

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II

SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE



*DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI*

XXIV CICLO

AUTOMAZIONE INTELLIGENTE DELLA SPERIMENTAZIONE SU MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

RELATORI

PROF. ANDREA UNICH

ING. ENRICO TORELLA

DOTTORANDA

ING. ANNUNZIATA DI MATTIA

CO-RELATORE

ING. UMBERTO DI MARTINO

COORDINATORE DEL DOTTORATO

Prof. Fabio BOZZA

Alla mia famiglia

Indice Tesi

INTRODUZIONE	6
CAPITOLO 1: LA SALA PROVA MOTORI	10
I.1. La sala comando	11
I.1.1. Sistema Puma Open	12
I.2. La sala motore	18
I.2.1. Circuito aria comburente	19
I.2.2. Circuito di raffreddamento punti caldi	19
I.2.3. Impianto di raffreddamento aria comburente	19
I.2.4. Impianto di distribuzione del combustibile	21
I.2.5. Impianto di evacuazione gas di scarico	21
I.2.6. Freno dinamometrico	22
I.2.7. Sistema sezionamento segnali	27
I.2.8. Misuratore di Blow-by	28
CAPITOLO 2: DESIGN OF EXPERIMENT	36
II.1. Metodologie DoE	37
II.1.1. Piani parametrici	46
II.1.2. Piano fattoriale completo	47
II.1.3. Piano fattoriale frazionato	48
II.1.4. Superficie di risposta	49
II.1.5. Group screening design	50
II.1.6. Central composite design	50
II.1.7. Robust design	51
II.2. L'Analisi statistica dei dati	53
II.2.1. Anova (Analysis Of Variance) e Anom (Analysis Of Means)	53
II.2.2. Raggruppamento degli effetti (pooling)	56
II.2.3. L'analisi dei residui	56
CAPITOLO 3: AUTOMAZIONE	58
III.1. Sistema di automazione sala prova	59
III.1.1. Punto operativo	60
III.1.2. Monitoraggio limiti	61
III.1.3. Settaggio e variazione dei parametri di centralina	63
III.1.4. Interazione dei sistemi attraverso scripts	66
III.2. Sperimentazione motore mediante tecniche avanzate	70
III.2.1. Sperimentazione Full Factorial	75
III.2.2. Sperimentazione Parametrica	76
III.2.3. Sperimentazione on-line	81
III.2.4. Metodologia di controllo: strategia limiti	89

CAPITOLO 4: INQUINANTI E CATALIZZATORE	93
IV.1. Gli inquinanti	93
IV.1.1. Biossido di Carbonio o Anidride Carbonica (CO ₂)	96
IV.1.2. Monossido di Carbonio (CO)	96
IV.1.3. Ossidi di Azoto (NO _x)	98
IV.1.4. Idrocarburi Incombusti (HC)	101
IV.2. Il catalizzatore	103
IV.3. Normativa di riferimento	109
CAPITOLO 5: COLD START	114
V.1. Funzionamento catalizzatore in caso di partenza a freddo	114
V.2. Il cold Start attraverso modelli matematici	131
V.2.1. Modello per le emissioni allo scarico motore	133
V.2.2. Modello del manifold allo scarico	134
V.2.3. Catalizzatore a tre vie	135
V.3. Grandezze che influenzano la fase di Partenza a Freddo	138
V.3.1. Anticipo all'accensione	138
V.3.2. Rapporto aria/combustibile	139
V.3.3. Coefficiente di riempimento	141
V.3.4. Variable valve Timing: multi-air	144
V.3.5. Velocità di minimo	148
CAPITOLO 6: CICLI DINAMICI IN SALA PROVA MOTORE	149
VI.1. Simulazione di cicli dinamici	149
VI.2. Configurazione della sala prova motore	158
VI.2.1. Legge di carico: Coast Down test	162
VI.2.2. Interazione suolo-veicolo: le ruote	163
VI.2.3. Il cambio	166
VI.2.4. Driver	169
VI.3. Analisi ciclo NEDC	170
CONCLUSIONI	183
BIBLIOGRAFIA	186
RINGRAZIAMENTI	189

Introduzione

Negli ultimi anni, nel settore automobilistico, si è assistito a continue evoluzioni nel campo della ricerca e della sperimentazione.

Il doveroso rispetto per l'ambiente, che si traduce in norme antinquinamento sempre più severe, le continue richieste di un mercato con tempistiche sempre più ridotte e sempre più tecnologicamente competitivo generano costi di progettazione e sviluppo motore elevati. Ciò nonostante e parallelamente allo svilupparsi di software per la simulazione numerica, le prove in laboratorio restano uno strumento essenziale per lo sviluppo e la progettazione di un veicolo.

Cuore delle prove sperimentali è la sala comando dalla quale vengono impostati i parametri di funzionamento delle varie apparecchiature presenti nella sala motore, viene monitorato lo stato di funzionamento dei dispositivi in questione e, attraverso essi, quello del motore in prova. I software attualmente utilizzati sia per l'acquisizione in real-time che per la post-elaborazione dei segnali acquisiti, per poter essere sfruttati appieno e consentire da un lato maggior grado di adattamento alle esigenze degli sperimentatori e dall'altro di operare in maniera automatica, devono essere opportunamente programmati.

Lo sviluppo dei moderni Powertrain richiede l'esecuzione di molte prove, svolte con differenti modalità di controllo del banco prova motore per l'acquisizione delle prestazioni e dei parametri motoristici di interesse. Quest'ingente quantità di dati risulta necessaria nella fase di verifica virtuale e sperimentale dei nuovi motori a combustione interna. Tali dati vengono impiegati per ottimizzare le prestazioni del motore, ad esempio in termini di emissioni inquinanti, consumo carburante e per programmare adeguatamente la centralina di controllo. L'esecuzione di tali acquisizioni richiede un notevole quantitativo di tempo e risorse, riducendo di fatto la possibilità di sperimentare nuove soluzioni tecniche di tipo hardware ed incrementando il time to market.

Per tali ragioni l'esecuzione delle prove deve essere altamente automatizzata, il sistema di automazione deve essere in grado di effettuare contemporaneamente sia il controllo e la gestione del banco prova che l'acquisizione dei dati. Il sistema normalmente adottato è Puma Open, software fornito dall'AVL che è inoltre responsabile della struttura hardware della sala prova. Il sistema è costituito da un PLC (Programable Logic Controller) installato in un computer che funge anche da interfaccia operatore, da moduli di input/output a tecnologia FEM (Front End Module) e da un interfaccia grafica che consente di eliminare tutti i display fisici di controllo per la visualizzazione delle grandezze acquisite, le pagine video, infatti, nelle quali sono collocati i display di controllo, sono totalmente programmabili dall'utente sia in regime automatico che semi-automatico e, pertanto, è possibile visualizzare di volta in volta, cambiando pagina, le grandezze di interesse senza avere configurazioni rigide.

L'obiettivo dell'attività di ricerca è stato quello di implementare tools scritti in linguaggio di alto livello, quali Block Sequence Editor (BSQ) (linguaggio ad interfaccia grafica fornito dall'AVL) che attraverso appropriate applicazioni, scripts in Visual Basic, permette l'interazione con i vari dispositivi e software presenti in sala al fine di rendere i test efficienti, di ridurre il numero di prove eseguendo solo quelle necessarie definite dai piani DoE, o dettate dall'interazione on line con le diverse applicazioni. Le prove svolte in modalità automatico permettono di sfruttare le potenzialità dei sistemi avendo un'ottima confidenza della qualità del risultato e tempi ridotti del time to market.

Nello specifico sono state individuate tre differenti tipologie di sperimentazione, funzioni degli obiettivi imposti:

- Sperimentazione Full Factorial;
- Sperimentazione Parametrica;
- Sperimentazione On-Line.

La sperimentazione full factorial permette di indagare l'intero campo di applicazione, ad esempio un piano quotato completo, una mappa delle prestazioni del motore in funzione del regime e del carico. La sperimentazione parametrica, invece, risponde alle esigenze di quelle prove eseguite per ricercare un unico parametro, ad esempio quello di ottimo o di minimo di una determinata grandezza. L'utilizzo di applicazioni intelligenti permettono in real time di investigare l'intero campo e di acquisire solo i punti rispondenti alle esigenze con notevole riduzione dei tempi di post elaborazione. Infine, la sperimentazione on-line permette di ricercare interattivamente l'obiettivo di calibrazione noto l'andamento della grandezza in gioco. Indipendentemente dall'ordine dell'equazione, è possibile, attraverso l'interazione di un software di calcolo sofisticato quale Matlab, evitare di investigare l'intero campo simulando l'andamento della grandezza oggetto di analisi e ricercando on-line l'obiettivo.

Lo sviluppo di test automatizzati in sala prova motore e la loro interazione con i diversi sistemi è stata messa a disposizione per la realizzazione di cicli dinamici in sala prova. La simulazione di tali cicli comporta la possibilità di ottenere cicli di carico fin dalle prime fasi del processo di calibrazione pur senza alcun prototipo di veicolo, essendo quest'ultimo simulato direttamente in sala prova motore, ciò permette la simulazione di svariate applicazioni del motore in oggetto senza costi aggiuntivi e con notevole riduzione dei tempi di sviluppo e calibrazione. Un ulteriore vantaggio, per nulla trascurabile, è la possibilità di avere cicli di carico perfettamente ripetibili a differenza di quelli ottenuti su banco a rulli o in strada che risentono di alcune variabilità

L'attività di ricerca, infine, è stata focalizzata sullo studio del cold start dato che tra il 50 e l'80 % degli idrocarburi e monossido di carbonio regolamentati sono emessi allo scarico durante la partenza a freddo, essendo la conversione del catalizzatore inefficace prima del raggiungimento della temperatura di light-off. Lo scopo è stato quello di sviluppare, dal punto di vista metodologico, una strategia basata su particolari parametri che, variati in funzione di opportuni piani DoE, permetta la calibrazione strategica del cold start dei cicli normati, ottenendo bassi livelli di emissioni e consumi.

Nei capitoli che seguono verrà illustrata la sala prova motori con una descrizione dettagliata di tutti i dispositivi in essa presente (Capitolo 1), verranno presentate le tecniche di Design of Experiment, i suoi campi di applicazioni e l'analisi statistica dei dati (Capitolo 2), gli inquinanti allo scarico di un motore a combustione interna con particolare attenzione ai dispositivi di post trattamento e le normative di riferimento (Capitolo 4), i cicli dinamici focalizzando l'attenzione sul problema del cold start (Capitolo 5). Le ricerche bibliografiche affrontate sono state applicate per la realizzazione di test automatici in linguaggio di

programmazione grafico BSQ ed interazione con i diversi dispositivi e software, quali fogli Excel, Matlab, sistemi indicating e centralina motore, per test ottimizzati di sperimentazione e calibrazione motore al fine di ridurre il time to market e migliorare la confidenza della qualità dei risultati (Capitolo 3); infine le conoscenze acquisite sono state applicate ai cicli dinamici con lo scopo di simulare i cicli NEDC (New European Driving Cycle) direttamente in sala motore ottenendo cicli di carico sin dalle prime fasi di calibrazione pur senza alcun prototipo di veicolo, essendo quest'ultimo simulato direttamente in sala prova altamente dinamica(Capitolo 6)

I.1. La sala comando

Cuore delle prove sperimentali è la sala comando dalla quale vengono impostati i parametri di funzionamento delle varie apparecchiature presenti nella sala motore, viene monitorato lo stato di funzionamento dei dispositivi in questione e, attraverso essi, quello del motore in prova.

Nella sala comando sono alloggiati due armadi rack contenenti tutti i dispositivi elettronici di controllo (ovvero condizionatori di segnale e convertitori analogico-digitale) che sovrintendono al funzionamento di tutte le apparecchiature presenti in sala motore.

Sui rack sono poi presenti il pannello di regolazione dei PLC ed alcuni pannelli che permettono di interfacciarsi con la giraffa per prelevare alcuni segnali da trattare con altre apparecchiature che vengono installate all'occorrenza (come ad esempio l'Indimaster AVL per l'analisi del ciclo indicato), nonché le connessioni per collegarsi ad altri sistemi di gestione (quale il software della centralina di controllo motore ECU – Engine Control Unit).

Tra i due rack è disposta la consolle di comando sulla quale sono posizionati i controlli di avvio sala e arresto di emergenza; sono poi presenti i regolatori delle modalità di funzionamento della sala, come il controllo dell'attuatore di coppia, il controllo del carico al motore ed il controllo del numero di giri.

Per semplificare la gestione di tutte le funzioni della sala comando, il sistema hardware è interfacciato con un personal computer su cui è installato un software specifico. L'insieme hardware e software è stato sviluppato dalla AVL ed è denominato Puma.

In figura si riporta una schematizzazione dell'interfaccia sala motore – sala comando.

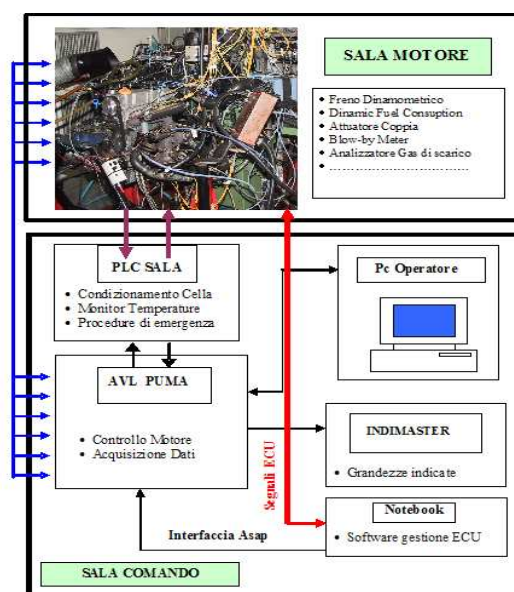


Figura I.2: Interfaccia Sala Comando - Sala Motore

I.1.1. Sistema Puma Open

Il PUMA è un sistema articolato che permette il controllo completo della prove in sala sia in modalità manuale che in automatico. Esso si interfaccia con due sistemi Windows ed In Time, quest'ultimo addetto alla gestione di tutte le informazioni ed alle analisi in real time.

L'Application Manager è l'interfaccia iniziale dalla quale è possibile interagire con le diverse parti del sistema e nel quale ogni applicativo ha una specifica funzione.

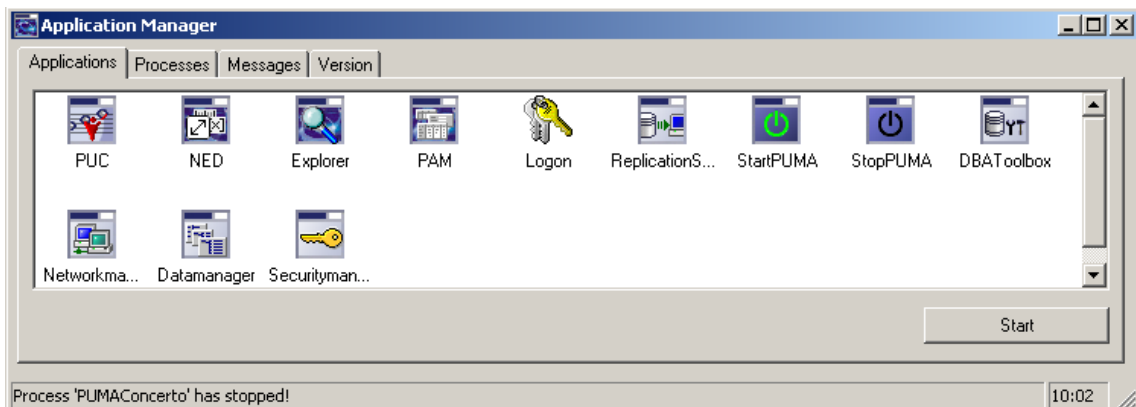


Figura I.3: Application Manager

Nell'applicativo Parameter Manager (PAM) vengono fornite tutte le informazioni per l'interazione ed il controllo del freno, delle apparecchiature di sala e dell'intero motore. Di fatti il Puma, regolando mediante controllore PID la coppia resistente esercitata dal freno e agendo sull'attuatore della farfalla, regola il regime di rotazione del motore e la coppia da esso erogata. Tramite il PLC, il sistema in questione è anche deputato alla regolazione delle temperature del liquido di raffreddamento, dell'olio e dell'aria aspirata dal motore. Attraverso il monitoraggio di opportune grandezze acquisite, il sistema evita il danneggiamento del propulsore, attuando manovre opportune come step di eccezione, spegnimento motore, minimo. Tale monitoraggio può essere sia continuo che specifico della prova.

Il PAM raccoglie tutti i diversi file che dovranno essere caricati nell'interfaccia Puma per il corretto funzionamento del sistema, essi sono così suddivisi:

- System Parameter (SIS);
- Test Field Parameters (STZ);
- Test Parameters (PRV);
- Unit Under Test Parameters (UPR);
- Driver Parameters (DRV)

Il SIS contiene tutte le informazioni per la configurazione della sala prova, ovvero del freno, dei dispositivi di analisi, del banco, dei dispositivi di formula e dei canali temporanei.

I file STZ sono prevalentemente deputati alla raccolta dei parametri durante la misura, ovvero essi contengono una o più liste di parametri, Data Storage Table (DST), che in fase di misura possono essere acquisite. L'acquisizione può essere effettuata secondo tre differenti modalità: automatica, semiautomatica o manuale; la scelta viene fatta in funzione del tipo di prova che si sta effettuando. Per misurazioni in regime stazionario l'acquisizione avviene tramite un certo numero di canali che garantiscono una frequenza di campionamento di 10 Hz, se invece si deve misurare in transitorio si adopera un recorder che ha una frequenza di campionamento massima di 1 kHz. La visualizzazione dei dati acquisiti avviene in un altro applicativo dell'Application Manager, il PUC, nel quale è possibile creare layout per una rapida post elaborazione o visualizzare in real time di opportuni grafici. I parametri, che in Puma sono chiamati normname, possono essere misurati in modo logico attraverso una loro suddivisione, in funzione della specifica prova, in diverse chiavi di memorizzazioni.

I file UPR contengono informazioni specifiche del propulsore utilizzato in sala, dei parametri di controllo del motore e, in caso di test in dinamico, dei parametri caratteristici del veicolo e del sistema di trasmissione. La maggior parte delle prove svolte in sala prevedono una variazione dei parametri di centralina durante lo svolgimento del test, in generale è possibile, durante l'esecuzione della prova visualizzare in real time grandezze di centralina, grazie all'interfaccia ASAP (As Soon As Possible) usata per l'interazione del Puma con il software della ECU. L'associazione dei parametri di centralina con quelli di sala (normname) è deputata ai blocchi MEI, questi si presentano sotto forma di tabelle che, prima dell'esecuzione del test, dovranno essere nello stato on line con la ECU.

I software attualmente utilizzati sia per l'acquisizione in real-time che per la post-elaborazione dei segnali acquisiti, per poter essere sfruttati appieno e consentire da un lato maggior grado di adattamento alle esigenze degli sperimentatori e dall'altro di operare in maniera automatica, devono essere opportunamente programmati. La programmazione dei test avveniva, nelle vecchie versioni del PUMA, nei file PRV i quali contengono tutte le informazioni per l'esecuzione dei test in automatico ovvero la descrizione dei passi stazionari, delle tabelle di memorizzazione, dei dispositivi di misura ed in particolare i passi da eseguire in linguaggio Assembly. Nelle recenti versioni del sistema PUMA, AVL mette a disposizione un linguaggio di programmazione grafico ad alto livello: Block Sequence Editor (BSQ/SSQ). La programmazione dei test in BSSQ avviene in un altro applicativo dell'Application Manager, l'Explorer.

L'obiettivo dell'attività di ricerca è stato quello di implementare tools scritti in linguaggio di alto livello, quali Block Sequence Editor (BSQ) per eseguire test in automatico direttamente al banco prova motore. Di seguito si riporta un confronto tra il linguaggio assembly di Puma ed il BSQ/SSQ, quest'ultimo presenta innumerevoli punti di forza:

- Semplicità di scrittura data dalla sua interfaccia grafica;
- Elevata flessibilità per l'esecuzione di test avanzati;
- Relativa rapidità nella creazione e/o modifica di una prova;
- Elevata adattabilità alle esigenze dello sperimentatore;
- Controllo della variazione dei punti operativi attraverso lo Step Sequence Editor (SSQ);
- Interazione con fogli Excel per l'inizializzazione dei parametri o la realizzazione di DoE on line;
- Interazione con Matlab per l'analisi in real time degli andamenti di particolari grandezze e la predizione di particolari valori;
- Realizzazione di cicli altamente dinamici.

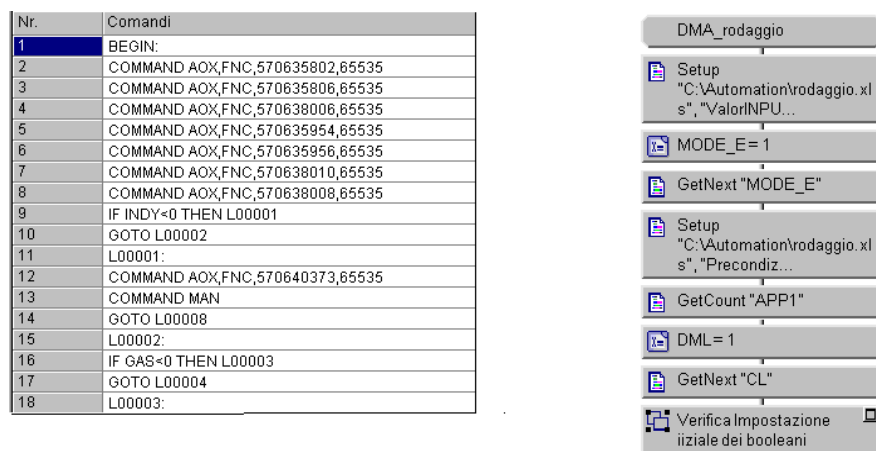


Figura I.4: Confronto linguaggio Puma e BSQ/SSQ

Attraverso lo Step Sequence è possibile impostare, e quindi fare eseguire automaticamente, il gradiente di variazione del punto operativo ed il tempo di stabilizzazione prima della misura, in tal modo nell'esecuzione della prova in automatico è possibile ottenere un controllo ottimale dei parametri ed una completa ripetibilità delle prove. Tale caratteristica risulta indispensabile prevalentemente nei cicli in dinamico.

Di seguito, figura I.5, si riporta un confronto tra una variazione del punto operativo dal minimo a 2000 giri per 10% di angolo di apertura della farfalla eseguita prima in manuale e, successivamente, in automatico.

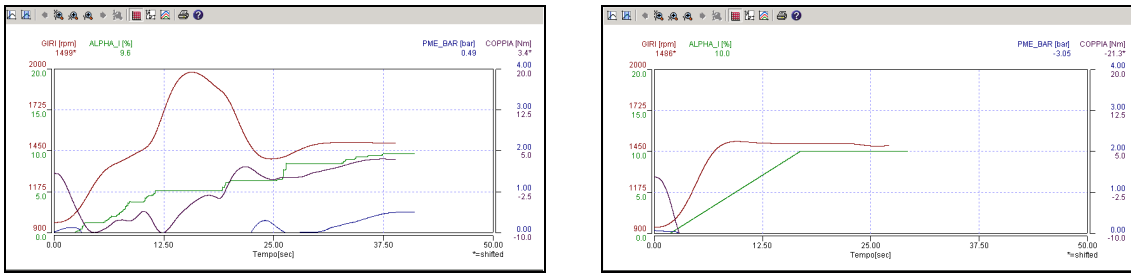


Figura I.5: Variazione punto operativo Giri/angolo farfalla in manuale(sinistra) ed automatico (destra)

In passato, ovvero prima dello sviluppo di test in automatico in BSQ/SSQ, l’inizializzazione dei parametri era possibile solo attraverso la tabella di controllo parametri motori (CPM), presente di default nell’interfaccia Puma, essa è di rapido e semplice utilizzo, di contro presenta una struttura alquanto rigida.

Beginning Dialog

Nr.	Normname	Descrizione	Valore	Unità
1	CILINDRA	Cilindrata motore	1368.0	cm3
2	ENGNUM	Numero motore	BBG00055	-
3	N_MAX_C	regime di inizio ciclo	3000	rpm
4	N_MIN_C	regime di fine ciclo	2000	rpm
5	DELTA_N	incremento di giri	500	rpm
6	A_MAX		0.0	
7	C_Max		100.00	
8	A_MIN		0.0	
9	n_Cmax	regime coppia massima	1000.00	
10	n_Pmax	regime potenza massima	2000.00	
11	N_ITEAZI	numero di iterazioni	1	

Cilindrata motore
1368.0

OK Cancell

Figura I.6: Tabella di controllo parametri motori (CPM)

Il linguaggio BSSQ mette a disposizione degli script in visual basic attraverso i quali, dopo un’opportuna programmazione è possibile interagire attraverso dispositivi esterni, ad esempio fogli excel o matlab, per l’inizializzazione dei parametri, la realizzazione di DoE on line o l’analisi in real time di particolari grandezze.

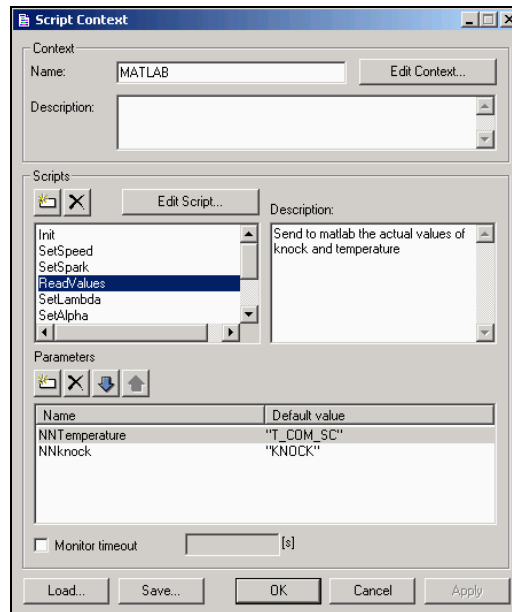


Figura I.7: Interfaccia Sript in Visual Basic per l'interazione Matlab to Puma

Per utilizzare un foglio Excel occorre che esso sia appositamente realizzato. Esistono principalmente due differenti varianti:

- Inizializzazione parametri;
- Tabella di punti operativi.

La caratteristica peculiare dell'interazioni con fogli excel o matlab è l'elevata flessibilità alle esigenze di prova e dello sperimentatore. È possibile realizzare diversi test con una semplice riprogrammazione del foglio di lavoro, tale programmazione può essere effettuata in qualsiasi postazione e successivamente importata nell'opportuna cartella di prova.

	A	B	C	D
1	NORMNAME	VALORE		DESCRIZIONE
2	CILINDRA	875	[cm3]	Cilindrata motore in cm3
3	N_MAX_C	3000	[rpm]	Regime massimo della prova
4	N_MIN_C	1500	[rpm]	Regime minimo della prova
5	DELTA_N	200	[rpm]	Delta Giri
6	SCELTATM	30	[s]	Se =0 misura con bilancia gravimetrica, se >0 e' il tempo di misura
7	GAS	0	booleano	Se =1 misura con analizzatore dei gas di scarico (se= 0 assente)
8	INDY	0	booleano	Se =1 misura con indimaster (se= 0 assente)
9	T_PURGE	60	[s]	Tempo di Purge
10	n_Cmax	3500	[rpm]	Regime Coppia Massima
11	n_Pmax	5000	[rpm]	Regime Potenza Massima
12	N_ITEAZI	2		Numero di iterazioni della fase 2C del rodaggio
13	X_MIN	0		Se=0 non esegue il trascinato, Se>0 esegue la fase di trascinato
14				
15				
16				NON MODIFICABILE
17				MODIFICABILE

Figura I.8:File di inizializzazione normname

Generalmente il PC su cui è installato il software del Puma è dotato di due monitor su cui vengono visualizzate, in real time, le grandezze analizzate. Lo sperimentatore può selezionare quali di queste visualizzare, tramite indicatori di tipo digitali o con una strumentazione virtuale di tipo analogico, disponendo a proprio piacimento i vari indicatori. Inoltre la natura grafica legata al linguaggio BSSQ permette un facile monitoraggio del punto di esecuzione della prova da parte dello sperimentatore.



Figura I.9: Parametri motore

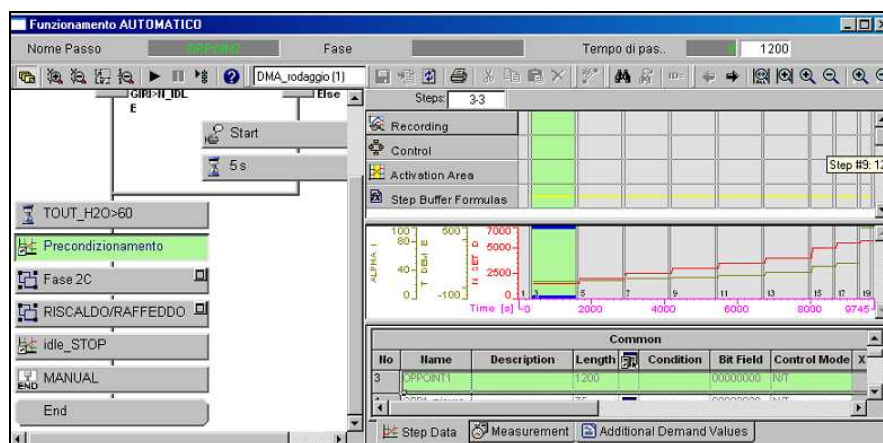


Figura I.10: Esecuzione prova in automatico.

Indipendentemente dal tipo di prova eseguita, manuale o automatica, il sistema riesce a monitorare una serie di parametri per la messa in sicurezza del propulsore e delle strumentazioni presenti in sala motore. Questi sono divisi in due gruppo

- Limiti assoluti del sistema (SAL) presente nel blocco SIS;
- Limiti assoluti (GWA) presenti nel blocco PRV.

I primi sono parametri analizzati in continuo e caratteristici della sala, i secondi sono dipendenti dalla prova. Per ogni allarme è possibile un'azione specifica:

- Stop motore,

- Minimo;
- Messaggio,
- Routine di eccezione .

Attraverso la scelta “routine di eccezione” è possibile impostare una procedura di eccezione creata ad hoc per il singolo limite, inoltre con appropriati sistemi è possibile rientrare nel test in automatico in uno specifico passo.

