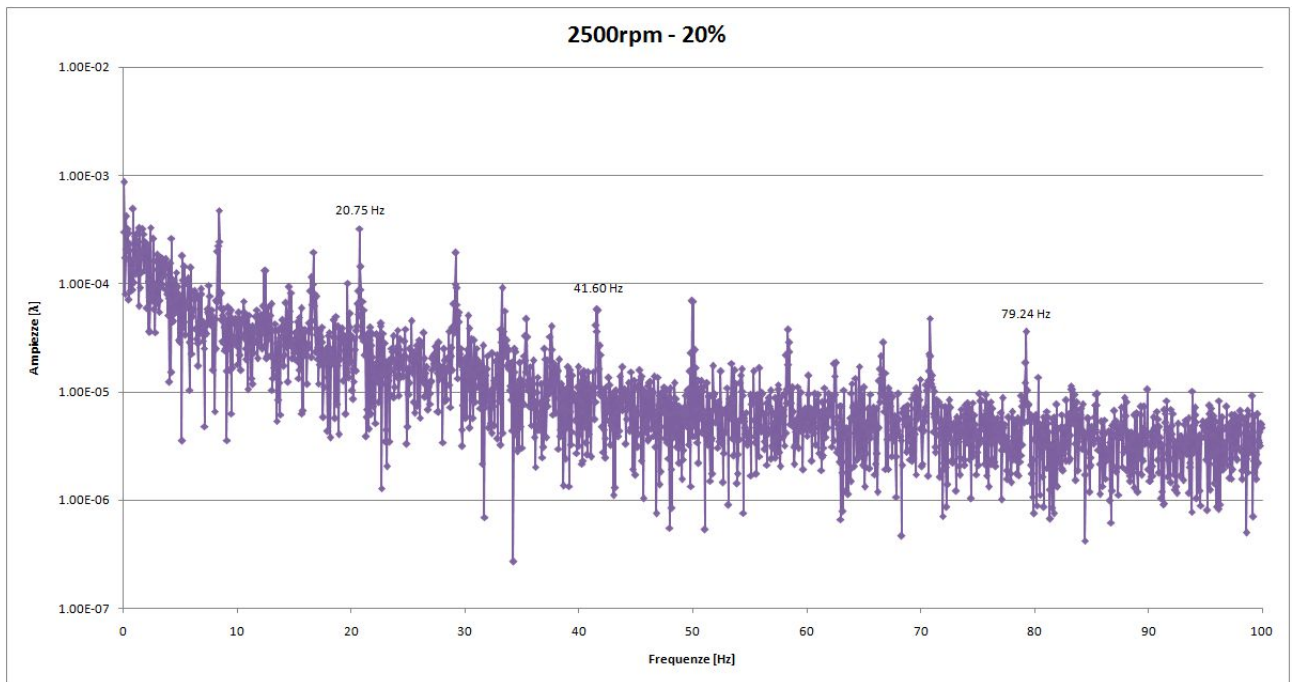
**Fig. 3.56** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2500 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



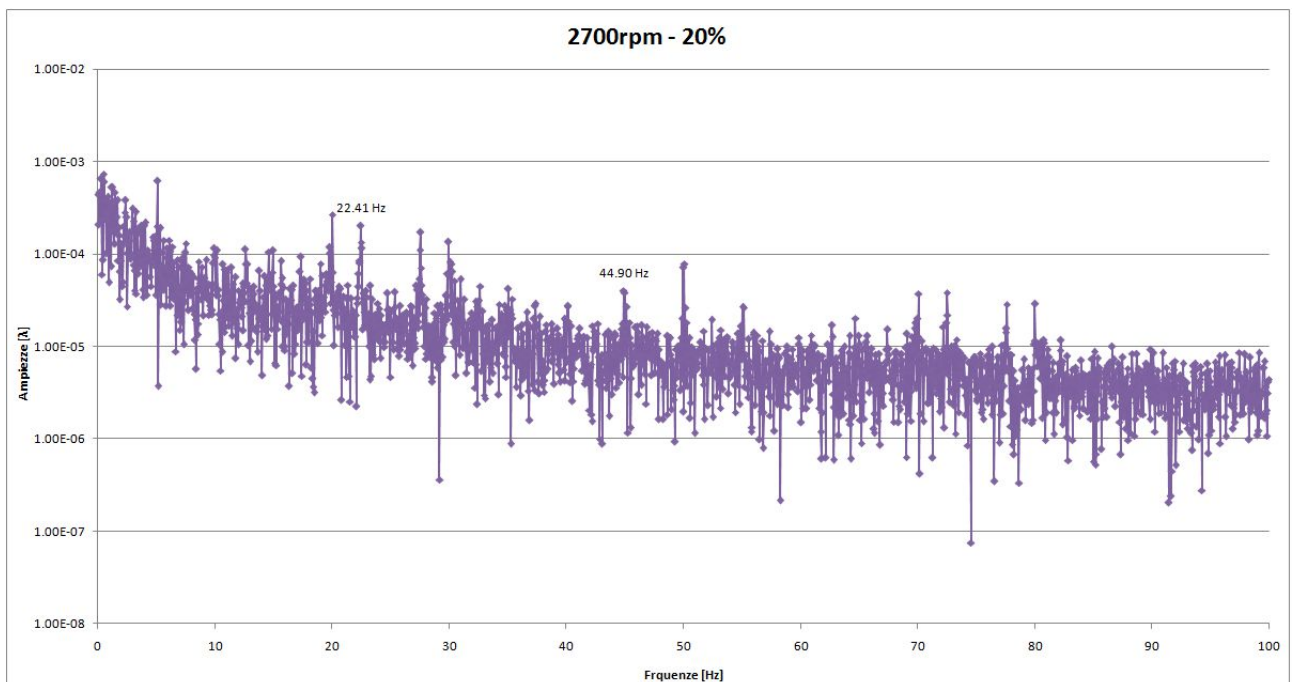
**Fig. 3.57** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2700 rpm e 15% di apertura della valvola a farfalla.



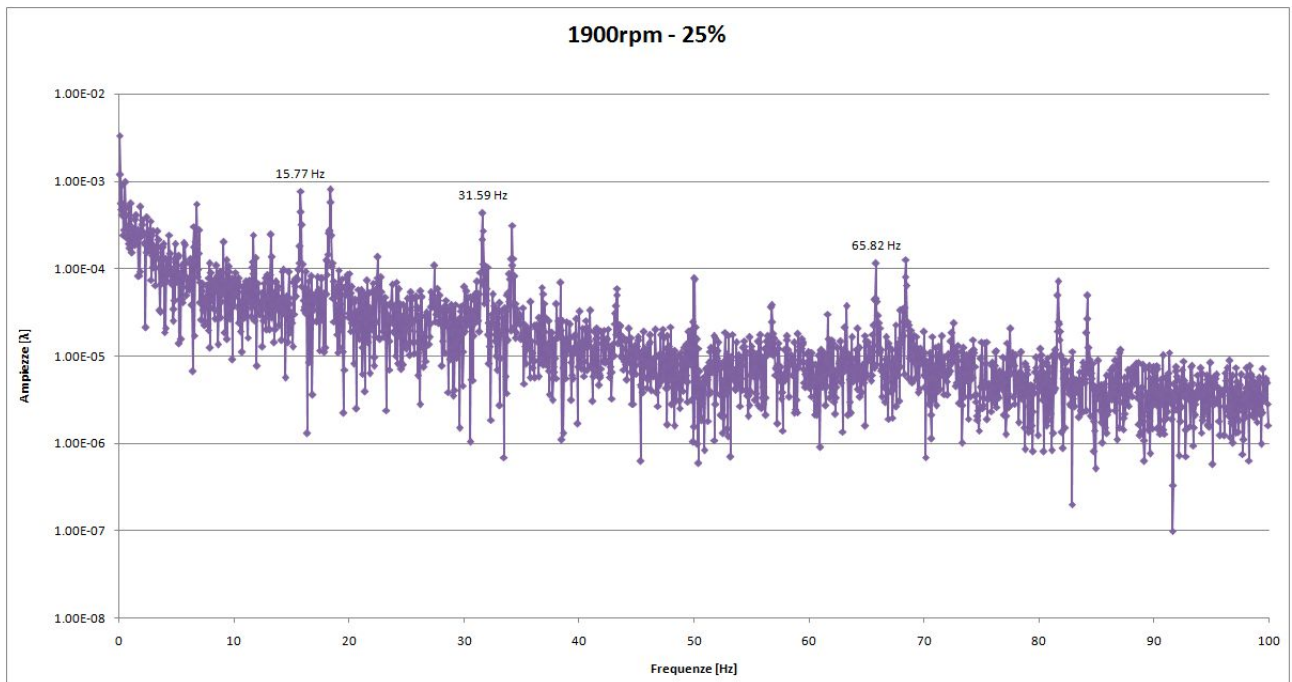
**Fig. 3.58** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 1900 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



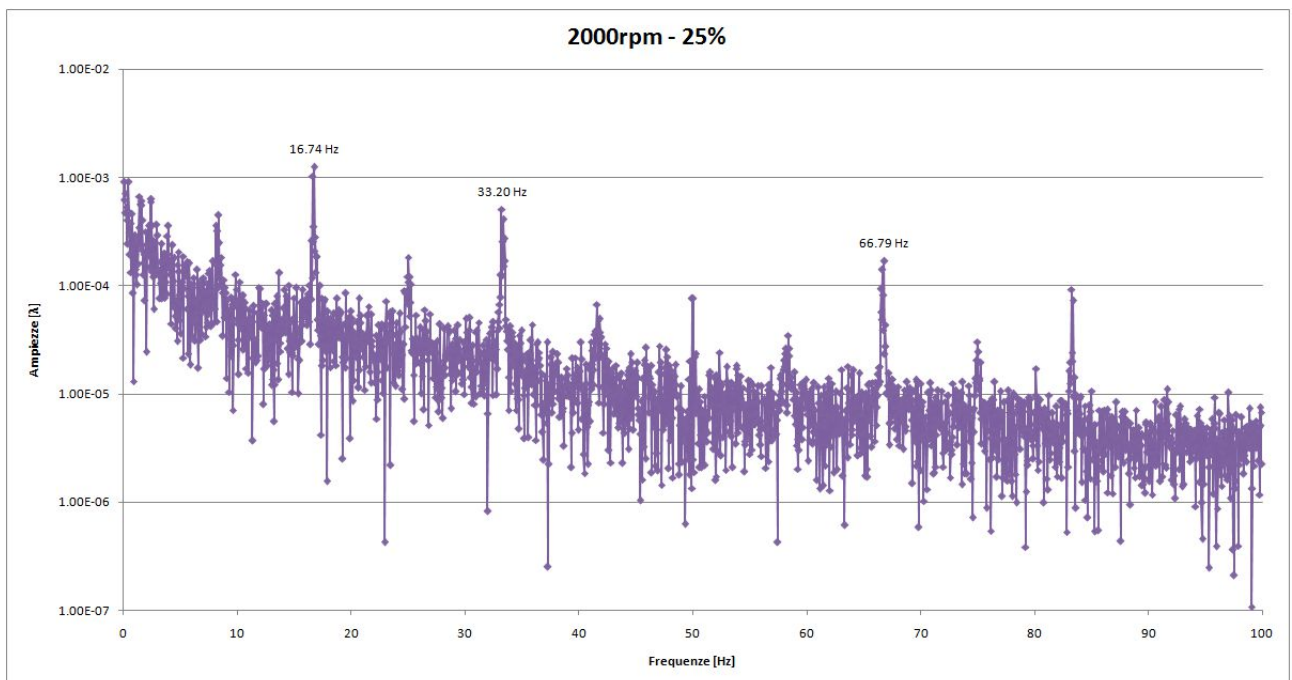
**Fig. 3.60** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2500 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



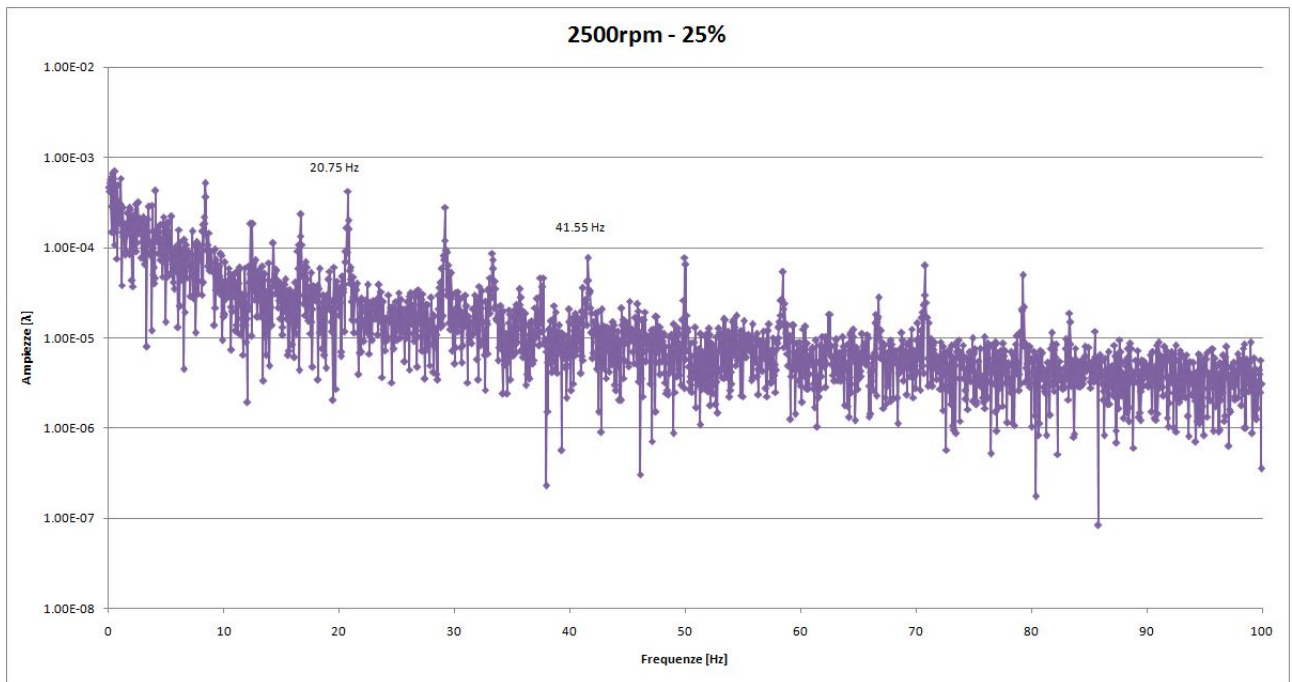
**Fig. 3.61** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2700 rpm e 20% di apertura della valvola a farfalla.



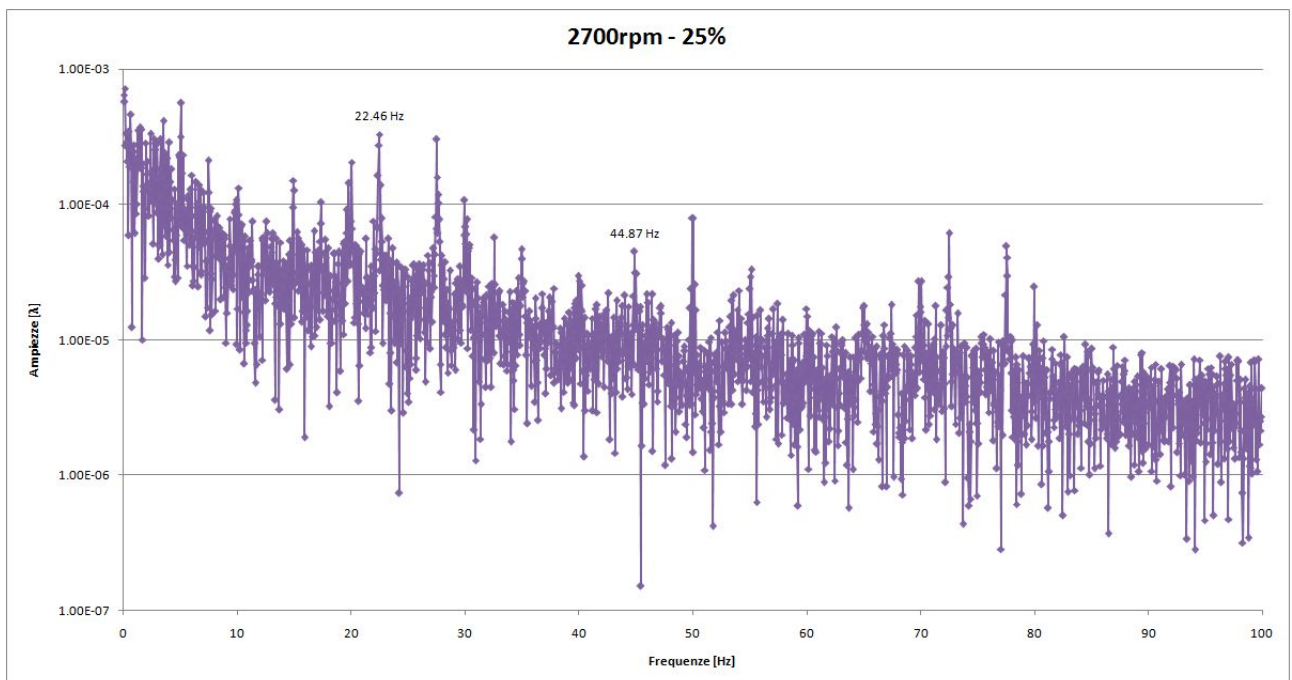
**Fig. 3.62** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 1900 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



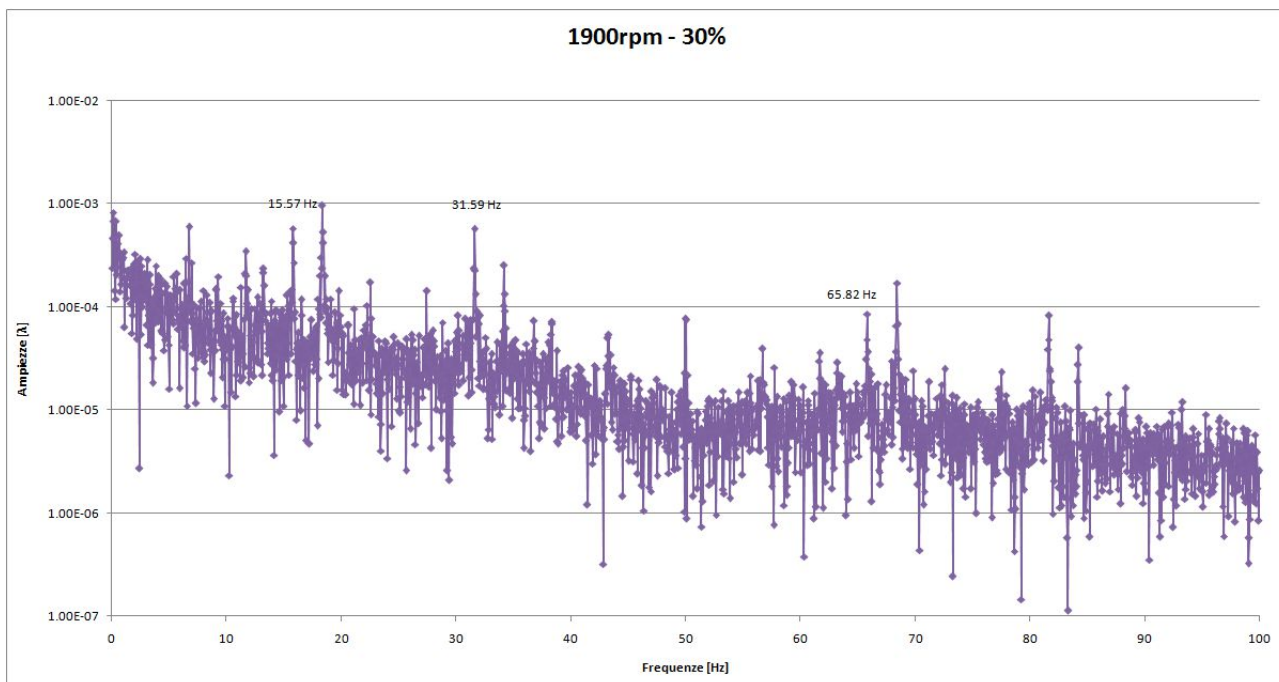
**Fig. 3.63** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2000 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



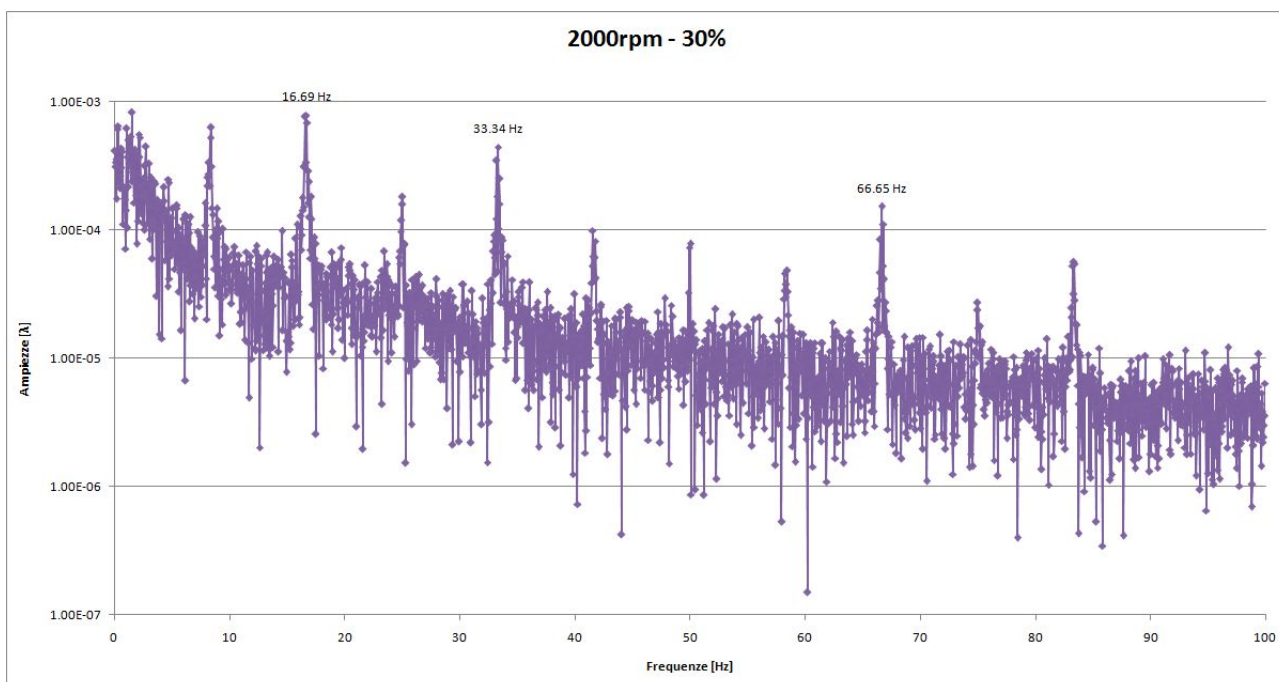
**Fig. 3.64** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2500 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



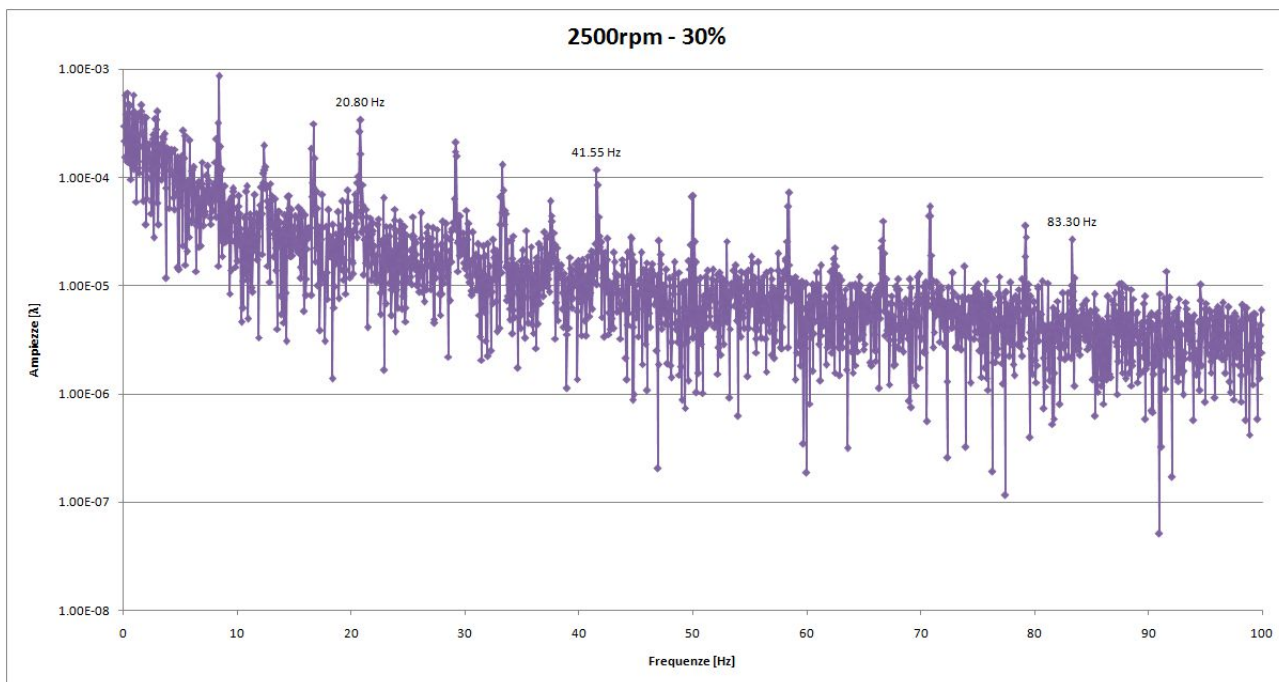
**Fig. 3.65** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2700 rpm e 25% di apertura della valvola a farfalla.