Il NED è l’applicativo dell’Application Manager deputato alla creazione e gestione dei parametri di sala, denominati normname. Esistono diversi tipi di normname:

- Grandezze misurate: tutti i parametri misurati da sala prova come, ad esempio, giri motore, coppia, pendenza strada¹, pressione massima in camera di combustione;
- Grandezze calcolate: parametri il cui valore non è direttamente misurato ma ottenuto attraverso una formula come ad esempio: potenza , pressione media effettiva, carico, lambda stechiometrico;
- Grandezze speciali: contatori, grandezze di appoggio o parametri di uso disparato come ad esempio i parametri di input dei test in automatico, le date, nomi, tolleranze.

I.2. La sala motore

In questo locale è alloggiato il motore in prova ed è isolato dalla sala comando da una porta ed un vetro blindato. Tale isolamento è reso necessario al fine di garantire la sicurezza degli sperimentatori in caso di incendio, esplosioni e presenza di sostanze tossiche quali i gas di scarico e i vapori di combustibili e lubrificanti. In questo modo si riduce anche la trasmissione del rumore verso la sala comando.

Completano la dotazione di sicurezza della sala un impianto antincendio automatico e un dispositivo elettronico di rilevazione dei gas tossici, in particolare del monossido di carbonio e dei vapori di combustibile.

Le situazioni di allarme sono notificate allo sperimentatore presente in sala e nei casi più gravi anche al personale addetto alla sicurezza, tramite segnalazione luminosa ed acustica, inoltre, in tali situazioni, il motore è arrestato tramite l’interruzione dell’alimentazione elettrica e dell’erogazione del combustibile.

Un propulsore che deve essere installato nella sala prova motore precedentemente verrà montato su di un apposito carrello munito di particolari slitte che servono per il suo ancoraggio sulla piastra metallica alloggiata nella pavimentazione della sala motore. Su

¹ Il sistema misura la pendenza strada simulata e utilizzato come dato di input.

questa piastra è posizionato anche il freno dinamometrico al fine di garantirne il centraggio tra albero motore ed il freno stesso. Posizionato il motore sul carrello, esso sarà strumentato come richiesto per la particolare attività cui sarà sottoposto. Il passo successivo è l'installazione del cablaggio elettrico del motore e di tutti i condotti che costituiscono il circuito di alimentazione dell'aria comburente e i terminali di scarico. Infine i sensori sono collegati al sistema di sezionamento dei segnali e alle strumentazioni ausiliarie presenti in sala. Si procede poi al riempimento del liquido refrigerante e dell'olio motore e all'innesto del tubo di adduzione del combustibile. Al primo avviamento si verifica il corretto funzionamento del motore e della sala nonché di tutte le strumentazioni descritte nei paragrafi precedenti.

I.2.1. Circuito aria comburente

L'aria comburente viene fornita a temperatura (in genere circa 25 °C) e umidità controllate da un circuito separato da quello della climatizzazione, tramite una tubazione flessibile che ne favorisce il convogliamento alla presa d'aria di alimentazione del motore.

I.2.2. Circuito di raffreddamento punti caldi

Sul motore si individuano numerosi punti ad elevata temperatura, quali ad esempio i collettori di scarico, il catalizzatore, la coppa dell'olio e, se presente, il turbocompressore.

L'elevato stress termico potrebbe pregiudicare il corretto funzionamento dei componenti in questione. Si prevede perciò la presenza di soffianti flessibili che, se attivati, apportano aria fredda sui punti critici.

I.2.3. Impianto di raffreddamento aria comburente

Esiste un sistema capace di simulare il flusso di aria che investe il motore così come accade in strada, tale dispositivo è il Boa, esso è costituito da un bocchettone di diametro 22 cm che preleva aria dal sistema centralizzato e la immette in sala prova direttamente sul motore.

In caso di motore turbo esiste un apposito dispositivo, l'intercooler posto a valle del catalizzatore al fine di raffreddare l'aria all'uscita del compressore che per il buon funzionamento del sistema deve trovarsi, in linea generale, tra i 35-50°C. In vettura è costituito da uno scambiatore del tipo aria-aria, in sala, per motivi di semplicità di utilizzo e di ripetitività delle prove, si usa uno scambiatore del tipo aria-acqua. Nel caso specifico esso è stato realizzato ricoprendo un intercooler del tipo normalmente montato su vettura, con metallica capace di garantire la tenuta stagna per l'acqua che qui prende il posto dell'aria nella veste di fluido una camicia refrigerante.

L'acqua di servizio dell'intercooler viene, a sua volta, raffreddata con la linea di acque tecniche 7-12 °C mediante un circuito progettato appositamente.

Questo circuito è installato su di un carrello al fine di consentirne lo spostamento in altre sale.

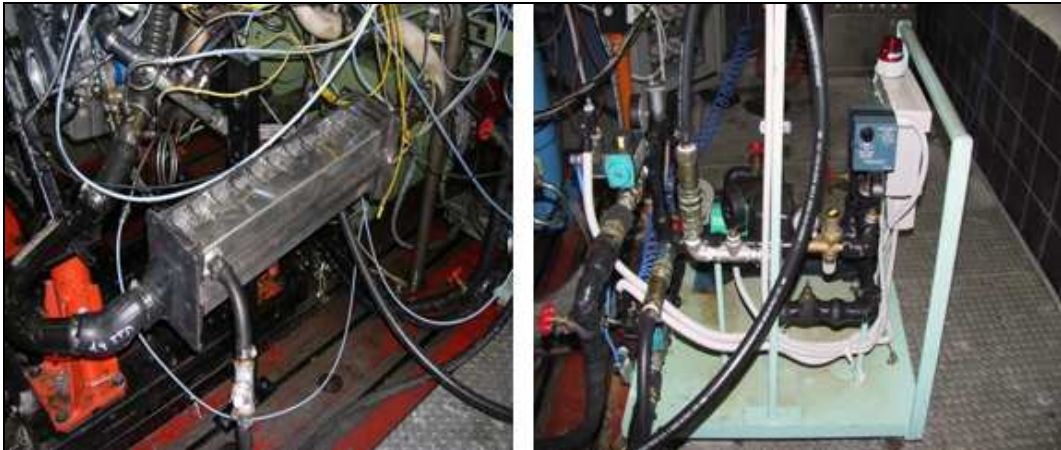


Figura I.11: Intercooler e circuito di raffreddamento

In figura si riporta tale dispositivo, di cui, di seguito si fornisce una descrizione degli organi che lo compongono.

- Scambiatore acqua-acqua del tipo a tubi e mantello;
- Pompa elettrica di tipo centrifugo;
- Valvola motorizzata proporzionale a tre vie posta a valle dello scambiatore acqua – acqua: tale valvola parzializza la portata del fluido di servizio inviandone parte all’intercooler e parte in un ramo di by-pass che si collega all’aspirazione della pompa di circolazione. In questo modo è possibile regolare la quantità di fluido che raffredda l’aria all’interno dell’intercooler e, di conseguenza, la temperatura dell’aria stessa. La regolazione avviene mediante il PLC di sala che, tramite un controllore PID, gestisce l’apertura della valvola in funzione della temperatura obiettivo impostata dallo sperimentatore;
- Serbatoio di espansione: poiché il circuito di raffreddamento è sigillato, il serbatoio consente la dilatazione termica del liquido di servizio (acqua addizionata con una certa quantità di antigelo) all’aumentare della sua stessa temperatura limitando così la pressione del circuito e l’eventuale danneggiamento dell’intercooler stesso;
- Valvole elettro-pneumatiche: si tratta di valvole, montate sui tubi di ingresso e uscita della linea 7-12 °C, che risultano completamente chiuse quando il circuito elettrico di alimentazione del sistema è spento; in questo modo si esclude la circolazione dell’acqua proveniente da questa linea e si evita di disperdere inutilmente potenza frigorifera quando non richiesto. Quando il circuito è acceso le valvole vengono aperte

da un comando ad aria compressa, fornita da un apposito servizio a cui la sala è allacciata.;

- Pannello elettrico: si tratta del pannello che alimenta la pompa elettrica e le valvole elettro-pneumatiche. Esso è dotato di un interruttore ed un relè differenziale;
- Pressostato: costituisce il sistema di sicurezza atto ad impedire il danneggiamento dell'intercooler.

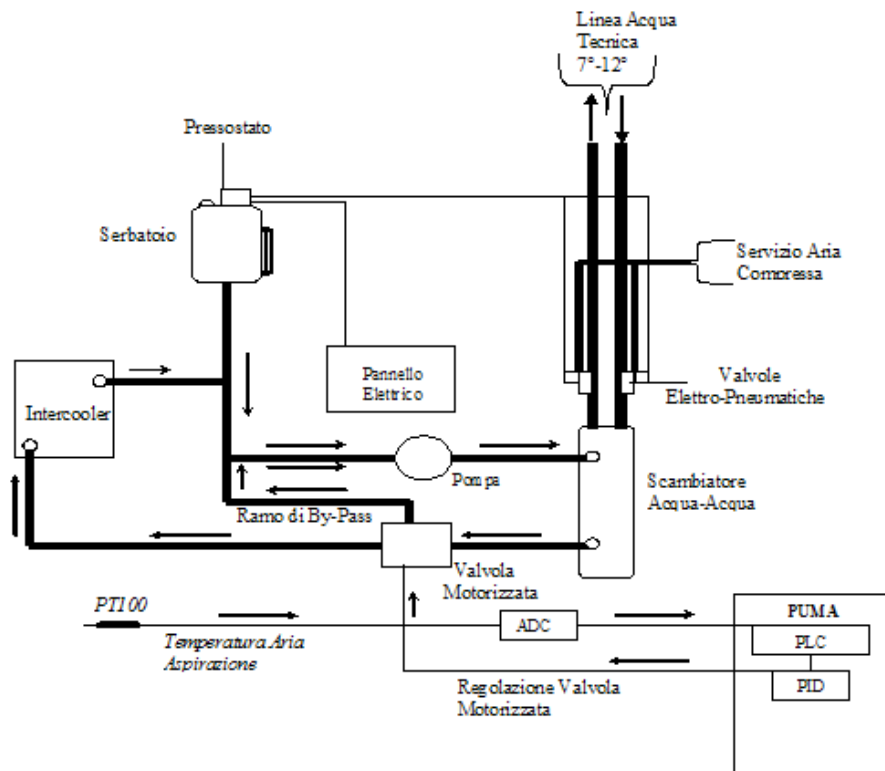


Figura I.12: Schema del circuito di raffreddamento

I.2.4. Impianto di distribuzione del combustibile

I distributori presenti in sala ricevono i combustibili (quali benzina, gasolio o metano) dai serbatoi di stoccaggio combustibile; successivamente una pompa preleva il combustibile necessario, nel nostro caso benzina, dal distributore e la invia al sistema di alimentazione del motore.

I.2.5. Impianto di evacuazione gas di scarico

I gas uscenti dalla tubazione di scarico del motore vengono evacuati a mezzo di un estrattore, che li convoglia in un impianto collettore, al cui interno viene mantenuta una certa depressione, regolata tramite PLC, al fine di evitare il riflusso dei gas suddetti in sala.

I.2.6. Freno dinamometrico

Si tratta del componente che consente di caricare meccanicamente il motore in prova e di rilevarne così la coppia motrice prodotta. Esso viene collegato al propulsore per mezzo di un albero di trasmissione ed un giunto di accoppiamento vincolato sulla superficie del volano.

Il freno è costituito da due parti fondamentali, una statorica ed una rotorica.

- Il rotore, di forma stellare e ad alta permeabilità magnetica, è calettato su un albero montato su cuscinetti a rotolamento, alloggiati nel coperchio dello statore;
- Lo statore, a sua volta, è supportato da cuscinetti montati sul basamento del freno, in questo modo esso risulta basculante rispetto al basamento stesso. Nello statore si trovano gli avvolgimenti elettrici, con spire coassiali all'asse del freno. Facendo passare una corrente attraverso i suddetti avvolgimenti si genera un campo magnetico di forma toroidale.

L'albero sui cui è calettato il rotore è accoppiato all'asse del motore (con estrema attenzione alla coassialità, per evitare pericolose vibrazioni) tramite il giunto, così che la rotazione dell'albero motore faccia ruotare anche il disco rotorico. Il disco, con il suo moto, taglia le linee di forza del campo magnetico dello statore generando così, su quest'ultimo, delle correnti parassite i cui campi magnetici tendono ad opporsi alla rotazione del rotore e, conseguentemente, dell'albero motore, fino al raggiungimento delle condizioni di equilibrio tra il momento torcente dell'albero motore e quello resistente del freno (si noti come l'energia meccanica del motore venga trasformata in calore all'interno del freno, calore prodotto per effetto Joule dalle correnti parassite; un apposito circuito di raffreddamento è poi preposto al suo smaltimento).

L'azione frenante è regolata variando l'intensità della corrente di alimentazione delle spire. Non potendo arrestare il moto dell'albero, per annullare la velocità relativa tra rotore e statore, quest'ultimo tende a ruotare nello stesso verso del rotore; la sua rotazione è però impedita dalla presenza di una cella di carico che, insieme ad una leva, lo collega al basamento del freno. La cella di carico è di tipo piezoelettrico, dunque fornisce un segnale di carica elettrica dal quale, tramite un circuito elettronico di condizionamento, si ricava un segnale analogico in tensione, che risulta proporzionale alla reazione vincolare in corrispondenza della cella di carico e dunque, tramite la lunghezza della leva, al momento torcente presente sull'albero motore.

Per misurare il regime di rotazione del motore si ricorre all'utilizzo di una ruota fonica. Si tratta di una ruota dentata solidale all'albero del freno, su di essa è affacciato un sensore costituito da un elemento di materiale ferromagnetico su cui è avvolta una bobina di

conduttore elettrico. Durante la rotazione della ruota fonica, l'alternanza tra denti e cave provoca una variazione della riluttanza magnetica in corrispondenza del sensore, generando così una tensione ai capi dell'avvolgimento che risulta dipendente dalla variazione di riluttanza stessa.

Il segnale di tensione si presenta sotto forma di onde ed il periodo tra due fronti d'onda consecutivi fornisce la misura del tempo che intercorre tra il passaggio di due denti consecutivi in prossimità del sensore. Noto pertanto il numero dei denti è immediato calcolare la velocità di rotazione della ruota fonica e dunque dell'albero motore.

Misurata la coppia motrice ed il regime di rotazione, è possibile calcolare la potenza erogata dal motore.

$$P_e = \frac{M_t \cdot \omega}{1000} = \frac{M_t}{1000} \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{M_t \cdot n}{A} = \frac{(F \cdot b) \cdot n}{A} = \frac{(F \cdot 0,7162) \cdot n}{A} = \frac{F \cdot n}{B}$$

Dove:

Pe [KW] è la potenza effettiva

Mt [Nm] il momento torcente

F [N] la forza che si legge dalla cella di carico

b [m] il suo braccio rispetto all'asse del freno

n [giri/min] il regime di rotazione del motore.

$$A = (1000 \cdot 60) / (2\pi)$$

$$B = A/b$$

È possibile agire sul freno attraverso un sistema di regolazione PID, così che la velocità di rotazione del motore può essere variata o mantenuta costante, a seconda delle esigenze dello sperimentatore.

Il controllo della coppia motrice avviene tramite il controllo del carico motore, ovvero tramite la regolazione dell'apertura della farfalla, nel caso dei motori ad accensione comandata come il nostro, oppure tramite la regolazione della quantità di combustibile iniettato, nel caso dei motori ad accensione per compressione.

Inoltre, in sala, è presente uno strumento che misura il consumo di combustibile ad alta precisione del tipo Dynamic Fuel Consumption prodotto dalla AVL; esso è costituito, fondamentalmente, da una bilancia gravimetrica e da un'unità elettronica di controllo, che ne permette il funzionamento in automatico.



Figura I.13: AVL dynamic fuel consumption system

Il principio di funzionamento si basa sul rilevamento del peso di un serbatoio di misura del combustibile a mezzo di una cella di carico. Il serbatoio è collegato al distributore di combustibile presente in sala e viene riempito tramite l'apertura di una elettrovalvola. Al raggiungimento del prestabilito livello di riempimento, determinato otticamente, l'elettrovalvola si chiude ed il combustibile viene inviato dal serbatoio al motore. A questo punto la misura può procedere in due modi differenti: si può fissare un intervallo temporale di misura e fare due misurazioni all'inizio ed alla fine di tale intervallo (rapportando poi la differenza di peso alla durata dell'intervallo stesso) oppure si può effettuare un campionamento del segnale della cella di carico con una frequenza di circa 1 Hz (rapportando sempre il dato al tempo). La misura finale sarà espressa in termini di portata massica.

Va precisato che l'accuratezza della misura è tanto maggiore quanto maggiore è la massa di combustibile consumata durante la misurazione. Per ottenere un'adeguata precisione della misura, si fa in modo di consumare almeno 100g di combustibile, cui corrisponde un errore di misura di circa il 0,2%. Al raggiungimento del livello di minimo riempimento, anch'esso determinato otticamente, l'elettrovalvola si riapre per immettere nel serbatoio la quantità di combustibile necessaria ad effettuare una nuova misura. Durante il riempimento del serbatoio una seconda elettrovalvola collega il motore direttamente al distributore per garantire la continuità dell'alimentazione. Affinché la misura del consumo di combustibile sia significativa è necessario che durante la misurazione il motore sia in condizioni stazionarie.

Un'altra importante tipologia di strumenti utilizzati sono gli analizzatori dei gas di scarico.

Si tratta di un insieme di strumenti atti a rilevare e misurare le emissioni dei principali agenti inquinanti dei motori a combustione interna, nel nostro caso ad accensione comandata, ovvero monossido di carbonio (CO), anidride carbonica (CO₂), ossidi di azoto (NO_x) ed idrocarburi incombusti (HC).

Questo tipo di apparecchiatura richiede però una periodica ritaratura delle curve di linearizzazione dei singoli analizzatori e quotidiane tarature dello zero e dello span, queste ultime si ottengono facendo passare attraverso gli analizzatore un gas senza inquinanti (zero) e successivamente un gas a concentrazione nota (span).



Figura 14:Analizzatore gas di scarico

L'analizzatore dei gas di scarico è collegato ad un Personal Computer, a sua volta interfacciato con il PUMA, che permette di gestire le misure in modo automatico, insieme alle operazioni di taratura.

Il gas da analizzare è spillato a monte o a valle del catalizzatore ed inviato all'analizzatore dopo essere passato in un campionatore. Quest'ultimo è costituito da una pompa per circolazione dei gas da analizzare, da un filtro che trattiene le polveri dannose per la strumentazione e da un frigorifero che provoca la condensa dell'acqua contenuta nel gas, necessaria poiché la misura viene effettuata su campioni anidri.

L'analizzatore è composto da vari moduli, ognuno dei quali è dedicato all'analisi di uno specifico tipo di inquinante.

Il primo modulo è rappresentato dall' Analizzatore a chemiluminescenza per le misure di NO_x.

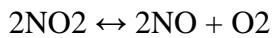
Tali strumenti trovano impiego per la determinazione della percentuale volumetrica (espressa normalmente in parti per milione [ppm]) degli ossidi di azoto totali (NO_x), presenti nei gas di scarico dei motori.

Si basano sul principio che l'NO, esso si combina con l'ozono (O₃) secondo la reazione:



dando origine a molecole di NO₂ eccitate elettronicamente, che tornano allo stato normale, emettendo radiazioni luminose. ($h\nu$ = quanto elementare di energia). L'intensità di questa emissione è proporzionale alla percentuale di NO contenuta nel campione da esaminare ed è rilevata da un fotomoltiplicatore che la trasforma in segnale elettrico.

Per misurare l'ossido NO₂, che con NO è contenuto nei gas di scarico, occorre far passare il campione di gas in esame in un convertitore catalitico, il quale trasforma NO₂ in NO secondo la reazione:



Di conseguenza, lo strumento completo misura la concentrazione totale degli NO_x (NO+NO₂) presenti nei gas di scarico, offrendo un largo range di misura con un breve tempo di risposta.

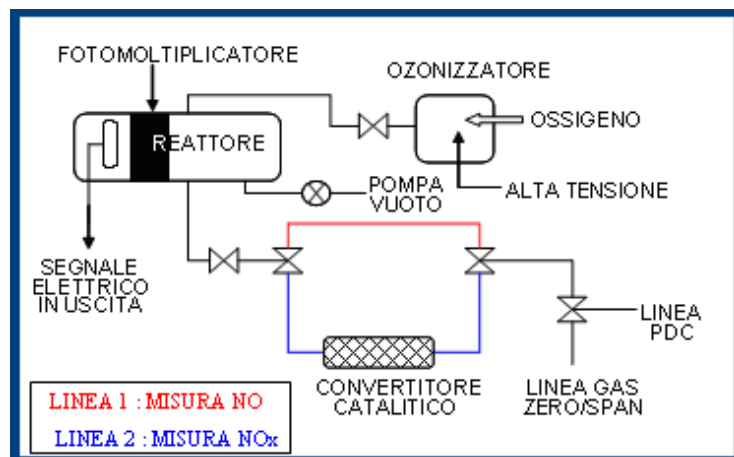


Figura I.15: Schema dell'analizzatore a chemiluminescenza

Vi è poi l' Analizzatore N-Dir per le misure di CO e CO₂.

Il metodo di indagine N-Dir (Non Dispersive Infrared) sfrutta la proprietà dei gas, sottoposti a radiazioni nello spettro dell'infrarosso, di assorbire solo radiazioni di una determinata lunghezza d'onda.

La sorgente infrarossa (E), figura , dirige le radiazioni verso la cella di misura D, divisa in due camere contenenti il gas del tipo di quello da analizzare (CO, CO₂, ecc..) le quali sono divise da una membrana (C) costituente una delle due armature di un condensatore elettrico.

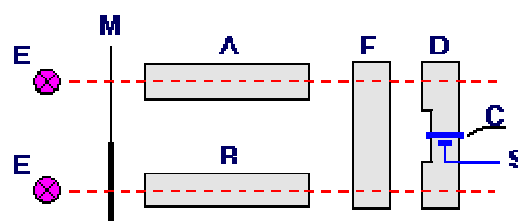


Figura I.16: Analizzatore NDIR

Vi è poi l' Analizzatore FID per le misure degli HC. Tali strumenti si basano sul principio che una fiamma di idrogeno puro, che brucia in aria, forma un trascurabile numero di ioni, mentre la combustione di idrocarburi produce una ionizzazione abbastanza forte. La parte sensibile di questi strumenti (indicati anche con la sigla: FID = Flame Ionization Detector) è

quindi costituita da un bruciatore, nel quale un flusso calibrato di gas da analizzare attraversa la fiamma sostenuta dalla combustione di idrogeno in aria.

La presenza di idrocarburi nel gas in esame dà origine allora ad una ionizzazione proporzionale al numero degli atomi di carbonio bruciati. Poiché gli ioni sono particelle cariche elettricamente, si ottiene il passaggio di corrente tra due elettrodi, posti nelle vicinanze della fiamma, tra i quali è mantenuta una differenza di potenziale costante. Quanto più numerosi sono gli idrocarburi che bruciano nella fiamma di idrogeno ed aria, tanto maggiore è la corrente ionica, la quale è perciò funzione della percentuale di HC contenuti nel gas da analizzare.

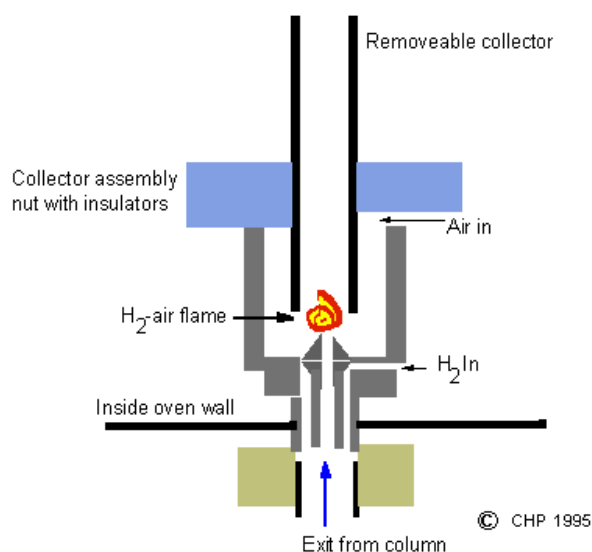


Figura I.17: Analizzatore FID

Ed infine vi è l' Analizzatore magnetopneumatico per le misure di ossigeno.

Il principio di funzionamento dell'analizzatore magnetopneumatico, anche noto con l'acronimo MPA - Magneto Pneumatic Analyser, si basa sulla proprietà di paramagnetismo, ovvero alcune sostanze chimiche, fra cui l'ossigeno se messe all'interno di un campo magnetico sono attratte dai poli dello stesso campo.

L'effetto meccanico di questa migrazione è un aumento di pressione del gas, che può essere rilevato tramite un misuratore di pressione a principio elettrostatico.

I.2.7. Sistema sezionamento segnali

Le connessioni elettriche e pneumatiche per il rilievo delle grandezze motoristiche vengono connesse ad un modulo di sezionamento dei segnali, sorretto da un braccio detto giraffa, infulcrato alla parete in modo da permetterne la rotazione sul piano orizzontale, ad una altezza di circa 2,5 metri da terra.

Il modulo, che nel caso specifico è il modello AM 026 prodotto dalla AVL, è costituito da un box con un determinato numero di ingressi per connessioni elettriche analogiche e pneumatiche. Le connessioni elettriche vengono inviate alle catene di misura (condizionatore segnali – amplificatore – convertitore A/D), quelle pneumatiche ad altrettanti trasduttori di tipo strain gauge a loro volta collegati all'apparecchiatura elettronica per il trattamento del segnale. Uno piccolo pannello è invece specificamente dedicato all'ingresso di segnali provenienti dalle termocoppie di tipo K.



Figura I.18: Sistema di sezionamento segnali

I.2.8. Misuratore di Blow-by

Si tratta di un'apparecchiatura che permette di misurare la portata dei gas di Blow-by. In sala è presente un misuratore modello 442 prodotto dalla AVL, in grado di fare la misurazione in modo continuo e di rilevare anche i flussi di gas in transitorio. Esso fornisce risultati accurati anche in presenza di impurità nei gas di sfiato. Inoltre il suo utilizzo non altera la pressione nella coppa dell'olio, il consumo di lubrificante e le condizioni di moto del motore.



Figura I.19: Blow-by meter

Il principio di funzionamento dello strumento è basato sulla misura di una pressione differenziale. Il flusso dei gas di Blow-by è fatto passare attraverso un condotto nel quale è presente un orifizio che ne riduce la sezione trasversale, creando così una differenza di pressione tra monte e valle dell'orifizio stesso. Tale differenza è poi misurata da un trasduttore differenziale di pressione il quale fornisce un segnale analogico che, dopo essere stato convertito in digitale, viene inviato ad un microprocessore. Quest'ultimo è poi in grado di fornire il corrispondente valore della portata volumica (espressa in [l/min]) calcolandola secondo la relazione:

$$\text{Portata di Blow - by} = C_1 \cdot \sqrt{\Delta p}$$

Dove:

C_1 è una costante

Δp è la differenza di pressione suddetta.

Il microprocessore si occupa anche del bilanciamento allo zero del trasduttore di pressione intervenendo su due valvole solenoidali poste a monte del trasduttore di pressione.

Oltre alla valutazione della coppia motrice e della potenza, nonché alle informazioni sul consumo di combustibile e sulle emissioni inquinanti, l'attività sperimentale richiede l'acquisizione di tutta una serie di altre grandezze; l'acquisizione che viene fatta strumentando il propulsore con un certo numero di sensori di vario genere.

Il rilievo delle temperature è effettuato utilizzando due tipi di dispositivo: le termocoppie e le termoresistenze.

Le prime sono dei sensori di tipo attivo, ovvero alimentati elettricamente, ed il loro nome deriva dal fatto che il principio di funzionamento si basa sulla variazione della resistenza elettrica del dispositivo stesso al variare della temperatura, esse sfruttano le proprietà termoelettriche dei materiali conduttori. La legge di variazione della resistenza, tipica di alcuni metalli (ad esempio platino, nichel e palladio) è di tipo lineare:

$$R(T) = R_0 \cdot (1 + \alpha T)$$

Dove:

R: resistenza elettrica alla temperatura T

R_0 : resistenza a 0°C

A: coefficiente di dilatazione termica caratteristico del materiale.

La termocoppia si compone di due filamenti di materiali aventi comportamenti termoelettrici opposti, ovvero uno elettropositivo ed uno elettronegativo (ad esempio ferro e costantana). Le

estremità dei due filamenti da un lato sono giuntate, dall'altro collegate ad un voltmetro, facendo attenzione che si trovino alla stessa temperatura.

Le termoresistenze utilizzate nel corso di questo lavoro di sperimentazione sono del tipo Pt 1005 .

La velocità di rilevamento di questi dispositivi è di circa 1 Hertz con un margine di errore dell'ordine del decimo di grado Celsius.

Il range di temperatura all'interno del quale riescono ad effettuare la misurazione è compreso tra 50 °C e 250 °C; di conseguenza vengono impiegate per rilevare le temperature dell'aria comburente, dell'acqua di refrigerazione e dell'olio lubrificante.

Le misure di pressione sul motore sono effettuate per mezzo di sensori di pressione del tipo strain gauge. Fa eccezione la misura della pressione in camera di combustione, in tal caso si rende necessario l'impiego di trasduttori piezoelettrici.

Si tratta di dispositivi in grado di garantire una elevatissima rapidità di risposta e di funzionare in condizioni ambientali estremamente critiche. I trasduttori piezoelettrici sono di fatti caratterizzati da frequenze di acquisizione che possono raggiungere 1 MHz e dunque ben si prestano al rilievo dei cicli di pressione nella camera di combustione. Questo grazie anche ad altre loro fondamentali caratteristiche, quali la capacità del sensore di resistere a temperature molto elevate ed in ambienti chimicamente aggressivi, la bassa deriva termica (alterazione della caratteristica pressione – corrente del sensore) e la bassa sensibilità alle vibrazioni (sia in termini meccanici che in termini di disturbo sul segnale). Il principio di funzionamento di questo tipo di sensori è basato sulla presenza, al loro interno, di sfoglie di cristallo di quarzo (il cristallo di quarzo è composto da tre atomi di silicio e da tre molecole di ossigeno (SiO₂)).

A causa di sollecitazioni esterne di compressione sulla membrana presente nel sensore, si genera una compressione delle sfoglie di cristallo che provoca uno sbilanciamento delle cariche elettriche. Se l'azione meccanica di compressione rimane costante nel tempo si ha un progressivo ritorno alla configurazione elettronica bilanciata e non è rilevato alcun segnale.

Risulta opportuno far notare come l'inserimento di un sensore di pressione in ciascuna delle camere di combustione comporti una lavorazione speciale, aggiuntiva, della testa e del sopratesta del motore; infatti per creare l'alloggiamento del sensore queste vengono forate. Si tratta di una lavorazione meccanica di precisione da eseguire al trapano, con successiva creazione della filettatura; questo comporta la variazione dello stato tensionale locale e, di conseguenza, può indurre picchi di tensione con possibile innesco di cricche. I cicli di

pressione vengono in genere visualizzati ed acquisiti in termini di pressione media indicata (p.m.i.) definita dalla relazione:

$$p.m.i. = \frac{1}{V} \int p \cdot dV$$

Con:

p: pressione rilevata dal sensore in camera

V : cilindrata.

Il termine $\int p \cdot dV$ rappresenta il lavoro indicato ovvero l'area del diagramma di pressione.

La legge di variazione del volume spazzato dal pistone è invece data dalla relazione:

$$V = A \cdot r \cdot \left(1 - \cos \theta + \mu - \mu \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\mu} \right)^2} \right)$$

Dove:

V : cilindrata

A : superficie della sezione

r : raggio di manovella

θ è l'angolo di manovella

μ è il rapporto tra la lunghezza della biella e quella della manovella.

Per ricavare ulteriori informazioni sull'andamento della combustione si fa riferimento ad altre grandezze ricavabili dalla p.m.i.:

- Deviazione standard della p.m.i. (σ_{pmi}): rappresenta la deviazione standard della pressione media indicata, ovvero indica quanto i valori assunti dalla grandezza in esame si discostano da quello medio;
- Coeff. di variazione della p.m.i. (COV_{pmi}): fornisce informazioni relative alla dispersione ciclica della combustione; quest'indice tiene conto della ripetibilità del fenomeno rispetto al valore medio della grandezza e deve risultare quanto più basso possibile (in ogni caso al di sotto del 3%) poiché è un indicatore della stabilità della combustione.

$$COV_{PMI} = \frac{\sigma_{PMI}}{pmi} \cdot 100$$

- Indice di misfire (LNV): indica quanto il ciclo di pressione peggiore si discosta dal ciclo medio; verifica le eventuali mancate accensioni che causano irregolarità nel regime motore.

$$LNV = \frac{(pmi)_{\min}}{(pmi)_{\text{med}}} \cdot 100$$

Per poter studiare accuratamente i cicli di pressione è necessario correlare al segnale fornito dal trasduttore piezoelettrico montato in camera di combustione, il valore corrispondente dell'angolo di manovella.

La posizione angolare dell'albero motore si rileva mediante un encoder angolare modello 364 C prodotto dalla AVL. Si tratta di un dispositivo vincolato al basamento e provvisto di un disco ottico che calettato sull'albero motore. Sulla circonferenza del disco sono presenti due corone: la prima costituita da 720 tacche forate equidistanti (che consentono una risoluzione fisica di 0.5°); la seconda contenente un'unica tacca, forata anch'essa, usata per fornire il segnale di sincronizzazione (trigger). Per ciascuna corona è presente una coppia led-fototransistor, posizionati sui due lati opposti rispetto al disco. Ogni volta che una tacca forata si trova allineata con la coppia di cui sopra il fototransistor percepisce la luce emessa dal led e genera un segnale di on, che diventa di off nell'intervallo tra due tacche consecutive. Dunque all'uscita di entrambi i fototransistor si generano segnali del tipo ad onda quadra, ovvero un treno d'impulsi la cui frequenza è proporzionale alla velocità di rotazione dell'albero motore ed il cui numero (determinato da un contatore di impulsi) è proporzionale all'angolo di rotazione. Questi sono utilizzati per l'acquisizione dei dati su base angolare: il segnale della prima corona viene utilizzato per la determinazione della posizione angolare mentre il segnale della seconda corona viene utilizzato per determinare il completamento della rotazione di 360° da parte dell'albero motore (in modo da poter avere il sincronismo su un giro completo). Tali impulsi, dopo essere stati trattati da un'unità elettronica dedicata, vengono inviati ad una scheda di ingresso del sistema Indimaster AVL così da poter correlare opportunamente i valori dell'angolo di manovella con i valori della pressione in camera rilevati dal sensore di pressione. Inoltre si ottiene dal marcatore anche un segnale di sincronizzazione con un impulso al punto morto superiore ad ogni giro dell'albero motore. Per ottenere una risoluzione angolare inferiore al mezzo grado si può procedere elettronicamente, tramite un divisore/moltiplicatore elettronico presente nel circuito di condizionamento dell'encoder, oppure eseguire un'interpolazione via software, sfruttando il sistema di acquisizione. Per quanto riguarda lo studio delle grandezze relative ai motori a combustione interna in grado di correlare queste ultime con la rotazione dell'albero motore, lo strumento in questione è l'Indimaster.



Figura I.20: Indimaster

Tale correlazione è effettuata per mezzo del software Indicom®, specificamente installato sulla piattaforma hardware. Esso acquisisce ed elabora i segnali dei sensori di pressione e i due segnali dell'encoder permettendo così la determinazione e la visualizzazione dei cicli indicati di pressione.

Il software permette, inoltre, di calcolare tutta una serie di grandezze quali:

- la variazione istantanea di volume spazzato dallo stantuffo (tramite parametri geometrici impostati quali corsa, alesaggio e rapporto di compressione);
- alcune grandezze caratteristiche del rapporto di compressione (pressione massima ed angolo relativo, derivata della pressione massima ed angolo relativo, ecc.);
- la legge di rilascio del calore ed alcune sue grandezze caratteristiche che ne definiscono l'andamento (quale, ad esempio, la frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella).

Le grandezze appena menzionate possono essere determinate indipendentemente per ciascun ciclo. L'Indimaster calcola anche una serie di parametri statistici quali i già citati indici di misfire, covarianza e deviazione della pmi.

Le misure necessarie per il calcolo del rapporto aria/combustibile (anche detto rapporto A/F, usando la terminologia anglosassone) possono essere effettuate in due modi differenti, uno basato sull'utilizzo di una sonda di tipo lineare, un altro basato sull'analisi dei gas di scarico. La sonda lineare è essenzialmente costituita da due elettrodi di platino separati da uno strato di biossido di zirconio che funge da elettrolito solido (cella di Nerst). L'elettrodo esterno è, a sua volta, ricoperto da uno strato di ceramica porosa per proteggere il sensore dall'aggressività termica e chimica dei gas di scarico con cui entra in contatto. Quello interno è messo in comunicazione con l'atmosfera mediante appositi fori. La cella di Nerst separa quindi due gas (aria atmosferica e gas di scarico) in cui l'ossigeno è presente con diverse pressioni parziali.

Ai due elettrodi avvengono reazioni elettrochimiche di ossidoriduzione dell'ossigeno, così che tra i due elettrodi si genera una differenza di potenziale inversamente proporzionale alla concentrazione di ossigeno presente nei gas di scarico.

L'acquisizione di questo segnale elettrico in Volt consente di determinare se la miscela è ricca (carenza di ossigeno, basso A/F) o magra (eccesso di ossigeno, alto A/F).

Il principio di funzionamento fin qui descritto è quello che caratterizza le sonde non lineari, comunemente impiegate sulle vetture di produzione e che hanno un funzionamento del tipo on-off (ricco-magro).

La sonda lineare è dotata di un componente aggiuntivo denominato cella di pompaggio, fornendo corrente (con intensità dell'ordine dei mA) alla quale, è possibile "pompare" ossigeno fuori o dentro la cella di misura. Si riesce così sempre ad ottenere una percentuale di ossigeno uguale a quella di miscela stechiometrica. Raggiunta questa condizione e noti intensità di corrente e tempo di applicazione della corrente, si può ricavare l'esatto numero di moli di ossigeno sottratte o immesse nella cella tramite la formula seguente.

$$nO_2 = \frac{i \cdot t}{4 \cdot F}$$

Dove:

F: costante di Faraday

4: numero di elettroni trasportato da ogni molecola di ossigeno.

Dal numero di moli d'ossigeno necessarie al raggiungimento delle condizioni di miscela stechiometrica si ricava, tramite appositi algoritmi di calcolo, la quantità di moli d'ossigeno precedentemente presenti e da queste la quantità di aria comburente.

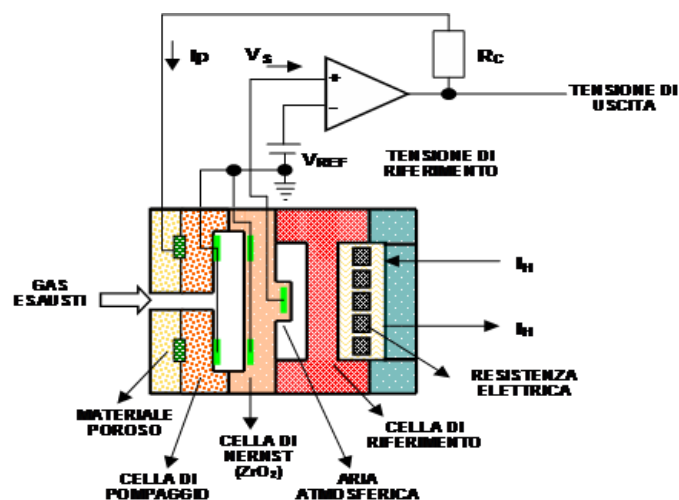


Figura I.21: Schema di funzionamento di una sonda lineare

Nota la quantità di combustibile immesso in camera di combustione, la sonda lineare è in grado di misurare precisamente e in ogni istante l'effettivo rapporto aria/combustibile.

Va però fatto notare che l'attivazione elettrochimica della sonda avviene quando questa si trova ad una temperatura di circa 300°C. A questa temperatura, infatti, il rivestimento ceramico diventa permeabile ai gas di scarico permettendone l'interazione con gli elettrodi in platino. Al fine di velocizzare il tempo di attivazione le sonde sono dotate di un apposito riscaldatore. La sonda utilizzata è della Bosch, modello UEGO LSU 4.2.

Il valore del rapporto di miscela può essere calcolato anche in maniera indiretta dall'analisi degli inquinanti emessi allo scarico, ricorrendo ai metodi di Stivender e Spindt. Questi metodi consentono di ricavare il rapporto A/F note le percentuali volumetriche di CO₂, CO, HC e O₂ contenute all'interno dei gas di scarico. Conoscendo il rapporto tra le moli di H e C e quello tra le moli di O e C della benzina, viene effettuato un bilancio sugli atomi di carbonio, dal quale è poi possibile calcolare la quantità di aria entrante facendo la differenza sugli atomi di ossigeno, basandosi sulle varie relazioni fornite dalla letteratura specializzata.

Capitolo 2

Design of Experiment

Nei progetti di sviluppo di prodotto e nella messa a punto dei processi industriali, la realizzazione di prove sperimentali rappresenta quasi sempre una fonte notevole di costi, sia come impiego di tempo che di risorse umane e materiali. Infatti, lo studio e la sperimentazione effettuata su sistemi complessi, ovvero che presentano numerosi parametri di funzionamento e diversi fattori che influiscono sulle loro prestazioni, richiede generalmente tempi lunghi e risorse notevoli, specie affrontando l'influenza dei singoli fattori singolarmente. Uno studio così condotto non porta necessariamente a risultati significativi, con forte rischio di perdita degli investimenti.

Gli esperimenti vengono eseguiti oggi, in molte aziende, con lo scopo di aumentare la comprensione e la conoscenza dei vari processi produttivi; per comprenderne il comportamento, la variabilità e l'impatto sui processi; per scoprire, stimare o confermare i dati del processo in esame.

L'esplorazione si riferisce alla comprensione dei dati del processo, la stima alla determinazione degli effetti delle variabili di processo o dei fattori sulla prestazione della caratteristica di uscita, la conferma implica la verifica dei risultati ottenuti dall'esperimento.

Nei processi produttivi, spesso è di primario interesse esplorare le relazioni tra le variabili chiave del processo di ingresso (o fattori) e le caratteristiche di uscita (o le caratteristiche di qualità).

II.1. Metodologie DoE

Uno degli approcci comuni impiegati oggi in ambito statistico per lo studio dei processi è la tecnica statistica OVAT(one variabile-at-a-Time), dove si fa variare un fattore alla volta mantenendo tutti gli altri fissi. Il successo di questo approccio dipende dall'esperienza e dall'intuizione di chi usa tale tecnica. Inoltre, questo tipo di sperimentazione richiede grandi risorse per ottenere una quantità limitata di informazioni sul processo. Spesso risulta inaffidabile e inefficiente in termini di tempo generando false condizioni ottimali per il processo.

I metodi statistici giocano un ruolo importante nella pianificazione, nell'esecuzione, nell'analisi e interpretazione dei dati. Il design of experiment (DoE) è un insieme di metodologie statistiche per la modellazione di un sistema non ancora noto.

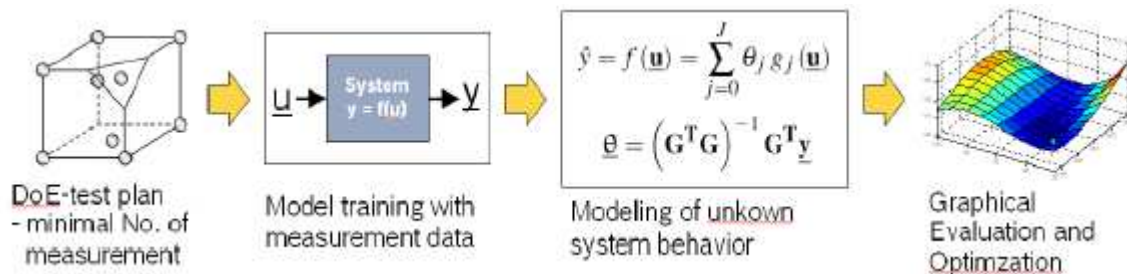


Figura II. 1: Dall'esperimento all'ottimizzazione

Lo scopo del DoE è quello di modellare un sistema di cui non si conosce il comportamento basandosi su un numero discreto di dati misurati, tale metodologia include la creazione di un piano degli esperimenti in accordo con le leggi statistiche, tale piano ha lo scopo di minimizzare gli sforzi di misura pur variando diverse variabili per ogni misura. La creazione del modello avviene attraverso l'utilizzo di metodi matematici.

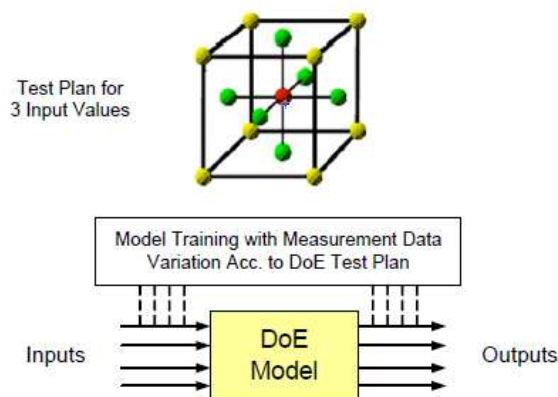


Figura II. 2 Formazione di un piano degli esperimenti.

È importante notare che non tutte le variabili influenzano le prestazioni nello stesso modo; di fatti alcune possono avere un forte impatto sulla prestazione di uscita, altre possono avere

influenze medie mentre altre possono non avere alcuna influenza. Pertanto, l'obiettivo di un esperimento pianificato con cura è quello di capire quale insieme di variabili in un processo influenzano le prestazioni dello stesso e quindi determinare i migliori livelli di queste per ottenere prestazioni soddisfacenti dei prodotti.

Il Design of Experiments (DoE) è stato sviluppato agli inizi del 1920 da Sir Ronald Fisher presso la Stazione Rothamsted Agricultural Research in campo agricolo, a Londra. I suoi primi esperimenti hanno riguardato la determinazione dell'effetto dei fertilizzanti in vari appezzamenti di terreno. Egli dimostrò che la condizione finale del raccolto non solo era dipendente dal tipo di fertilizzante, ma anche da una serie di altri fattori (come le condizioni del suolo sottostante, il contenuto di umidità del suolo, ecc)

Il DoE (Design of Experiments) rappresenta quindi un metodo di approccio alla progettazione ed organizzazione degli esperimenti, mediante il quale è possibile analizzare in modo sistematico la natura, gli obiettivi, gli elementi significativi degli esperimenti e dei processi su cui operano, e poter così finalizzare le prove sperimentali alla massima efficacia.

Mediante un'opportuna applicazione del DoE è quindi possibile ridurre drasticamente i costi della realizzazione di prove sperimentali e, operando su prove pianificate correttamente, è possibile ottenere risultati ricchi di informazioni, anche in considerazione delle semplici tecniche di analisi statistica che il DoE ha fatto proprie.

Nell'ambito del DoE si fa riferimento ad una serie di termini specifici:

- **Fattore o Parametro:** ogni grandezza caratteristica di un fenomeno fisico e tecnologico che influisce sul suo rendimento;
- **Livello:** indica ciascun valore del fattore o parametro considerato, con riferimento ad unità di misura e modalità di misurazione per le grandezze fisiche, a scelte tecniche o costruttive, oppure a indici di merito nel caso di parametri non direttamente misurabili (ad esempio aspetto della superficie);
- **Matrice degli esperimenti:** avente sulle colonne i fattori presi in considerazione nell'esperimento e per ogni riga i livelli dei fattori adottati in ogni condizione di prova;
- **Esperimento:** indica in questo contesto l'insieme delle prove riferibili alla matrice degli esperimenti. In un DOE è possibile avere uno o più esperimenti, le condizioni di prova di ciascun esperimento sono indicate da quanto espresso nella matrice utilizzata;
- **Condizioni di prova:** sono quelle relative alla singola prova all'interno dell'esperimento complessivo;

- Funzione obiettivo: si indica con questo termine la funzione mediante la quale si misurano le prestazioni del prodotto o processo, combinando una o più grandezze attraverso coefficienti pesati;
- Risultati: nel caso di esperimenti progettati con una funzione obiettivo composta da una sola grandezza, si adotta anche la dizione, prestata dalla teoria dei sistemi, di “risposta”;
- Diagramma di processo: la funzione di un processo o di un prodotto può essere rappresentata come un sistema che richiede un input per produrre un output attraverso l’uso di diversi fattori. Se l’input non si modifica nel corso del tempo, siamo di fronte ad un sistema cosiddetto statico, mentre se l’input è variabile, abbiamo un sistema dinamico.

Rispetto al contesto in cui l’esperimento viene effettuato, i fattori possono essere di due tipi:

- Controllabili: sono quelli per i quali è possibile definirne i valori a priori, come input dell’esperimento stesso. Parametri controllabili possono essere considerati le dimensioni geometriche, le variabili caratteristiche del processo, i materiali impiegati.
- Non controllabili: sempre con riferimento all’ambito sperimentale, sono quei fattori che possono modificarsi durante il funzionamento del prodotto o del processo, ma non fanno parte delle variabili controllate. Parametri non controllabili (rumore, disturbi) possono considerarsi le variabili ambientali, il deterioramento del prodotto, le imperfezioni dei componenti in produzione.

Rispetto alle grandezze rappresentate, i fattori possono inoltre essere:

- Continui: fattori ai quali possiamo far assumere qualsiasi valore per i livelli che vogliamo prendere in considerazione. Rientrano in questa tipologia le grandezze fisiche (temperatura, pressione, etc) e di dimensione (volumi, fattori di forma, etc);
- Discreti: fattori per i quali si assumono valori noti per ciascun livello (indici di merito, scelte costruttive, materiali diversi, ruote dentate).

Le applicazioni DoE comportano numerosi vantaggi:

- Miglioramento del processo e stabilità;
- Miglioramento dei profitti e il ritorno sull’investimento;
- Migliorata capacità di processo;
- Riduzione della variabilità di processo;
- Costi di produzione ridotti;

- Tempi di progettazione e di sviluppo ridotti;
- Maggiore comprensione del rapporto tra le risorse chiave del processo e quelle di uscita;
- Aumento della redditività delle imprese .

Gli esperimenti seguono una sequenza di attività ben definita:

- Ipotesi: un presupposto che motiva l'esperimento;
- Esperimenti: una serie di test condotti per investigare l'ipotesi;
- Analisi: implica la comprensione della natura dei dati e l'esecuzione dell'analisi statistica dei dati raccolti dall'esperimento;
- Interpretazione: comprensione dei risultati della sperimentazione;
- Conclusione: consiste nel valutare se l'ipotesi originariamente prevista è vera o falsa. Molto spesso più esperimenti devono essere effettuati per testare l'ipotesi e, talvolta, se ne stabilisce una nuova, che richiede ulteriori esperimenti.

Per comprendere correttamente la progettazione degli esperimenti, è essenziale disporre di una buona comprensione del processo che consiste nella trasformazione dei fattori produttivi in output. Nel contesto della produzione, gli ingressi sono fattori variabili come materiali, metodi, ambiente, procedure; le uscite possono essere le caratteristiche delle prestazioni o le caratteristiche di qualità di un prodotto. Talvolta, l'uscita può anche essere indicata come risposta.

Durante l'esecuzione di un esperimento progettato, occorre intenzionalmente apportare modifiche alle variabili di processo di ingresso (o fattori) al fine di osservare i corrispondenti cambiamenti nel processo di produzione. Le informazioni ottenute da un'adeguata pianificazione, esecuzione e dagli esperimenti analizzati possono essere utilizzati per migliorare le prestazioni dei prodotti, per ridurre il tasso di scarto o aumentare il tasso di ripresa, per ridurre i tempi di sviluppo del prodotto, e per ridurre l'eccessiva variabilità dei processi produttivi.

I DoE di prima generazione basano la formazione dei piani degli esperimenti su un'analisi di tipo polinomiale (polynomial-based). Tale progettazione ha una serie di vantaggi ma comporta anche alcuni svantaggi tra cui elevati sforzi di parametrizzazione e bassa robustezza per il rispetto dei limiti (outliers). I DoE di seconda generazione si basano su processi statistici.

Confrontando le due metodologie si osserva come nella creazione di piani di lavoro senza l'ausilio di metodologie DoE di seconda generazione il numero dei punti di misura aumenta in maniera esponenziale all'aumentare del numero di parametri.

I metodi statistici applicati alla sperimentazione costituiscono un settore sviluppatosi in tempi relativamente recenti. La stesura di un piano sperimentale implica una conoscenza approfondita del problema specifico da affrontare con lo scopo di restringere la fase sperimentale di lavoro.

Qualunque sia l'oggetto di studio, esso può essere descritto come un sistema che elabora i vari segnali di comando secondo uno schema individuato da opportuni parametri di progetto, fornendo come uscita (output) una ben definita caratteristica funzionale.

Number of parameters to be optimized	Number of required measurements per operating point	
	Grid measurement (5 steps per parameter)	DoE method
1	5	5
2	25	15
3	125	30
4	625	43
5	3125	51
6	15625	60
7	78125	70
8	390625	81
9	1953125	93
10	9765625	106

Figura II. 3: Confronto del numero dei punti di misura tra metodologia classica e DoE.

Come già sottolineato le grandezze in ingresso al sistema sono chiamate “fattore”, ad ogni fattore è possibile associare dei “livelli”, quest'ultimo determina l'ordine con cui i fattori sono combinati tra loro in ogni prova. I fattori qualitativi non possono essere misurati, ma i loro livelli possono essere identificati e classificati.

Si considerino ad esempio due fattori A e B, si ammetta che ciascuno di essi possa essere impostato su tre diversi livelli, definiti ed identificati. Si avranno allora sei livelli: A1, A2, A3, B1, B2, B3. Di seguito la rappresentazione del piano ottenuto, i cui punti rappresentano le possibili combinazioni fra i due fattori che possano avere un effetto sulla risposta del sistema.

B3	o	o	o
B2	o	o	o
B1	o	o	o
	A1	A2	A3

Figura II. 4: Punti sperimentali.

Il problema ai fini della scelta del miglior piano sperimentale, è riuscire a determinare un insieme minimo e ottimale di punti per massimizzare o minimizzare la risposta del sistema.

Il piano degli esperimenti o Experimental Design comprende tutte le informazioni importanti circa le fasi di esecuzione dell'esperimento, il rilievo dei dati sperimentali, la loro analisi e interpretazione. Queste informazioni consentono di individuare in modo univoco il metodo di esecuzione dei vari procedimenti necessari per fornire una risposta quantitativa alle questioni che hanno motivato l'esperimento.

Se un esperimento è stato correttamente pianificato o programmato, i dati si presenteranno raggruppati nella forma più adatta per trarre delle valide inferenze sul problema analizzato. Il DoE (Design of Experiment) è appunto una sequenza di passi da compiere all'inizio del lavoro tale da assicurare dati sperimentali ottenuti in modo che la loro analisi statistica fornisca subito delle inferenze di questo genere.

Nell'Experimental Design vengono studiati molti fattori (variabili) e i loro effetti sulla risposta dell'esperimento. Il DoE permette di progettare e di registrare una misura della risposta del sistema

per ciascuna delle possibili combinazioni dei livelli dei fattori. In passato gli esperimenti erano condotti con il metodo "1 fattore per volta", in molti casi gli effetti di un fattore condizionano la scelta del livello per l'altro fattore.

Nell'analisi di un esperimento si parla di effetti principali o d'interazioni. I primi corrispondono agli effetti dei singoli fattori e sono calcolati considerando le medie ai vari livelli del singolo fattore, mentre le interazioni rappresentano le principali cause di variabilità, è quindi necessario individuare le più probabili anche se all'aumentare delle interazioni sospette, aumenterà il numero di prove da eseguire.

Si considerino due fattori A e B ciascuno di due livelli, la loro interazione è un effetto del secondo ordine. Considerando "a" livelli per A e "b" livelli per B, l'interazione avrà (a-1)*(b-1) livelli indipendenti. Identificando con y_i la risposta della prova i-esima è possibile costruire la seguente tabella:

	B₁	B₂
A₁	$(y_1+y_2)/2$	$(y_7+y_8)/2$
A₂	$(y_3+y_5)/2$	$(y_4+y_6)/2$

Tabella II.1: Calcolo degli effetti fra due fattori a due livelli.

Se la differenza nella risposta fra due livelli di A rimane costante per ogni livello di B (a meno dell'errore sperimentale) non c'è interazione tra i fattori. Da un punto di vista

geometrico stimare un'interazione significa determinare il non parallelismo degli effetti dei fattori.

Se si hanno tre fattori l'interazione può essere stimata considerando quella di un fattore con l'interazione degli altri due. Le analisi si complicano maggiormente quando si considerano le interazioni di più fattori e più livelli.

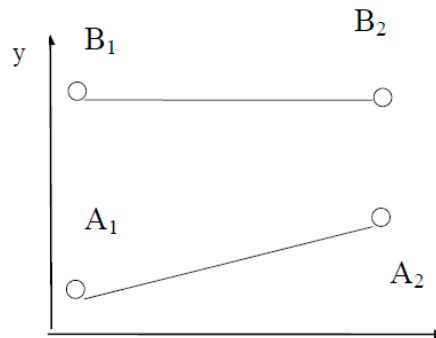


Figura II. 5: Interazione fra due fattori.

Di fondamentale importanza per la buona riuscita di un esperimento è la programmazione dello stesso non solo dal punto di vista delle grandezze coinvolte e dei livelli dei fattori, ma per tutte le attività e gli strumenti occorrenti per il rilievo e l'analisi dei dati. La complessità della programmazione deve conformarsi al livello di complessità del sistema in studio. Le tecniche di "Design of Experiments" consentono di campionare lo spazio dei parametri in un numero minimo ed ottimale di punti al fine di poterne derivare gli elementi utili alla costruzione dei modelli matematici, che sono quindi modelli empirici e non fenomenologici. Il problema base del DoE è decidere quale insieme di punti di misura è più idoneo nella particolare situazione di interesse.

La questione della localizzazione dei punti sperimentali per la stima di un modello empirico è apparentemente un loop chiuso in quanto, se si conoscesse prima il comportamento della funzione sarebbe possibile effettuare una buona scelta dei punti di misura ma, la determinazione della funzione è appunto l'oggetto dell'investigazione.

In realtà questa circolarità non è paralizzante, specialmente quando gli esperimenti possono essere condotti sequenzialmente, cosicché l'informazione ottenuta in un gruppo di esperimenti influenza la scelta degli esperimenti del gruppo successivo.

Lo schema più semplice e più frequentemente utilizzato in passato in campo industriale, consiste nell'eseguire una o più prove per ogni valore considerato, o livello, del parametro assunto come indipendente, mantenendo costante ogni altra condizione. Per valutare poi gli effetti degli altri parametri, si ripete per ognuno il procedimento.

L'estrema semplicità di questo modo di procedere monovariato, è accompagnata da due svantaggi essenziali, che ne rendono ben di rado giustificabile l'impiego.

Il primo svantaggio è che l'utilizzazione dei risultati sperimentali è scarsa, in particolare quando è necessario effettuare delle replicazioni per misurare la varianza della caratteristica di qualità; il secondo è che si ottengono indicazioni circa l'effetto di ciascun parametro valide soltanto per una ed una sola particolare combinazione di livelli di tutti gli altri. In altri termini, mancando qualsiasi stima circa l'entità delle interazioni tra i vari parametri, non si può assolutamente prevedere l'effetto di variazione di due o più parametri contemporaneamente.

Il "design of experiments" è invece basato su un approccio multivariato, ove più di un parametro viene variato contemporaneamente da un esperimento all'altro. Fissati i livelli dei parametri del sistema, la massima informazione è ottenibile con un piano fattoriale completo, che prevede l'esecuzione di prove per tutte le possibili combinazioni dei livelli dei vari parametri e che consente la stima di modelli contenenti tutti i termini di interazione fra i parametri in gioco.