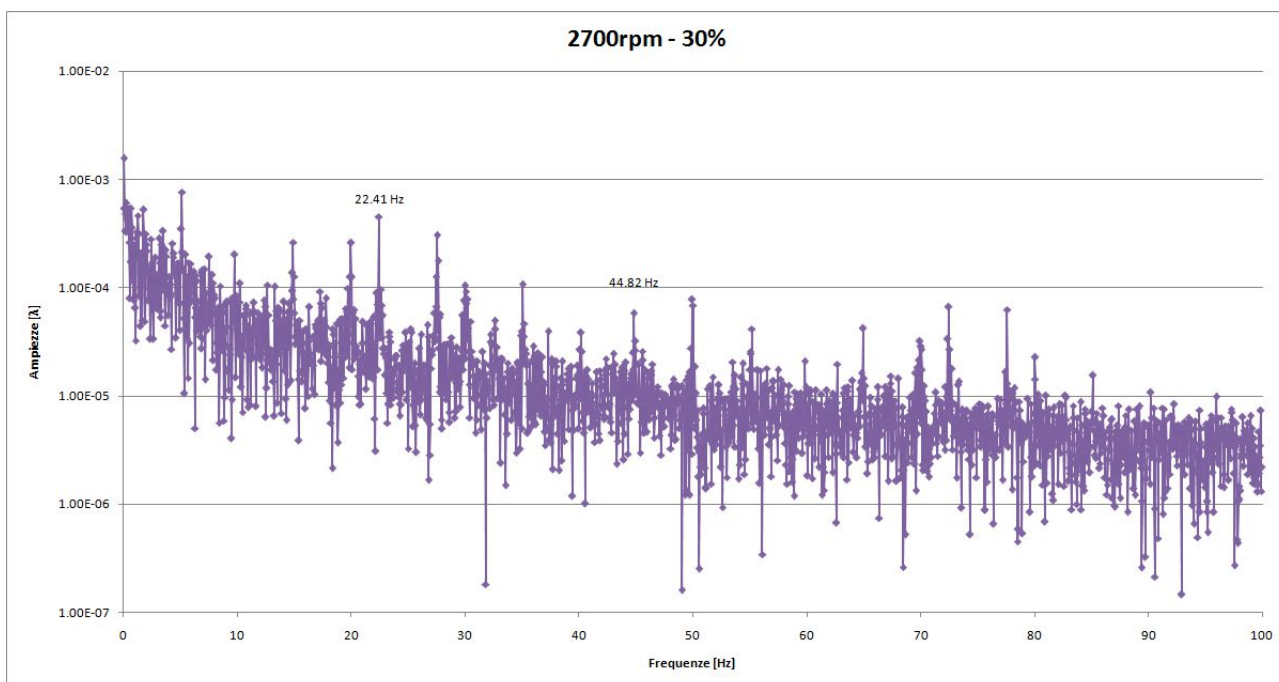
**Fig. 3.66** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 1900 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.67** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2000 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.68** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2500 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.69** Spettro in frequenza del segnale in uscita dalla sonda lambda a valle del catalizzatore, a 2700 rpm e 30% di apertura della valvola a farfalla.

## 4 Motore in configurazione di serie

I punti di funzionamento del motore indagati nel corso della prova sono stati i seguenti:

<b>apertura farfalla [%]</b>	<b>regimi di rotazione [rpm]</b>
10%	1000
	1500
	2000
	2500
15%	1000
	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
20%	4500
	1000
	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
25%	4500
	5000
	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
30%	4500
	5000
	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
40%	4500
	5000
	1500
	2000
	2500
	3000
	3500

apertura farfalla	rpm
50%	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
	4500
	5000
100 %	1500
	2000
	2500
	3000
	3500
	4000
	4500
	5000

**Tab. 4.1** Punti di funzionamento del motore indagati durante la prova.

#### 4.1 Caratterizzazione del motore

Durante la prova si sono acquisiti i valori di coppia corrispondenti ai singoli punti di funzionamento, tuttavia questa coppia rilevata è funzione delle condizioni di pressione e temperatura all'interno della sala prove.

In letteratura [11] per riportare la potenza a condizioni di riferimento si può trovare la relazione:

$$P_{i,0} = C_f * P_{i,m} \text{ [kW]}$$

con

$P_{i,0}$  è la potenza indicata alle condizioni di riferimento;

$P_{i,m}$  è la potenza indicata misurata durante la prova;

$$C_f = \frac{p_{0,d}}{p_m - p_{v,m}} * \left(\frac{T_m}{T_0}\right)^{0.5}$$

dove:

$C_f$  è il fattore di correzione;

$p_{0,d}$  è la pressione assoluta dell'aria secca in condizioni di riferimento  
pari a 736,6 mmHg;

$p_m$  è la pressione assoluta misurata durante la prova;

$p_{v,m}$  è la pressione parziale del vapor d'acqua misurata durante la prova;

$T_m$  è la temperatura assoluta misurata durante la prova

$T_0$  è la temperatura assoluta di riferimento ( pari a 29,4°C = 302,4 K)

Tuttavia durante la prova non è nota la potenza indicata ma quella effettiva, le quali sono legate dalla relazione:

$$P_{e,m} = \eta_m * P_{i,m}$$

dove

$P_{e,m}$  è la potenza effettiva misurata durante la prova;

$\eta_m$  è il rendimento meccanico;

Quindi per utilizzare questa correzione è necessario conoscere il rendimento meccanico, che dipende sia dal regime di rotazione che dal carico, in modo da calcolare la potenza indicata in ogni condizione operativa.

Non conoscendo i valori di  $\eta_m$  del motore in prova si è deciso ,per riportare i valori alle condizioni standard, di utilizzare il procedimento illustrato in [16]:

$$P_{corretta} = P_m * \frac{p_0}{p_m} * \sqrt{\frac{T_m}{T_0}}$$

in cui :

$P_{corretta}$  è la potenza riportata alle condizione di riferimento [Nm]

$P_m$  è la potenza rilevata al freno [Nm]

$p_0$  è la pressione atmosferica di riferimento pari a 760 mmHg

$p_m$  è la pressione atmosferica durante la prova [mmHg]

$T_m$  è la temperatura assoluta durante la prova [K]

$T_0$  è la temperatura assoluta di riferimento pari a 288 K ( cioè 15°C)

L'utilizzo di questa relazione introduce sicuramente delle approssimazioni, dal momento che non considera la potenza indicata e nemmeno l'umidità relativa nelle condizioni di prova; tuttavia ai fini di questa trattazione si è ritenuto che fosse un'approssimazione accettabile visto che l'interesse principale è quello di cogliere le variazioni delle prestazioni tra le due configurazioni.

In realtà ciò che ricaviamo al banco prova è la coppia, che dovrà essere anch'essa corretta, non la potenza; la relazione che le lega é:

$$P = \frac{C * rpm * 2\pi}{60} * 10^{-3}$$

dove:

C è la coppia espressa in Nm;

P è la potenza espressa in kW;

rpm è la velocità di rotazione del motore in giri/min;

Di seguito vengono riportati la coppia e la potenza erogate dal propulsore, riportate alle condizioni di riferimento, a carico parzializzato:

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1000	30.82	3.23
1500	24.12	3.79
2000	20.12	4.21
2500	16.51	4.32

**Tab. 4.2** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 10% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1000	40.02	4.18
1500	30.85	4.83
2000	25.81	5.35
2500	20.49	5.37
3000	18.35	5.74
3500	14.10	5.17
4000	10.28	4.31
4500	5.96	2.81

**Tab. 4.3** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 15% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1000	75.27	7.88
1500	77.36	12.15
2000	67.38	14.09
2500	59.43	15.56
3000	53.22	16.72
3500	48.88	17.84
4000	28.00	11.73
4500	22.44	10.54
5000	15.30	8.01

**Tab. 4.4** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 20% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1500	82.53	12.96
2000	79.31	16.6
2500	75.06	19.65
3000	70.75	22.23
3500	58.24	21.34
4000	51.64	21.63
4500	44.26	20.85
5000	34.19	17.90

**Tab. 4.5** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 25% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1500	85.76	13.47
2000	87.31	18.29
2500	86.02	22.52
3000	83.40	26.20
3500	81.65	29.93
4000	81.53	34.15
4500	64.75	30.51
5000	57.38	30.05

**Tab. 4.6** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 30% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1500	89.41	14.04
2000	88.47	18.53
2500	92.93	24.33
3000	92.80	29.15
3500	95.65	35.06
4000	96.80	40.55
4500	92.71	43.69
5000	84.83	44.42

**Tab. 4.7** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 40% di apertura della farfalla.

<b>rpm</b>	<b>Coppia [Nm]</b>	<b>Potenza [kW]</b>
1500	89.90	14.12
2000	90.74	19.00
2500	96.33	25.22
3000	98.58	30.97
3500	100.61	36.88
4000	101.98	42.72
4500	96.06	45.27
5000	91.15	47.72

**Tab. 4.8** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 50% di apertura della farfalla.

In questa configurazione si è testato il motore anche a piena apertura, per vedere di quanto le prestazioni si scostassero dalle prove effettuate sullo stesso motore al centro di ricerca ELASIS (tab. 2.1), tenendo presente che il motore usato per la prova, in precedenza aveva percorso circa 40.000 km.

Per condizioni di funzionamento sopra citate si è proceduto anche al calcolo del rendimento volumetrico:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} * V_d}$$

dove:

$m_a$  è la massa d'aria aspirata in un ciclo

$V_d$  è la cilindrata del motore in  $m^3$  (ovvero  $0.001242 m^3$ )

$\rho_{a,i}$  è la massa volumica dell'aria aspirata

La massa d'aria aspirata in un ciclo per una determinata condizione operativa è stata calcolata grazie al flussimetro posto a monte dell'air-box, con la procedura spiegata nel cap. 3.

Per la densità dell'aria alle condizioni atmosferiche della cella, grazie ai dati reperiti in [17] (fig. 4.1), utilizzando il software Matlab si è potuto graficare i punti e trovare la funzione interpolante (fig. 4.2).

$$\rho_{a,i} = \frac{352,8}{(t + 272.9)} [kg/m^3]$$

dove con  $t$  si è indicata la temperatura dell'aria in °C.

Proprietà fisiche dell'aria (1 atm)<sup>[9]</sup>

Temperatura (°C)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosità dinamica (Pa·s)	Viscosità cinematica (m <sup>2</sup> /s)	c <sub>p</sub> (kJ/kg·K)	c <sub>v</sub> (kJ/kg K)	c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>
0	1,293	1,71 × 10 <sup>-5</sup>	1,32 × 10 <sup>-5</sup>	1,0037	0,7166	1,401
10	1,247	1,76 × 10 <sup>-5</sup>	1,41 × 10 <sup>-5</sup>	1,0041	0,7170	1,400
15	1,225	1,78 × 10 <sup>-5</sup>	1,45 × 10 <sup>-5</sup>	1,0043	0,7172	1,400
20	1,205	1,81 × 10 <sup>-5</sup>	1,50 × 10 <sup>-5</sup>	1,0045	0,7174	1,400
30	1,165	1,86 × 10 <sup>-5</sup>	1,60 × 10 <sup>-5</sup>	1,0050	0,7179	1,400
40	1,127	1,90 × 10 <sup>-5</sup>	1,69 × 10 <sup>-5</sup>	1,0055	0,7184	1,400
60	1,060	2,00 × 10 <sup>-5</sup>	1,88 × 10 <sup>-5</sup>	1,0068	0,7197	1,399
80	1,000	2,09 × 10 <sup>-5</sup>	2,09 × 10 <sup>-5</sup>	1,0084	0,7213	1,398
100	0,946	2,18 × 10 <sup>-5</sup>	2,30 × 10 <sup>-5</sup>	1,0104	0,7233	1,397
126.85	0,8824	2,286 × 10 <sup>-5</sup>	2,591 × 10 <sup>-5</sup>	1,0135	0,7264	1,395
226.85	0,7060	2,670 × 10 <sup>-5</sup>	3,782 × 10 <sup>-5</sup>	1,0295	0,7424	1,387
326.85	0,5883	3,017 × 10 <sup>-5</sup>	5,128 × 10 <sup>-5</sup>	1,0511	0,7640	1,376
526.85	0,4412	3,624 × 10 <sup>-5</sup>	8,214 × 10 <sup>-5</sup>	1,0987	0,8116	1,354
726.85	0,3530	4,153 × 10 <sup>-5</sup>	1,176 × 10 <sup>-4</sup>	1,1411	0,8540	1,336
1226.85	0,2353	5,264 × 10 <sup>-5</sup>	2,236 × 10 <sup>-4</sup>	1,2112	0,9241	1,311
1726.85	0,1765	6,23 × 10 <sup>-5</sup>	3,53 × 10 <sup>-4</sup>	1,2505	0,9634	1,298

Fig. 4.1 Proprietà fisiche dell'aria alla pressione di 1 atm, [17].

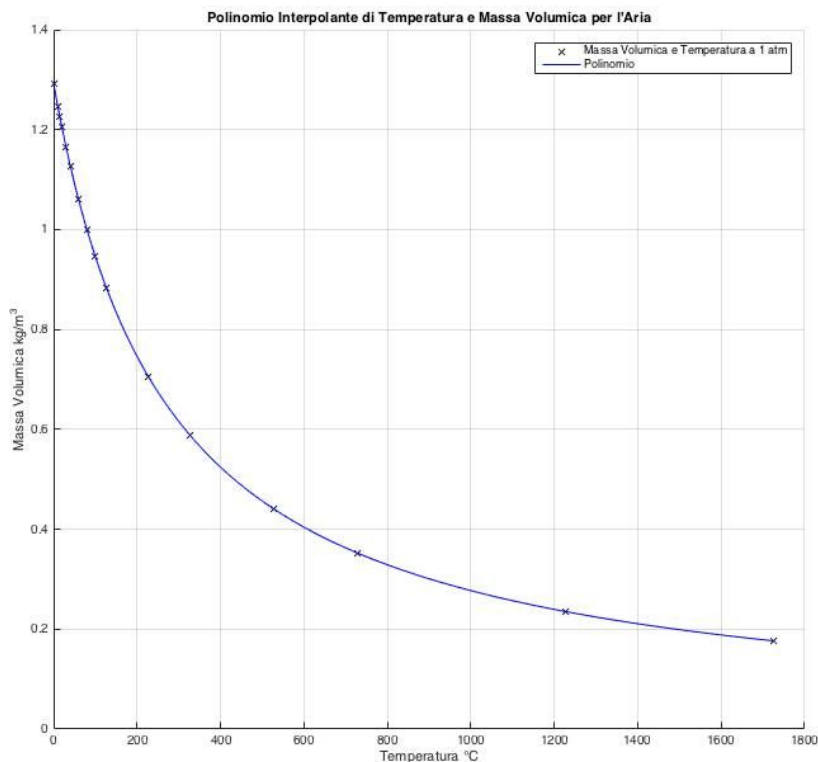


Fig. 4.2 Variazione della massa volumica dell'aria in funzione della temperatura, pressione pari a 1 atm.

Il rendimento volumetrico così ottenuto va riportato alle condizioni di riferimento, moltiplicandolo per il coefficiente correttivo  $C'_f$  (riportato in [11]) :

$$C'_f = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{0,5}$$

dove :

$T_0$  è la temperatura assoluta in condizioni di riferimento [K]

$T$  è la temperatura assoluta misurata durante la prova [K]

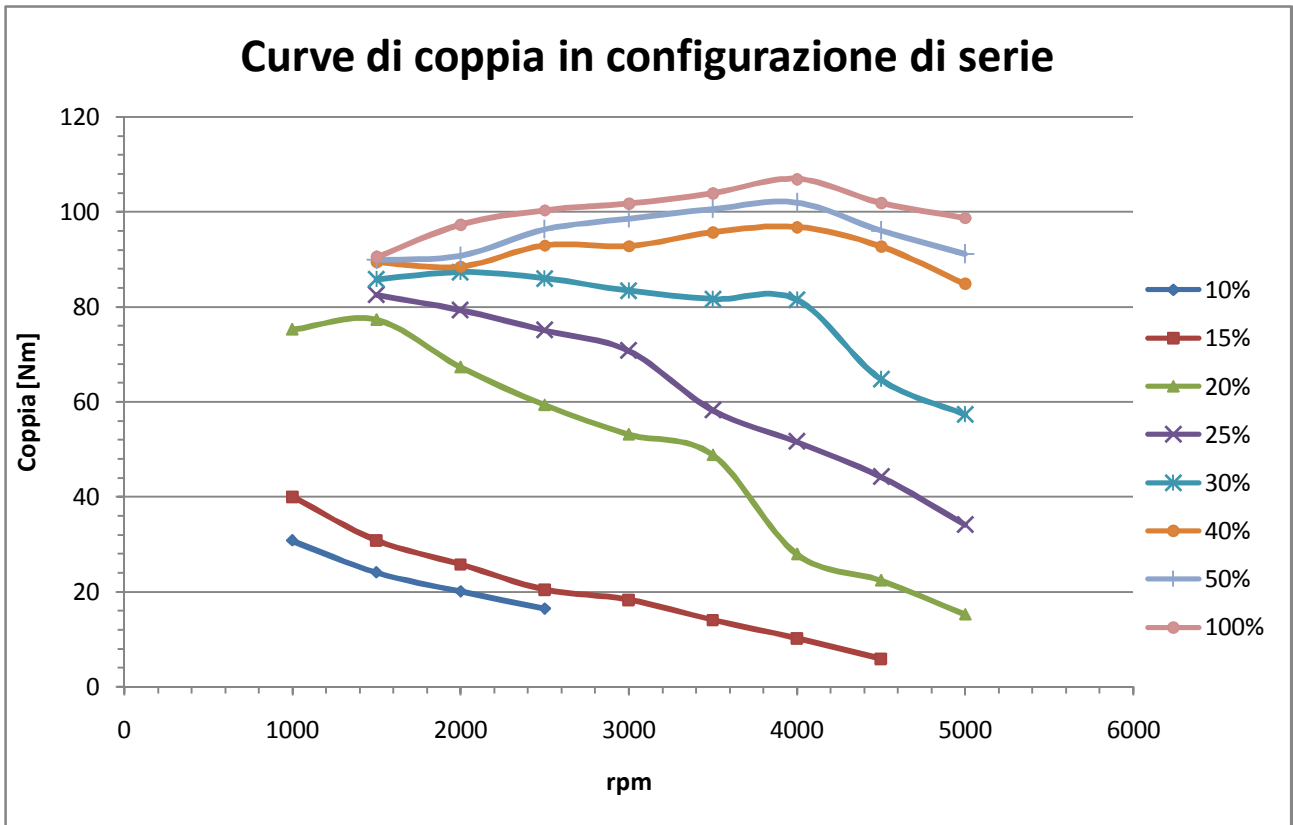
Di seguito i risultati ottenuti:

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	$\eta_v$ [%]
1500	90.51	14.22	78.46%
2000	97.32	20.38	83.36%
2500	100.34	26.27	87.53%
3000	101.75	31.97	82.91%
3500	103.89	38.08	86.75%
4000	106.92	44.79	90.49%
4500	101.86	48.00	90.66%
5000	98.70	51.68	90.67%

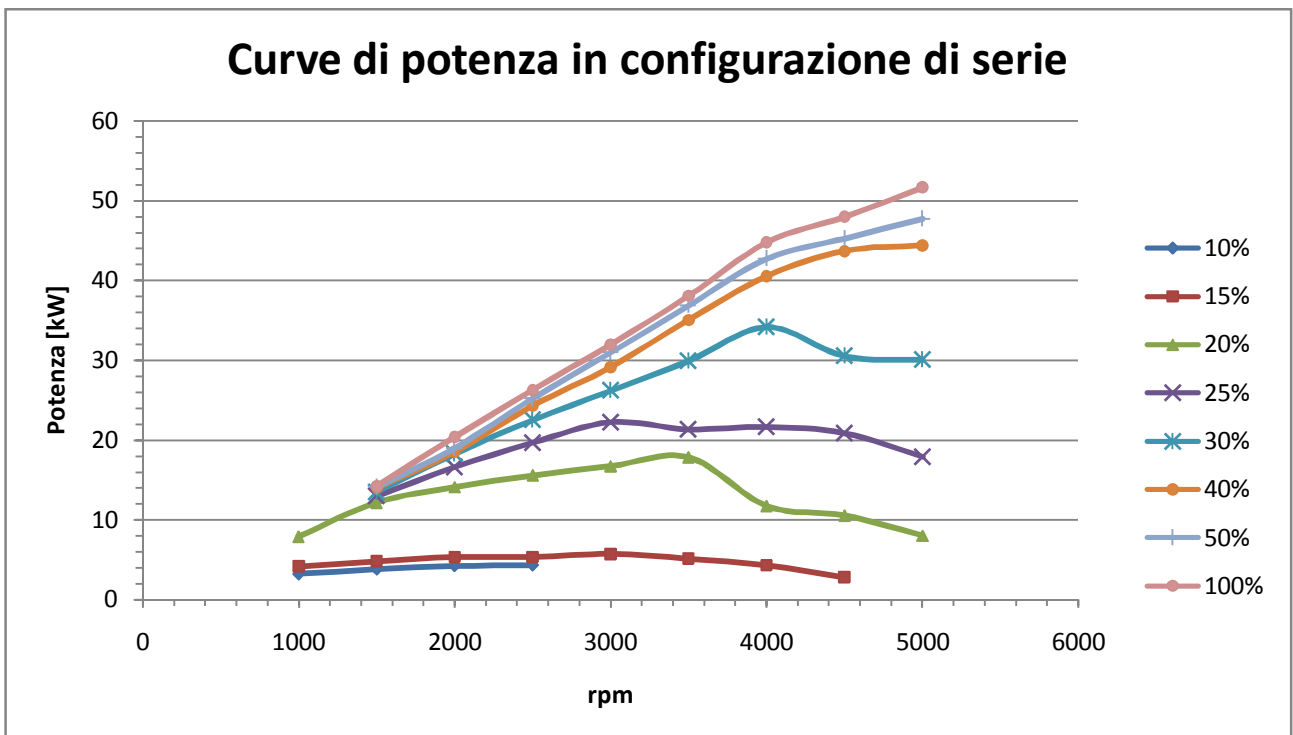
**Tab. 4.9** Coppia, potenza e rendimento volumetrico, riportati alle condizioni di riferimento, 100% apertura farfalla.

La potenza e la coppia inferiori rispetto alla tab. 2.1 sono dovute probabilmente ad un usura superiore del propulsore in prova, per quanto riguarda il rendimento volumetrico invece è da tenere presente che la portata d'aria è stata misurata a monte dell'air-box ,quindi si è introdotta la perdita di carico del filtro, mentre nelle misure di tab. 2.1 non è specificato come è stato calcolato tale rendimento.

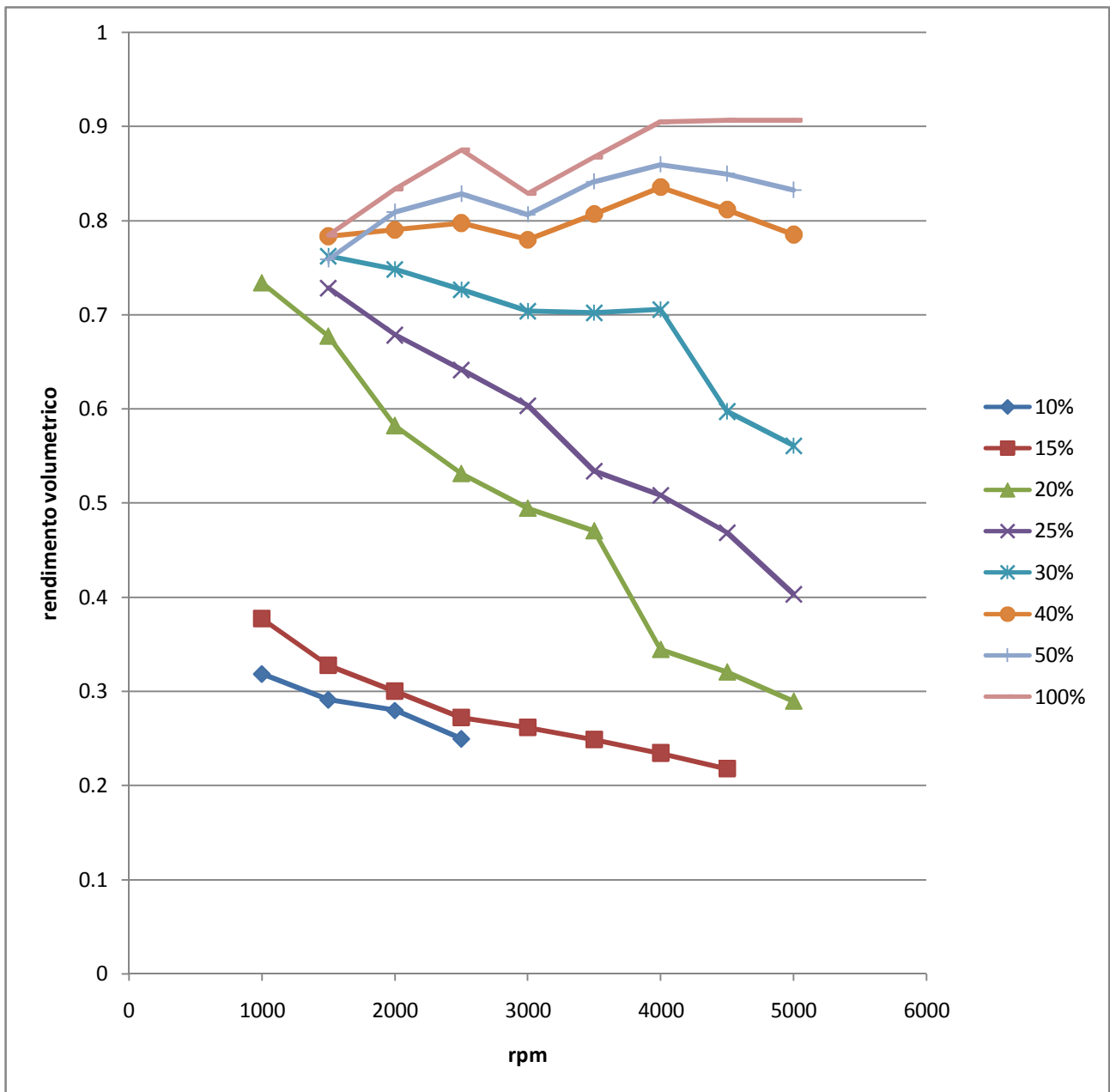
Con i dati ottenuti si sono ricavate anche le curve di coppia e di potenza del propulsore in configurazione di serie (fig. 4.3 e 4.4) e del rendimento volumetrico (fig. 4.5).



**Fig. 4.3** Curve di coppia per varie aperture della farfalla.



**Fig. 4.4** Curve di potenza per varie aperture della farfalla.



**Fig. 4.5** Curve del rendimento volumetrico in funzione del regime di rotazione del motore, per varie aperture della farfalla.

## 4.2 Consumi

Per il calcolo del consumo specifico (*sfc* specific fuel consumption ) si è portato il propulsore ad un punto di funzionamento prestabilito, si è atteso che la combustione fosse stabile osservando che la produzione di emissioni inquinanti si fosse stabilizzata (visibile in tempo reale dal computer collegato all'analizzatore AVL gas PEMS) e si è proceduto alla pesatura del serbatoio di carburante all'istante iniziale e finale di un intervallo di tempo di osservazione prestabilito  $\Delta t$ .

Facendo la differenza tra i pesi all'inizio e alla fine la differenza è stato possibile ricavare la massa di combustibile  $\Delta fuel$  consumata nel tempo  $\Delta t$ .

Dividendo la massa di combustibile consumata per l'intervallo  $\Delta t$  corrispondente si ottiene la portata di massa di combustibile  $\dot{m}_f$ :

$$\dot{m}_f = \frac{\Delta fuel}{\Delta t} \left[ \frac{g}{h} \right]$$

Nota la potenza erogata dal motore in quel punto di funzionamento e riportata alle condizioni di riferimento si ricava immediatamente il consumo specifico tramite la relazione :

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \left[ \frac{g}{kWh} \right]$$

Tuttavia questa procedura non ha portato a risultati attendibili in quanto il valore segnato dalla bilancia oscillava troppo a causa delle vibrazioni. Si è quindi deciso di valutare i consumi utilizzando l'acquisizione dati. Conoscendo il tempo di apertura degli iniettori e conoscendo la portata volumetrica dei medesimi si è risaliti alla massa di combustibile iniettata  $F$  in un ciclo, come già spiegato al par 3.2.1. Dividendo  $F$  per il tempo ciclo si è ottenuta la portata di massa iniettata in un ciclo:

$$\dot{m}_{f,1 \text{ ciclo}} = \frac{F}{t_{ciclo}} \left[ \frac{g}{h} \right]$$

Per ricavare il consumo specifico si è quindi applicata la relazione riportata in precedenza.

Di seguito si riportano i risultati ottenuti.

rpm	sfc [g/kWh]
1000	338.15
1500	366.31
2000	400.95
2500	451.21

**Tab. 4.10** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1000	296.14
1500	319.07
2000	347.69
2500	392.56
3000	426.98
3500	528.44
4000	674.05
4500	1082.48

**Tab. 4.11** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1000	270.74
1500	250.65
2000	241.34
2500	250.24
3000	256.24
3500	267.17
4000	342.67
4500	403.43
5000	529.01

**Tab. 4.12** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kwh]</b>
1500	247.47
2000	238.38
2500	235.96
3000	233.94
3500	249.82
4000	266.96
4500	288.92
5000	330.70

**Tab. 4.13** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	252.91
2000	236.59
2500	232.89
3000	229.08
3500	236.76
4000	254.56
4500	301.10
5000	286.96

**Tab. 4.14** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	249.05
2000	247.80
2500	235.70
3000	229.96
3500	247.14
4000	261.40
4500	270.18
5000	301.64

**Tab. 4.15** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.

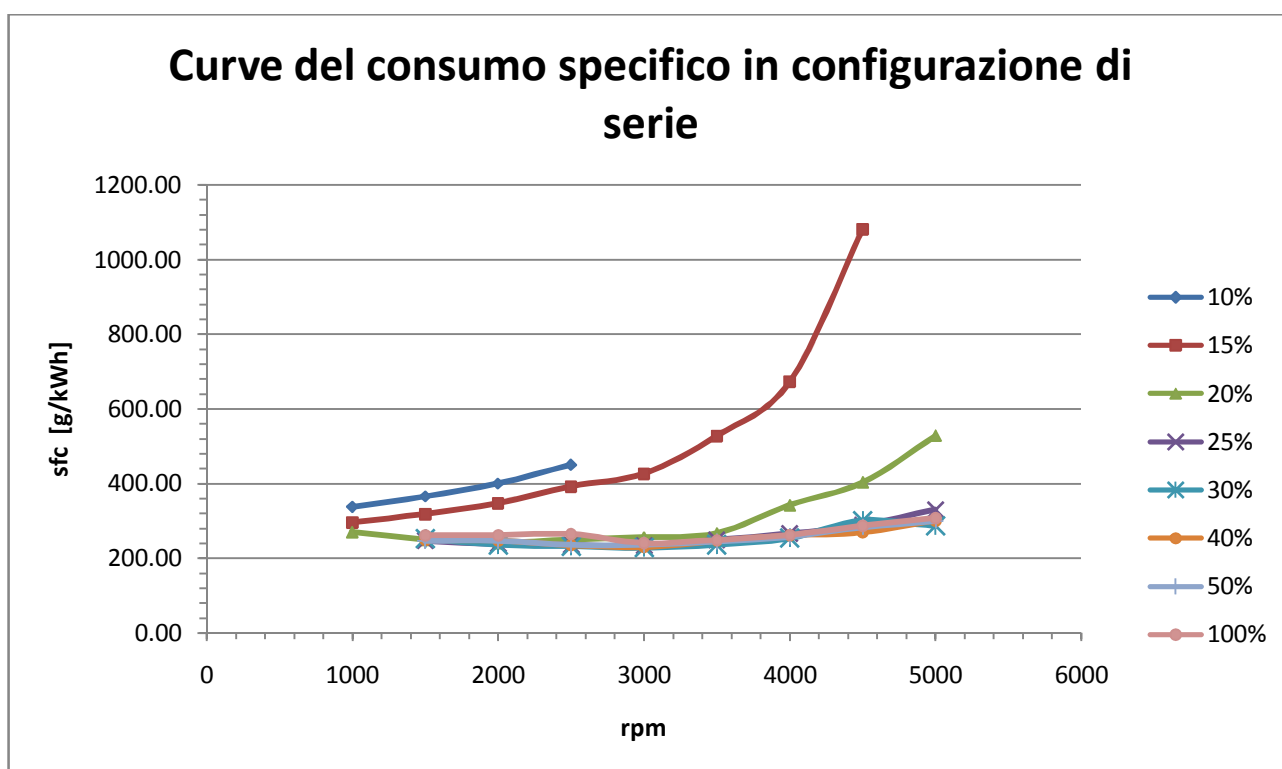
<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	246.90
2000	246.71
2500	236.09
3000	235.85
3500	243.90
4000	257.25
4500	283.00
5000	300.24

**Tab. 4.16** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 50% apertura farfalla.

rpm	sfc [g/kWh]
1500	262.02
2000	262.25
2500	265.50
3000	241.05
3500	249.28
4000	262.89
4500	287.96
5000	308.68

**Tab. 4.17** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 100% apertura farfalla.

Con questi valori sono state tracciate le curve del consumo specifico ( fig. 4.6)



**Fig. 4.6** Curve di consumo specifico per diverse aperture della valvola a farfalla.

### 4.3 Emissioni inquinanti

Nel corso di queste prove grazie all'analizzatore AVL gas PEMS è stato possibile valutare le concentrazioni delle emissioni allo scarico del motore, a valle del catalizzatore, in termini di  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  ed  $O_2$  mentre non è stato possibile valutare la concentrazione di idrocarburi incombusti perché non si è potuto utilizzare il FID a causa della mancanza della miscela di idrogeno-elio necessaria per il funzionamento del dispositivo.

Di seguito si riportano i valori medi delle specie sopra indicate nelle varie condizioni di funzionamento del motore (tab. 4.1).

rpm	$NO$ [ppm]	$NO_2$ [ppm]	$CO$ [ppm]	$CO_2$ [% vol]	$O_2$ [ppm]
1000	6.50	0.00	5542.86	11.45	1.97
1500	1374.12	1.70	6255.96	13.10	0.67
2000	1812.09	3.14	5356.75	13.45	0.53
2500	411.23	0.00	2288.34	15.04	0.16

**Tab. 4.18** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.

rpm	$NO$ [ppm]	$NO_2$ [ppm]	$CO$ [ppm]	$CO_2$ [% vol]	$O_2$ [ppm]
1000	9.86	0.00	622.01	14.63	0.14
1500	26.57	0.00	103.18	14.83	0.08
2000	14.62	0.00	499.46	14.84	0.05
2500	6.69	0.00	763.54	14.04	0.37
3000	16.16	0.00	226.59	14.40	0.24
3500	149.18	0.00	32.18	14.90	0.07
4000	143.00	0.00	20.04	14.85	0.07
4500	24.19	0.00	179.85	14.95	0.03

**Tab. 4.19** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1000	42.68	0.00	356.79	15.01	0.01
1500	64.22	0.00	240.68	15.04	0.00
2000	81.23	0.00	151.66	15.05	0.00
2500	20.50	0.00	289.04	14.64	0.09
3000	31.70	0.00	241.57	14.75	0.08
3500	40.77	0.00	89.90	14.49	0.19
4000	43.53	0.00	67.61	14.77	0.08
4500	269.96	0.00	32.61	15.06	0.01
5000	101.62	0.00	277.86	15.12	0.00

**Tab. 4.20** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	21.13	0.00	369.94	15.09	0.00
2000	310.80	0.00	41.01	15.06	0.00
2500	50.17	0.00	63.61	14.79	0.06
3000	137.90	0.00	25.51	14.77	0.08
3500	17.27	0.00	203.86	14.90	0.04
4000	330.83	0.00	41.96	15.07	0.00
4500	367.74	0.00	83.35	15.13	0.00
5000	27.86	0.00	448.62	15.10	0.00

**Tab. 4.21** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	0.00	0.00	870.08	13.26	0.76
2000	74.13	0.00	40.21	14.67	0.16
2500	131.33	0.00	53.29	14.94	0.04
3000	378.76	0.00	55.43	15.09	0.00
3500	211.74	0.00	143.86	15.09	0.00
4000	302.86	0.00	29517.20	13.22	0.00
4500	381.65	0.00	24505.11	13.55	0.00
5000	405.39	0.00	30755.25	13.15	0.00

**Tab. 4.22** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	0.32	0.00	924.37	13.51	0.59
2000	42.41	0.00	100.39	14.78	0.11
2500	124.02	0.00	80.95	14.99	0.02
3000	369.80	0.00	81.58	15.08	0.00
3500	215.83	0.00	22830.27	13.65	0.00
4000	135.04	0.00	43387.52	12.31	0.00
4500	134.99	0.00	47434.76	12.04	0.00
5000	71.60	0.00	62402.80	11.08	0.00

**Tab. 4.23** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	0.12	0.00	644.71	13.15	0.86
2000	44.86	0.00	167.31	14.72	0.12
2500	57.97	0.00	150.46	14.98	0.03
3000	211.72	0.00	20722.69	13.79	0.00
3500	227.29	0.00	22217.68	13.68	0.00
4000	130.96	0.00	40584.20	12.49	0.00
4500	74.28	0.00	56770.71	11.45	0.00
5000	72.16	0.00	61547.70	11.11	0.00

**Tab. 4.24** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 50% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	1.52	0.00	770.20	13.48	0.62
2000	0.12	0.00	922.38	13.08	0.88
2500	186.42	0.00	23445.75	13.13	0.13
3000	118.86	0.00	39498.69	12.56	0.00
3500	182.42	0.00	30361.57	13.15	0.00
4000	113.81	0.00	44141.69	12.25	0.00
4500	61.35	0.00	58465.14	11.31	0.00
5000	51.99	0.00	70474.81	10.60	0.00

**Tab. 4.25** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 100% apertura farfalla.

Utilizzando il segnale del debimetro si è risaliti alla massa d'aria  $A$  aspirata in un ciclo dal motore, mentre attraverso l'acquisizione dei tempi di apertura di un iniettore, ipotizzando che siano settati per iniettare tutti e quattro la stessa quantità di benzina, si è calcolato la massa di combustibile  $F$  iniettata in un ciclo. Con queste grandezze è stato possibile ricavare la dosatura implementata nella centralina di serie nelle varie condizioni operative della prova, con  $\Phi = \lambda^{-1}$ , utilizzando la procedura descritta al par. 3.1.2.

farfalla	rpm	$\lambda$	$\Phi$
10%	1000	0.90	1.12
	1500	0.96	1.04
	2000	1.01	0.99
	2500	0.98	1.02
15%	1000	0.93	1.07
	1500	0.98	1.03
	2000	0.99	1.01
	2500	0.99	1.01
	3000	0.98	1.02
	3500	0.97	1.03
	4000	0.98	1.02
	4500	0.98	1.02
20%	1000	1.05	0.96
	1500	1.02	0.98
	2000	1.04	0.96
	2500	1.04	0.96
	3000	1.05	0.95
	3500	1.05	0.95
	4000	1.04	0.96
	4500	1.03	0.97
	5000	1.04	0.96
25%	1500	1.03	0.97
	2000	1.04	0.96
	2500	1.05	0.95
	3000	1.06	0.95
	3500	1.06	0.94
	4000	1.07	0.94
	4500	1.06	0.94
	5000	1.03	0.97
30%	1500	1.02	0.98
	2000	1.05	0.95
	2500	1.05	0.95

30%	3000	1.07	0.94
	3500	1.05	0.95
	4000	0.98	1.02
	4500	0.88	1.13
	5000	0.98	1.02
40%	1500	1.02	0.98
	2000	1.05	0.96
	2500	1.06	0.95
	3000	1.06	0.94
	3500	0.99	1.01
	4000	0.95	1.05
	4500	0.93	1.07
	5000	0.88	1.13
50%	1500	0.99	1.01
	2000	1.05	0.95
	2500	1.05	0.95
	3000	1.00	1.00
	3500	0.99	1.01
	4000	0.94	1.06
	4500	0.90	1.11
	5000	0.87	1.15
100%	1500	0.96	1.04
	2000	0.95	1.06
	2500	0.95	1.05
	3000	0.98	1.02
	3500	0.97	1.03
	4000	0.93	1.07
	4500	0.89	1.12
	5000	0.86	1.17

**Tab. 4.26** Valori di dosatura in configurazione di serie a varie condizioni operative.

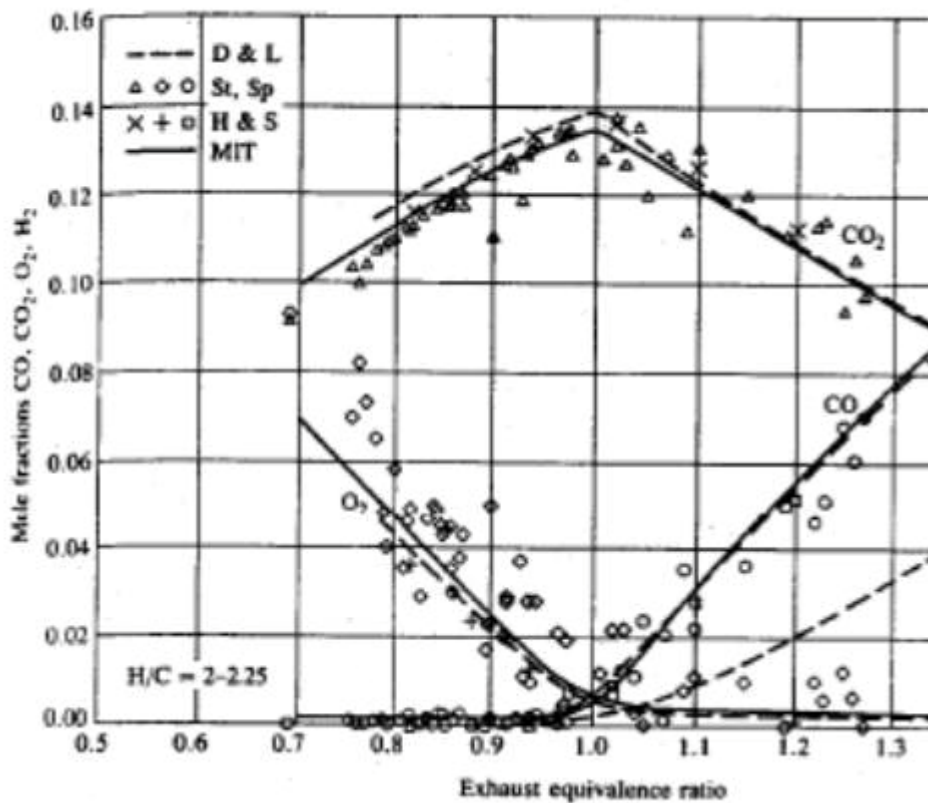
Come era prevedibile la centralina di serie è impostata in modo che il motore si trovi ad operare a dosature vicine a quella stechiometrica a farfalla parzializzata e velocità di rotazione non superiori ai 3000 giri/min per garantire un funzionamento ottimale del catalizzatore. Mentre al di sopra dei 3000 giri/min e a piena apertura, condizioni in cui è richiesta la maggior potenza erogabile, la dosatura risulta essere ricca in combustibile.

Esulano da quanto appena affermato solamente le seguenti condizioni operative :

- 10% apertura farfalla ,1000 giri/min
- 15% apertura farfalla , 1500 giri/min

Da [11] sono note le concentrazioni delle sostanze inquinanti allo scarico in funzione della dosatura (fig.4.7 e fig. 1.27).