I piani fattoriali completi sono la tipologia più semplice fra i piani sperimentali multivariati contemplati dalle tecniche di "design of experiments". Quando il numero dei parametri in gioco è elevato, il problema che sorge con l'uso di piani fattoriali completi è il numero di prove da effettuare, in quanto esso cresce geometricamente all'aumentare dei parametri. D'altra parte non è necessario in questi casi ricorrere a modelli contenenti tutti i termini di interazione tra i parametri, in quanto generalmente le interazioni di ordine superiore sono di entità decrescente. Si ricorre allora a piani "fattoriali frazionari" che sfruttando conoscenze a priori o "ipotesi di lavoro" relative al contesto sperimentale in cui si opera, consentono di stimare i parametri "non trascurabili" del modello senza ricorrere ai dispendiosi piani completi. La costruzione di un piano fattoriale frazionario viene condotta rispettando anche un'altra importante proprietà: l'ortogonalità.

Questa consente di stimare ciascun termine del modello in modo statisticamente scorrelato o "indipendente" dagli altri.

Esiste poi tutta una serie di piani sperimentali, non necessariamente ortogonali, (piani composti centrati, a stella, piani ottimali, ecc.) che presentano peculiarità talora importanti per la stima efficiente di modelli non lineari.

Le tecniche di "design of experiments" consentono di raggiungere efficienze straordinarie nella estrazione di informazioni mediante sperimentazioni, favorendo la modellazione empirica di sistemi anche molto complessi sia per numero di parametri in gioco sia per non linearità presenti nel loro comportamento.

Esistono varie tipologie di piani di esperimenti, ciascuno dei quali è caratterizzato da determinate caratteristiche strutturali, da certi vantaggi, svantaggi e dalle particolari modalità di applicazione.

La metodologia del DOE è fondamentalmente divisa in quattro fasi:

1. Fase di pianificazione: durante tale fase il sistema viene studiato al fine di selezionare le variabili di processo, essa è costituita dalle seguenti sottofasi:
 - a. Riconoscimento del problema e formulazione dello stesso. In questa fase occorre una dichiarazione chiara e succinta del problema in modo da creare una buona comprensione di ciò che deve essere fatto. La dichiarazione deve contenere un obiettivo specifico e misurabile.
 - b. Selezione delle variabili di processo o dei parametri della progettazione. Alcuni possibili metodi per identificare le potenziali variabili di successo sono l'analisi di serie storiche, l'analisi causa-effetto. Questo è un passo molto importante ; poiché se i fattori principali sono lasciati fuori dalla sperimentazione, i risultati dell'esperimento non sono accurati e utili per eventuali azioni di miglioramento.
 - c. Classificazione delle variabili di processo. Dopo aver individuato le variabili di processo, il passo successivo è quello di classificarli in variabili controllabili e in variabili non controllabili.
 - d. Determinazione dei livelli delle variabili di processo. Elenco di tutte le interazioni di interesse. L'interazione è abbastanza comune negli esperimenti; al fine di interpretare efficacemente i risultati è auspicabile avere una buona conoscenza dell'interazione tra due variabili di processo.
2. Fase di progettazione: in questa fase, si sceglie la progettazione più appropriata per l'esperimento. Questi possono essere progettati utilizzando l'approccio statistico classico raccomandato da Sir Ronald Fisher, oppure l'approccio di matrici ortogonali sostenuto dal dottor Genichi Taguchi. Nell'approccio di Fisher si utilizzano piani fattoriali completi o piani fattoriali frazionati. Nei primi le risposte sono misurate per tutte le combinazioni per tutti i livelli di fattori; nei secondi le combinazioni dei livelli di fattori rappresentano le condizioni in cui vengono misurate le risposte. Ogni condizione è una prova e la misurazione della risposta è un'osservazione. L'intera serie di prove è il piano.
3. Esecuzione: in questa fase l'esperimento pianificato viene eseguito. Occorre selezionare il luogo adatto per eseguire l'esperimento, questo è importante per

garantire che la posizione non sia compromessa da sorgenti di rumore (ad esempio: vibrazioni, umidità, ecc.).

4. Analisi dei dati: dopo aver effettuato l'esperimento, occorre analizzare e interpretare i risultati. I possibili obiettivi da raggiungere in questa fase sono:
 - a. Individuare i parametri di progettazione o le variabili di processo che influenzano la media delle performance del processo;
 - b. Individuare i parametri di progettazione o di variabili di processo che influenzano la variabilità delle prestazioni;
 - c. Determinare i livelli di progettazione parametro che producono la prestazione ottimale;
 - d. Determinare se un ulteriore miglioramento è possibile.

II.1.1. Piani parametrici

I piani sperimentali più semplici sono i piani parametrici, in cui si valuta l'effetto di ciascun fattore sulle risposte ai diversi livelli, mantenendo gli altri fattori fissi. Il numero di prove necessario per stimare gli effetti di K fattori con i livelli ciascun è $n = r(K \cdot i)$, dove con r si è indicato il numero di ripetizioni di ciascuna prova.

Nel caso si abbia il fattore A con "a" livelli e con il fattore B con "b" livelli e si effettuino 4 repliche si avranno $r = [4 \cdot (a+b) \cdot 2]$ prove.

Per condurre un piano parametrico si può procedere in uno dei seguenti modi:

1. Si può condurre un esperimento in cui, ad ogni esecuzione, si varia il livello di un fattore alla volta, tenendo costante gli altri. Il limite di questo metodo è chiaro: se ci sono interazioni tra un fattore e l'altro, queste non possono essere valutate; inoltre, l'elevato numero di combinazioni (2^k per k fattori a due livelli) rende oltremodo lungo e costoso l'esperimento.

Esecuzione	Fattore	Livello	Misura
1	A	-	xx
2	A	+	xx
3	B	-	xx
4	B	+	xx
.			
.			

Figura II. 6: Piano sperimentale di un piano parametrico.

2. Si possono valutare, uno per volta, le variazioni di più fattori. In questo modo si riduce il numero di combinazioni, da (2^k) a $(k+1)$, ma non è possibile valutare le interazioni tra i k fattori.

Combin	A	B	C	D	Misura
1					
2					
3					
4					
5					

Figura II. 7: Piano sperimentale di quattro fattori a due livelli cambiando un fattore per volta.

- Si può far variare contemporaneamente tutti i fattori, in tal modo si ottengono solo due combinazioni, indipendentemente da quanti siano i fattori, in tal modo si perde la possibilità di valutare l'effetto dei singoli fattori.

Combin	A	B	C	D	Misura
1	-	-	-	-	xx
2	+	+	+	+	xx

Figura II. 8: Piano sperimentale con variazione di tutti i fattori.

II.1.2. Piano fattoriale completo

I limiti dei piani parametrici vengono superati da un tipo di DoE ormai affermato: l'esperimento fattoriale completo (Full Factorial Experiment). Tale metodo, indipendentemente dal numero di fattori, permette di avere un piano bilanciato in cui ciascun fattore è stimabile indipendentemente da ogni altro ed è possibile anche valutare tutte le interazioni di qualsiasi ordine.

Questo piano viene usato per studiare due o più fattori a vari livelli quando l'interazione fra i fattori può essere significativa. Il numero delle prove risulta di y^k . Se ad esempio si hanno due fattori con tre livelli ciascuno, si dovranno condurre 32 prove per avere il piano fattoriale completo. In generale se per il fattore i -esimo abbiamo un numero di livelli $n(i)$ allora il numero delle prove sarà il prodotto di tutti gli $n(i)$. Nell'analisi dei dati si parla di effetti principali e di interazione.

Se il fattore ha oltre due livelli si parla di componenti principali: lineare, quadratica, cubica, ecc.. Nella fase di scelta del numero di livelli e della loro spaziatura si cerca di ottenere più informazioni possibili sull'effetto del fattore in studio. Se, ad esempio, si fissano solo due livelli per economia delle prove od esigenze di tempo, ma il fattore presenta un effetto non lineare si potrebbe decidere, erroneamente, che il fattore non è significativo.

Quando si hanno k fattori a due livelli l'esperimento avrà:

- 2^k combinazioni;
- k effetti del primo ordine;
- $k(k-1)/2!$ Effetti del secondo ordine (interazioni tra due fattori);

- $k(k-1)(k-2)/3!$ Effetti del terzo ordine (interazioni tra tre fattori).

Il problema che si presenta con l'esperimento fattoriale completo è quello di essere molto "ingombrante" seppur estremamente preciso e dettagliato; già con un esperimento a 4 fattori e dieci repliche si ottengono 160 risposte che, senza un supporto informatico adeguato, rendono l'analisi statistica pesante. Se poi il numero di ripetizioni o di fattori aumenta ulteriormente il metodo descritto può risultare praticamente inapplicabile per il tempo ed il costo che comporta. Quando il fattoriale comporta un numero di prove elevato da condurre in condizioni non omogenee si usa il cosiddetto piano fattoriale a blocchi (blocked factorial). L'insieme completo delle combinazioni dei fattori e dei livelli è suddiviso in sottoinsiemi (blocchi) sacrificando la stima di interazioni di ordine superiore (che di solito hanno un minore effetto). La partizione dell'insieme delle prove del fattoriale a blocchi è realizzata utilizzando schemi opportuni di suddivisione tali da salvaguardare la stima dei fattori, delle interazioni principali ed i livelli corrispondenti all'interazione da non stimare tra i fattori in combinazione con ciascun livello dei fattori da stimare. Quando il materiale o l'ambiente sperimentale può essere convenientemente suddiviso in blocchi omogenei si usano i piani casualizzati a blocchi (randomized block) in cui le prove vengono condotte in ordine casuale all'interno di ciascun blocco.

II.1.3. Piano fattoriale frazionato

I piani fattoriali frazionati consentono di considerare un sottoinsieme del piano fattoriale completo riducendo il numero di prove da effettuare. Di norma nei piani fattoriali completi i contributi delle interazioni di ordine superiore sono decrescenti (si pensi a variabili quantitative in cui gli effetti corrispondono ai termini di uno sviluppo in serie di Taylor) è ragionevole cercare di ridurre le prove rinunciando le informazioni sugli effetti delle interazioni di ordine superiore.

Un piano frazionario si dice simmetrico quando tutti i fattori hanno lo stesso numero di livelli e viene indicato normalmente con il numero di livelli elevato alla potenza di $(k-p)$ con k il numero dei

fattori e p l'indice di frazionamento. In questo caso il numero delle prove sarà uguale a $[y^{(k-p)}]$, dove

y è il numero dei livelli.

Ad esempio per un piano a 4 fattori a due livelli con indice di frazionamento $p=1$ si ha $2^{(4-1)}$ che

corrisponde a 24/21 prove. La strategia del Fractional Factorial Experiment consente di eseguire solo una porzione dell'intero Full Factorial.

II.1.4. Superficie di risposta

Tecnica utilizzata per costruire una mappa empirica che descrive il modo in cui i fattori influenzano la risposta. I livelli dei fattori sono visti come punti nello spazio dei fattori. La superficie di risposta è una rappresentazione matematica o grafica della connessione fra variabili importanti indipendenti (i fattori controllati) e una variabile dipendente (la caratteristica di qualità generalmente soggetta al controllo). Il diagramma della curva rispetto ai fattori di controllo prende il nome di Response Surface (termine indicato spesso come Response Surface Methodology) ed è introdotto per individuare un modello matematico, valido in un dominio definito, che descriva l'andamento previsto delle curve di superficie.

Ovviamente, essendo solo un modello analitico, ci potrà essere un certo scarto rispetto alla superficie reale: se tale errore è contenuto, allora il modello è attendibile per indicare la direzione da

seguire per ottimizzare il processo.

Per definire il modello della superficie di risposta di un certo processo, si mettono in atto i seguenti steps sequenziali:

1. si realizza un piano fattoriale 2^k centrato: il punto centrale (A_0, B_0) rappresenta la condizione attuale del processo. Intorno ed equidistanti da tale centro sono fissati i vari punti relativi ai livelli “-“ e “+” dei vari fattori.
2. si determina un modello planare (con equazione di primo grado) per descrivere l'area individuata dai punti precedenti, di equazione: $y = c_1x_1 + c_2x_2 + c_0 + \varepsilon$ dove y rappresenta la grandezza dipendente, A, B, c_0, c_1, c_2 sono coefficienti da determinare, ε è l'errore del modello (scarto) e x_1 e x_2 sono: $x_1 = \frac{A - A_0}{\Delta_A}$ $x_2 = \frac{B - B_0}{\Delta_B}$
3. in base a tale modello si calcola y e si ricavano (per $y =$ costante) le curve di livello per la regione definita;
4. si determina la direzione di evoluzione verso le condizioni ottimali;
5. si determinano i valori di y per alcuni punti della retta di evoluzione: da tali valori si evince la zona in cui si hanno i valori preferenziali di y ;
6. nella zona ritenuta preferenziale, centrata attorno a uno dei punti esplorati (di coordinate A_0^*, B_0^* e con i nuovi valori Δ_A^*, Δ_B^*), si conduce un nuovo esperimento

fattoriale in modo da investigare l'area suddetta ed elaborare un nuovo e più preciso modello costituito da un'equazione di secondo grado; i nuovi coefficienti (c_{11} , c_{22} , c_{12}) individuano, insieme a quelli già determinati, l'equazione che descrive il modello delle curve di livello con scarto ε^* rispetto alle curve reali (in generale $\varepsilon^* < \varepsilon$):

$$y = c_{11}x_1^2 + c_{22}x_2^2 + c_{12}x_1x_2 + c_1x_1 + c_2x_2 + c_0 + \varepsilon^*$$

In altre parole, si individua successivamente il modello di primo ordine, la retta di evoluzione e il modello di secondo ordine.

II.1.5. Group screening design

Questo piano serve a ridurre il numero di prove richieste individuando i pochi fattori importanti. Per cercare i pochi fattori importanti a fronte di un gran numero di fattori possibili si usa il metodo screening. Vengono formati dei gruppi, ciascuno contenente diversi fattori. Ogni gruppo è quindi trattato come un singolo fattore fino a che non si dimostra l'effetto sulla risposta. A questo punto i gruppi che provano di contenere fattori significativi vengono provati separatamente.

Per l'uso di questo piano di progettazione degli esperimenti, vengono effettuate le seguenti supposizioni:

- a) inizialmente tutti i fattori sono ugualmente importanti;
- b) i fattori non interagiscono tra loro;
- c) le direzioni degli effetti, se esistono, sono note (provando il gruppo con tutti i livelli una volta a + e un'altra a - non è detto si riesca a capire la direzione dell'effetto di ogni singolo fattore).

II.1.6. Central composite design

Per un esperimento fattoriale completo con due fattori A, B a tre livelli ciascuno si può costruire un modello matematico con le variabili relative alla misura dei vari effetti sulla risposta, come mostrato nella tabella che segue. Questo semplice piano completo comporta 9 prove che servono per stimare l'effetto della media generale e dei vari effetti in quanto ogni parametro stimato (coefficienti del modello) conta per un grado di libertà.

Misura	Variabili	Gradi di libertà
media generale	m	1
effetti principali lineari	A, B	2
effetti principali quadratici	A ² , B ²	2
interazioni lineari	AB	1
interazioni lineari-quadratiche	AB ² , A ² B	2
interazioni quadratiche	A ² B ²	1
Totale		9

Tabella II.2: Effetti generati da due fattori a tre livelli.

Normalmente i fattori d'interesse non presentano interazioni quadratiche e lineari-quadratiche significative per cui i gradi di libertà associati a questi effetti rappresentano inefficienza e uno spreco di risorse. Se si è interessati a conoscere gli effetti quadratici dei fattori singoli ma non delle loro interazioni è possibile costruire un piano fattoriale completo (o frazionario) dei fattori (a due livelli) combinato a un piano sperimentale a un fattore alla volta, in grado di consentire una stima dei termini d'interesse con un numero di prove inferiori ($n = 2^{k-p} + 2k + 1$) a quelle richieste da un piano 3^k (con k = numero dei fattori).

II.1.7. Robust design

Lo scopo principale del Robust Design è trovare la migliore combinazione di parametri di progetto per cui la risposta del sistema abbia dispersione statistica minima intorno al valore richiesto per qualunque combinazione dei valori dei fattori di disturbo.

Nella pratica industriale si cerca normalmente di limitare l'effetto di tali variabili di disturbo con l'uso di tecniche statistiche e di ricerca degli errori direttamente in produzione (procedimento online).

Un metodo corretto per controllare (non nel senso di verificare ma di guidare) la qualità del prodotto prima che entri in produzione, è trovare la giusta combinazione di parametri di progetto, spesso numerosi, che permetta di rendere il prodotto ed il processo produttivo relativamente insensibile alle variazioni e agli influssi dei fattori di disturbo.

La tecnica che più promette successo, per ottenere i risultati desiderati nel senso ora detto, è la progettazione robusta. Tale metrica si basa sul cosiddetto "quality loss"

Indichiamo con Y il valore della caratteristica di qualità (che rappresentano le prestazioni finali del prodotto) in esame assunto da un determinato esemplare del prodotto in un ben preciso istante della sua vita utile, e supponiamo che il suo valore target sia Y_0 . A

determinare il valore di Y concorrono evidentemente i parametri di progetto, cioè i parametri che il progettista può controllare (nella terminologia del “robust design” sono i cosiddetti “control factors”), ma i fattori di rumore (“noise factors”), tipicamente fattori ambientali. I fattori di rumore, non essendo valori deterministici ma variabili aleatorie, fanno sì che anche la prestazione Y del sistema non sia un valore deterministico coincidente con il “target” di progetto, bensì una variabile aleatoria caratterizzata da una distribuzione di probabilità il cui valore medio per lo più non coincide con il “target” e la cui ampiezza è talora intollerabilmente elevata.

Il “quality loss” risulta composto da due termini:

- il primo indica quanto, in media, le prestazioni del prodotto si scostano dal “target” di progetto;
- il secondo indica quanto è dispersa la prestazione da esemplare ad esemplare e, per uno stesso esemplare, in differenti istanti del suo arco di vita utile .

Per ottenere prodotti di elevata qualità il “quality loss” va minimizzato, minimizzando entrambe

le sue componenti μ e σ^2 .

Questo è un problema di doppia ottimizzazione che prevede i due passi:

- ridurre la varianza σ^2 della distribuzione t;
- avvicinare la media μ al “target” T.

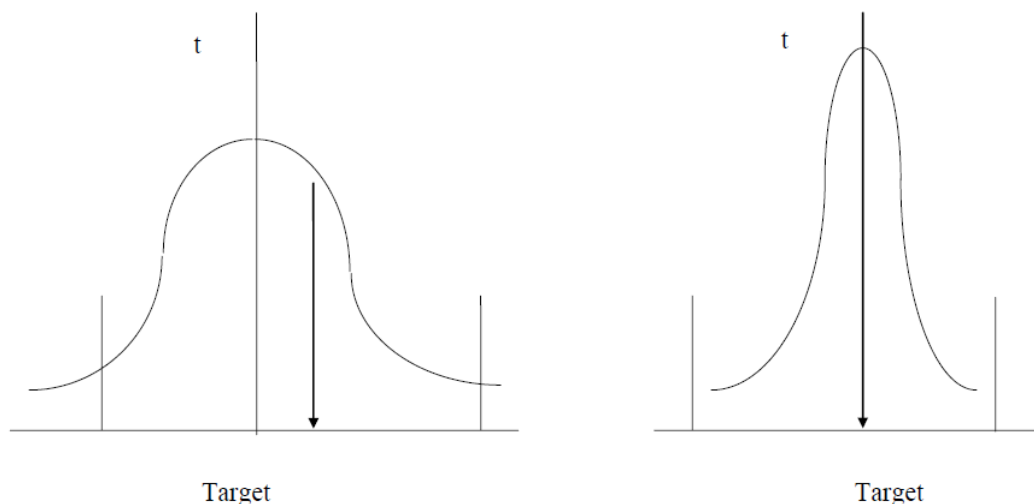


Figura II. 9: Doppia ottimizzazione del "robust design".

L’approccio classico conduce questa sequenza di operazioni sviluppando inizialmente il progetto come se i parametri di disturbo non fossero presenti, ed operando corrispondentemente una scelta dei parametri di progetto in modo deterministico affinché sia

rispettato il “target” funzionale. In un secondo tempo, senza più modificare i valori dei parametri di progetto, mediante una “sensitivity analysis” od una analisi di propagazione degli errori, vengono fissate le tolleranze per diminuire a monte il “range” di variazione dei parametri di disturbo. L’approccio perseguito dal “robust design”, concettualmente molto semplice, prevede invece di tenere conto dell’esistenza dei parametri di disturbo fin dall’inizio, cioè nella fase di scelta dei valori dei parametri di progetto non costosi.

II.2. L’Analisi statistica dei dati

Dopo la fase di progettazione dell’esperimento, si passa alla sua esecuzione; essa consiste nel realizzare l’oggetto della sperimentazione e nel rilevare le risposte d’interesse. Queste ultime dovranno essere successivamente elaborate statisticamente per fare emergere i fattori e/o le interazioni veramente significativi e quindi i relativi livelli ottimali.

Per l’analisi derivanti dalla sperimentazione sono state messe a punto un certo numero di tecniche operative. Tra queste, quelle particolarmente adatte all’uso in tale contesto sono:

- ANOM (Analysis Of Means);
- ANOVA (Analysis Of Variance):
- il test F.

Ciò che risulta comune a dette tecniche è la possibilità di eseguire un test su due ipotesi tra loro in contrapposizione (test of Hypothesis) in base al quale decidere un certo margine di errore (se due o più popolazioni presentano un comportamento diverso o invece pressoché identico rispetto alla risposta considerata). Da questa indagine si può risalire ai parametri vitali e caratterizzanti il processo.

II.2.1. Anova (Analysis Of Variance) e Anom (Analysis Of Means)

L’ANOVA è una tecnica di analisi statistica usata per scomporre la varianza totale di un certo processo nelle sue componenti o per fare confronti fra le varianze di diverse popolazioni.

Mentre con il metodo detto “F-test” è possibile confrontare i parametri di due sole popolazioni, con l’ANOVA è possibile estendere l’analisi contemporaneamente a k diverse popolazioni. L’ANOVA viene utilizzata per analizzare dei dati sperimentali con l’obiettivo di capire se questi appartengono o meno alla stessa popolazione. Essa consente di discriminare quali fra i fattori in esame hanno maggiore effetto sulla risposta e quali cause siano all’origine della variabilità della risposta e degli effetti dei fattori.

Indichiamo con n il numero dei valori di un campione, y il singolo valore, y' la media del campione, y'' la media delle medie campionarie, s^2 lo stimatore corretto della varianza.

$$s^2 = \frac{\sum (y - y')^2}{(n-1)} = \frac{\left[\sum y^2 - \frac{(\sum y)^2}{n} \right]}{(n-1)}$$

In cui:

- $\sum y^2$: somma dei quadrati dei singoli valori del campione;
- $\frac{(\sum y)^2}{n}$: fattore di correlazione dovuto alle medie;
- n : gradi di libertà;
- $\left[\sum y^2 - \frac{(\sum y)^2}{n} \right]$: somma dei quadrati corretta.

La variazione totale (somma totale dei quadrati rispetto alla y'') può essere divisa nelle seguenti sorgenti di variazione:

$$\sum (y - y'')^2 = \sum (y' - y'')^2 + \sum (y - y')^2$$

In cui:

- $\sum (y' - y'')^2$: somma dei quadrati delle differenze calcolate rispetto alle medie campionarie dei singoli campioni SSb (Sum of Squares Between treatments);
- $\sum (y - y')^2$: somma delle differenze tra il campione e la rispettiva media SSw (Sum of Squares Within treatments) o SSE (Sum of Squares of error)

Si dimostra che $MSb = (SSb/\nu)$ con ν gradi di libertà associati a $\sum (y' - y'')^2$ e MSw rappresentano due stimatori corretti della varianza σ^2 della popolazione di partenza se le medie dei campioni sono tra loro uguali.

I fattori significativi che si individuano con l'ANOVA sono identici a quelli individuati mediante ANOM. Le differenze tra i due metodi sono le seguenti:

- Con l'ANOM si riesce ad ottenere una rappresentazione grafica dei risultati facilmente comprensibile ai non esperti in statistica, cosa non possibile con l'ANOVA che privilegia un approccio tramite dati numerici;
- I calcoli da effettuare con ANOM sono semplici, in contrapposizione con ANOVA, per quest'ultimo sono a disposizioni supporti informatici;

- L'ANOVA permette di rivelare le variazioni con più sensibilità rispetto all'ANOM in quanto permette di valutare le singole componenti della varianza.

Considerando un esempio costituito da più fattori a due livelli, la procedura per realizzare l'ANOVA è la seguente:

- Dati k fattori a 2 livelli con n repliche si considerano i valori x_i ($i=1, 2, 3, \dots, n2^k$) delle risposte su cui fare l'analisi, dove $T=2^k$ rappresenta il numero di prove senza ripetizioni;
- Si calcola la somma dei quadrati di ciascuna singola risposta: $\sum_i (x_i)^2$;
- Si calcola il fattore di correzione (CF), rapportato tra il quadrato della somma di tutte le risposte ed il numero di risposte N : $CF = \frac{\sum_i (x_i)^2}{N}$;
- Si calcola SS_t (sum of square of total) come differenza dei due valori ottenuti b e c: $SS_t = \left(\sum_i (x_i)^2 - CF \right)$;
- Per ciascun fattore si calcolano le somme dei quadrati: $SS_A = \left\{ \left(\sum x_{A-} \right)^2 + \left(\sum x_{A+} \right)^2 \right\} / (nT/2) - CF$;
- Si calcolano le possibili interazioni tra i vari fattori (SS_{AB} , SS_{AC} , ecc) tenendo presente le risposte dei due livelli in considerazione: $SS_{AB} = \left\{ \left(\sum x_{AB-} \right)^2 + \left(\sum x_{AB+} \right)^2 \right\} / (nT/2) - CF$;
- Si calcola SS_e (varianza dovuta all'errore) come differenza tra SS_t e SS di tutti i fattori e di tutte le interazioni: $SS_e = (SS_t - SS_A - SS_B - \dots - SS_{AB} - SS_{AC} - \dots)$
- Si attribuiscono i gradi di libertà (gld) a ciascun fattore, interazione ed errore, globalmente per nT misure si avranno $(nT-1)$ gld totali, di cui 1 gld per ciascun fattore ed interazione mentre i gld dell'errore si ottengono come differenza tra i gld totali e quelli attribuiti ai fattori ed interazioni;
- Si calcola per ogni fattore, interazione ed errore il MS: $MS = SS / gld$;
- Si esegue l'F-test ovvero il rapporto tra la MS di un fattore (o interazione) e la MS dell'errore, ad esempio per il fattore A si ha: $F_{calc} = MSA / MS_e$;
- Si calcola il valore della F-critico con le apposite tabelle che forniscono il valore della distribuzione della F di Fisher. Il valore critico varia a seconda del grado di libertà del numeratore, del denominatore e del livello di significatività di α del test: $F_{crit} = F_{\alpha}(gld_{num}, gld_{den})$;

- Si confrontano F_{calc} e F_{crit} e se $(F_{calc})\alpha > (F_{crit})\alpha$ allora il parametro è ritenuto significativo con un livello pari ad α , altrimenti è ritenuto non significativo.

II.2.2. Raggruppamento degli effetti (pooling)

Il pooling è una tecnica per effettuare una stima dell'effetto dovuto all'errore sperimentale e per una individuazione affidabile dei fattori significativi senza aumentare il numero delle prove.

Quando in un esperimento non ci sono gdl associabili all'errore sperimentale, allora la tecnica è l'unica possibile per stimare l'effetto dell'errore. Se si ammette l'ipotesi che le interazioni di ordine superiore siano di entità trascurabile, allora i loro effetti possono essere ascritti all'errore sperimentale. Il concetto fondamentale è quello di considerare fattori o interazioni non significative come componenti della sorgente di errore sperimentale.

Il pooling si può effettuare:

- *dal basso*: si comincia a mettere insieme l'effetto minore all'errore e si verifica di nuovo la significatività di tutti gli altri effetti. Se ci sono ancora effetti non significativi al livello prescelto si prende il minore e si continua nello stesso modo. Il processo si ferma quando rimangono solo effetti significativi. Poiché l'effetto dell'errore aumenta si può verificare che nessun effetto risulti significativo;
- *dall'alto*: si considera l'effetto con maggiore significatività contro l'insieme di tutti gli altri effetti, insieme all'errore. Se il rapporto F non fornisce una significatività si esaminano gli effetti singolarmente. Si continua fin quando gli effetti estratti dal pool diventano significativi.

II.2.3. L'analisi dei residui

Come il diagramma degli effetti e l'ANOG, anche l'analisi dei residui è uno strumento di notevole importanza diagnostica.

Per residuo si definisce la differenza tra la singola osservazione misurata y_i e un valore di riferimento (generalmente il valore espresso dal modello di riferimento): $e_i = (y_i - y)$

E' possibile realizzare dei diagrammi facendo uso dei residui; il principale è il cosiddetto "Plot of Residuals", con il quale si può raffigurare l'andamento di un gruppo di residui relativi all'esperimento. Da un punto di vista operativo, una volta calcolati gli n residui, essi vengono arrangiati in ordine crescente. Si determina la posizione che l' i -esimo residuo assume sul diagramma utilizzando la seguente relazione: $P_i = (i - 0.5)100/n$

Oltre al Plot of Residuals, esistono altri diagrammi, utili per rilevare pattern anomali, in cui si riporta l'andamento dei residui:

1. nell'ordine in cui è stato condotto l'esperimento (sequenza temporale);
2. rispetto ai fattori;
3. rispetto al valore espresso dal modello di riferimento della risposta considerata.

Analogo al diagramma dei residui è il diagramma degli effetti (Plot of Effects), strumento utile per valutare graficamente, senza il calcolo dell'F-test, i pochi fattori e/o interazioni veramente significativi tra tutti quelli dell'esperimento. Questa analisi diventa molto utile quando il numero di fattori (e quindi di interazioni) da considerare è molto elevato.

Capitolo 3

Automazione

La sala prova motore è un sistema complesso, ricco di strumentazioni al fine di monitorare ogni singolo comportamento del motore. Le prove che si eseguono possono essere divise in tre macro attività: sperimentazione, calibrazione ed affidabilità.

La prima è deputata ad indagare l'influenza di ogni singolo componente sulle prestazioni motore, la seconda fissato l'architettura motore concentra la propria attività sulla realizzazione di una calibrazione centralina robusta, la terza verifica l'efficienza, la durata e l'affidabilità dei componenti motore.