In base a queste fonti



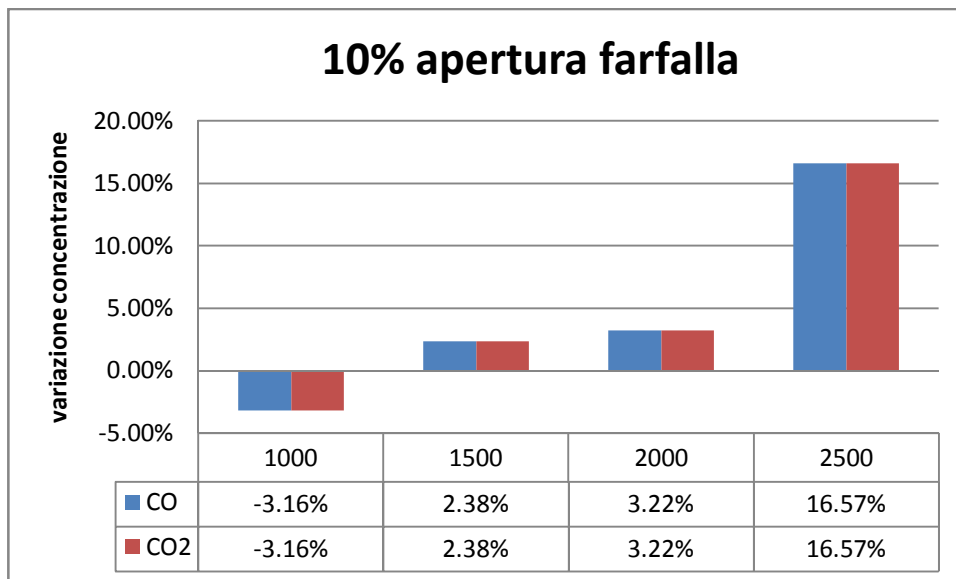
**Fig. 4.7** *Composizione tipica dei gas di scarico in frazione molare, in funzione del rapporto di equivalenza  $\Phi$ , [11].*

Grazie all'utilizzo di un software particolare è stato possibile dalla fig. 4.7 a ricavare una serie di punti per ricostruire le curve di CO<sub>2</sub> e CO, i valori trovati sono stati interpolati con dei polinomi di sesto grado in maniera da calcolare, con un certo grado di confidenza, la concentrazione di tali specie in funzione dei rapporti di dosatura rilevati in precedenza.

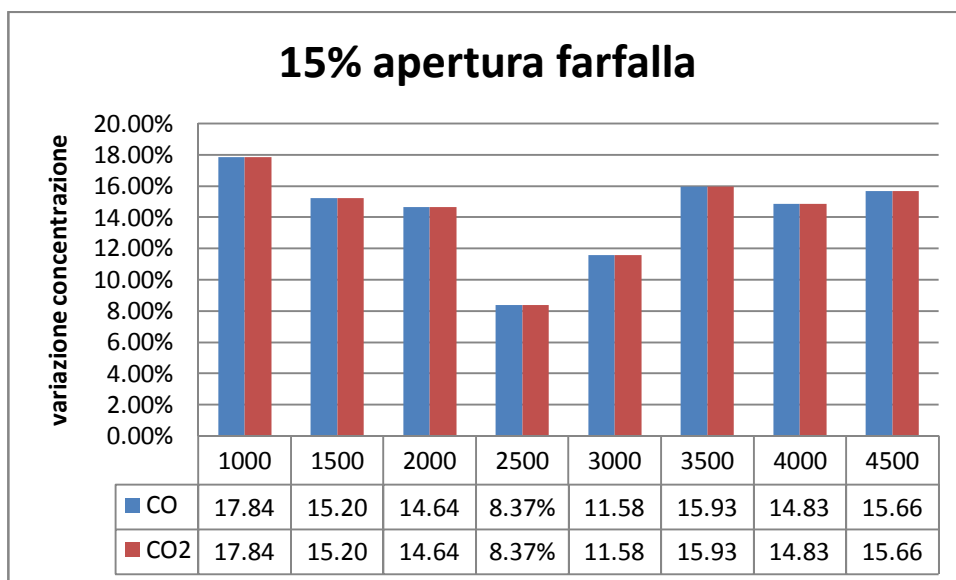
Confrontando i risultati ottenuti con i dati medi misurati con l'analizzatore AVL gas PEMS si nota che vi sono variazioni piuttosto marcate fino alla fine della prova a 30% di apertura della farfalla.

Una spiegazione di ciò potrebbe risiedere nel fatto che il catalizzatore usato per la prova, essendo stato installato in precedenza su un'altro motore FIAT Fire 1242cc danneggiato dove potrebbe aver funzionato in condizioni critiche. Potrebbe quindi

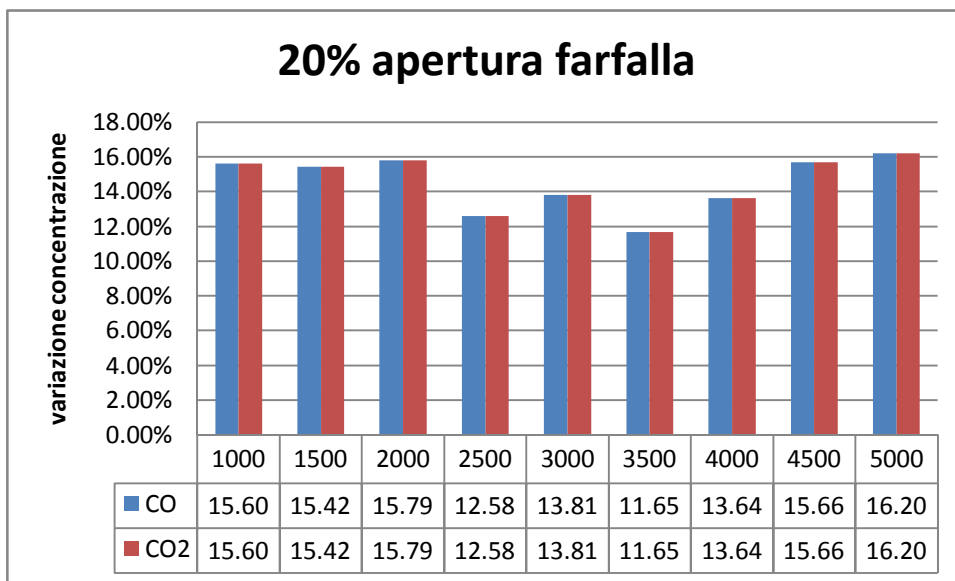
essere servito del tempo prima che il dispositivo riuscisse a pulirsi e a funzionare correttamente.



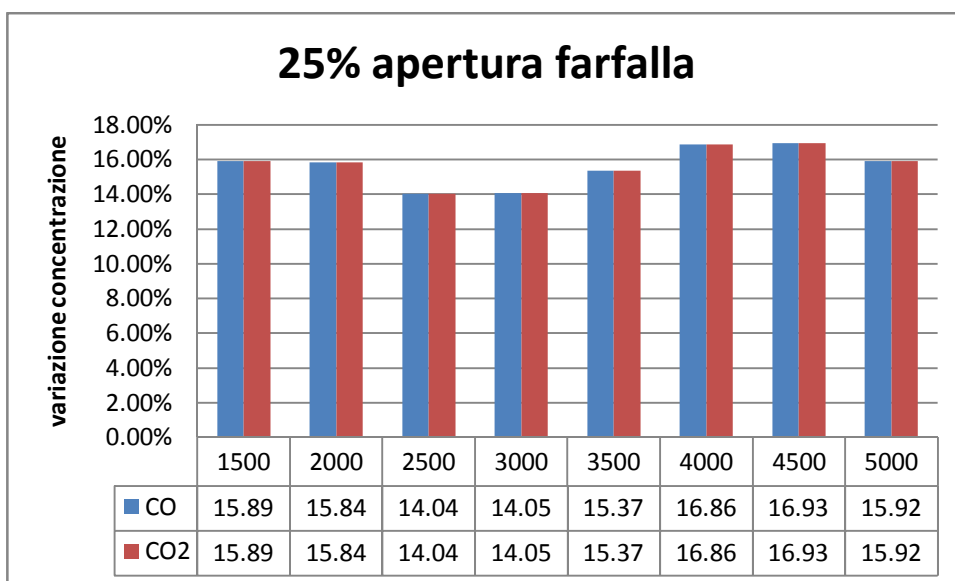
**Fig. 4.8** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 10% farfalla.*



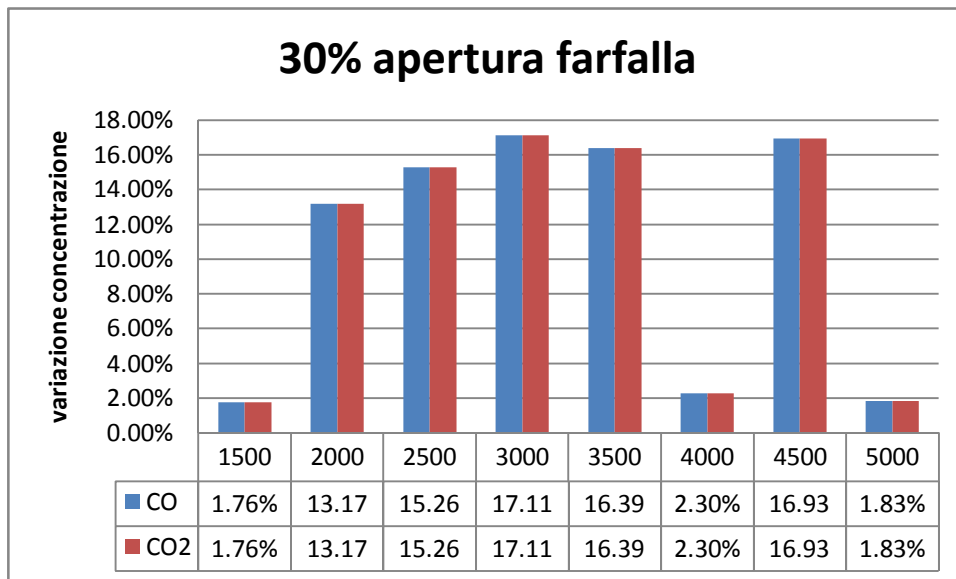
**Fig. 4.9** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 15% farfalla.*



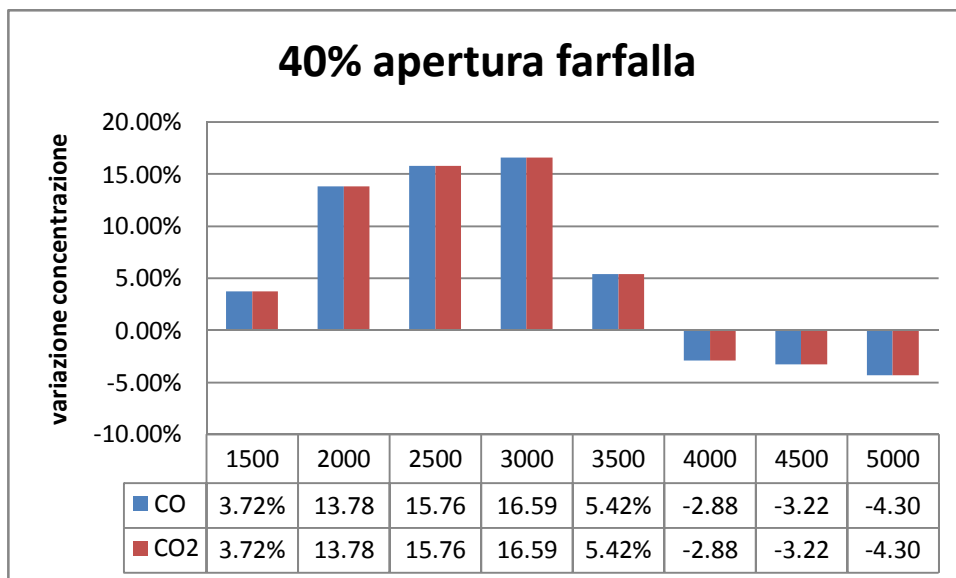
**Fig. 4.10** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 20% farfalla.*



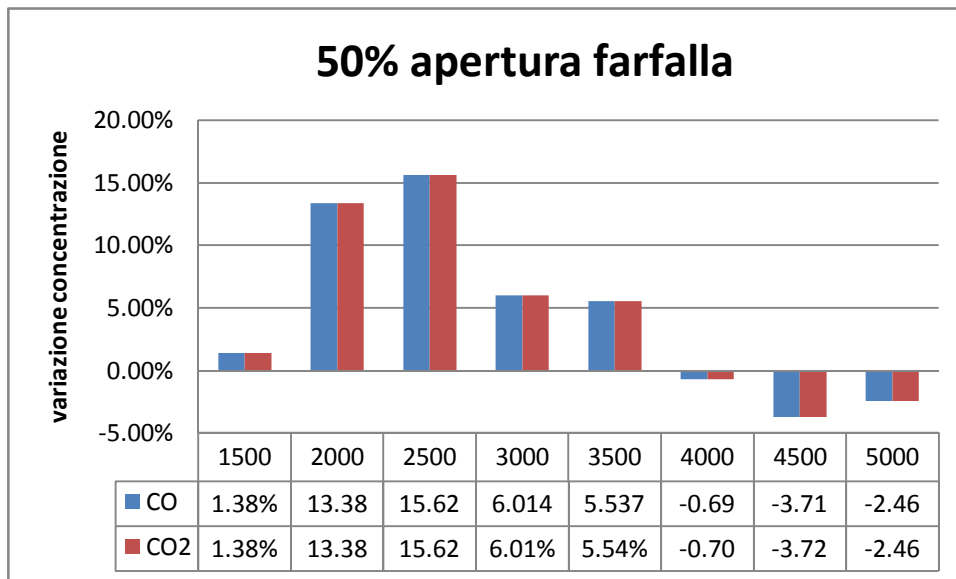
**Fig. 4.11** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 25% farfalla.*



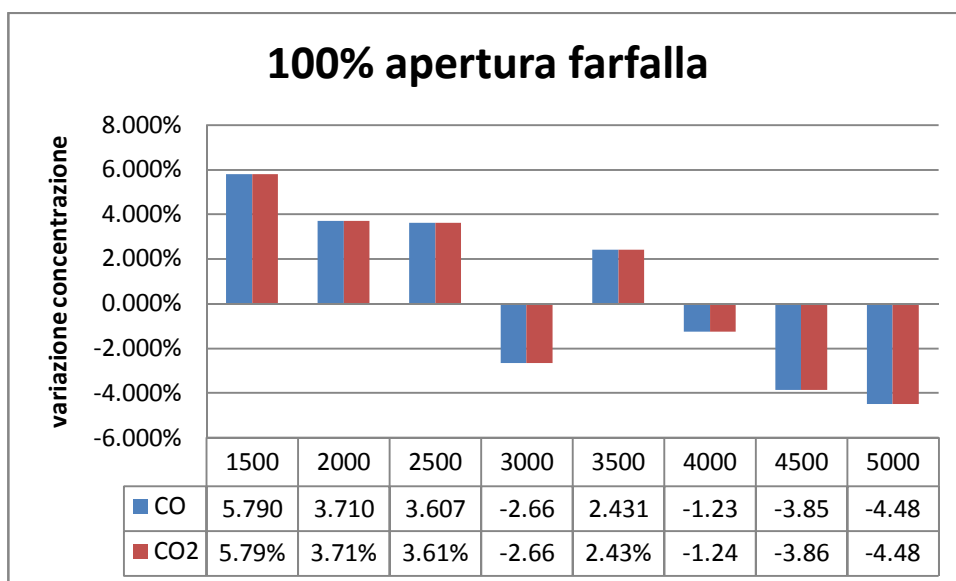
**Fig. 4.12** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 30% farfalla.*



**Fig. 4.13** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 40% farfalla.*



**Fig. 4.14** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 50% farfalla.*



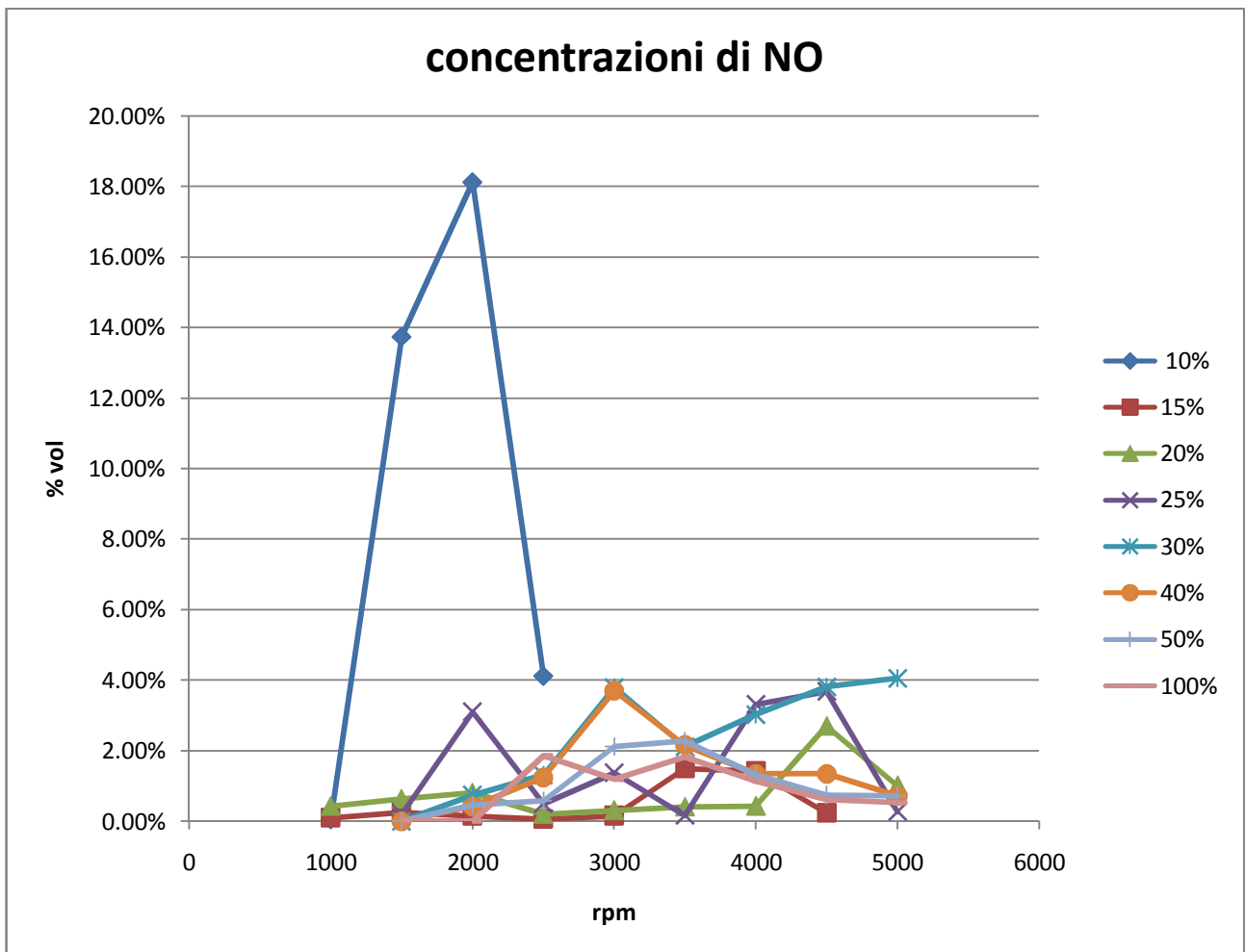
**Fig. 4.15** *Variazione percentuale di concentrazione di CO e CO<sub>2</sub> fra il grafico di fig. 4.7 e i rilevamenti durante la prova; 100% farfalla.*

Dopo il 30% dove figurano ancora variazioni importanti sono probabilmente imputabili ad una combustione non ancora stabilizzata.

Dai dati acquisiti allo scarico con il motore in configurazione originale si nota anche che il catalizzatore riesce sempre ad abbattere gli ossidi di azoto, infatti dalla fig.1.27 si può vedere che per dosature vicine allo stechiometrico la percentuale di queste specie inquinanti dovrebbe essere attorno al 7% mentre dai dati medi acquisiti l' NO risulta essere sempre attorno al 4% (fig. 4.16).

Anche condizioni di dosatura ricca NO non supera il 4% quando dalla fig. 1.27 dovrebbe essere attorno al 5%.

Si può vedere anche come non si rilevino praticamente mai tracce di  $NO_2$ . Eccezione di quanto detto sono le condizioni al 10% di apertura ed anche in questo caso, probabilmente, le cause sono da imputarsi ad un malfunzionamento iniziale del catalizzatore.



**Fig. 4.16** Concentrazioni di NO rilevate alle diverse condizioni operative.

## 5 Motore configurato per il minimo consumo

Per cercare di minimizzare i consumi si è optato per l'utilizzo una mappa di dosatura dedicata che prevedesse un funzionamento povero in combustibile nei regimi di giri tipici dell'utilizzo urbano e carichi medio-bassi, e ricco a regimi di rotazione elevati e carichi elevati dove è richiesta tutta la potenza erogabile dal motore e dove una dosatura troppo povera potrebbe compromettere l'integrità del propulsore stesso. Dalla letteratura è noto che il minimo del consumo lo si ottiene per rapporti di equivalenza  $\phi$  vicino allo 0.9, o in maniera equivalente un valore di  $\lambda$  di circa 1.1. (fig. 1.27).

Con queste considerazioni si è implementata nella centralina MoTeC M 150 una mappa di dosatura (fig.5.1) che fino a 2500 giri/min garantisca una  $\lambda = 1.1$ , mentre  $\lambda = 0.9$  per regimi di rotazione superiori.

Gli anticipi d'accensione rispetto al punto morto superiore utilizzati vanno da  $10^\circ$  a  $30^\circ$ .

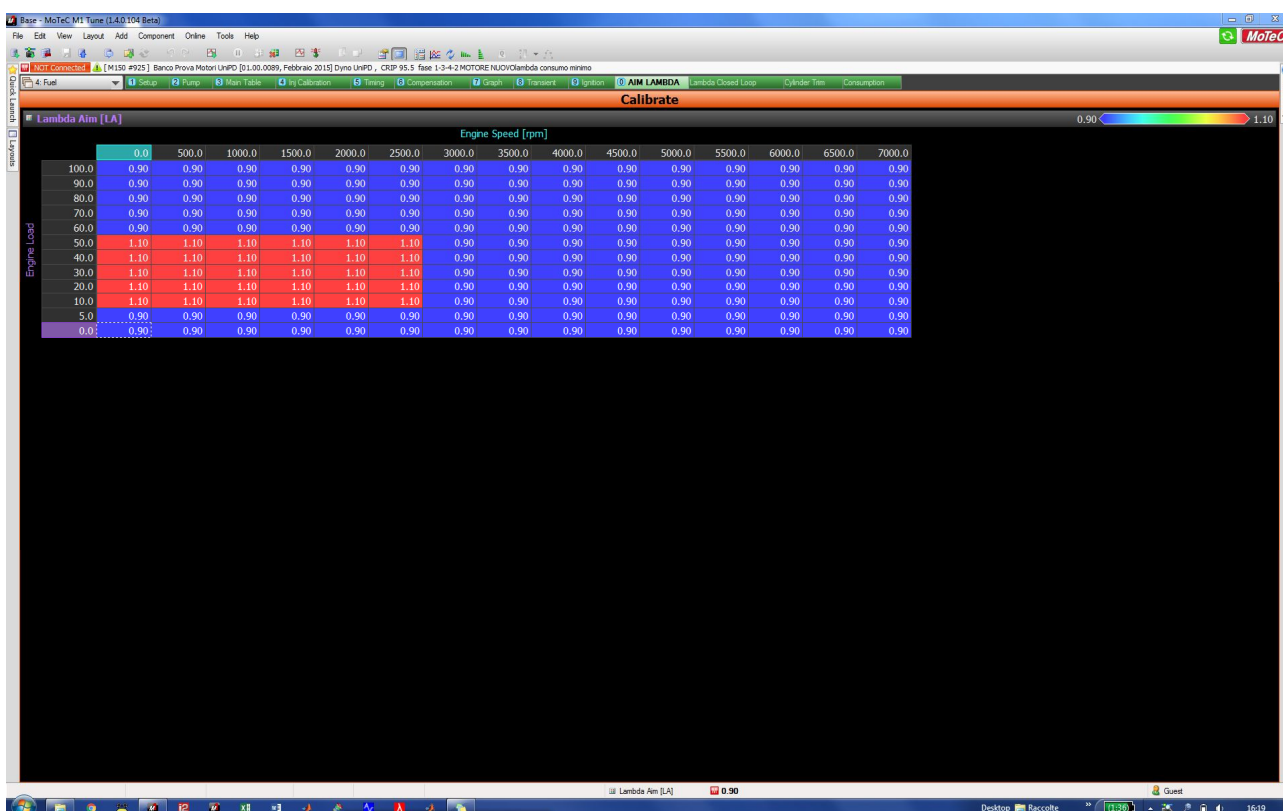


Fig. 5.1 Mappa di dosatura implementata per la prova.

Nell'ottica dell'uso urbano del propulsore, i punti di funzionamento indagati durante la prova sono stati i seguenti:

<b>apertura farfalla [%]</b>	<b>regimi di rotazione [rpm]</b>
10%	1000
	1500
	2000
15%	1000
	1500
	2000
	2500
	3000
20%	1000
	1500
	2000
	2500
	3000
25%	1500
	2000
	2500
	3000
30%	1500
	2000
	2500
	3000
40%	1500
	2000
	2500
	3000
50%	1500
	2000
	2500
	3000

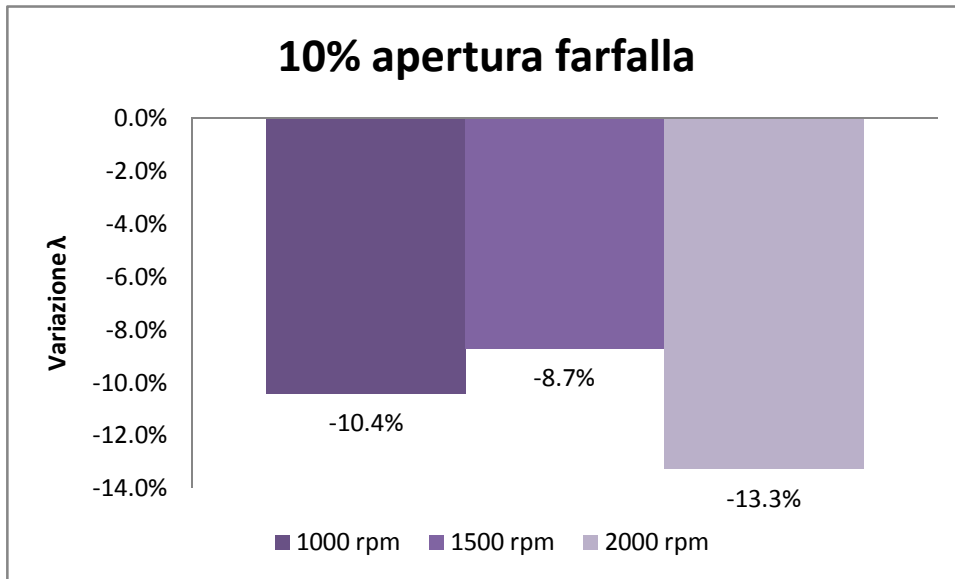
**Tab. 5.1** *Punti di funzionamento del motore indagati durante la prova.*

Per avere una verifica ulteriore che le dosature implementate in centralina fossero effettivamente rispettate si è valutata la dosatura con l'ausilio del flussimetro con la procedura descritta al paragrafo 3.1.2 , di seguito se ne riportano i risultati.

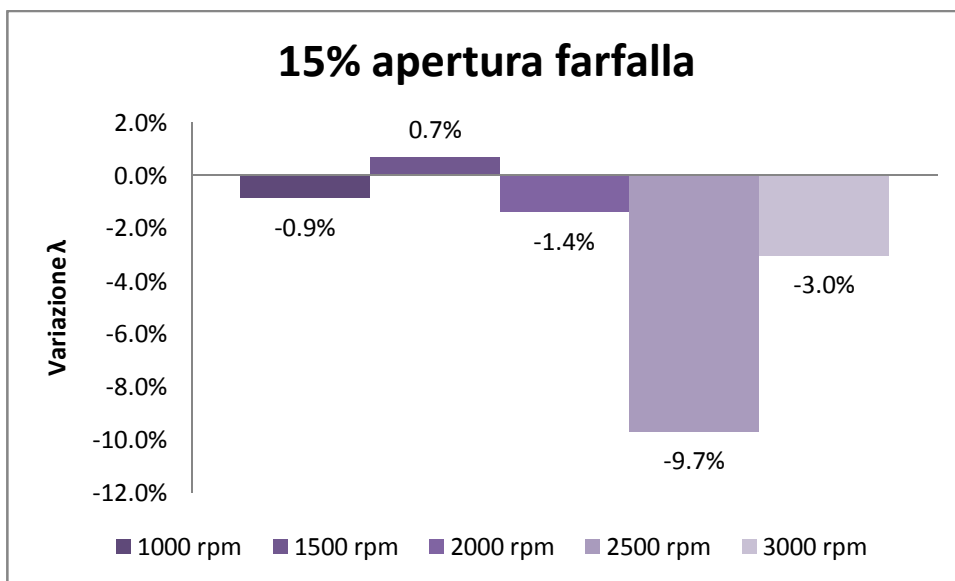
farfalla	rpm	$\lambda$	$\Phi$
10%	1000	0.99	1.01
	1500	1.00	1.00
	2000	0.95	1.05
15%	1000	1.09	0.92
	1500	1.11	0.90
	2000	1.08	0.92
	2500	0.99	1.01
	3000	0.87	1.15
20%	1000	1.10	0.91
	1500	1.12	0.89
	2000	1.14	0.88
	2500	1.05	0.95
	3000	0.93	1.07
25%	1500	1.13	0.88
	2000	1.15	0.87
	2500	1.06	0.94
	3000	0.95	1.05
30%	1500	1.14	0.88
	2000	1.13	0.89
	2500	1.04	0.97
	3000	0.96	1.05
40%	1500	1.13	0.89
	2000	1.13	0.88
	2500	1.14	0.88
	3000	0.95	1.05
50%	1500	1.08	0.93
	2000	1.13	0.88
	2500	1.15	0.87
	3000	0.94	1.07

**Tab. 5.2** Valori di dosatura calcolati con l'ausilio del debimetro alle diverse condizioni operative.

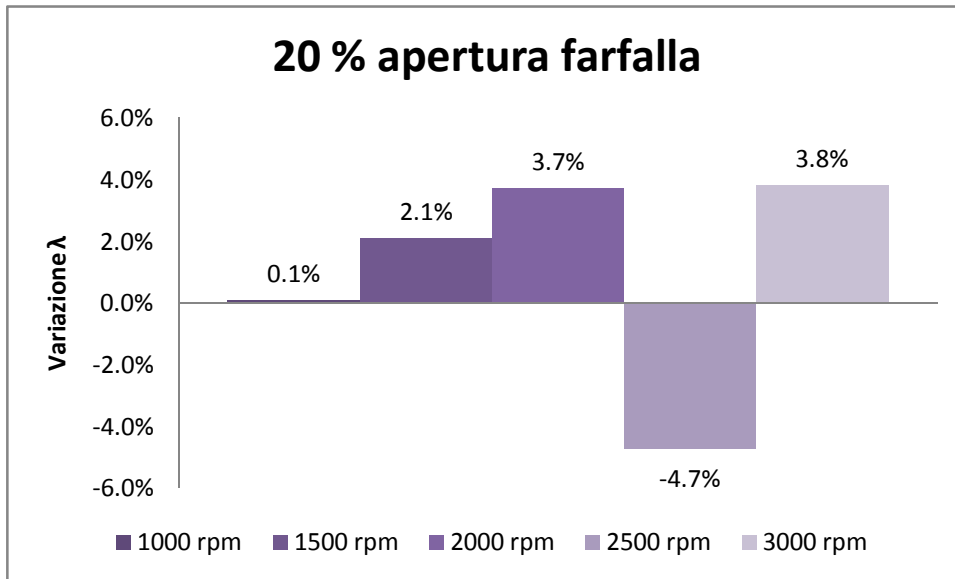
Si notano immediatamente delle discrepanze ,anche rilevanti, con la dosatura obiettivo impostata in centralina.



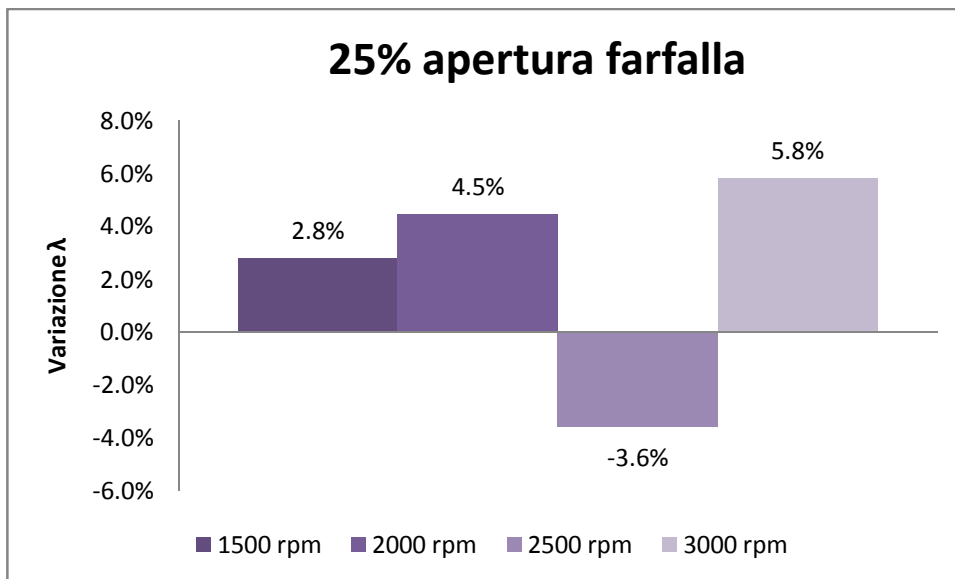
**Fig. 5.2** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 10% di apertura farfalla.*



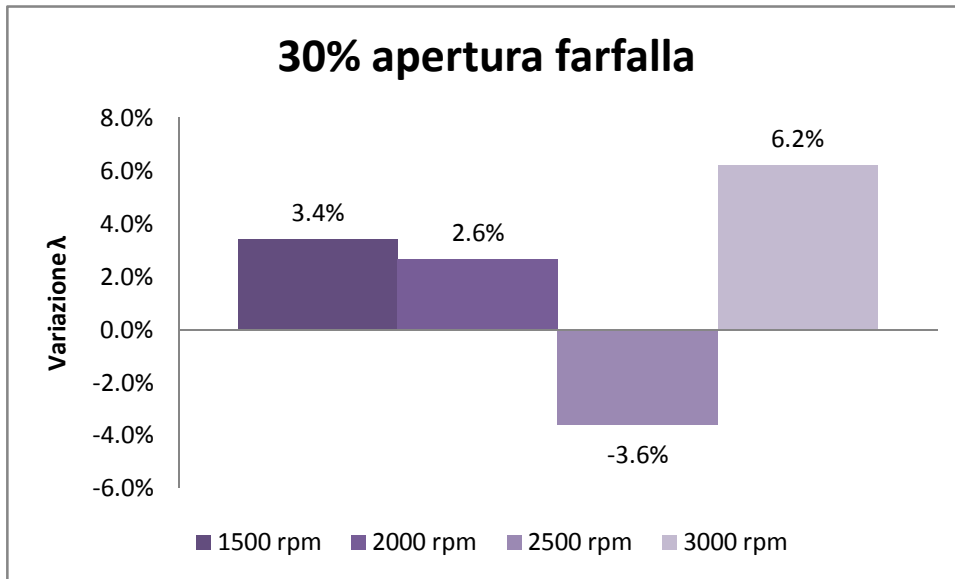
**Fig. 5.3** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 15% di apertura farfalla.*



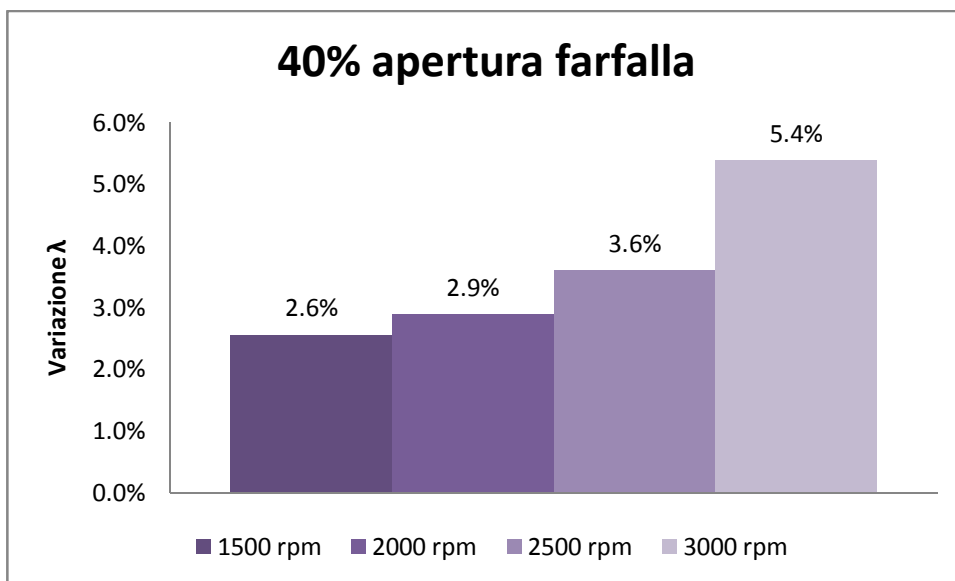
**Fig. 5.4** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 20% di apertura farfalla.*



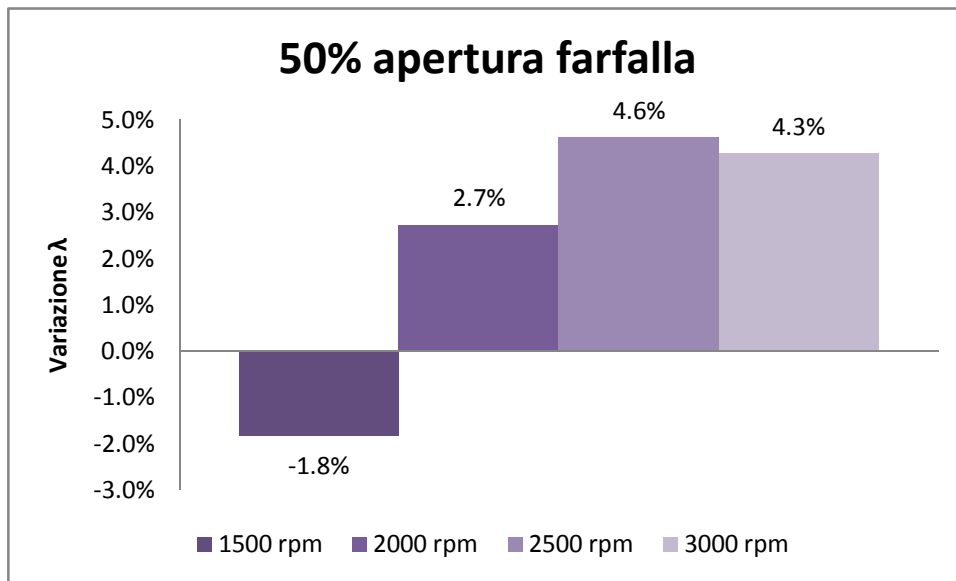
**Fig. 5.5** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 25% di apertura farfalla.*



**Fig. 5.6** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 30% di apertura farfalla.*



**Fig. 5.7** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 40% di apertura farfalla.*



**Fig. 5.8** *Variazione tra  $\lambda$  calcolata con l'ausilio del debimetro e quella impostata in centralina al 50% di apertura farfalla.*

## 5.1 Coppia e Potenza

Di seguito si riportano le prestazioni del motore in termini di coppia e potenza erogate, riportate alle condizioni di riferimento.

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1000	30.37	3.18
1500	12.79	2.01
2000	4.65	0.97

**Tab. 5.3** *Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 10% di apertura della farfalla.*

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1000	58.64	6.14
1500	43.59	6.85
2000	33.43	7.00
2500	25.23	6.60
3000	16.70	5.25

**Tab. 5.4** *Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 15% di apertura della farfalla.*

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1000	70.98	7.43
1500	70.48	11.07
2000	61.08	12.79
2500	53.02	13.88
3000	42.83	13.46

**Tab. 5.5** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 20% di apertura della farfalla.

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1500	78.94	12.40
2000	74.93	15.69
2500	71.43	18.70
3000	61.64	19.37

**Tab. 5.6** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 25% di apertura della farfalla.

rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1500	80.92	12.71
2000	82.15	17.21
2500	82.25	21.53
3000	74.65	23.45

**Tab. 5.7** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 30% di apertura della farfalla.

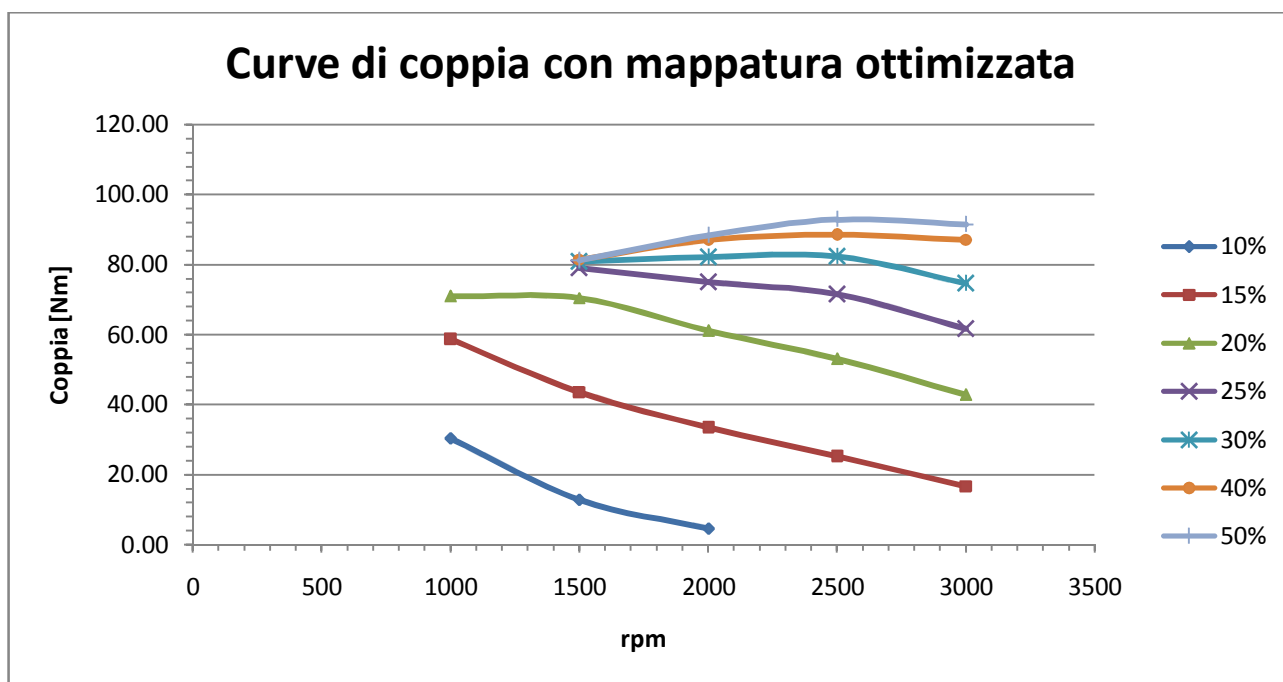
rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1500	81.46	12.80
2000	87.02	18.23
2500	88.49	23.17
3000	87.13	27.37

**Tab. 5.8** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 40% di apertura della farfalla.

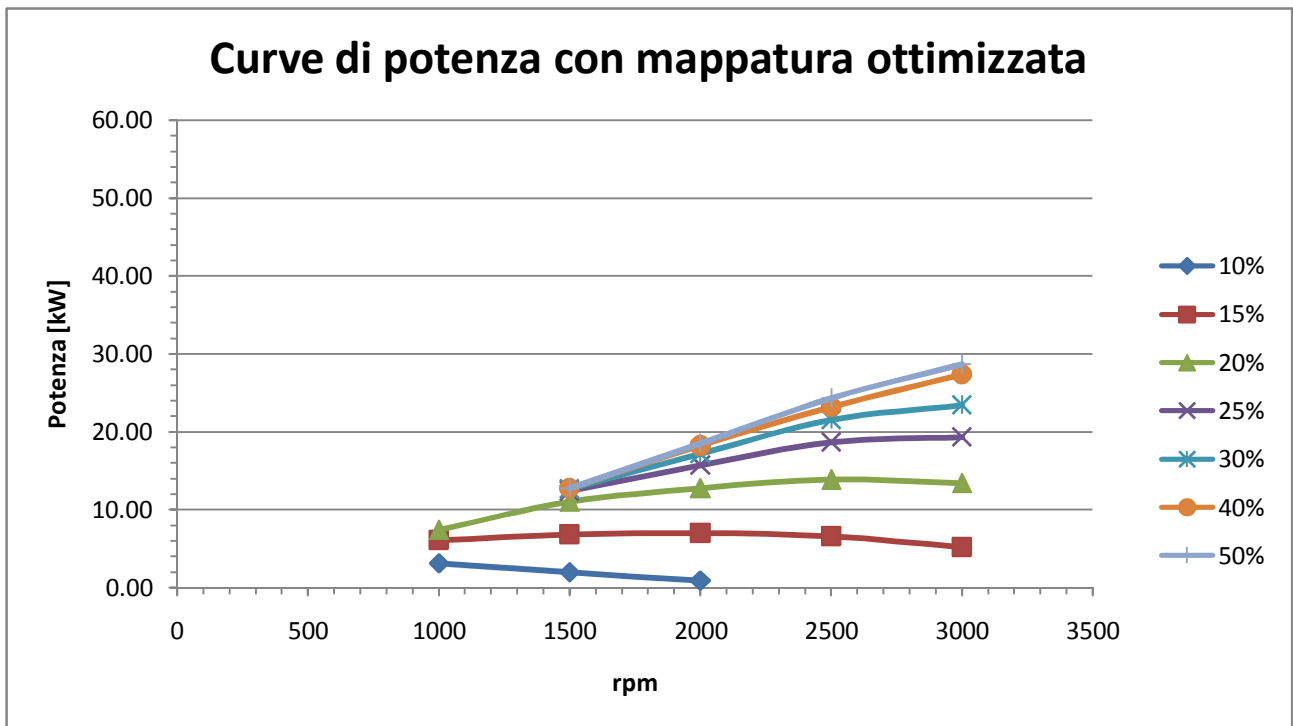
rpm	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1500	81.25	12.76
2000	88.31	18.50
2500	92.85	24.31
3000	91.37	28.71

**Tab. 5.9** Coppia e potenza a diversi regimi di rotazione, 50% di apertura della farfalla.

Con questi dati è stato anche possibile le curve di coppia e di potenza del motore settato per il minimo consumo in un utilizzo urbano (fig. 5.9 e 5.10).