Le attività descritte sono complesse e richiedono la presenza di personale esperto o di sistemi altamente robusti e sofisticati data la complessità dei nuovi sistemi in gioco. Lo sviluppo dei moderni Powertrain richiede l'esecuzione di molte prove, svolte con differenti modalità di controllo del banco prova motore per l'acquisizione delle prestazioni e dei parametri motoristici di interesse dato il sempre crescente numero di variabili in gioco ed i limiti sempre più stringenti sia sui consumi che sui valori delle emissioni allo scarico dettate dalle normative. Per tali ragioni l'esecuzione delle prove deve essere altamente automatizzata, il sistema di automazione deve essere in grado di effettuare contemporaneamente sia il controllo e la gestione del banco prova sia l'acquisizione dei dati

Risulta necessario sviluppare un sistema di prove intelligente, flessibile ed automatizzato capace di adattarsi alle esigenze in gioco e di poter interagire con i diversi sistemi presenti in

sala prova motore al fine di ottenere una buona confidenza dei risultati con riduzione del time to market.

La prima parte dell'attività di ricerca è stata concentrata sullo sviluppo di tools per l'automazione di test eseguiti in sala prova motore (SPM), caratterizzate dal comando attivo controreazionato di parametri motoristici tramite l'interfacciamento con il sistema controllo motore. Per raggiungere tale scopo è stato sviluppato un linguaggio proprietario AVL BSQ/SSQ , che attraverso appropriate applicazioni, scripts in Visual Basic, permette l'interazione con i vari dispositivi e software presenti in sala. L'obiettivo è quello di creare un sistema interattivo ed intelligente capace di eseguire DoE on line e di raggiungere l'ottimo della grandezza desiderata eseguendo il minor numero possibile di misure nel minor tempo possibile controllando, contemporaneamente, i limiti imposti. Nello specifico tali tecniche sono state implementate per le tre differenti tipologie di sperimentazione:

- Sperimentazione Full Factorial;
- Sperimentazione Parametrica;
- Sperimentazione on-line.

La prima tipologia di sperimentazione permette di analizzare nel dettaglio l'intero o parte del campo di analisi, la seconda tende ad un prefissato obiettivo empiricamente noto, la terza permette l'analisi in real time attraverso l'interazione con un software di calcolo esterno al sistema di gestione sala.

III.1. Sistema di automazione sala prova

La sala prova motore è il luogo deputato all'analisi del sistema motore nel suo complesso. Tradizionalmente sia le fasi di calibrazione del motore che i test di valutazione delle prestazioni erano effettuati manualmente agendo sul Powertrain direttamente tramite i comandi presenti sulla console e sulle FEM della sala prova. Il sistema di controllo sala; Puma AVL, interagisce oltre che con il motore, oggetto di studio, anche con tutte quelle apparecchiature di analisi e controllo indispensabili in fase di calibrazione/sperimentazione. La figura seguente mostra schematicamente la configurazione di una sala prova altamente automatizzata nella quale i dati acquisiti direttamente dal motore e dalla centralina di controllo sono controllati dal sistema automatico (PUMA Open). Durante l'attività di tesi sono stati implementati dei tools capaci di far interagire in automatico il Puma al fine di eseguire test intelligenti in maniera rapida ed efficace. La peculiarità di tali prove consta nell'interattività dei differenti sistemi in gioco.

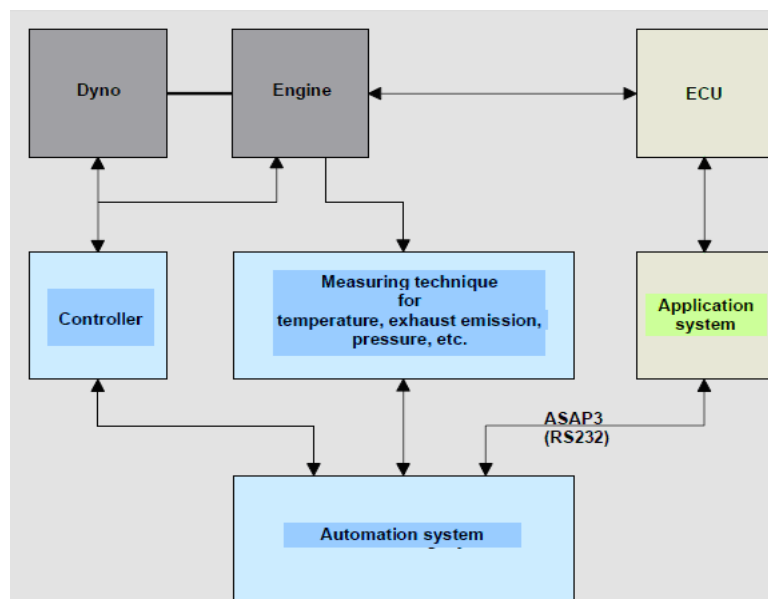


Figura III. 1:Schematizzazione device di sala prova

Il successo dei tools di ottimizzazione è dovuta all'interazione di varie parametrizzazioni:

- Punto operativo
- Variazione parametri
- Parametri di misura
- Monitoraggio limiti
- Settaggio e variazione dei parametri di centralina
- Interazione dei sistemi attraverso scripts

III.1.1. Punto operativo

Le sperimentazioni eseguite in sala prova per attività di calibrazione, sperimentazione o affidabilità avvengono ai vari punti operativi ovvero combinazioni di regime/carico². Nel caso di prove in manuale la variazione avviene attraverso l'utilizzo di apposite manopole presenti in console. In caso di prove in automatico si utilizzano dei componenti denominati "Steady-State Step" di cui si riporta un esempio in figura. Attraverso lo Step Sequence è possibile impostare, e quindi fare eseguire automaticamente, il gradiente di variazione del punto operativo ed il tempo di stabilizzazione prima della misura, in tal modo nell'esecuzione della prova in automatico è possibile ottenere un controllo ottimale dei parametri ed una completa ripetibilità delle prove. Tale caratteristica risulta indispensabile prevalentemente nei cicli in

² Regime/Carico: i pnti operativi sono settati in sala prova motore come combinazioni di regime/carico o carico/regime; la prima grandezza è controllata direttamente dal freno, la seconda dal motore. La loro risposta può essere regolata attraverso un controllo PID.

dinamico dove non è possibile attendere la regimazione del punto, basti pensare ai cicli normati.

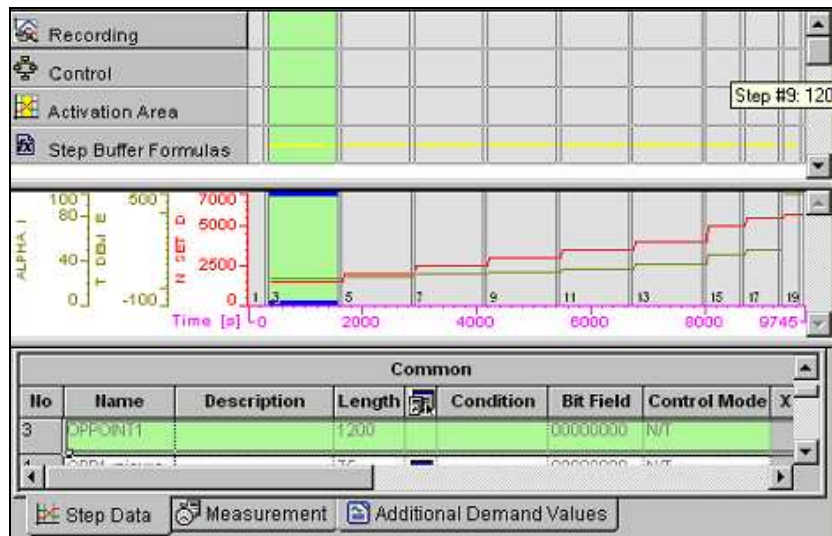
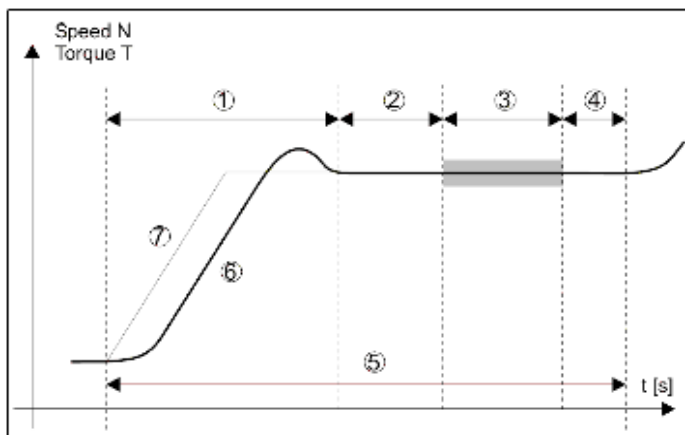


Figura III. 2: Steady-state

Al termine della fase di stabilizzazione vi sarà quella di misura dove le grandezze di interesse, opportunamente catalogate in apposite tabelle, verranno memorizzate. I valori calcolati saranno la media sul tempo di misura, a richiesta è possibile calcolare le singole statistiche (minimo, massimo, deviazione standard).



	Explanation
1	Control phase (control goal is achieved)
2	Stabilization phase
3	Measuring phase
4	Remaining time
5	Step run time
6	Actual value of controlled quantity
7	Demand value of controlled quantity

Figura III. 3: Punto stazionario

III.1.2. Monitoraggio limiti

Durante l'esecuzione di test in manuale lo sperimentatore ha teoricamente il tempo necessario per eseguire il controllo delle grandezze di interesse e verificare un eventuale superamento dei limiti imposti. Durante l'esecuzione di test in automatico la relativa rapidità dei processi in gioco non permettono il controllo delle grandezze di interesse, controllo affidato al sistema. Il Puma in real time confronta i valori delle singole grandezze in esame con i relativi limiti e, in

funzione delle posizioni relative assunte da questi, agisce secondo un'opportuna risposta. Di seguito si elencano le possibili reazioni in caso di superamento del limite.

- Arresto motore
- Passo di raffreddo motore, il motore viene portato ad un valore basso di regime e carico
- Messaggio: messaggio di superamento limite
- Eccezione

Ognuna delle azioni sopra elencate verrà utilizzata in funzione della pericolosità del limite superato. In particolare l'eccezione è un'azione appositamente realizzata per quella particolare grandezza; script dedicati permettono il rientro in punti desiderati della routine.

▼	Normname	Superi... Allarme	Superiore Warning	Attuale	Inferiore Warning	Inferiore Allarme	Unità	Modalità	Superiore Reazione	Inferiore Reazione	Dispositivo	Trigger
<input checked="" type="checkbox"/>	GIRI	6600	6400	2997	0	0	rpm	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	P_OLIO	6.5	6.0	4.0	0.7	0.5	bar	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	TOUT_H2O	100.0	95.0	87.4	0.0	0.0	°C	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	T_MONTEK	970.0	960.0	754.4	0.0	0.0	°C	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	T_VALLEK	970.0	960.0	756.7	0.0	0.0	°C	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	T_COM_SC	920.0	900.0	665.4	0.0	0.0	°C	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-
<input checked="" type="checkbox"/>	TOIL_COP	150.0	145.0	106.3	0.0	0.0	°C	☰	Arresto	Arresto	System-wide A...	-

Figura III. 4: Limit Monitoring

Le grandezze generalmente monitorate sono:

- GIRI: si impone il limite superiore massimo onde evitare fuori giri in caso di mal funzionamento;
- M01STATE: monitoraggio dello stato di collegamento della centralina con il sistema di gestione e controllo sala prova;
- TBERRM0: monitora la presenza di eventuali errori in centralina;
- PME_BAR: si impone il controllo sul valore inferiore della pressione media effettiva (PME), valori negativi implicherebbero un funzionamento del motore in trascinato;
- P_OLIO: controlla il livello di olio presente;
- P_BENZ: i sistemi di sala impongono un valore costante delle pressione benzina, in caso di diminuzione di tale valore potrebbero formarsi indesiderate bolle di aria nel circuito;
- T_MONTE_K: il valore della temperatura monte catalizzatore non deve superare quella limite accettabile dal catalizzatore, onde evitare il danneggiamento di quest'ultimo;

- T_VALLE_K: analogamente alla temperatura monte catalizzatore, la temperatura valle non deve superare quella limite accettabile dal catalizzatore, onde evitare il danneggiamento di quest'ultimo;
- KNOCK: indicatore di detonazione ottenuto dalla strumentazione indicata (Indicom AVL), esso può assumere due valori 0 in caso di normale funzionamento del motore, 1 in caso di detonazione.

III.1.3. Settaggio e variazione dei parametri di centralina

La centralina motore è un microcalcolatore che, in base a una serie di istruzioni in esso memorizzate (la cosiddetta mappatura) e alle informazioni ricevute dai vari sensori, è in grado di controllare le diverse funzioni del motore e della vettura. Inizialmente le centraline elettroniche sono state utilizzate soprattutto per determinare l'anticipo d'accensione e la quantità di benzina iniettata (iniezione). Con lo sviluppo delle moderne tecnologie e con le sempre maggiori richieste di strategie di gestione del motore mirate alla riduzione degli inquinanti e all'ottimizzazione delle prestazioni, si è arrivati ad una gestione completa del motore.



Figura III. 5: Esempio di centralina - ECU

In funzione dei valori assunti dai parametri, vettori o mappe presenti in centralina vengono utilizzate appropriate strategie. Le prove di calibrazione, sia esse eseguite in modalità stazionaria o in dinamico, constano nell'identificare i numeri migliori che, inseriti in opportune mappe o vettori, descrivono il comportamento di un motore in precise modalità di

funzionamento e ne massimizzano le prestazioni. Relativamente al metodo di calibrazione, nella centralina di controllo motore si possono individuare tre tipi di algoritmi:

1. Stima;
2. Obiettivo;
3. Controllo.

I primi permettono di stimare una grandezza non misurabile nell'allestimento motore definitivo, ma necessaria per il funzionamento di altri algoritmi, ad esempio la temperatura dei gas di scarico. Vengono calibrati installando sensori specifici di sala e calibrando i parametri in modo che il modello di centralina replichi la grandezza misurata con il minimo scarto quadratico medio, in particolare nei punti in cui è necessaria la massima precisione.

Gli algoritmi di obiettivo servono a definire il valore di una o più attuazioni che ottimizzano una o più prestazioni, ad esempio la posizione del variatore di fase che minimizza i consumi senza peggiorare in maniera inaccettabile la stabilità di combustione. Vengono calibrati eseguendo piani quotati specifici, solamente ridotti impiegando tecniche di Design of Experiment ed individuando il punto di minimo di una funzione di costo.

Gli algoritmi di controllo servono a controllare in tempo reale una grandezza, ad esempio la posizione della valvola a farfalla. Lo schema di controllo più diffuso vede l'impiego di un controllore a ciclo chiuso, come un PID, e di un controllore a ciclo aperto. La calibrazione del controllore a ciclo chiuso comporta l'elaborazione di acquisizioni in base tempo, molto onerose in termini di memoria e potenza di calcolo, mentre il controllore a ciclo aperto può essere calibrato in maniera analoga ad un algoritmo di stima.

Gli algoritmi vengono solitamente calibrati seguendo un ordine dettato dalla consequenzialità logica degli stessi all'interno del software di centralina, partendo da quelli di elaborazione delle misure dei sensori, per arrivare a quelli di stima, di definizione degli obiettivi e di comando degli attuatori. Con il crescere della complessità del software, questo non è più possibile, dato che molti algoritmi [47] richiamano mappe o vettori che a loro volta richiamano i primi. In tal caso si utilizzano delle variabili di appoggio indipendenti.

Il processo di calibrazione di un singolo algoritmo si può suddividere nelle seguenti fasi:

1. Progettazione ed esecuzione del piano sperimentale;
2. Analisi dei dati e calcolo dei parametri di calibrazione;
3. Verifica del funzionamento del motore calibrato.

Queste fasi vengono solitamente ripetute fino a raggiungere l'obiettivo di precisione richiesto.

Il software utilizzato in sala prova è INCA di ETAS di cui in figura III.6 si riporta una sua interfaccia; esso è capace, da un lato, di interfacciarsi con il motore, dall'altro, con il sistema di controllo sala. Tale interscambiabilità dei sistemi è alla base dei test eseguiti in automatico.

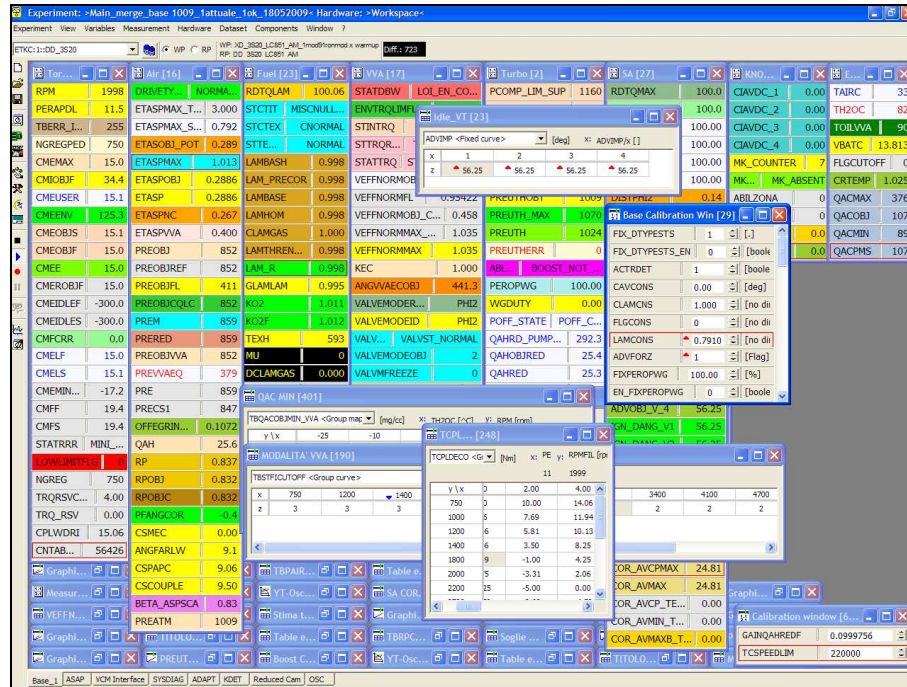


Figura III. 6:Interfaccia INCA

Durante le prove, siano esse eseguite in modalità manuale o automatico, i parametri di centralina possono essere acquisiti dal sistema di gestione sala, PUMA Open, solo se essi sono stati opportunamente trasferiti attraverso tabelle di gestione che associano al parametro, vettore o mappa di centralina un opportuno “normname” di sala. Questi ultimi saranno a loro volta elencati in una successiva ed opportuna tabella addetta alla memorizzazione dati.

I parametri di calibrazione possono essere visualizzati e variati direttamente dal sistema di gestione sala, sia in manuale che in automatico, trasmessi attraverso l’interfaccia ASAP 3. Quest’ultimo è un protocollo standardizzato capace di stabilire la comunicazione tra il sistema di automazione (PUMA) ed i vari sistemi di applicazione attraverso la seriale RS232.

Il gruppo di lavoro per la standardizzazione e l’applicazione di sistemi ASAP (Arbeitskreis zur Standardisierung von Applikationssystemen) fondato nel 1991, aveva lo scopo di rendere compatibili ed interscambiabili tools e sistemi utilizzati da applicazioni elettroniche in ambito automotive; applicazioni simili erano già utilizzate in vari ambiti. Solo la standardizzazione delle interfacce garantisce lo scambio di dati tra differenti sistemi e componenti.

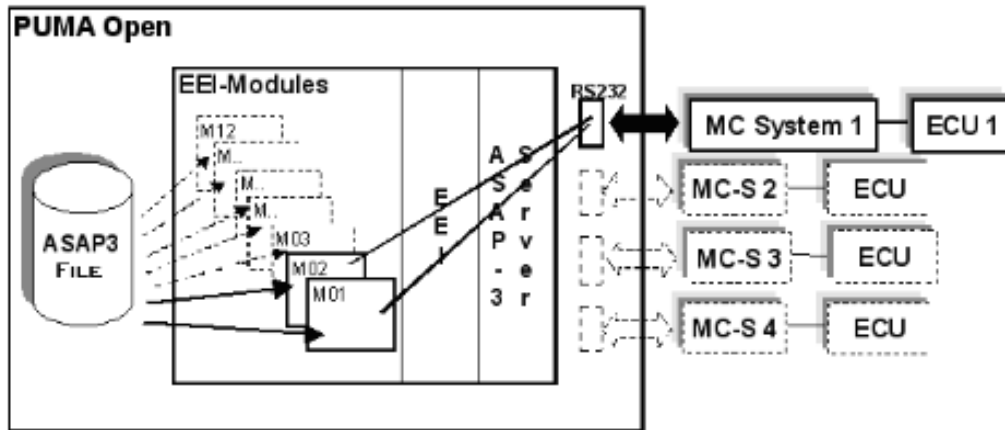


Figura III. 7: Esempio applicativo di interazione attraverso ASAP 3

Durante un test di calibrazione o ogni qual volta si interagisce con la centralina variandone un parametro, vettore o mappa, è necessario eseguire dei passi ben precisi, così come mostrato dal layout in figura III.8. Definito il punto operativo da esaminare vanno variate secondo un'opportuna logica, sia essa un DoE o una variazione singola, i parametri di centralina, una variazione inappropriata potrebbe danneggiare il motore. Prima di effettuare la misura è necessario far stabilizzare il motore in modo che la variazione percentuale delle temperature acqua ed olio siano al di sotto del 1%.

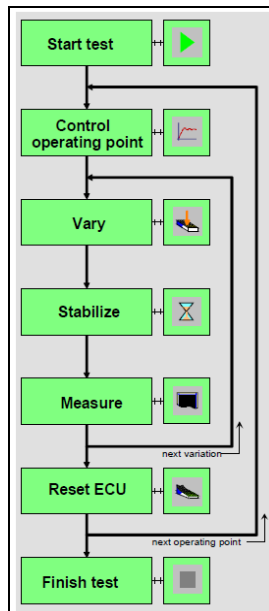


Figura III. 8: Layout test

III.1.4. Interazione dei sistemi attraverso scripts

Il Puma mette a disposizione un linguaggio di programmazione proprietario AVL per la realizzazione di test altamente automatizzabili e generalizzabili attraverso l'inizializzazione dei parametri o la loro variazione in real time e l'interazione con sistemi sofisticati quali

Matlab o Excel. Il sistema di gestione permette l'esecuzione parallela della routine e script applicativi. Questi ultimi possono migliorare le performance del sistema gestendo le operazioni matematiche, creando un flusso di priorità, connettendo su richiesta particolari sistemi. In figura si riporta l'interfaccia dello script in BSQ.

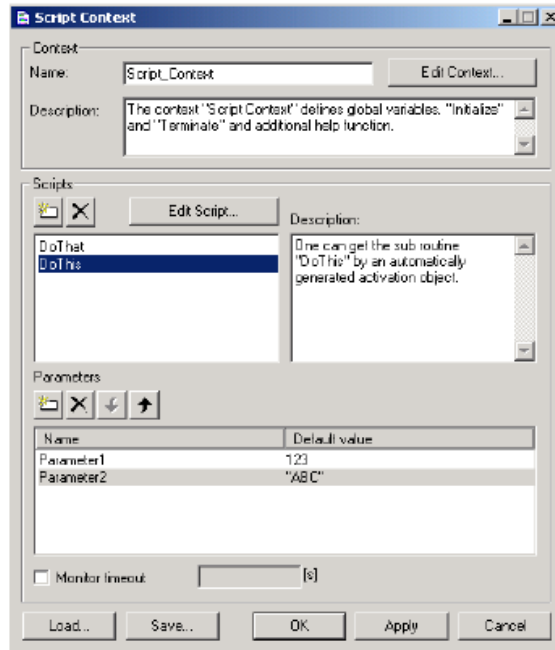


Figura III. 9: Interfaccia Script Context

Durante un test in automatico è possibile utilizzare il medesimo “Stady State” facendo in modo che i valori di settaggio punti siano legati a quelli richiesti dallo script attraverso la correlazione creata tra i due sistemi. In figura III.10 si riporta un semplice esempio esplicativo in cui all’uopo del valore settato dallo step, verranno attuati quelli legati attraverso lo script ai normname V_1 e V_4.

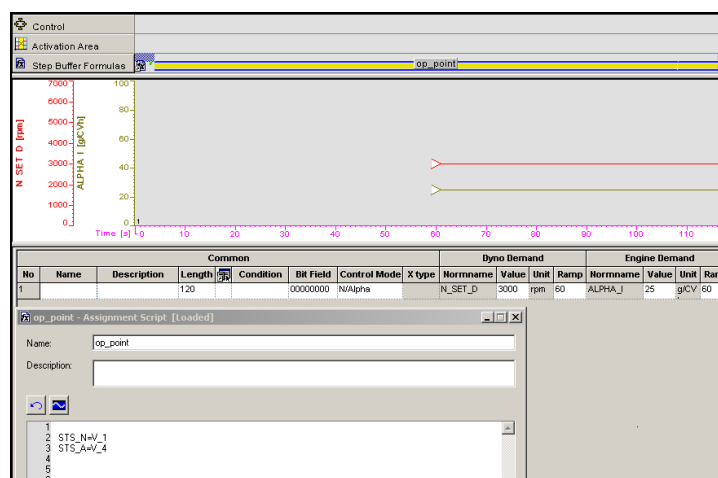


Figura III. 10: Script di Steady-State

Le potenzialità di tale sistema possono essere apprezzate maggiormente considerando l'interazione con Excel che permette, da un lato, l'inizializzazione dei parametri in real time, dall'altro, la costruzione di DoE di cui in figura III.11 si riporta un esempio³. In automatico il sistema legge i valori corrispondenti alla riga i-esima ed apporta le opportune modifiche. Queste possono essere eseguite parallelamente o sfalsati nel tempo in funzione della strategia scelta.

	A	B	C	D	E	F
1	REGIME	CARICO	FI2	Angolo Ibrida		
2	SPEED_E	ALPHA_E	FI2MAX	FI2MIN		
3						
4	REGIME	ALPHA	FI2MAX	FI2MIN		
5	#	#	#	#		
6	#	#	#	#		
7	#	#	#	#		
8	#	#	#	#		
9	#	#	#	#		
10	#	#	#	#		
11	#	#	#	#		
12	#	#	#	#		
13	#	#	#	#		
14	#	#	#	#		
15	#	#	#	#		
16	#	#	#	#		
17	#	#	#	#		
18	#	#	#	#		
19	#	#	#	#		
20	#	#	#	#		
21	#	#	#	#		

Figura III. 11: DoE on line

Lo script che permette il funzionamento di un tal tipo di DoE è costituito da tre sottoscript

- Init: per l'inizializzazione dei parametri;
- Get next: lettura dei valori corrispondenti alla riga i-esima;
- Get Count: lettura del numero di righe che costituiscono il DoE.

Oltre all'utilizzo di Excel è possibile interagire con altri applicativi come il software Matlab che comunica con gli script attraverso un'appropriata libreria. Lo script per poter funzionare correttamente deve collegarsi al pc su cui è installato il software attraverso l'indirizzo IP; successivamente durante l'esecuzione della prova in automatico si stabiliranno delle interazioni on-line con i vari applicativi.

³ In figura i valori del DoE sono stati asteriscati in quanto utilizzati in fase di calibrazione del nuovo sistema Multiair 2.

```

MATLAB - Script Context
1 'Dim a
2 'Dim b
3
4 Public Sub Initialize()
5     ini
6 End Sub
7
8 Public Sub Terminate()
9     Set AVMLLib = Nothing
10 End Sub
11
12 Public AVMLLib
13 Const hostname = "193.43.47.81"
14 Const MatlabCLSID= "matlab.application"
15 Const ResMac = "GetResults.mac"
16
17 Public Sub Ini()
18     Set AVMLLib = CreateObject("AVLPumaLib.CIMatlab", hostname)
19     AVMLLib.MatLabClassName = MatlabCLSID
20 End Sub
21
22 Public Function ImaginaryPart(realpart)
23     Dim n, i
24     Dim output()
25     If Isarray(realpart) Then
26         n=ubound(realpart)-lbound(realpart) 'data from concerto start with index 1 !!
27         Redim output(n)
28         For i=0 To n
29             output(i)=0
30         Next
31         ImaginaryPart= output
32     Else
33         ImaginaryPart = 0
34     End If
35 End Function

```

Figura III. 12: Script init Matlab-Puma

L'interazione e la verifica dello stato di comunicazione con i vari sistemi attraverso gli script è gestita dall'Explorer di sistema, nello specifico la comunicazione è gestita dal "Sequence Component", come evidenziato in figura III.13. Per ogni applicativo il sistema fornisce lo stato della comunicazione attraverso un messaggio: Done o Aborted.

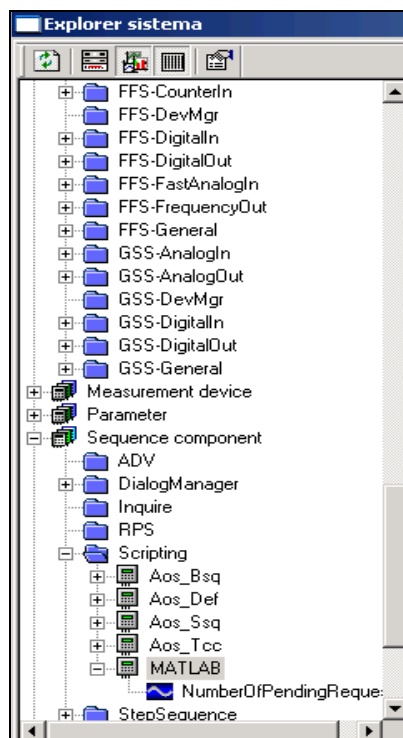


Figura III. 13: Explorer System

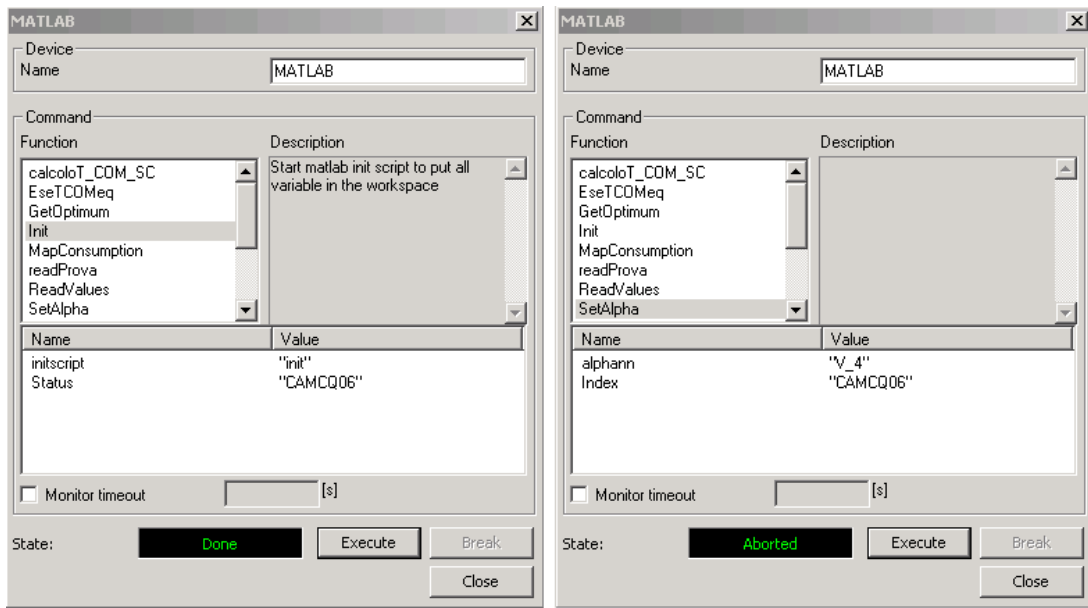


Figura III. 14: Status Sistema

III.2. Sperimentazione motore mediante tecniche avanzate

Tradizionalmente, sia le fasi di calibrazione del motore, che i test di valutazione delle prestazioni erano effettuati manualmente, agendo sul Powertrain direttamente tramite i comandi presenti sulla console e poi sulle FEM della sala prova.