**Fig. 5.9** Curve di coppia per varie aperture della farfalla.



**Fig. 5.10** Curve di potenza per varie aperture della farfalla.

## 5.2 Consumi

Per il calcolo del consumo specifico (sfc) nelle diverse condizioni operative si è proceduto come al paragrafo 4.2.

Di seguito sono riportati i risultati.

rpm	sfc [g/kWh]
1000	321.62
1500	536.97
2000	1179.16

**Tab. 5.10** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1000	259.99
1500	280.80
2000	295.01
2500	347.05
3000	501.55

**Tab. 5.11** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1000	249.60
1500	235.51
2000	238.73
2500	260.93
3000	314.58

**Tab. 5.12** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	232.12
2000	229.40
2500	239.85
3000	279.23

**Tab. 5.13** *Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	235.39
2000	229.68
2500	241.30
3000	269.06

**Tab. 5.14** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.

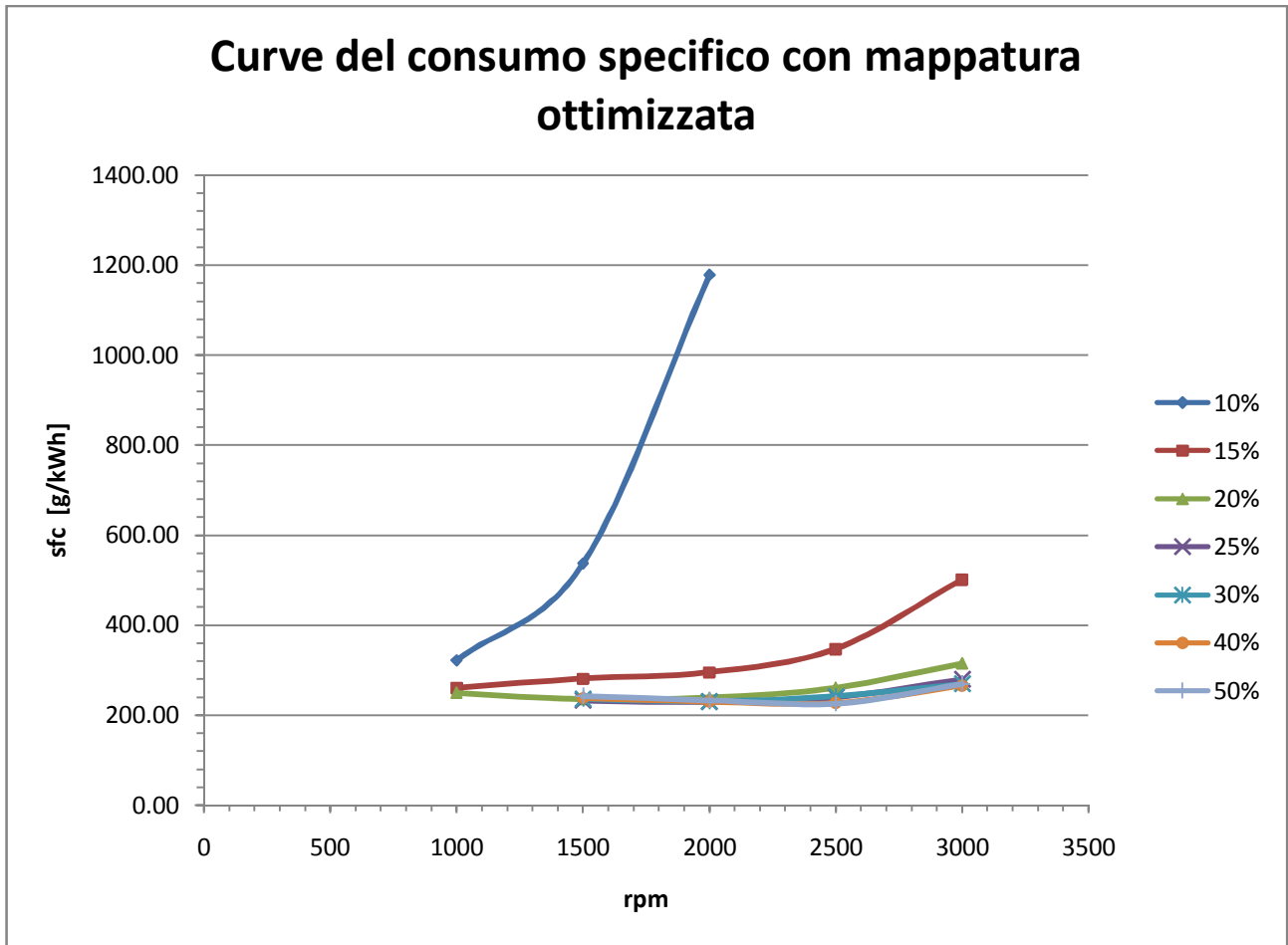
<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	238.11
2000	229.97
2500	226.92
3000	265.85

**Tab. 5.15** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>sfc [g/kWh]</b>
1500	241.64
2000	232.74
2500	225.40
3000	268.89

**Tab. 5.16** Consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 50% apertura farfalla.

Da questi valori si sono ricavate le curve del consumo specifico (fig. 5.11).



**Fig. 5.11** Curve di consumo specifico per diverse aperture della valvola a farfalla.

Da questi dati di consumo risulta che per il 10% di apertura della farfalla si ha un consumo superiore a quello di serie nonostante una dosatura più magra impostata sulla centralina perché la dosatura effettiva è probabilmente quella calcolata col flussimetro, la quale risulta essere più ricca in combustibile.

### 5.3 Emissioni inquinanti

Si riportano di seguito i valori di emissioni medie, rilevate con l'analizzatore AVL gas PEMS, nei vari punti di funzionamento.

rpm	<b>NO</b> [ppm]	<b>NO<sub>2</sub></b> [ppm]	<b>CO</b> [ppm]	<b>CO<sub>2</sub></b> [% vol]	<b>O<sub>2</sub></b> [ppm]
1000	0.00	1.33	44646.78	9.84	1.07
1500	0.00	1.33	44646.78	9.84	1.07
2000	0.00	1.33	44646.78	9.84	1.07

**Tab. 5.17** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.

rpm	<b>NO</b> [ppm]	<b>NO<sub>2</sub></b> [ppm]	<b>CO</b> [ppm]	<b>CO<sub>2</sub></b> [% vol]	<b>O<sub>2</sub></b> [ppm]
1000	2034.52	10.39	1131.77	12.26	1.42
1500	1605.93	7.76	1027.35	12.06	1.60
2000	582.48	1.41	112.64	12.28	1.54
2500	2262.14	70.22	0.00	13.40	0.69
3000	221.39	3.12	103.19	8.30	6.45

**Tab. 5.18** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.

rpm	<b>NO</b> [ppm]	<b>NO<sub>2</sub></b> [ppm]	<b>CO</b> [ppm]	<b>CO<sub>2</sub></b> [% vol]	<b>O<sub>2</sub></b> [ppm]
1000	3625.52	75.41	0.00	13.58	0.78
1500	3260.03	67.37	0.00	13.23	0.85
2000	2707.57	81.22	0.00	13.35	0.72
2500	4737.66	86.90	0.00	13.77	0.47
3000	415.82	0.80	39323.33	12.19	0.04

**Tab. 5.19** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	4474.79	114.08	7.78	13.29	0.81
2000	4549.72	90.53	0.00	13.06	0.91
2500	5641.69	87.43	0.00	13.70	0.52
3000	368.97	0.49	40308.98	12.32	0.00

**Tab. 5.20** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	4995.48	103.13	11.41	13.21	0.76
2000	5312.79	117.55	0.00	13.46	0.61
2500	5957.02	70.37	17.14	13.68	0.52
3000	322.67	0.47	37961.20	12.51	0.00

**Tab. 5.21** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	5552.94	108.24	9.91	13.27	0.71
2000	5725.55	111.58	0.00	13.59	0.56
2500	247.23	0.68	11266.77	14.72	0.00
3000	332.04	0.55	37332.61	12.56	0.00

**Tab. 5.22** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.

<b>rpm</b>	<b>NO [ppm]</b>	<b>NO<sub>2</sub> [ppm]</b>	<b>CO [ppm]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [% vol]</b>	<b>O<sub>2</sub> [ppm]</b>
1500	5888.49	118.10	9.15	13.25	0.75
2000	6172.82	119.30	0.00	13.58	0.58
2500	6064.90	94.36	5.22	13.80	0.45
3000	402.28	0.84	38052.44	12.54	0.00

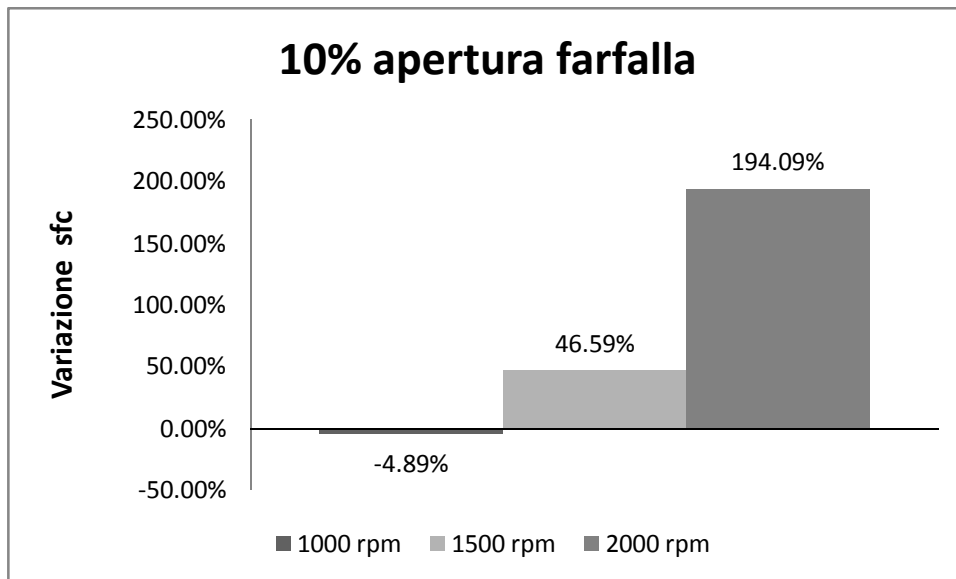
**Tab. 5.23** Emissioni medie registrate a diversi regimi di rotazione, 50% apertura farfalla.

Con lo stesso procedimento descritto al par. 4.3 si sono confrontati i valori riportati in queste tabelle con i dati di  $CO$  e  $CO_2$  di fig.4.6 , ricordando che da 1000 a 2500 giri/min la dosatura impostata era di  $\lambda=1.1$  ovvero  $\Phi=0.91$ , mentre a 3000 giri/min  $\lambda=0.9$  ovvero  $\Phi= 1.11$ . Le variazioni riscontrate non sono mai superiori del 3% circa.

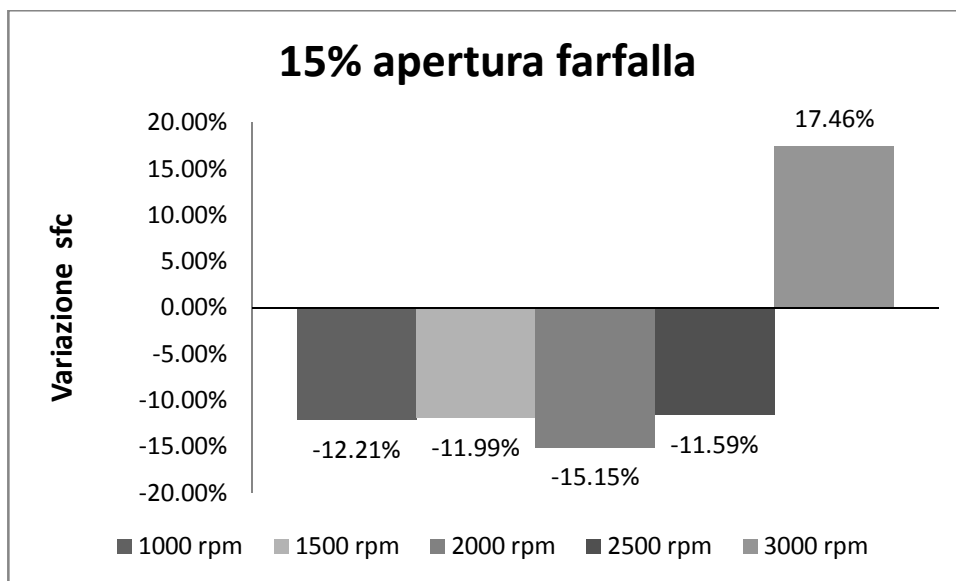
## 6 Conclusioni

Dal confronto tra le prestazioni del motore nelle 2 configurazioni possiamo dire che come ci si aspettava il consumo specifico si è ridotto in buona parte delle condizioni operative analizzate in questo studio, ci sono dei casi tuttavia dove, nonostante la mappa implementata, i consumi sono superiori alla configurazione di serie. La spiegazione di ciò è da ricercarsi presumibilmente nella dosatura effettiva in tali condizioni, infatti se si confrontano le dosature calcolate con l'ausilio del flussimetro si vede che la dosatura di serie è più povera in combustibile.

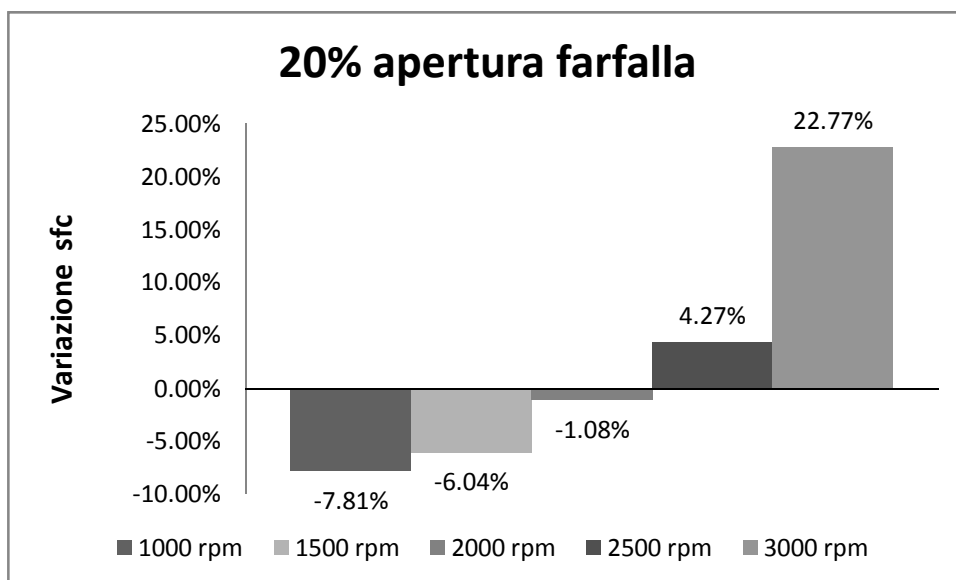
Ovviamente in questo ragionamento non vanno considerati i punti di funzionamento a 3000 giri/min dove volutamente si era ricercata una dosatura ricca.



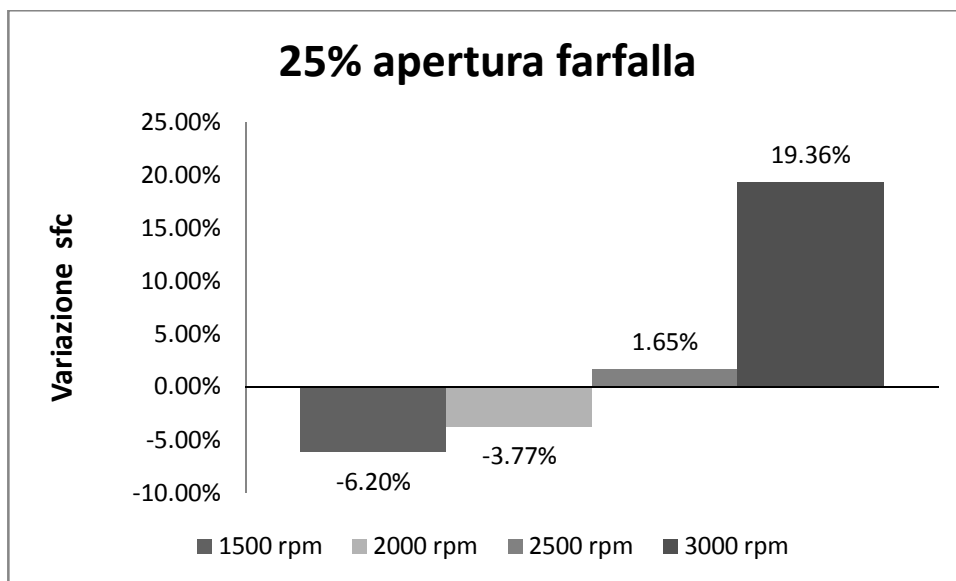
**Fig. 6.1** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.*



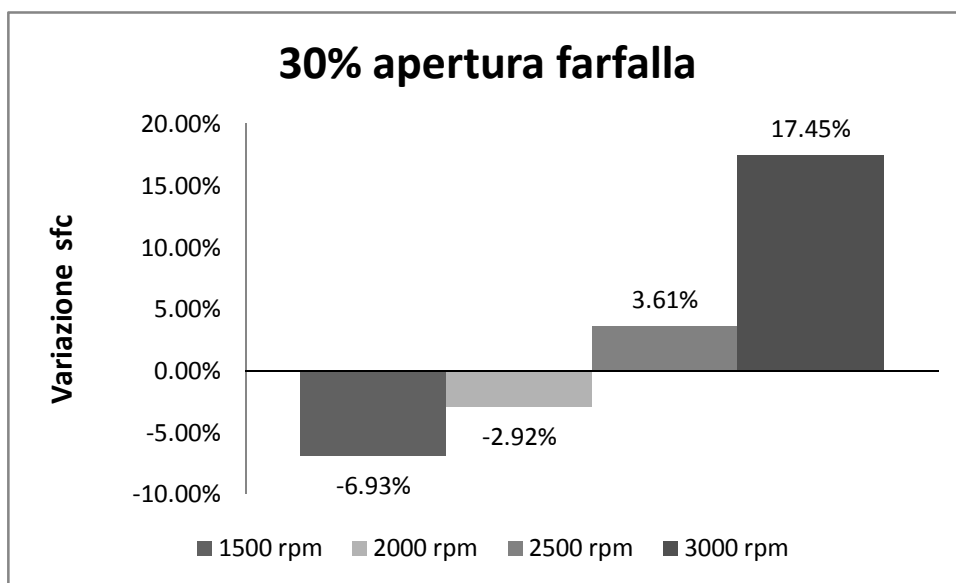
**Fig. 6.2** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.*



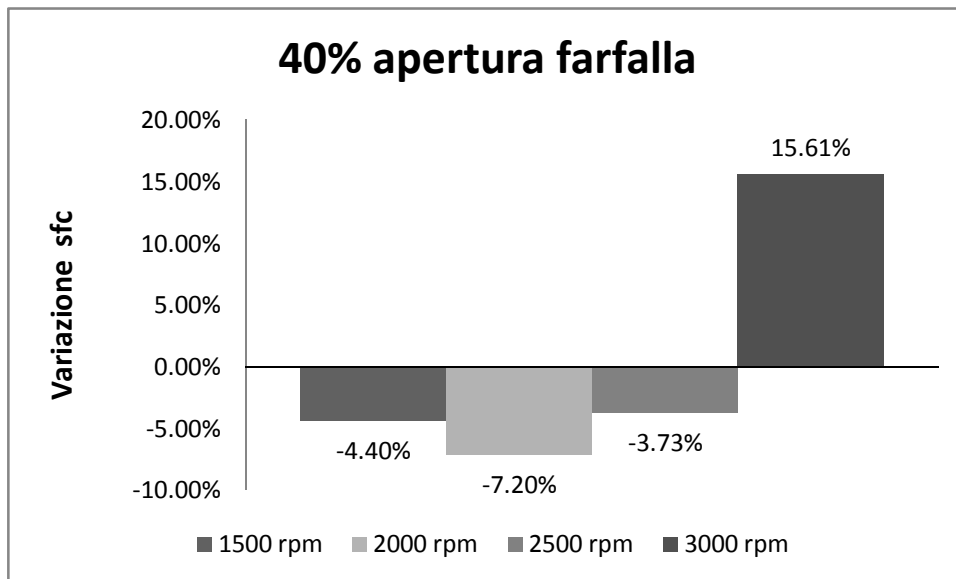
**Fig. 6.3** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*



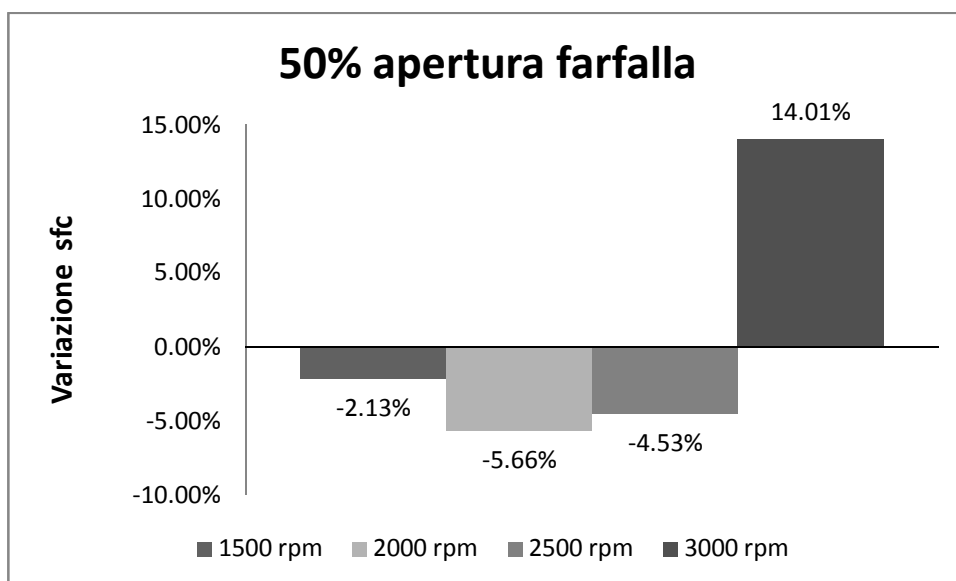
**Fig. 6.4** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*