Lo scopo del lavoro di tesi, come già sottolineato, è quello di utilizzare tools per l'esecuzione di prove in automatico scritti in linguaggio di alto livello, quali BSQ (linguaggio ad interfaccia grafica AVL) per eseguire test in automatico direttamente al banco prova motore.

Lo scopo è quello di rendere i test efficienti, di ridurre il numero di prove eseguendo solo quelle necessarie definite dai piani DoE o dettate dall'interazione on line con le diverse applicazioni; ad esempio è possibile focalizzare le misure negli intorni degli ottimi delle grandezze di interesse. Le prove svolte in modalità automatico permettono di sfruttare le potenzialità dei sistemi avendo un'ottima confidenza della qualità del risultato e tempi ridotti del time to market e di lavoro da parte dello sperimentatore che in tal modo potrà dedicarsi alle attività di post elaborazione.

In tabella III.1 è presentata l'evoluzione dei test attraverso metodologie intelligenti, passando da metodologie di calibrazione in manuale e stazionario senza l'ausilio di tool di calibrazione e DoE (step 1), a test in automatico del tipo Full Factorial (step 2) o con metodologie DoE (step 3 e 4). Queste producono una riduzione dei tempi di prova rispettivamente del 64%, 77% e 89% rispetto allo step 1 come evidenziato in figura III.15. Un'ulteriore evoluzione, ovvero l'utilizzo di cicli in dinamico direttamente nelle prime fasi di calibrazione (step 5)

vede una riduzione dei tempi di prova 92% che può arrivare a 96% se eseguite in modalità automatico (step 6). L'analisi dei tempi di durata prova è stata eseguita relativamente ad una macro attività di calibrazione motore.

	Test Type	Fuel consumption measurement	Model Based Calibration Tool	DOE
STEP 1	Manual-Steady State	Gravimetric Balance	NO	NO
STEP 2	Automatic-Steady State	Gravimetric Balance	YES	NO
STEP 3	Automatic-Steady State	Gravimetric Balance	YES	YES
STEP 4	Automatic-Steady State	Gravimetric Fuel Flow Meter	YES	YES
STEP 5	Manul Dynamic	Gravimetric Fuel Flow Meter	YES	NO
STEP 6	Automatic Dynamic	Gravimetric Fuel Flow Meter	YES	NO

Tabella III. 1: Evoluzione delle tecniche di testing

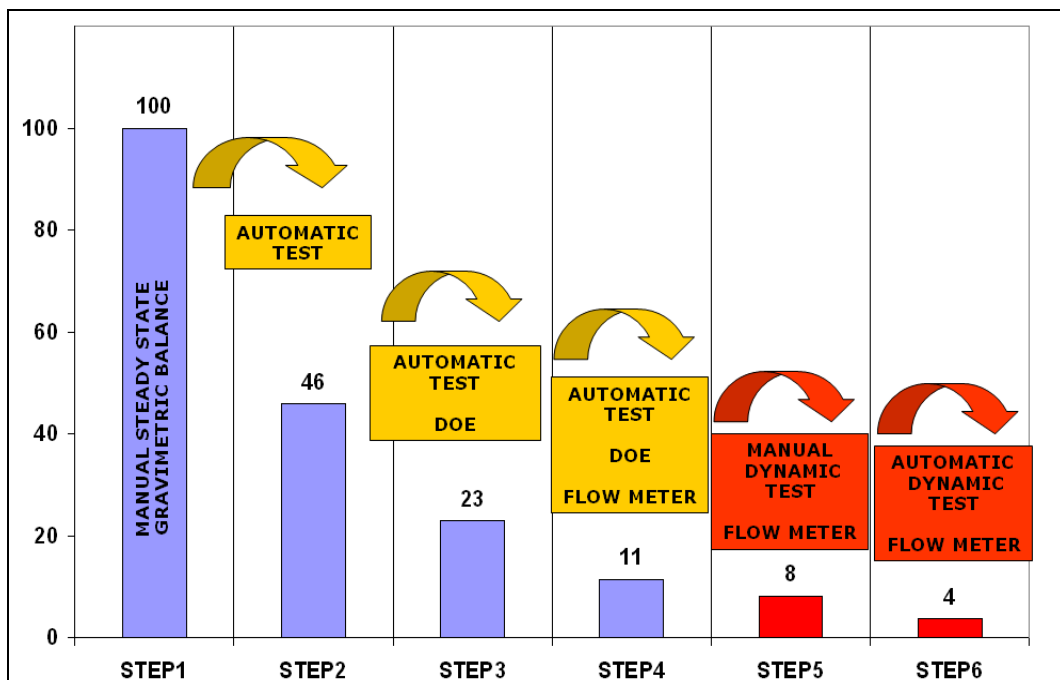


Figura III. 15: Tempi test degli step evolutivi dei tool di calibrazione

L'utilizzo di prove in automatico presuppone del tempo necessario alla loro pianificazione, scrittura e debug. Sono stati sviluppati tre indici al fine di esaminare il tempo di realizzazione del test, del debug e dell'avvio in funzione della giornata lavorativa con lo scopo di indagare i benefici apportati da tali tool.

- Time for a Test : rapporto tra il tempo necessario per la realizzazione della prova ed una giornata lavorativa media in ore(≈ 8 h)

$$TT = \frac{time.test}{time1day}$$

- Time for Debugging: rapporto tra il tempo necessario ad eseguire il debug (in ore) ed una giornata media lavorativa in ore (≈ 8 h)

$$TD = \frac{time.debug}{time1day}$$

- Active Time: rapporto tra il tempo (in ore) necessario allo sperimentatore per avviare la prova e per eseguire gli eventuali controlli e il tempo totale della prova (in ore). Tale indice fornisce una rapida informazione sul tempo risparmiato dallo sperimentatore nell'eseguire il test in automatico.

$$AT\% = \frac{start.time}{total.time} * 100$$

I primi due indici forniscono indicazioni relativi al tempo di creazione e debug, dunque nella fase di start-up, l'indice che rivela il tempo di impiego da parte dello sperimentatore è l'active time. L'utilizzo dei tool è sconsigliato quando tale indice supera l'unità, ovvero per prove semplici e di breve durata. Consideriamo di dover esplorare un piano quotato, completo o frazionario, con metodologia DoE attraverso l'utilizzo di una tabella Excel. La prova conterà dei seguenti passi:

1. Inizializzazione dei parametri da opportuno foglio di inizializzazione Excel;
2. Lettura dei punti del DoE da foglio Excel;
3. Accensione motore (se spento);
4. Fase di riscaldamento: il motore si porta nel punto operativo di riscaldamento finché le temperature acqua ed olio non si siano portate a regime;
5. Esecuzione dei punti del piano DoE
6. Raffreddamento motore, minimo e Stop;
7. Fine prova.

L'Active Time⁴ risulta variabile in funzione del numero di punti da dover investigare. Di seguito si riporta l'andamento di tale indice, ovvero la percentuale di tempo impiegata dell'inizializzazione rispetto alla durata della prova. Si evince che:

- Per $n > 13$ $AT < 30\%$

⁴ AT= tempo di inizializzazione della prova

- Per $n > 22$ $AT < 20\%$
- Per $n > 50$ $AT < 10\%$
- Per $n > 100$ $AT < 5\%$

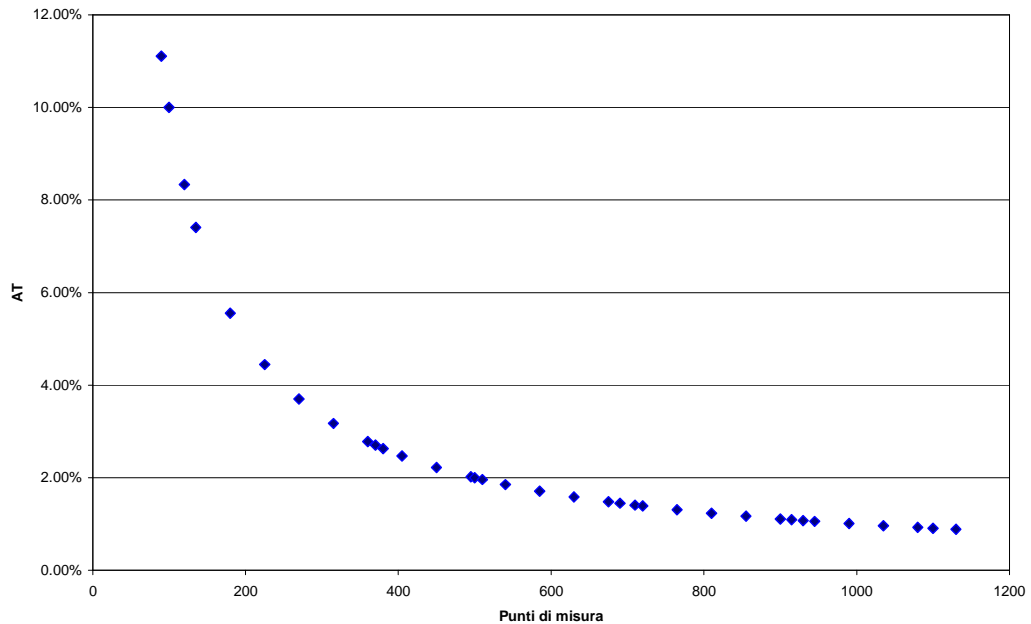


Figura III. 16: Andamento dell'indice AT al variare di n

Durante l'attività di validazione delle metodologie implementate è stata effettuata una campagna di monitoraggio delle ore di utilizzo sala in automatico, nello specifico sono state monitorate nel periodo da febbraio a luglio (dalla settimana 8 alla 26) 16 settimane per un totale di 449 ore di test in automatico. Nella figura III.17 sono presentate le ore di utilizzo dei tools in automatico relative alle singole settimane, la variazione è funzione del carico di lavoro del Centro di Ricerca.

Confrontate le efficienze giornaliere e settimanali medie delle sale, calcolate come segue:

$$Eff_{Sett} = \frac{h_{sett}}{n_{sale} * 5 * 8} \qquad Eff_{Giorn} = \frac{h_{sett}}{n_{sale} * n_{giorLAvSet} * 8} \quad 7$$

Dove 5 rappresentano i giorni di utilizzo sala medio settimanale, 8 le ore di utilizzo medio giornaliero, $n_{giorLAvSet}$ il numero dei giorni di lavoro effettivo settimanale, n_{sale} numero di sale utilizzate nella specifica settimana, h_{sett} le ore totali della settimana i-esima.

L'efficienza totale delle sale aumenta all'aumentare dell'efficienza settimanale, essa può aumentare sfruttando le potenzialità dei tools in automatico anche di notte e nei giorni potenzialmente non lavorativi, ciò è possibile in quanto il sistema di gestione sala monitora le

grandezze di interesse in real time e, come evidenziato in precedenza, può gestire in automatico situazioni di mal funzionamento.

L'efficienza settimanale e quella giornaliera si eguaglieranno quando l'utilizzo dei tools è stato eseguito per 5 giorni settimanali; in figura III.18 si evince che nel periodo esaminato ciò si verifica nelle settimane 20 e 23, mentre nella settimana 22 l'efficienza settimanale supera quella giornaliera superando entrambe il 100%, ciò indica un utilizzo dei tool anche nei giorni non lavorativi.

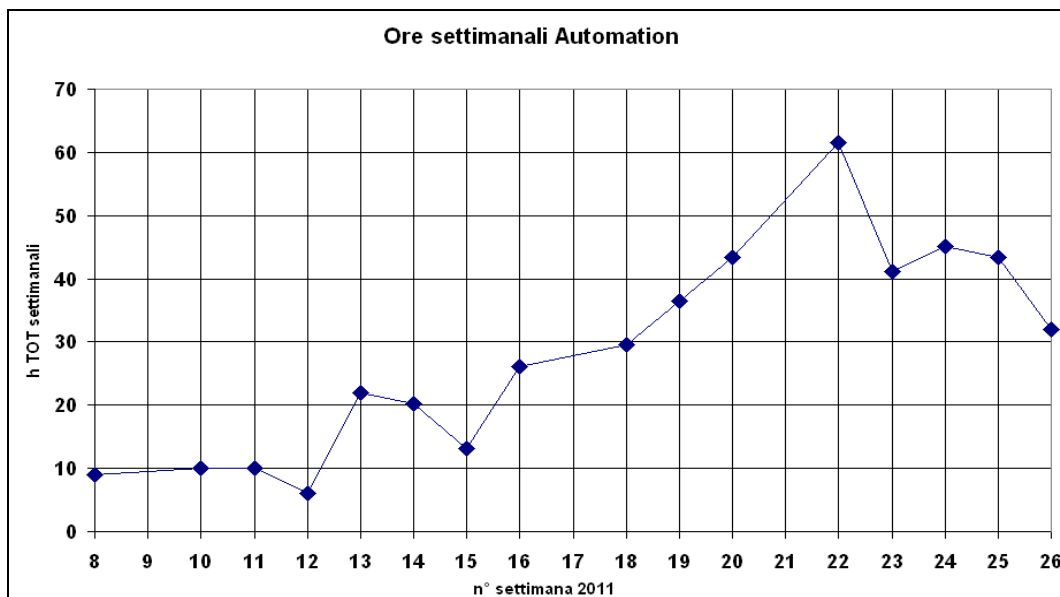


Figura III. 17: ore settimanali di utilizzo sale in automatico

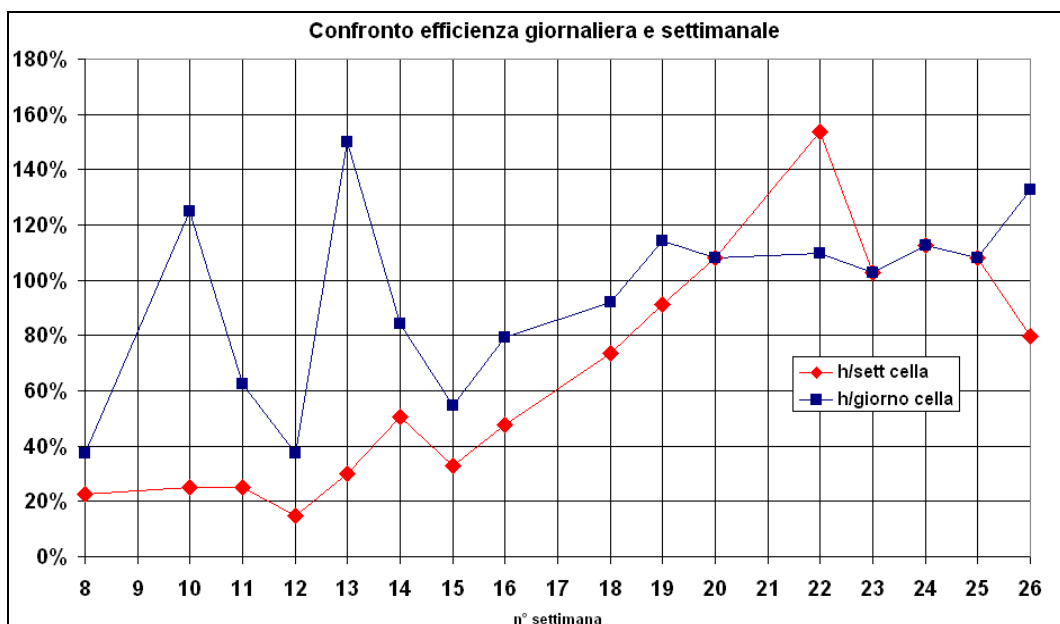


Figura III. 18: Confronto indici di efficienza

I sistemi multivariati per essere sviluppati o calibrati necessitano di un enorme numero di test, ciò implica la necessità di sviluppare delle metodologie intelligenti. Di seguito sono presentate delle metodologie tra i vari sistemi di interazione considerando i diversi metodi di sperimentazione:

- Sperimentazione Full Factorial;
- Sperimentazione Parametrica;
- Sperimentazione on-line.

III.2.1. Sperimentazione Full Factorial

Scopo di un'attività di sperimentazione motore è quello di indagare l'intero campo di applicazione, ad esempio un piano quotato completo, una mappa delle prestazioni del motore in funzione del regime e del carico.

Con l'aumentare della complessità dei sistemi un'indagine completa nelle diverse modalità risulta eccessivamente onerosa in termini di tempo e di dati da post elaborare a valle delle prove. I sistemi in automatico permettono di eseguire opportuni piani DoE i cui valori di output verranno opportunamente interpolati attraverso metodi statistici realizzando una mappa di risposta, ad esempio in figura III.19 la mappa in blu è stata realizzata attraverso l'algoritmo di regressione discreta che minimizza lo scarto quadratico medio dei dati sperimentali (in rosso).

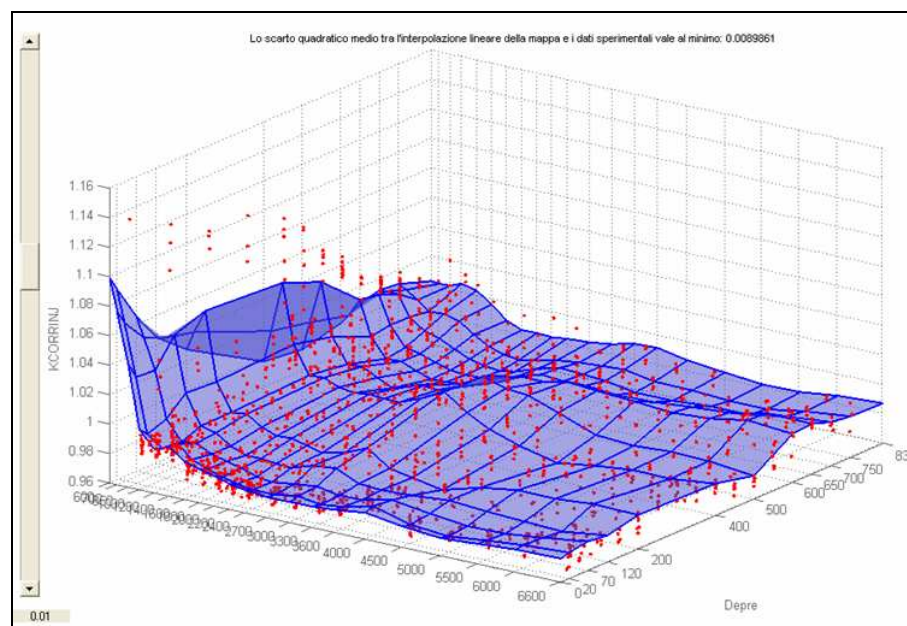


Figura III. 19: Esempio di mappa ottenuta attraverso regressione lineare dai punti DoE sperimentali

Attraverso script in visual basic è possibile fornire al sistema di gestione sala dei piani DoE completi o frazionati mediante l'ausilio di fogli Excel (figura III.11).

III.2.2. Sperimentazione Parametrica

Svariate applicazioni e misure sono eseguite per ricercare un unico parametro, ad esempio quello di ottimo o di minimo di una determinata grandezza. L'utilizzo di applicazioni intelligenti permettono in real time di investigare l'intero campo e di acquisire solo quello rispondente alle esigenze con notevole riduzione dei tempi di post elaborazione.

In figura III.20 sono riportate delle curve ad ombrello, ovvero l'andamento della coppia media indicata in funzione dell'antico, in blu i dati sperimentali. Generalmente per ottenere tali andamenti vengono eseguite le misure dell'intero campo ma sono alcuni di questi valori, pochi, sono necessari ai fini della analisi di calibrazione motore.

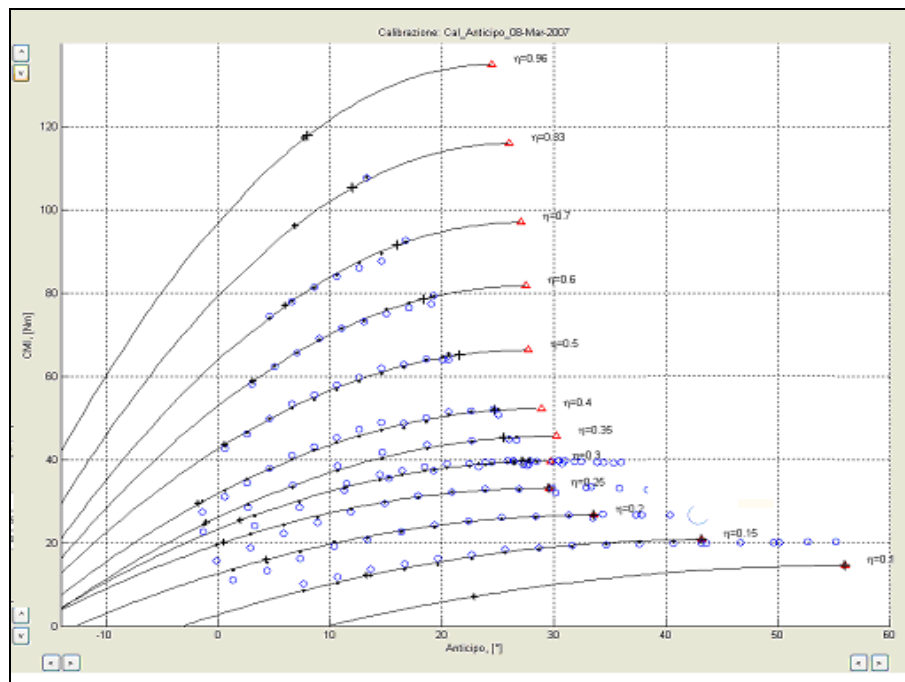


Figura III. 20: Curve ad ombrello

In particolare quattro sono gli anticipi rilevanti:

- Anticipo ottimo: anticipo al quale corrispondono le massime prestazioni ed il minor consumo, in figura è evidenziato dal triangolo rosso;
- Anticipo massimo: massimo anticipo attuabile senza che si verificano fenomeni detonativi; in figura è rappresentato dall'ultimo pallino in blu (punto sperimentale attuabile);
- Anticipo di base: detto anticipo di calibrazione, esso garantisce il massimo anticipo senza detonazione, è il minimo tra anticipo ottimo ed anticipo massimo. In figura è rappresentato da una X;

- Anticipo minimo: minimo valore di anticipo prima che si verifichino due possibili fenomeni indesiderati: mancata accensione ovvero Misfire o superamento della temperatura ammessa allo scarico. $T > 950^{\circ}\text{C}$.

L'interazione tra i vari sistemi gestita dal Puma permette di rendere intelligenti e quindi di automatizzare qualsiasi tipo di processo, ad esempio consideriamo un test di analisi consumi, tale prova è eseguita in sala motore secondo una specifica norma che detta le variazioni ammissibili per l'esecuzione della stessa ed i punti motori da dover eseguire, presentati in tabella 2:

- Variazione giri motore $\Delta n < 10$ rpm in 10 s
- Variazione temperatura olio $\Delta T_{oil} < 1^{\circ}\text{C}$ in 30 s
- Variazione temperatura gas di scarico $\Delta T_{Exh} < 5^{\circ}\text{C}$ in 30 s

Engine Speed	PME [bar]
1500	1
2000	2
3000	3
4000	5
5000	8

Tabella III. 2: Punti canonici per prova di consumo

Per ogni punto canonico si eseguono 10 misure, 5 con -2% PME e 5 con $+2\%$ di PME rispetto la PME obiettivo; il valore di consumo è ottenuto utilizzando il metodo del "minimum square fit refression".

Opportuni script in Visual Basic permettono di assegnare i punti normati (e non) attraverso un apposito file Excel (figura III.21).

	A	B	C	D	E	F	G
1	REGIME	COPPIA_UP	COPPIA_DOWN				
2	SPEED_E	TORQUE_E	ALPHA_E				
3							
4	REGIME	COPPIA_UP	COPPIA_DOWN	PME	DELTA	CILDRATA	
5	1500	7.03	6.89	1	1	875	
6	2000	14.07	13.79	2			
7	3000	21.10	20.68	3			
8	4000	35.16	34.47	5			
9	5000	56.26	55.15	8			
10							
11							
12							
13				NON MODIFICABILE			
14				MODIFICABILE			
15							

Figura III. 21: Tabella di assegnazione punti operativi

Dove

$$COPPIA_UP = \frac{(PME + PME * DELTA / 100) * V}{40 * \Pi}$$

$$COPPIA_DOWN = \frac{(PME - PME * DELTA / 100) * V}{40 * \Pi}$$

I tools forniscono la possibilità di eseguire misure nei punti con combustione ottimizzata in automatico.

Dall'andamento nel tempo della pressione nel cilindro dipende il valore del lavoro meccanico raccolto sull'albero motore. Poiché il processo di combustione non è istantaneo, occorre distribuirlo adeguatamente a cavallo del PMS per poter convertire in lavoro la massima quantità di energia termica da esso liberata. Questo risultato si ottiene anticipando opportunamente l'accensione della miscela, rispetto alla posizione di PMS di fine corsa di compressione. Se l'anticipo all'accensione è grande, la combustione si svolge prima ed il massimo di pressione si avvicina al PMS, facendo aumentare il lavoro di compressione che il pistone deve fare sul gas (lavoro negativo). Ritardando l'accensione, il picco di pressione si allontana dal PMS e si riduce in ampiezza, producendo una diminuzione del lavoro di espansione raccolto dal pistone (lavoro positivo). [3]

L'anticipo ottimo è quello che garantisce il miglior compromesso tra questi due svantaggi, permettendo di ricavare il massimo lavoro utile per ciclo ovvero massima coppia e minimi consumi. L'anticipo deve risultare tanto più grande quanto più lento è il processo di combustione in modo da ripartirne la durata in maniera pressoché simmetrica rispetto il PMS. In tal caso il massimo di pressione cade circa 15°-20° dopo il PMS ed il 50% di massa bruciata circa 8° dopo il PMS.

Nelle figure che seguono (figura III.22, III.23 e III.24) è possibile osservare come, per un dato punto operativo, il massimo delle prestazioni (coppia) coincida con il minimo dei consumi e con un angolo del 50 % di massa bruciata pari ad 8°. Da quanto rilevato, e confermato sperimentalmente, è possibile scegliere tra diverse metodologie per la ricerca dell'anticipo ottimo. Dato che sia le prestazioni che il consumo, nell'intorno dell'ottimo, seguono un andamento di tipo parabolico, mentre l'angolo di pressione massima e del 50% di massa bruciata seguono un andamento lineare; ricercare questi ultimi valori comporta una maggiore confidenza dei risultati. Nelle figure è riportato in rosa il valore di ottimo.

Per eseguire tale analisi occorre che il sistema di gestione sala possa, in real time, trasferire le informazione al sistema deputato alle analisi indicate e con la centralina in quanto occorre agire sull'anticipo (di centralina) per spostare l'angolo cui si verifica il 50% di massa bruciata.