**Fig. 6.5** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.*

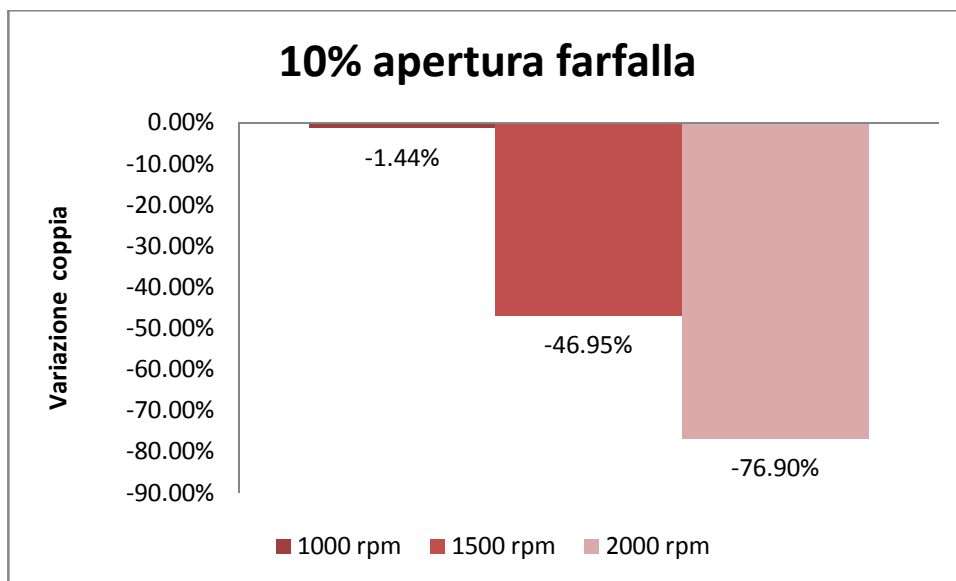


**Fig. 6.6** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*

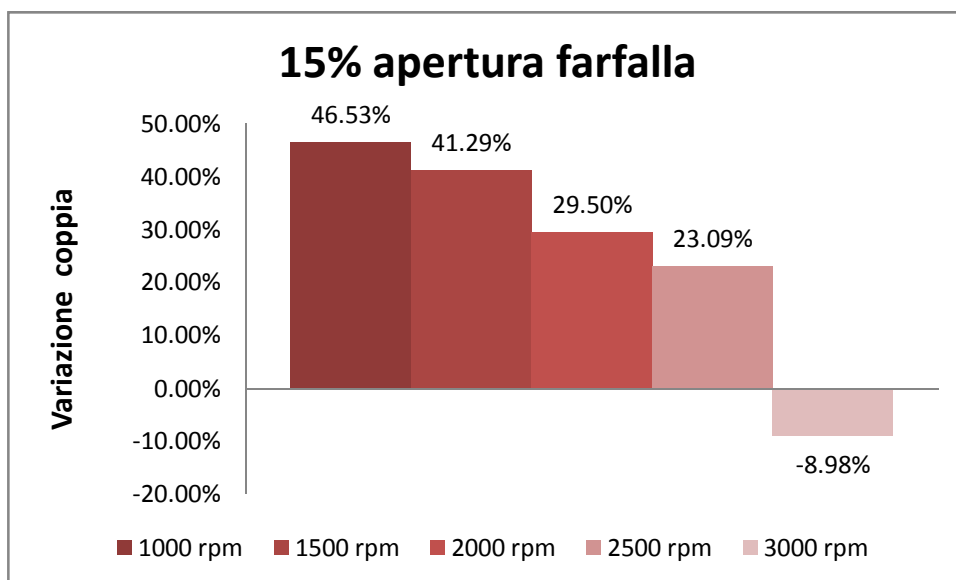


**Fig. 6.7** *Variazione percentuale di consumo specifico a diversi regimi di rotazione, 50% apertura farfalla.*

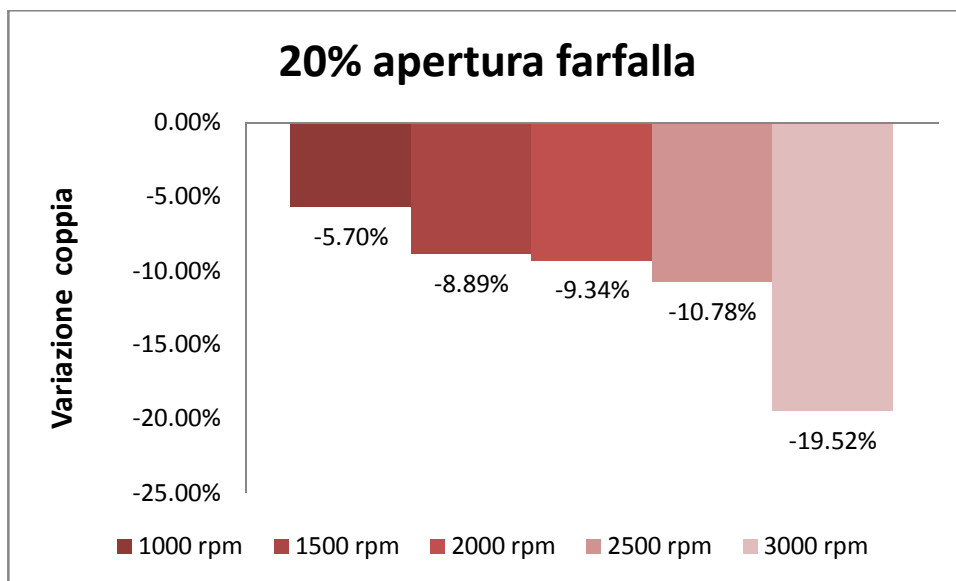
Per quanto concerne la coppia, e di conseguenza la potenza, si è registrato quasi sempre un calo, in accordo col fatto che per ottenere la massima coppia da un propulsore è norma consolidata utilizzare dosature ricche in combustibile. Di seguito le variazioni di coppia registrate.



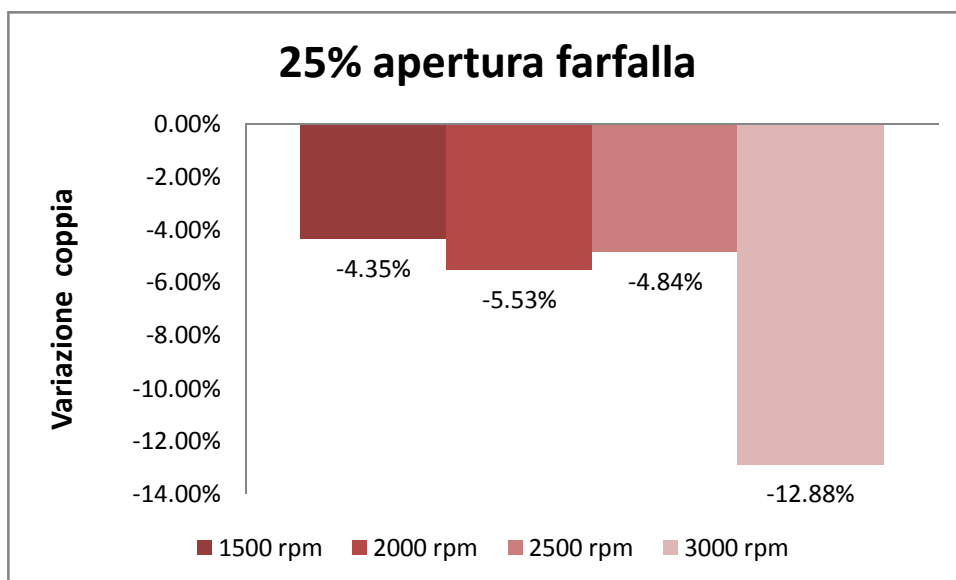
**Fig. 6.8** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.*



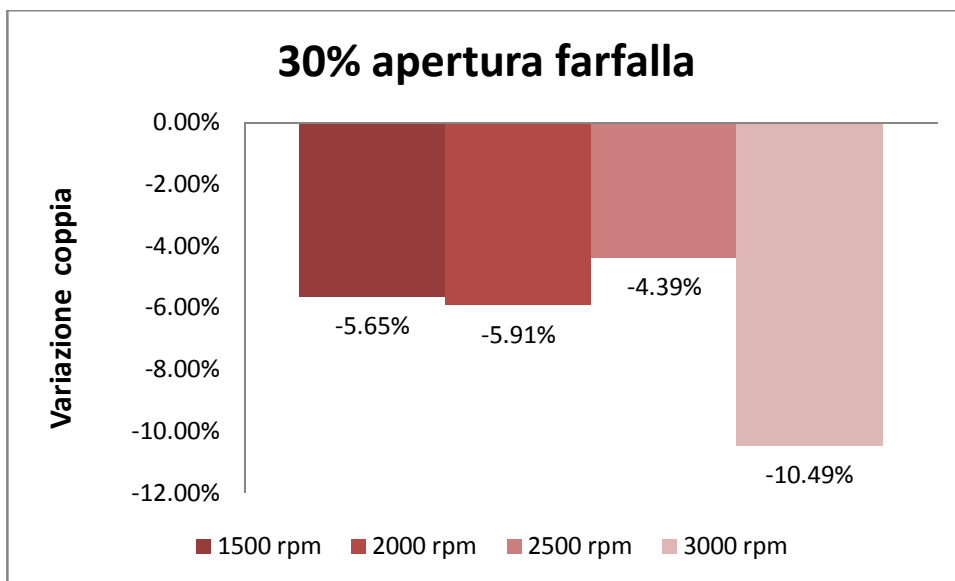
**Fig. 6.9** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.*



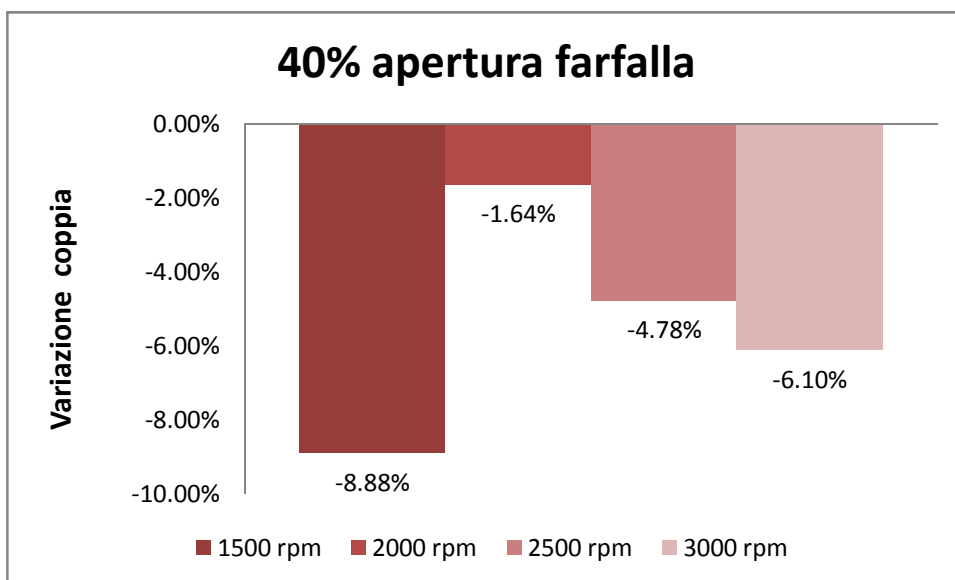
**Fig. 6.10** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*



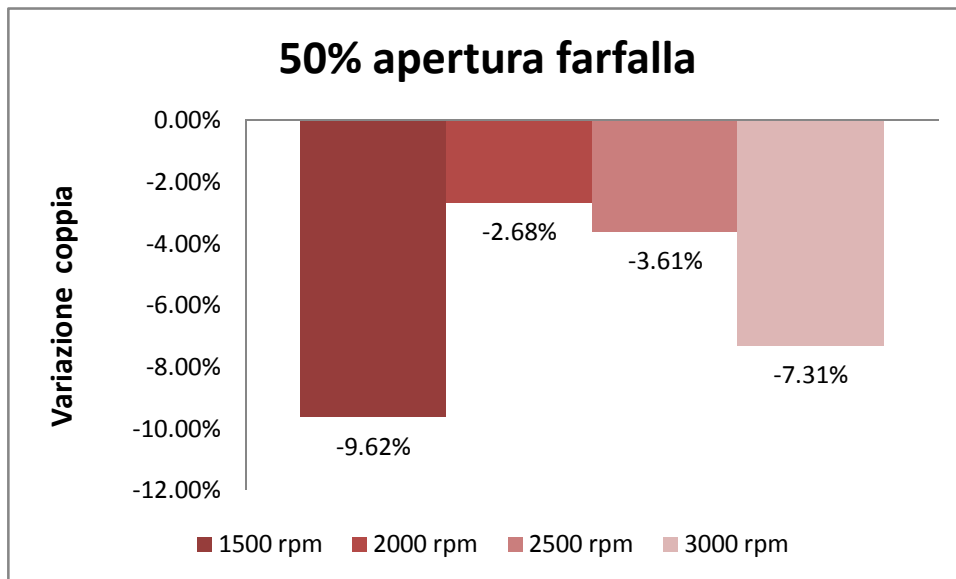
**Fig. 6.11** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*



**Fig. 6.12** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.*



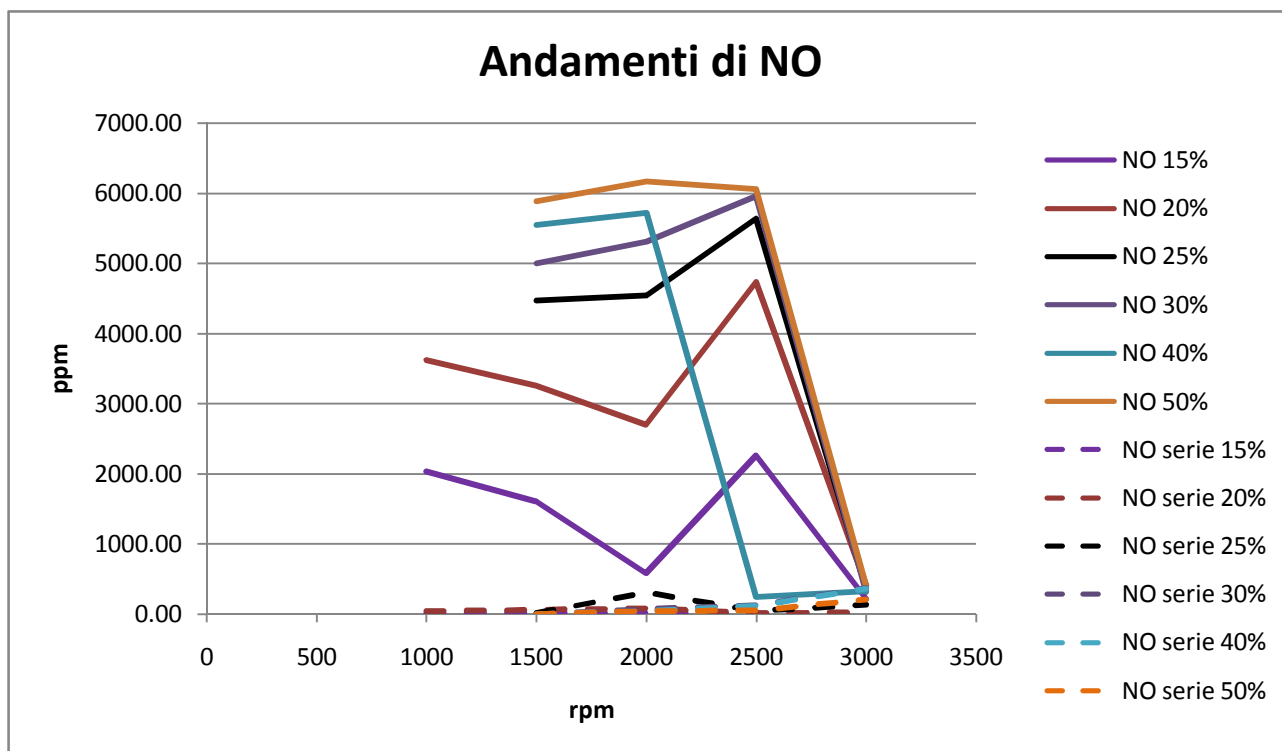
**Fig. 6.13** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*



**Fig. 6.14** *Variazione percentuale di coppia a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*

Analizzando le emissioni allo scarico nelle due configurazioni si notano comportamenti contrastanti, infatti gli ossidi di azoto sono sempre stati rilevati in concentrazione più elevata nella mappatura di minimo consumo rispetto a quella originale (fig. 6.15 e fig. 6.16) mentre le concentrazioni di monossido e biossido di carbonio sono complessivamente calate ( fig. 6.17 e successive).

Ancora una volta questo comportamento rispecchia le aspettative (fig. 1.27) infatti la produzione di ossidi di azoto per la dosatura imposta ( $\Phi = 0.9$ )



**Fig. 6.15** *Andamenti di NO durante la prova con motore in configurazione di serie e di minimo consumo.*

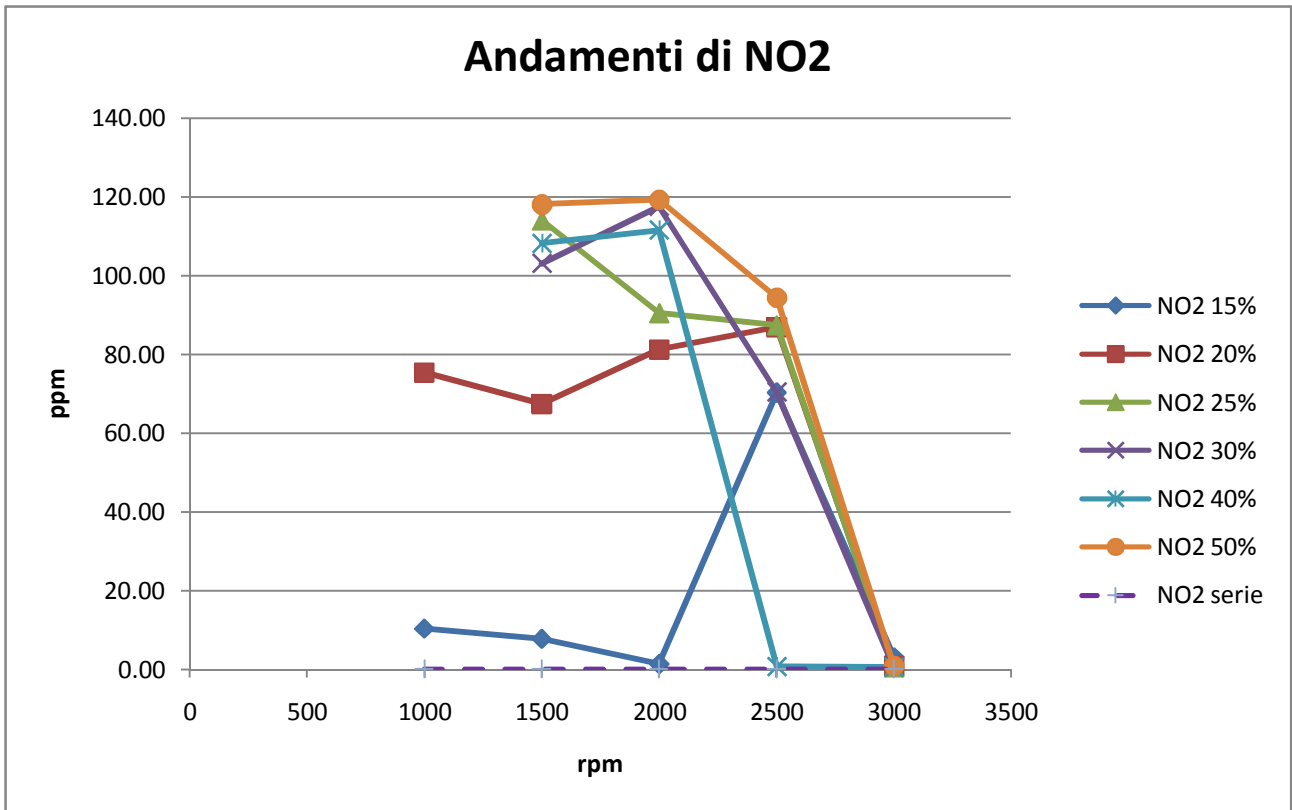


Fig. 6.16 . Andamenti di NO<sub>2</sub> durante la prova con motore in configurazione di serie e di minimo consumo.

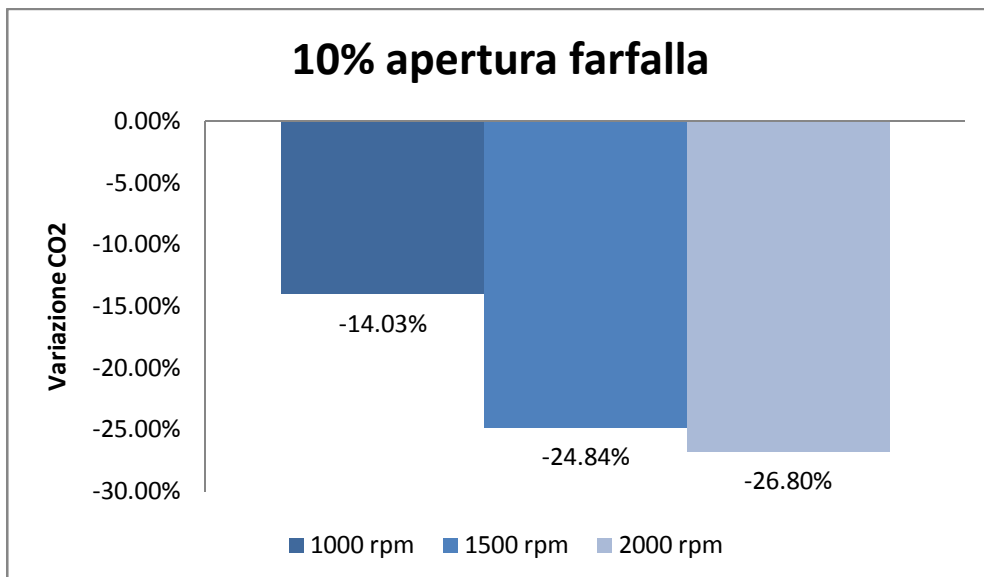
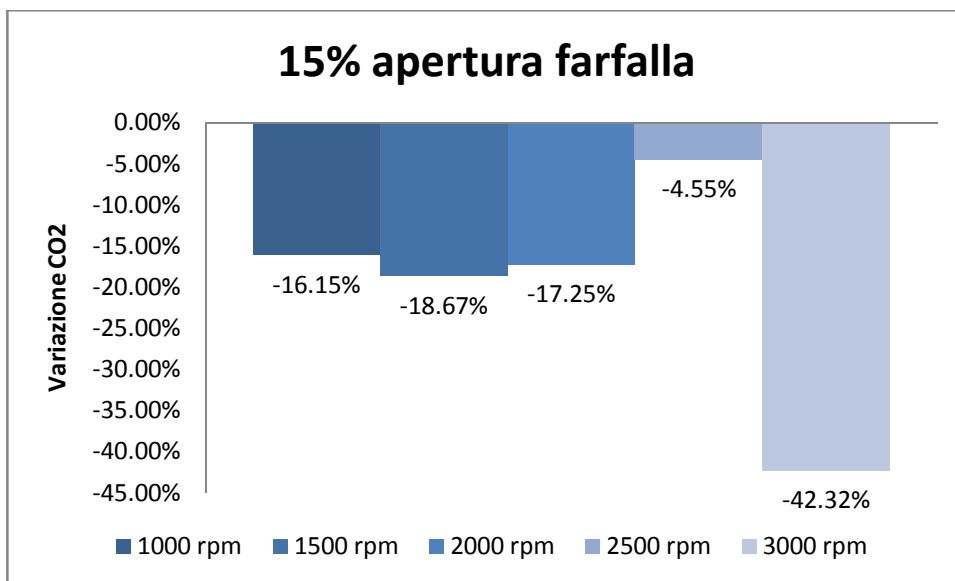
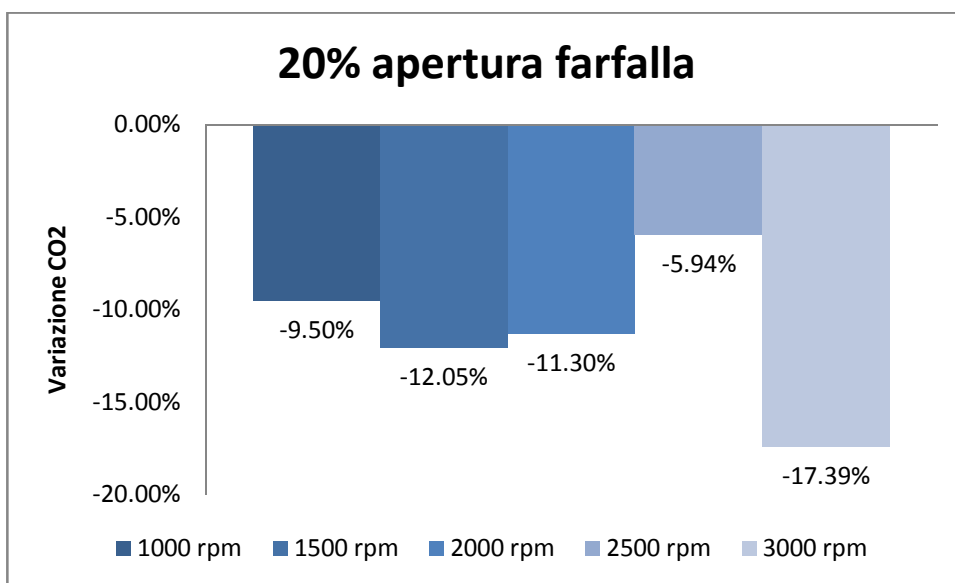


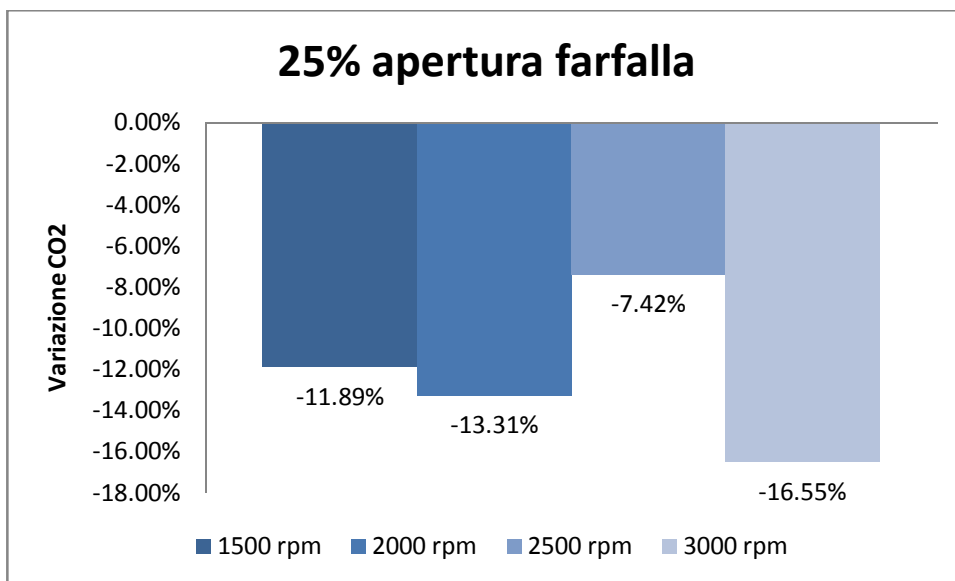
Fig. 6.17 Variazione percentuale di CO<sub>2</sub> a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.



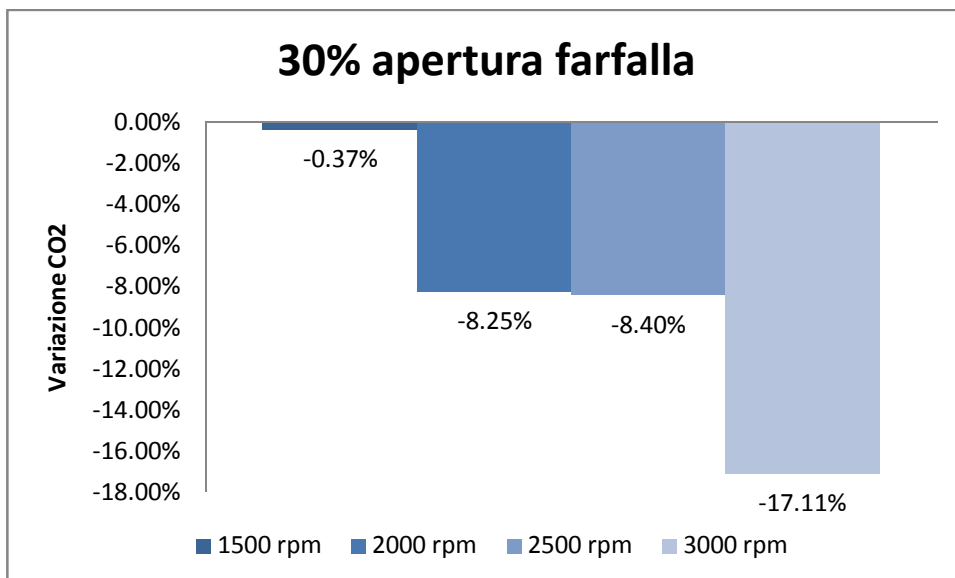
**Fig. 6.18** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub>a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.*



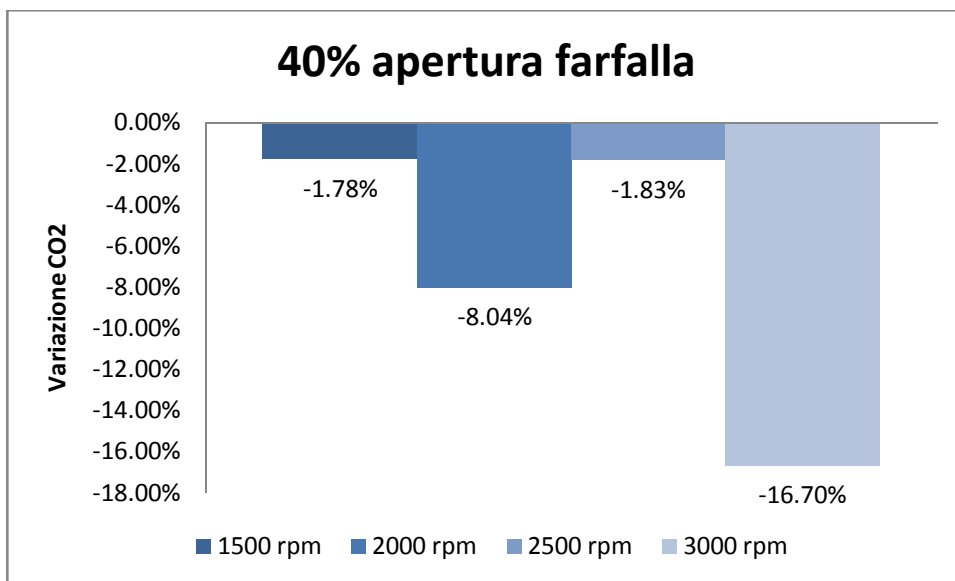
**Fig. 6.19** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub>a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.*



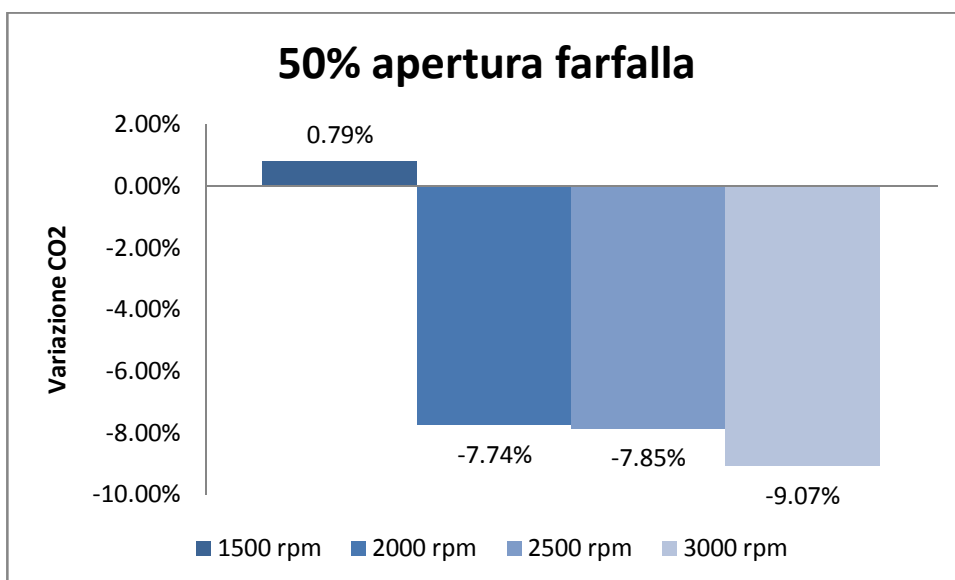
**Fig. 6.20** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub> a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*



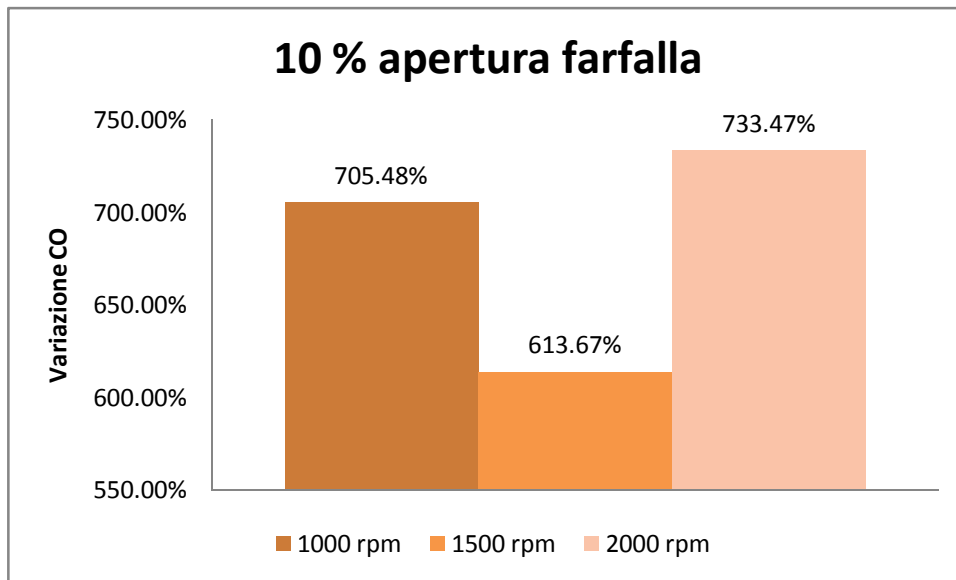
**Fig. 6.21** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub> a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.*



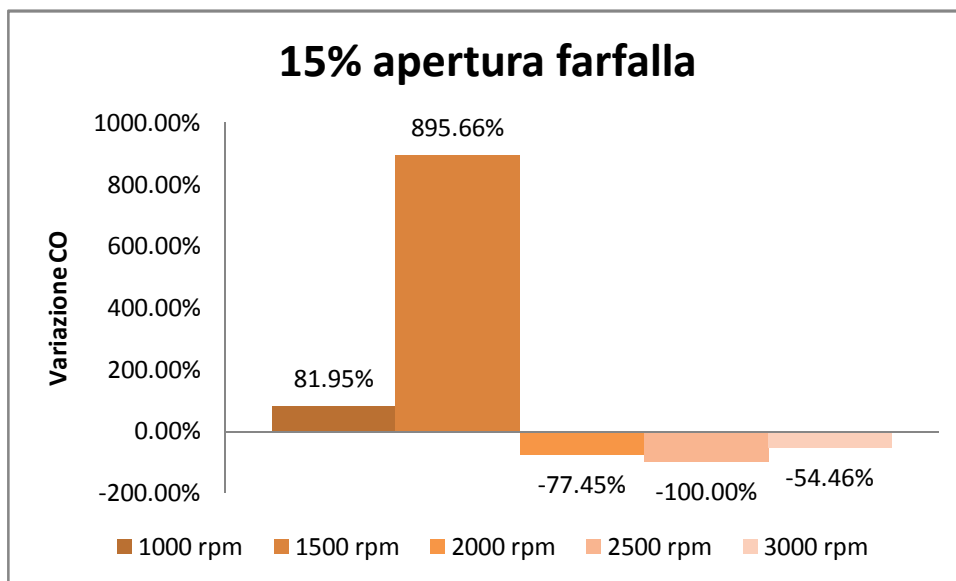
**Fig. 6.22** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub>a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*



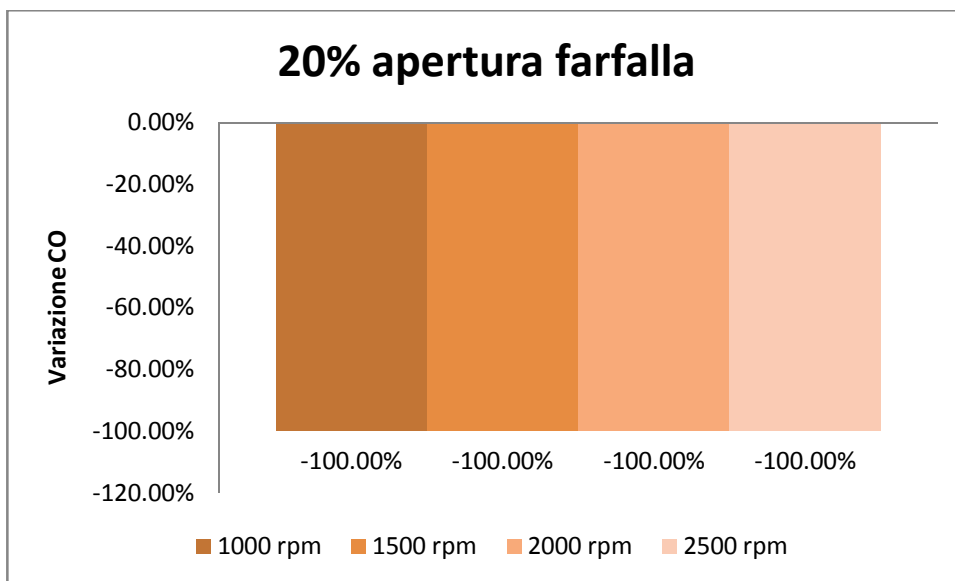
**Fig. 6.23** *Variazione percentuale di CO<sub>2</sub>a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*



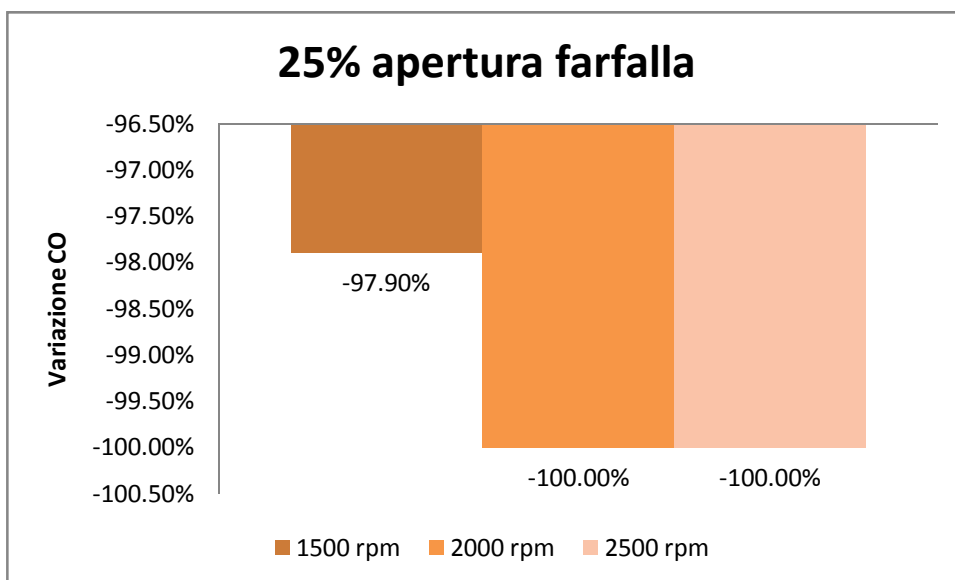
**Fig. 6.24** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 10% apertura farfalla.*



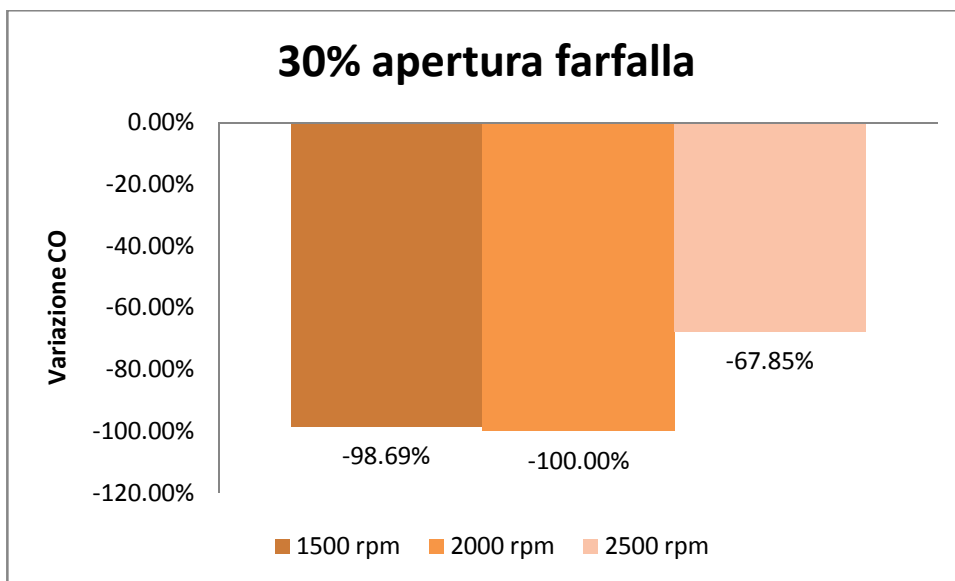
**Fig. 6.25** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 15% apertura farfalla.*



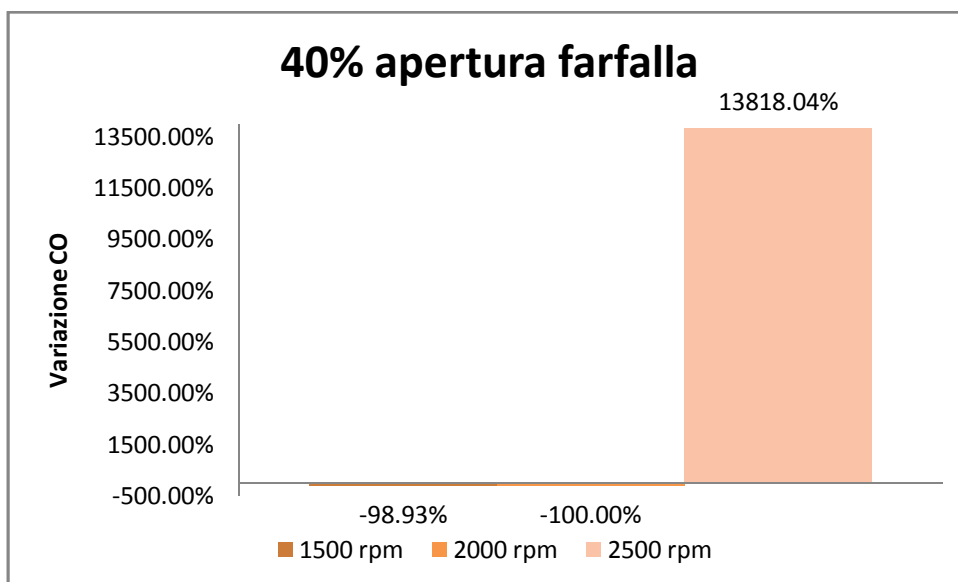
**Fig. 6.26** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 20% apertura farfalla.*



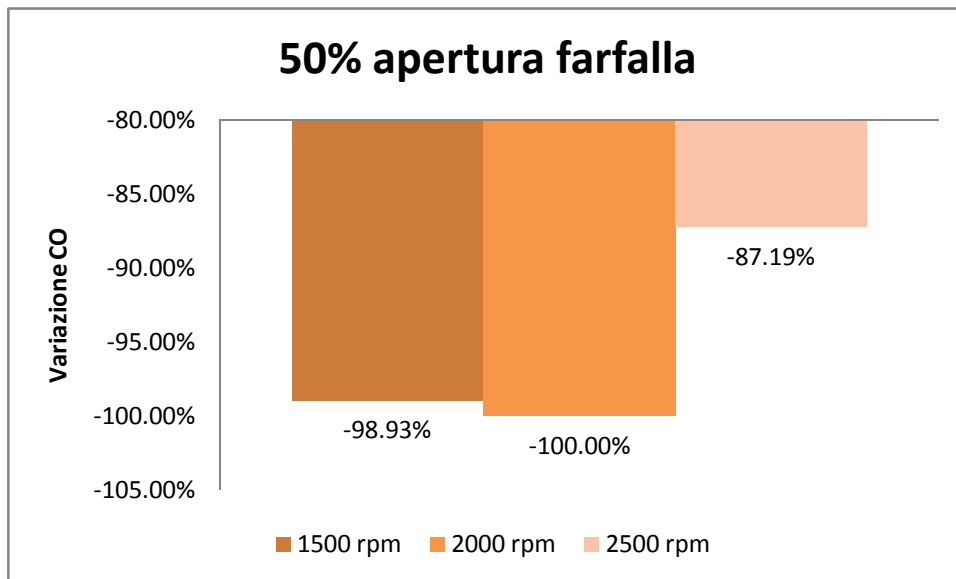
**Fig. 6.27** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 25% apertura farfalla.*



**Fig. 6.28** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 30% apertura farfalla.*



**Fig. 6.29** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*



**Fig. 6.30** *Variazione percentuale di CO a diversi regimi di rotazione, 40% apertura farfalla.*

Le variazioni di CO sono state riportate solo per quei regimi di giri in cui era previsto  $\lambda = 1.1$ , sono state omesse quelle a 3000 giri/min in quanto a quelle velocità di rotazione la dosatura prevista era  $\lambda = 0.9$  dove si ha un elevato incremento del monossido di carbonio.

I forti incrementi registrati a 10% e 15% sono poco attendibili perché come già detto in precedenza durante quelle prove il catalizzatore non funzionava ancora correttamente.

Anche il dato corrispondente a 2500 rpm al 40% di apertura non è attendibile, il motivo risiede probabilmente in una combustione non ancora stabile era quindi necessario attendere più tempo affinché si stabilizzasse per prendere i dati in quella condizione operativa.