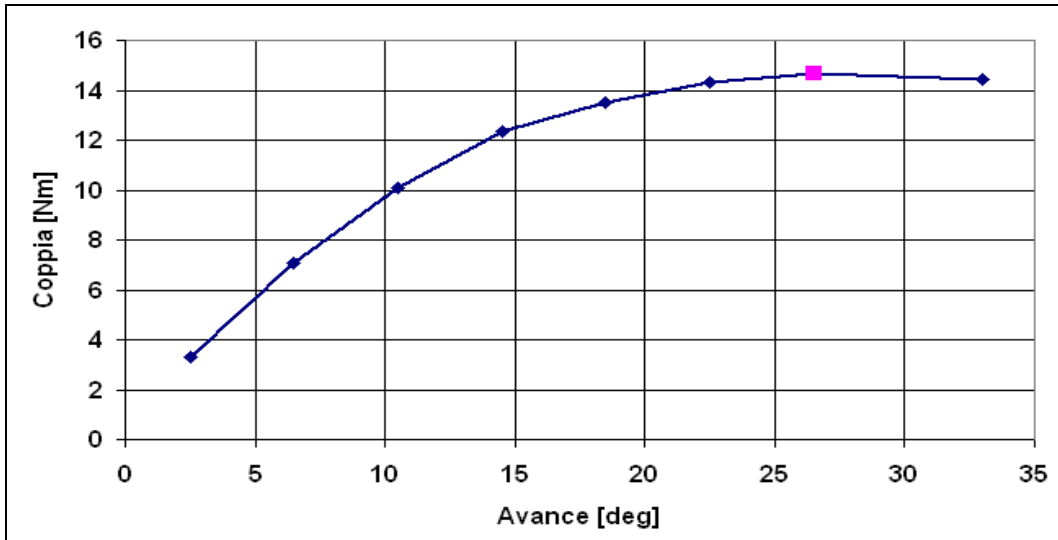


Figura III. 22: Andamento della Coppia in funzione dell'anticipo

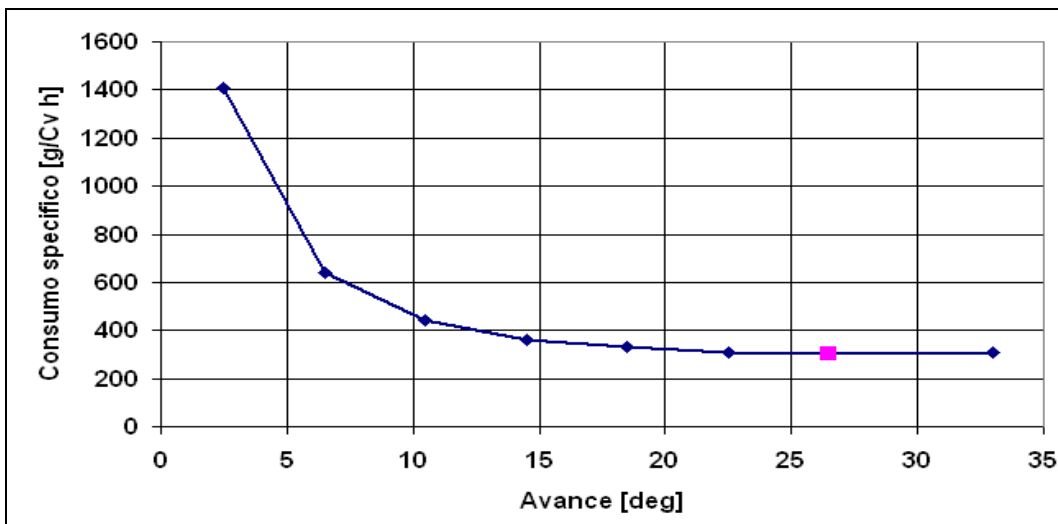


Figura III. 23: Andamento del Consumo in funzione dell'anticipo

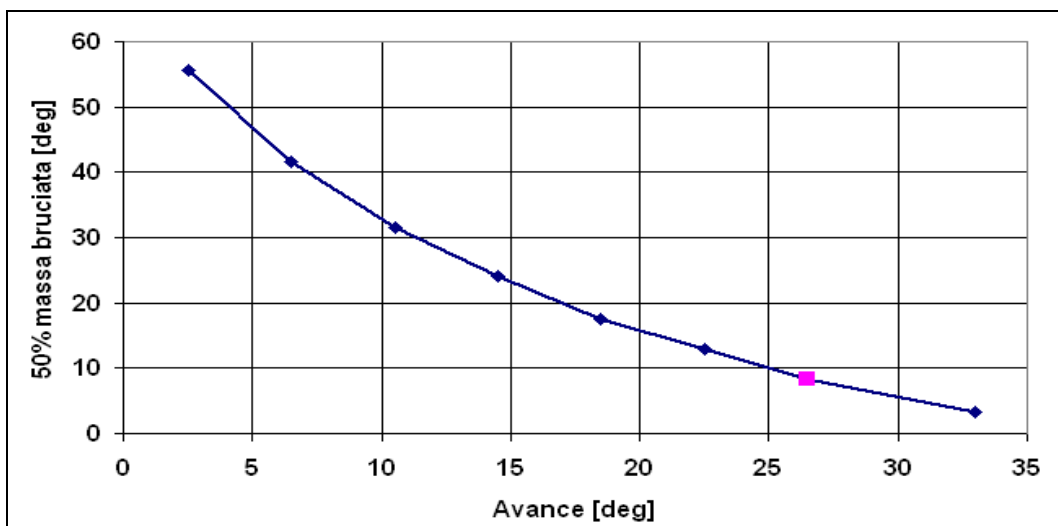


Figura III. 24: Andamento del 50% di massa bruciata in funzione dell'anticipo

Di seguito è presentata l'analisi dell'ottimo di combustione ricercando l'anticipo tale da restituire l'angolo del 50% di massa bruciata pari a 8°C dopo il PMS (punto morto superiore). Il sistema indicating trasferisce al Puma il valore dell'angolo di manovella cui corrisponde il 50% di massa bruciata, il Puma confronta tale valore con quello di ottimo e se la differenza tra i due valori risulta maggiore di 1 riduce l'anticipo in centralina secondo un delta prestabilito; se la differenza è minore di -1 aumenta tale anticipo di un delta prestabilito. Tale operazione non è lineare, essa verrà iterata n volte finché la differenza tra valore indicato e quello di ottimo dell'angolo di manovella cui corrisponde il 50% di massa bruciata sarà minore del valore assoluto di 1.

In figura III.25 si riporta una schematizzazione della metodologia utilizzata. In figura III.26 si riporta il processo di ottimizzazione ovvero l'andamento dell'angolo di manovella cui si ottiene il 50% di massa bruciata (MBF_50) in funzione dell'anticipo all'accensione durante l'esecuzione del tool di ottimizzazione, il punto operativo prescelto presenta un anticipo ottimo elevato ed un andamento lineare in un range ristretto dell'ottimo.

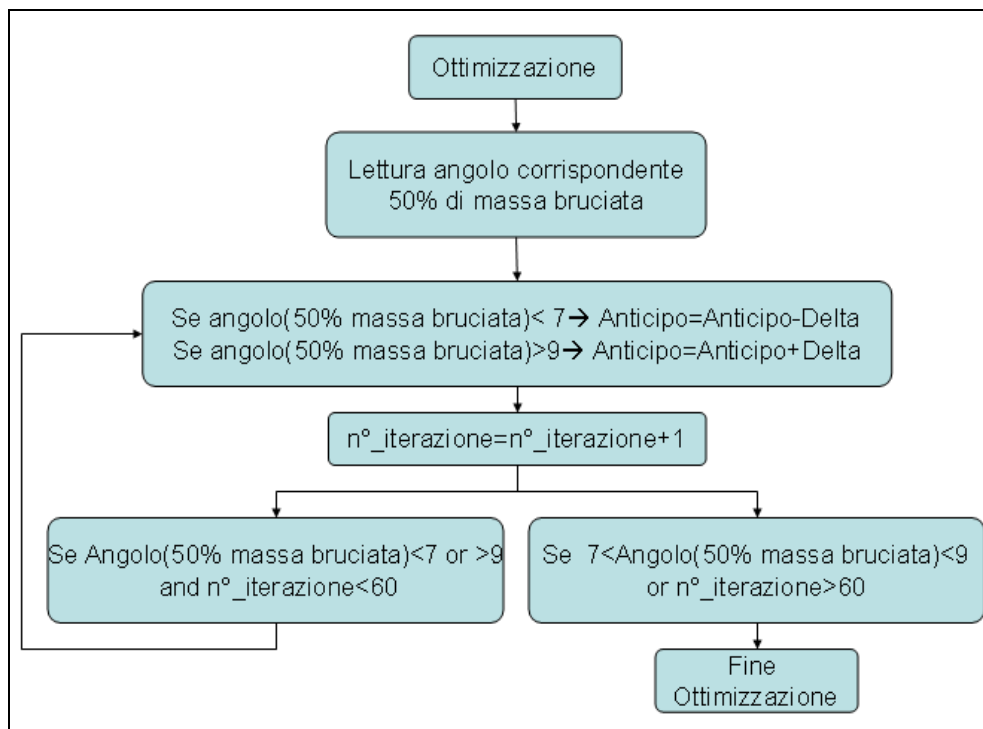


Figura III. 25: Strategia di ottimizzazione combustione

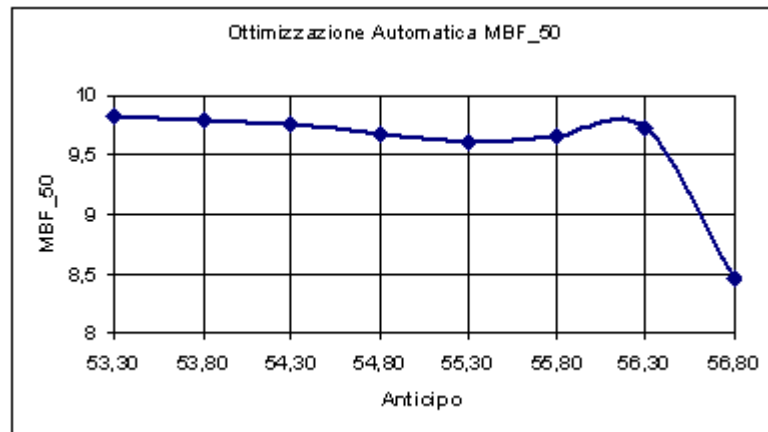


Figura III. 26: Regimazione MBF_50

III.2.3. Sperimentazione on-line

Durante l'attività di calibrazione motore si ricercano, secondo specifiche metodologie, l'ottimo di grandezze cui sperimentalmente sono noti gli andamenti, la maggioranza dei quali sono approssimabili con equazioni del secondo ordine. Indipendentemente dall'ordine dell'equazione, è possibile, attraverso l'interazione di un software di calcolo sofisticato, evitare di investigare l'intero campo.

Con l'ausilio di Matlab è possibile investigare fenomeni che seguono un andamento polinomiale di ordine "p" e studiarne le caratteristiche principali:

$$y = \beta_0 + \beta_1 \cdot \tilde{x} + \dots + \beta_p \cdot \tilde{x}^p = \beta_0 + \beta_1 \cdot \left(\frac{x - \bar{x}}{\sqrt{s^2}} \right) + \dots + \beta_p \cdot \left(\frac{x - \bar{x}}{\sqrt{s^2}} \right)^p$$

Si riporta la descrizione dell'interazione matlab to puma per la ricerca break point, ovvero della massima efficienza volumetrica al variare dell'angolo di chiusura valvola ovvero modalità PHI2 per un motore Multiair. Tale andamento approssima un'equazione di secondo grado, lo scopo è quello di rendere la differenza tra l'equazione approssimata e quella reale infinitesima.

$$Eff_Vol = \frac{\left(\frac{Q_ARIA}{AIR_DENS} \right)}{\left(\frac{CILINDRATA}{1000000} \right) \cdot GIRI \cdot 30}$$

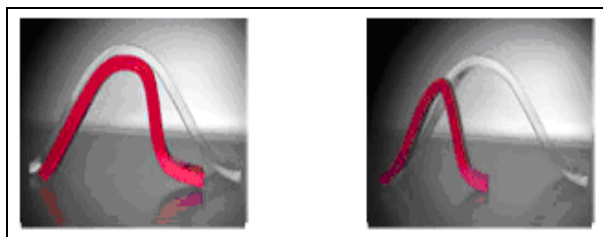


Figura III. 27: Phi2 multiair

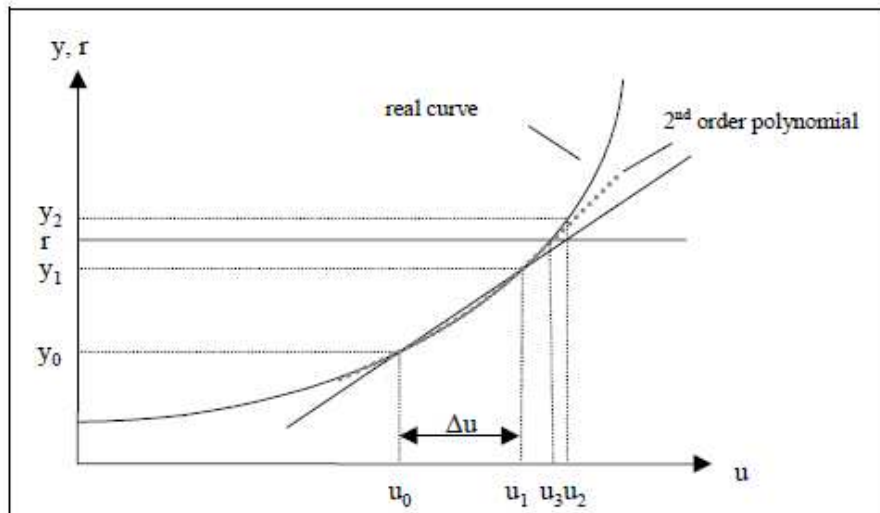


Figura III. 28: Curva reale ed approssimazione

In figura III.29 e III.30 sono riportati rispettivamente gli andamenti dell'efficienza volumetrica e della coppia a 4000 rpm ed al variare dell'angolo di chiusura valvola di aspirazione per test di sweep ovvero una prova deputata ad investigare l'intero campo di applicazione per poi ricercare l'ottimo della grandezza desiderata. In una prova di sweep è definito il range, valore massimo e minimo, del campo di analisi ed il delta, di conseguenza sono definite le n misure come:

$$n = \frac{\text{range}}{\text{deltapasso}} + 1$$

Per ogni misura ci sarà un tempo di stabilizzazione a cui va sommato un tempo di misura per un totale di:

$$t_{\text{prova_sweep}} = n \cdot t_{\text{stab}} + n \cdot t_{\text{mis}}$$

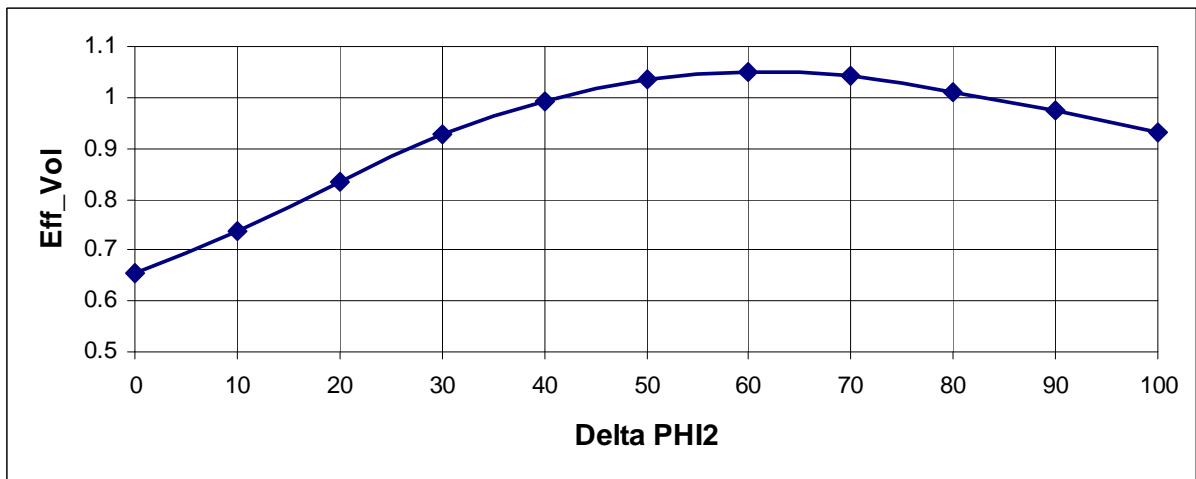


Figura III. 29: Andamento dell'Efficienza volumetrica a 4000 rpm in un test di sweep

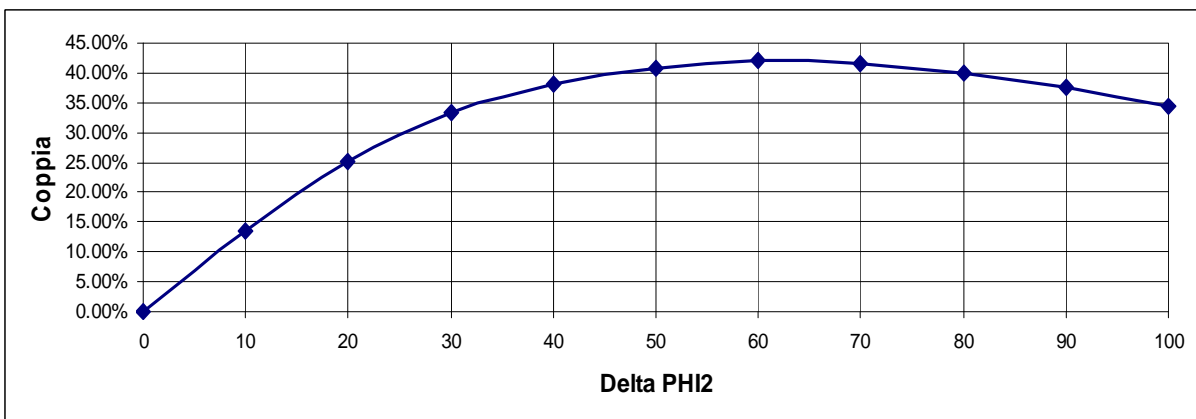


Figura III. 30: Andamento della Coppia a 4000 rpm in un test di sweep

Attraverso l'ausilio di Matlab è possibile ricercare il massimo dell'efficienza volumetrica eseguendo una sola misura.

Nell'interfaccia di inizializzazione in Matlab sono assegnati i regimi ed i rispettivi valori di carico a cui eseguire tale analisi e tre valori iniziali su cui calcolare l'equazione di secondo grado. In automatico il sistema di gestione sala si porta nei tre punti interagendo con la centralina, oltre che con il sistema di calcolo; per ogni punto memorizza i valori di efficienza volumetrica e li comunica al sistema di calcolo che estrapola attraverso l'equazione parabolica il primo valore di ottimo. Se l'equazione polinomiale calcolata ha un andamento differente da quello previsto, ad esempio diversa concavità come mostrato in figura III.32, per l'analisi dell'equazione si prenderanno in considerazione tre differenti punti, rispetto ai precedenti e distanti da questi di un certo delta definito della pagina di inizializzazione in Matlab.

Tale operazione si ripete finchè l'andamento dell'equazione non sia quello previsto. In tal caso si procede con il calcolo dell'ottimo come $\frac{\partial Eff_{vol}}{\partial Phi2} = 0$.

Tale valore ricercato viene automaticamente inserito in centralina, l'immissione non avverrà istantaneamente, ma attraverso predefiniti step onde evitare instabilità del sistema.

Il valore di ottimo così cercato sarà confrontato con il valore reale nelle medesime condizioni. Per quei valori di regime e carico la prova sarà terminata quando la differenza tra il valore reale e quello calcolato sarà minore del 3%.

Nelle figure che seguono si riportano i grafici di output Matlab, in particolare in figura III.34 si riporta il valore dell'angolo di chiusura valvola di ottimo: il delta ottimo di chiusura valvola di $\phi_{i2} = 62.1$ per un valore di efficienza pari a 1.052. Il delta efficienza volumetrica $< 3\%$.

```

Editor - D:\Users\avlpuma\Documenti\MA...
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop
[Icons] B...
[Icons] 1.0 + ÷ 1.1 x % %
6 - Speed=[3000 3300 3600];
7 - Alpha=[100 100 100]; % all'i-esim
8 - Phi2=[535 545 550]; %tre valori di
9 - DELTAphi2=5; %delta variazione PH
10
11 - Spark=[0 -1 -3]; % (da valore mag
12 - Lambda=[0.99 1 1.01];
13
14
15
16 % DA NON INIZIALIZZARE!!!
17 - Dem_Speed=Speed(1); % di seguito
18 - Dem_Alpha=Alpha(1);
19 - Dem_Spark=Spark(1);
20 - Dem_Lambda=Lambda(1);
21 - Dem_Phi2=Phi2(1);

```

Figura III. 31: Inizializzazione - interfaccia Matlab

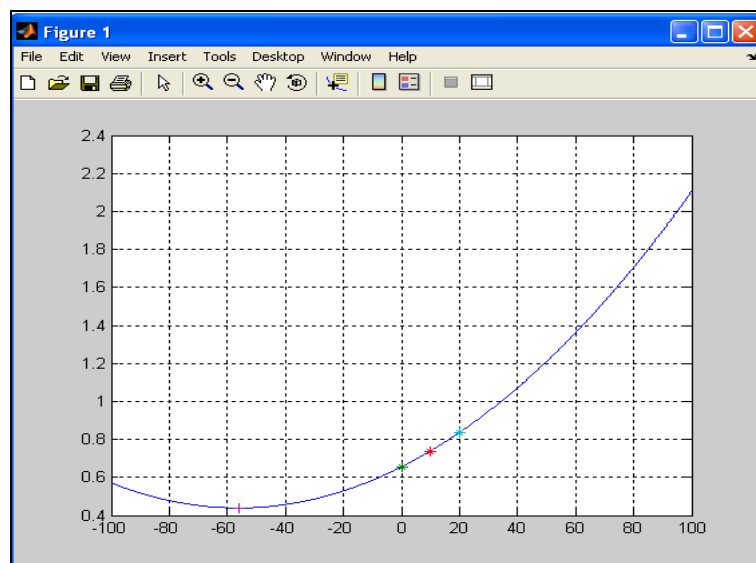


Figura III. 32: Andamento errato dell'efficienza volumetrica calcolato da Matlab

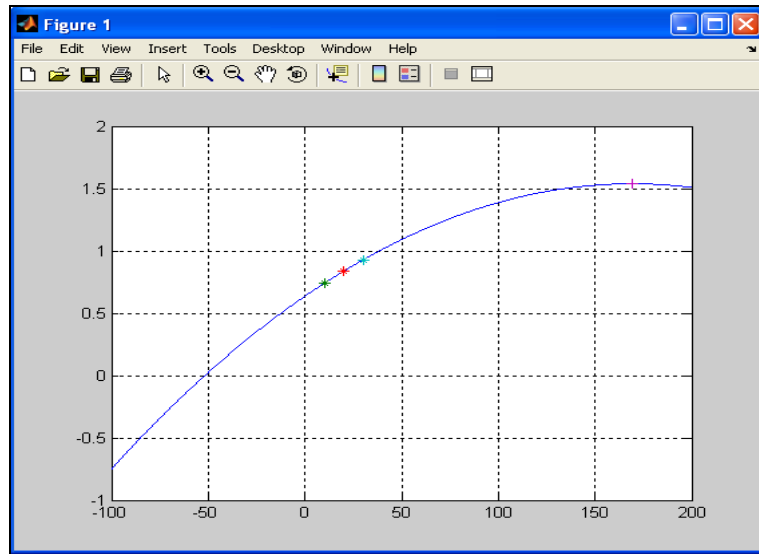


Figura III. 33: Ricerca ottimo dell'equazione

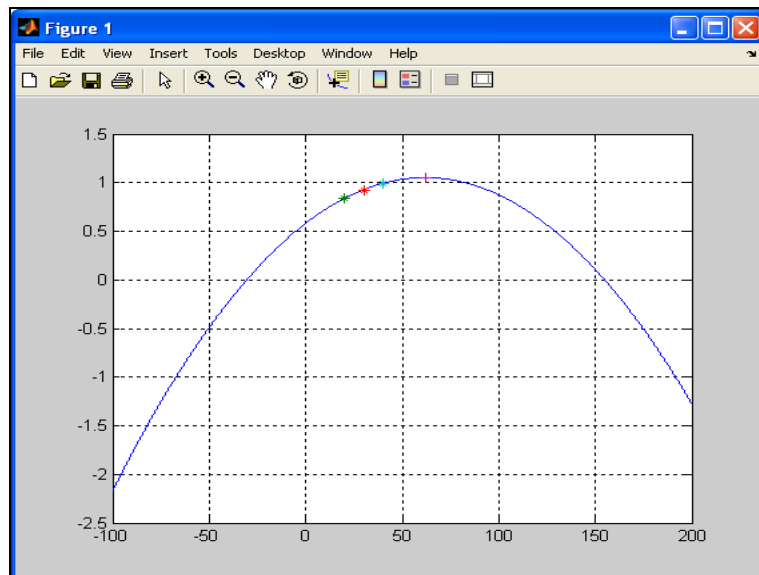


Figura III. 34: Ottimo angolo chiusura valvola aspirazione

In figura III.35 sono riportati i punti di misura nelle due diverse strategie, in blu analisi sweep, in rosa analisi Matlab; si evince come utilizzando l'ausilio dell'interazione Matlab to Puma il numero di misure sia nettamente inferiore, conseguentemente il tempo di prova in quanto si effettua solo la misura del punto di ottimo con conseguente riduzione del tempo di post elaborazione dati.

In figura III.36 è riportato un confronto tra i tempi di durata prova con metodologia sweep e Matlab al variare dei punti investigati.

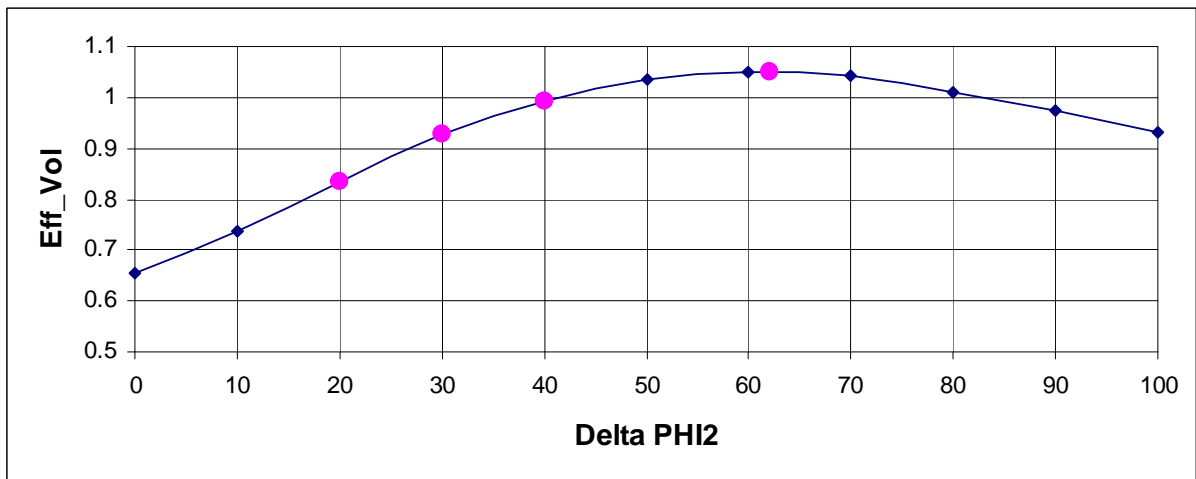


Figura III. 35: confronto punti Sweep e punti analisi Matlab

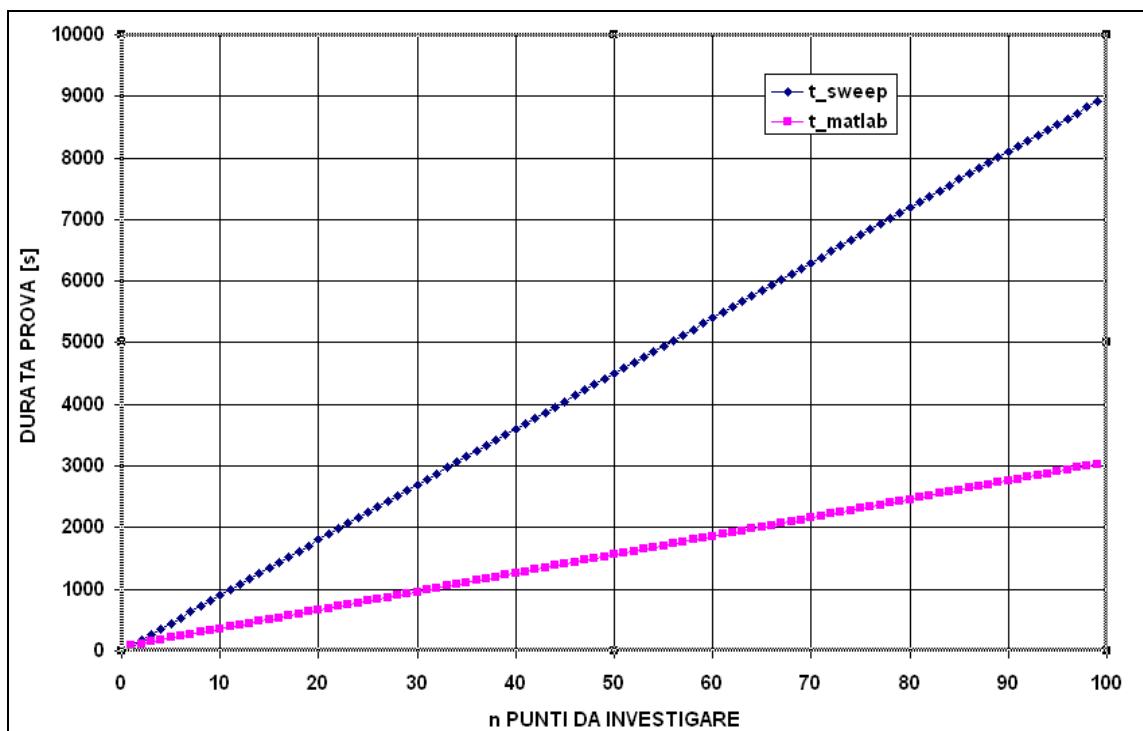


Figura III. 36: Confronto tempi durata prova

Di seguito sono presentati le analisi in modalità sweep (figura III.37 e III.38) ed interazione matlab (figura III.39, III.40, III.41 e III.42) per 3000 rpm e 100% angolo farfalla, trovando un valore di ottimo con efficienza = 0.9955 e delta Phi2= 59.5

Anche a 3000 rpm i tre valori iniziali di delta chiusura valvola comportano una concavità errata, attraverso due successive iterazione si giunge al risultato ottimale.

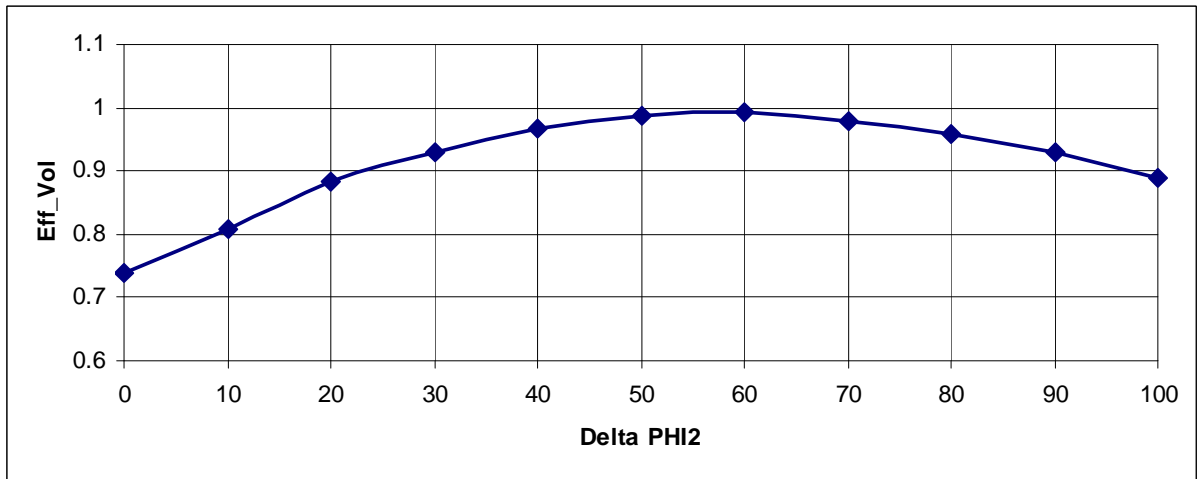


Figura III. 37: Andamento dell'Efficienza volumetrica a 3000 rpm in un test di sweep

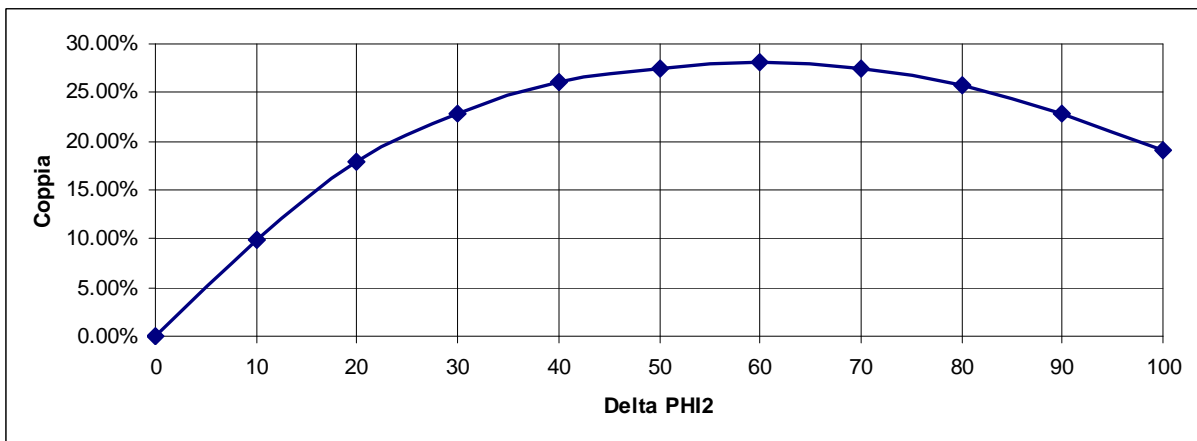


Figura III. 38: Andamento della Coppia a 3000 rpm in un test di sweep

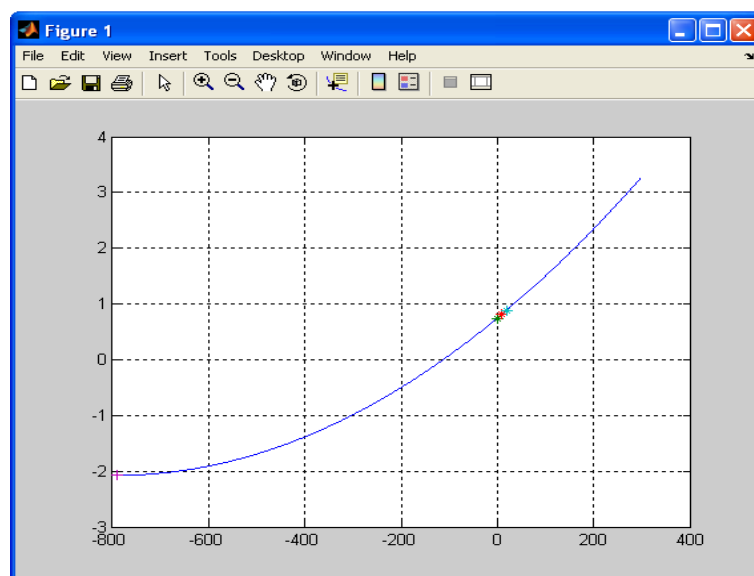


Figura III. 39: Andamento errato dell'efficienza volumetrica calcolato da Matlab

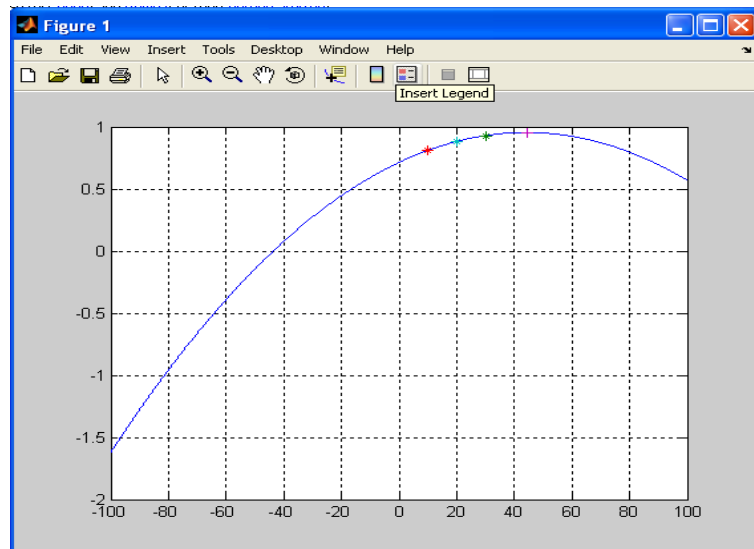


Figura III. 40: Ricerca Ottimo

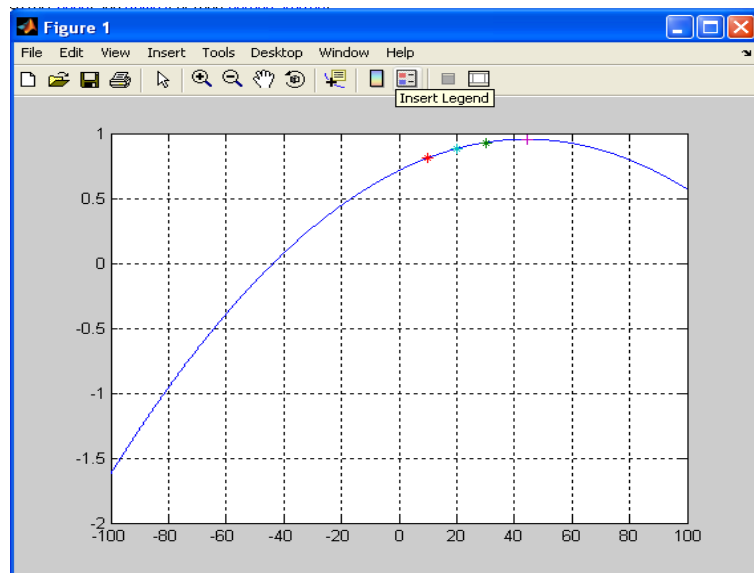


Figura III. 41: Ricerca Ottimo Efficienza =1.01, Delta Phi2=70

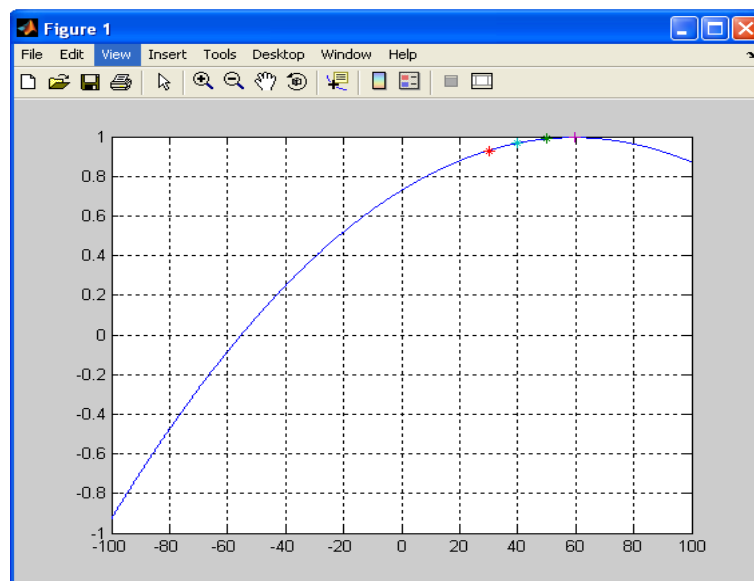


Figura III. 42: Ricerca Ottimo Efficienza =0.995, Delta Phi2=59.5

Al termine dell'indagine si otterrà una mappa di ottimizzazione variazione angolo di chiusura valvola aspirazione in funzione del regime e del carico.

Un ulteriore esempio di utilizzo dell'interazione Matlab è la ricerca del minimo anticipo plausibile. Di fatti al diminuire dell'anticipo aumentano le temperature allo scarico, i valori massimi accettabili onde evitare rottura dei sistemi post trattamento, è di 950°C. La ricerca del limite implica l'analisi del punto di intersezione tra la retta delle temperature limite del catalizzatore e della curva delle temperature in funzione dell'anticipo all'accensione, curva approssimabile ad un'equazione di secondo grado con concavità rivolta verso l'alto.

III.2.4. Metodologia di controllo: strategia limiti

Il sistema di controllo Puma AVL oltre a fornire la possibilità di realizzare prove automatizzare intelligenti, come già precedentemente sottolineato, può controllare un prestabilito numero di grandezze e agire con un'azione predefinita in caso di superamento del limite. Di seguito si vuole presentare la strategia sviluppata in caso di superamento del limite Knoch, ovvero in caso di detonazione. Questa costituisce una delle forme di combustione anomala più importanti perché limita le prestazioni ed il rendimento dei motori, impedendo di superare certi valori di rapporto di compressione ed anticipo all'accensione, nello stesso tempo impone vincoli restrittivi alla formulazione dei carburanti

La detonazione è caratterizzata dalla presenza di onde di pressione (onde d'urto che si muovono alla velocità del suono nella camera di combustione) che generano la caratteristica rumorosità. Sorgenti di tali onde, e quindi causa della detonazione, sono gli alti gradienti di pressione generati dall'autocombustione simultanea del cosiddetto end-gas (la parte della carica destinata ad essere raggiunta per ultima dal fronte di fiamma). In figura III.43 sono presentati due cicli di pressione nel cilindro, in giallo quello detonante.

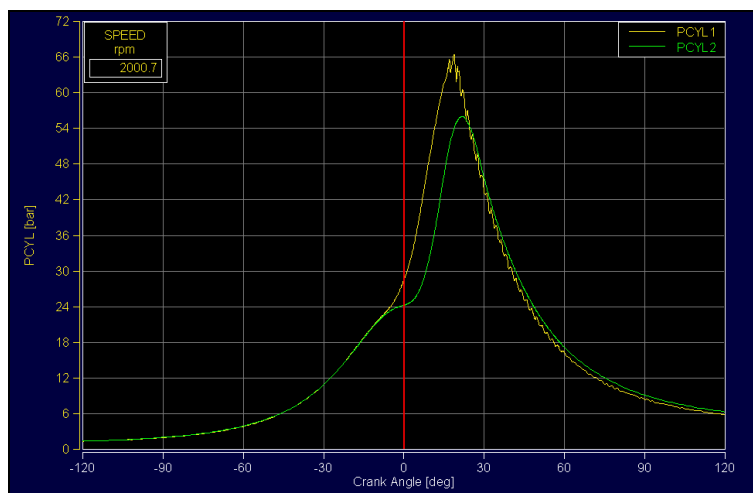


Figura III. 43: Differenza tra ciclo detonante e non

Questo fenomeno di autocombustione ha luogo quando, per effetto di compressione politropica generata dall'aumento di pressione dovuto al progredire della combustione regolare, l'end-gas aumenta la sua temperatura, fino a superare quella di autoaccensione per un tempo maggiore di quello di latenza. È evidente, pertanto, che la detonazione rappresenta una degenerazione di una combustione cominciata come progressiva.

Vi sono vari fattori motoristici che facilitano la detonazione, quelli che accrescono la pressione e la temperatura dell'end-gas sono:

- alto rapporto di compressione;
- alta temperatura dell'aria aspirata;
- alta temperatura delle pareti della camera di combustione (caso tipico dei motori raffreddati ad aria);
- carico elevato;
- anticipo di accensione elevato (che dà luogo ad elevate pressioni di fine combustione);
- localizzazione dell'end-gas in zone calde nella camera di combustione, come ad esempio la zona delle valvole di scarico (in prossimità di tali zone calde è pertanto opportuno porre la candela d'accensione); sovralimentazione;

Vi sono fattori motoristici che facilitano il superamento del tempo di latenza (ritardando il momento in cui il fronte di fiamma raggiunge l'end-gas):

- bassa turbolenza della carica (che dà luogo a combustione lenta);
- bassa velocità di rotazione del motore (che produce bassa turbolenza);
- lungo percorso del fronte di fiamma a causa di dimensioni (ad esempio: grande alesaggio) e/o forma della camera di combustione.

L'insorgere della detonazione dipende fortemente dalle caratteristiche del combustibile. Combustibili diversi presentano temperature di autoaccensione e tempi di latenza diversi, dando luogo a temperature diverse dell'end-gas a causa del differente calore latente di evaporazione (caso limite sono i combustibili che entrano nel motore già sotto forma di gas).

Qualora si rimanga nell'ambito degli idrocarburi liquidi di pratico interesse, ciò che soprattutto varia è il tempo di latenza, per aumentare il quale si possono aggiungere al combustibile piccole quantità di opportuni additivi.

Il numero di ottano è un indice che definisce la resistenza alla detonazione di un combustibile e viene misurato confrontando, su un motore standard a rapporto di compressione variabile (CFR), la tendenza a detonare del combustibile in esame con quella di una miscela di isoottano ed n-eptano.

La detonazione, che, per il riscaldamento delle pareti del cilindro (che essa stessa provoca), tende ad autoesaltarsi di ciclo in ciclo, deve essere evitata, poiché riduce il rendimento e soprattutto la durata del motore. Infatti le onde di pressione che la caratterizzano producono i seguenti effetti negativi:

- dispersione, sotto forma di energia vibratoria, di parte dell'energia generata dalla combustione;
- aumento degli attriti dovuto all'aumento delle pressioni massime;
- distruzione dello strato limite "protettivo" sulle pareti della camera di combustione, con maggiori perdite di calore ed aumento della temperatura delle pareti stesse (il che aumenta la tendenza a detonare nel ciclo successivo, rendendo il fenomeno autoesaltante), con conseguenze negative specialmente per lo stantuffo.
- distruzione del velo di lubrificante sulle pareti del cilindro, con conseguente aumento di attrito ed usura;
- rumorosità.

Interventi favorevoli capaci di ridurre la tendenza a detonare di un motore sono, per quanto detto sopra:

- riduzione del rapporto di compressione;
- riduzione dell'anticipo di accensione;
- minore lunghezza del percorso di fiamma (ad esempio con l'adozione della doppia accensione);
- aumento della turbolenza.

Si noti che oggi si possono adottare rapporti di compressione relativamente elevati senza incorrere nella detonazione grazie all'impiego di sensori di detonazione (accelerometri posti sulla testata che rilevano le vibrazioni ed il cui segnale deve essere filtrato in frequenza e in fase, per ridurre le interferenze di vibrazioni generate da altre cause) si può spingere il rapporto di compressione al limite dell'occasionale verificarsi della detonazione (valori circa di 10÷11) e correggere l'anticipo all'accensione qualora si manifesti l'incipienza del fenomeno [3, 4].

Fissate le condizioni di funzionamento del motore e le caratteristiche del combustibile, al fine di prevedere l'istante in cui compare il fenomeno di detonazione occorre indicare con φ il grado di avanzamento delle pre-reazioni e con φ_c il suo valore critico. Per una determinata miscela si potrà scrivere:

$$\frac{d\varphi}{dt} = f(\varphi, p, T)$$

Dove f è una funzione sconosciuta ma che può essere stimata a partire dalle misure di τ_a , ritardi all'accensione, stimati su una macchina a compressione rapida:

$$\tau_a(p, T) = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right)$$

Dove A , n , $\frac{E_a}{R}$ sono costanti caratteristiche.

Definito $I(t)$ come: $I(t) = \frac{\varphi}{\varphi_c} = \int_0^t \frac{dt}{\tau_a(p, T)}$; l'istante di apparizione della detonazione t_c sarà

definito mediante l'equazione $I(t_c) = \int_0^{t_c} \frac{dt}{\tau_a(p, T)} = 1$

Indipendentemente dal tipo di prova in corso, in caso di superamento del limite di detonazione, l'eccezione porta il motore in un punto di sicurezza ovvero in un punto in cui non si verifica la cattiva combustione; ciò è possibile fornendo un delta di anticipo all'accensione.

Ipotizziamo di eseguire in automatico una prova di ricerca limite inferiore di anticipo all'accensione. All'aumentare dell'anticipo possono verificarsi fenomeni detonativi; in tal caso in centralina viene inviata l'istruzione di decremento istantaneo dell'anticipo di un delta di sicurezza funzione, quest'ultimo, delle caratteristiche del powertrain e del punto operativo. Dopo una fase di stabilizzazione della combustione si procede all'avvicinamento mediante piccoli step al valore limite, α_{limite} , che non presenterà fenomeni detonativi. Tale procedimento è automaticamente iterabile.

$$\alpha_{limite} = \alpha_{detonazione} - 0.5$$

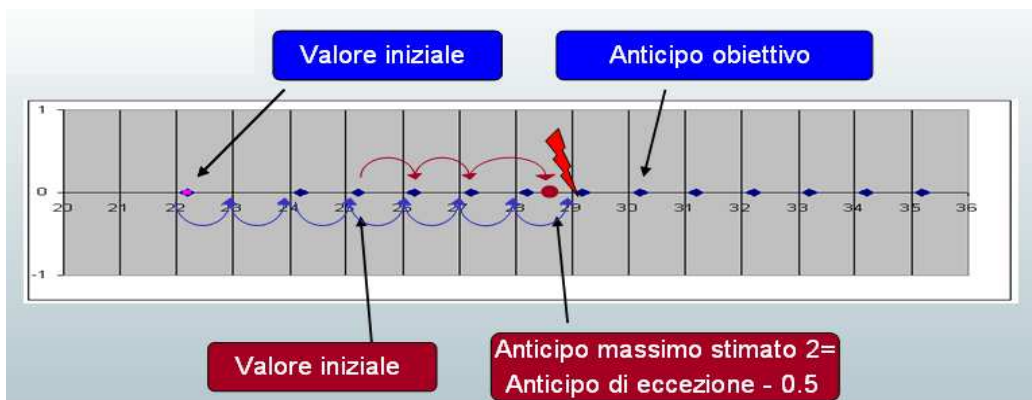


Figura III. 44: Reazione eccezione detonazione

Capitolo 4

Inquinanti e catalizzatore

IV.1. Gli inquinanti

I più gravi fenomeni di degrado della qualità ambientale non solo limitatamente ai grandi centri urbani, ma anche extra urbani⁵, è dovuto al traffico veicolare.

Il continuo sviluppo del trasporto su strada pone ai Paesi europei la difficile sfida di conciliare le accresciute esigenze di mobilità con quelle di tutela dell'ambiente e della salute dei cittadini⁶ [27]. Gli effetti degli inquinanti sulla salute dell'uomo ma anche sui beni pubblici o privati e quindi sull'ambiente in generale, possono essere molto diversificati e dipendono sia dalla concentrazione dell'inquinante che dall'esposizione. In generale non è facile trovare le correlazioni tra concentrazione dell'inquinante, esposizione ed effetto in quanto l'effetto, a parità di esposizione, varia al variare dell'oggetto esposto.

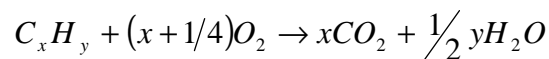
I motori ad accensione comandata e diesel sono i maggiori responsabili dell'inquinamento atmosferico urbano. I principali inquinanti emessi allo scarico di un motore scarico sono: ossidi di azoto (NO) e piccole quantità di diossidi di azoto (NO₂) entrambi noti come NO_x, monossido di carbonio (CO) ed idrocarburi incombusti (HC). L'ammontare degli inquinanti dipende dal design del motore e dalle condizioni di funzionamento.

⁵ La rete stradale nazionale si estende per oltre 800 mila Km con oltre 34 milioni di autovetture circolanti.

⁶ Il quadro generale delle informazioni in atmosfera viene fornito annualmente dall'APAT, Agenzia per la Protezione dell'Ambiente e per i servizi Tecnici, che fornisce informazioni analitiche sui principali inquinanti atmosferici.

Le perdite di blowby, ovvero il trafileamento gassoso che ha luogo tra i segmenti e la canna del cilindro, nei motori in buone condizioni meccaniche esso è indicativamente dell'ordine di 0,4 - 0,6% del flusso gassoso totale. La diminuzione della pressione di compressione che ne consegue determina uno scadimento delle prestazioni, l'elevata quantità di gas che in questo caso trafile nel basamento fuoriesce da quest'ultimo attraverso il sistema di sfiato e collegato al sistema di aspirazione in modo da permettere il ritorno dei vapori in questione all'interno dei cilindri ove essi vengono bruciati. Nei moderni motori queste ulteriori fonti di inquinamento sono controllate attraverso opportuni dispositivi[4].

Se in un motore a benzina il combustibile brucia con la corretta quantità di aria i gas che si formano sono principalmente vapore d'acqua, anidride carbonica ed azoto. Tutti questi gas non sono tossici sebbene l'anidride carbonica sia un gas ad effetto serra. Gli scostamenti della combustione ideale portano anche alla produzione delle sostanze inquinanti e tossiche. Un combustibile di qualsiasi natura è costituito principalmente da carbonio ed idrogeno, la cui combustione completa e stechiometrica produce principalmente anidride carbonica ed acqua allo stato vapore secondo la reazione:



Nel corso di una combustione uniforme e completa dei diversi componenti del carbonio e dell'idrogeno con l'ossigeno dell'atmosfera, si dovrebbero formare solo sostanze non nocive quali anidride carbonica e vapore acqueo. Questo processo di combustione oltre a non inquinare permette un rendimento ottimale. Purtroppo nei motori alternativi la combustione non è continua, ma ha un andamento ciclico con tempi di combustione estremamente brevi nei quali il rapporto della miscela varia di continuo. La combustione non uniforme e non completa è la causa della presenza di sostanze nocive nei gas di scarico, queste si formano principalmente per:

- combustione incompleta,
- impurezze o additivi dei combustibili;
- processi di ossidazione dell'azoto atmosferico a ossidi di azoto durante le combustioni a temperature elevate.

Una delle più importanti variabili nella determinazione delle emissioni in un motore ad accensione comandata è il rapporto di equivalenza combustibile/aria, esso è un indice molto utilizzato nella pratica. La figura IV.1 mostra qualitativamente come NO, CO ed HC allo scarico varino al variare di tale rapporto.

$$\phi = \frac{\alpha_{st}}{\alpha} = \frac{(A/F)_{st}}{(A/F)} = \frac{1}{\lambda}$$

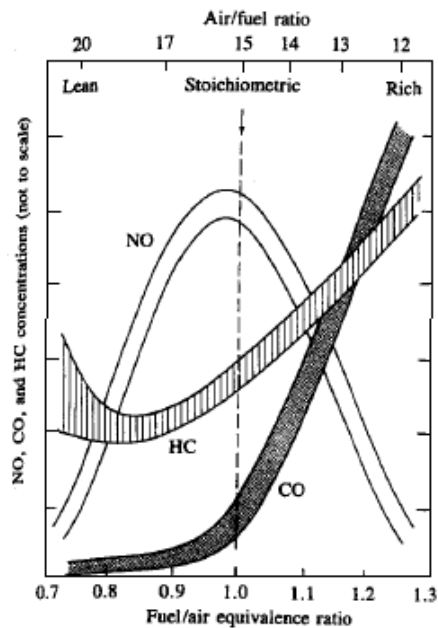


Figura IV. 1: variazione degli inquinanti allo scarico in funzione del rapporto di equivalenza in un motore ad accensione comandata.

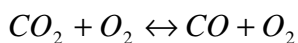
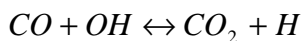
Il motore ad accensione comandata lavora generalmente con miscela stechiometrica o leggermente ricca al fine di assicurare il funzionamento regolare ed affidabile. In figura si osserva che le emissioni di HC e CO diminuiscono fin quando si ha una miscela povera. La forma delle curve da un'idea della complessità del controllo delle emissioni. In un motore freddo, quando la vaporizzazione è lenta al fine di ottenere una buona combustione è necessario avere una miscela ricca. Dunque finché il motore non è riscaldato si hanno elevati valori di HC e CO allo scarico. Nelle condizioni di carico parziale, le miscele povere possono essere usate per produrre bassi livelli di HC e CO e livelli moderati di NO. L'utilizzo del riciclo dei gas di scarico per diminuire i livelli di NO nella sezione di ingresso riduce la qualità della combustione. Il ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation EGR) è un metodo per ridurre le emissioni degli ossidi di azoto, basato sugli effetti della diluizione della carica di aria "fresca" aspirata dal motore. Il gas esausto, rimesso in circolo a monte della camera di combustione, ha lo scopo di ridurre la temperatura di combustione, visto che la maggiore formazione degli ossidi di azoto è legata proprio all'aumento di questo parametro. Esistono due tipi di ricircolo: esterno, in cui i gas combusti vengono convogliati verso il condotto di aspirazione, e interno, in cui il ricircolo avviene durante la fase di incrocio delle valvole.

IV.1.1. Biossido di Carbonio o Anidride Carbonica (CO₂)

La combustione è la sorgente più importante del biossido di carbonio, componente dell'atmosfera terrestre. Esso è trasparente alla luce solare tuttavia assorbe le radiazioni infrarosse emesse dalla superficie terrestre assumendo così un ruolo importantissimo nella regolazione del clima del pianeta. La presenza di CO₂ nell'atmosfera, fino ad una certa concentrazione, consente il mantenimento del clima attuale, mentre un suo eccessivo aumento, dovuto alle varie attività antropiche porta ad un progressivo aumento della temperatura media dell'atmosfera⁷.

IV.1.2. Monossido di Carbonio (CO)

In una combustione ideale, ovvero stechiometrica ed a velocità di combustione infinita, di un idrocarburo ed ossigeno, i prodotti della combustione sono CO₂ e H₂O. In una combustione reale purtroppo a causa di una combustione a velocità finita e ad un rapporto aria/combustibile non sempre stechiometrico, si può avere l'insorgenza del monossido di carbonio. Il CO formato nel processo di combustione viene ossidato a CO₂ lentamente. La principale reazione di ossidazione è la seguente:



Le emissioni di ossido di carbonio per un motore a combustione interna sono principalmente regolate dal rapporto di equivalenza, di seguito si riporta la variazione di CO in funzione del rapporto di equivalenza.

⁷ In base alle stime effettuate dall'ENEA, *Ente per le Nuove tecnologie, l'Energia e l'Ambiente*, tra il 1990 e 1995 le emissioni di CO₂ prodotte dal trasporto urbano passeggeri sono passate da circa 33 a 39 Mt ovvero si è avuto un aumento del + 18%.

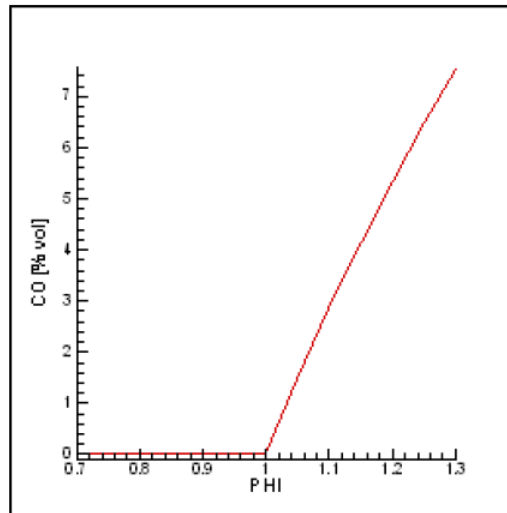
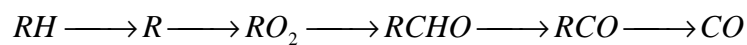


Figura IV. 2: Andamento di CO al variare del rapporto di equivalenza.

Il monossido di Carbonio CO si forma durante il processo di combustione. In presenza di miscela combustibile aria ricca c'è ossigeno insufficiente per bruciare completamente tutto il carbonio. In presenza di temperature elevate si ha dissociazione ottenendo elevati livelli di CO. Durante la fase di espansione l'ossidazione di CO rallenta a causa della diminuzione della temperatura dei gas. I livelli di CO osservati allo scarico di un motore ad accensione comandata sono minori rispetto ai massimi valori misurati in camera di combustione, ma sono significativamente elevati rispetto ai valori di equilibrio allo scarico.

I processi che governano i livelli di CO allo scarico sono governati dalla cinetica. Nelle fiamme premiscelate di aria ed idrocarburi, le concentrazioni di CO aumentano rapidamente nella zona di fiamma fino a valori massimi. La formazione di CO è uno degli step principali nei meccanismi di combustione degli idrocarburi.



Dove R rappresenta il radicale degli idrocarburi.

Generalmente si assume che nei prodotti di combustione in un motore a combustione interna, nelle condizioni prossime al picco massimo di temperatura nel ciclo (2800 K) e pressione (15-20 atm), il sistema carbonio-ossigeno-idrogeno è in equilibrio. Quindi le concentrazioni di CO, nella zona dei burned a valle della fiamma, è in equilibrio. Tuttavia, nella fase di espansione e scarico le concentrazioni di CO nei gas combusti sono solo localmente in equilibrio

In generale, per la produzione di CO si analizzano principalmente le seguenti condizioni:

- Closed Loop: questa è generalmente il normale uso ai carichi parziali. Il rapporto aria/combustibile obiettivo imposto dalla centralina è quello stechiometrico. Durante i transitori, non essendo immediata la reazione della centralina alle variazioni del motore, si verificano dei casi in cui la miscela diventa ricca. Ad esempio in presenza di gradienti positivi del pedale dell'acceleratore, in tali situazioni la centralina inietta una maggiore quantità di combustibile per evitare che ci siano vuoti di coppia. Le emissioni che si producono sono in generale non elevatissime in quanto l'efficienza in Closed Loop è prossima all'unità.
- Open Loop: questa fase si verifica quando il motore si trova a pieno carico. La produzione di CO è elevata.
- Avviamento a freddo: questa fase si riscontra quando il motore non ha ancora raggiunto la temperatura di esercizio. La temperatura del refrigerante e del catalizzatore sono rispettivamente al di sotto di 80 e 200°C.

In figura IV.6 si riporta la percentuale delle emissioni totali di CO in ambito autostradale, extraurbano ed urbano ricavate da un'analisi condotta da ANEA nel suo rapporto "Energia ed Ambiente 2000", il diagramma evidenzia i rapporti in percentuale rispetto al totale delle emissioni annue, tra le diverse aree territoriali.

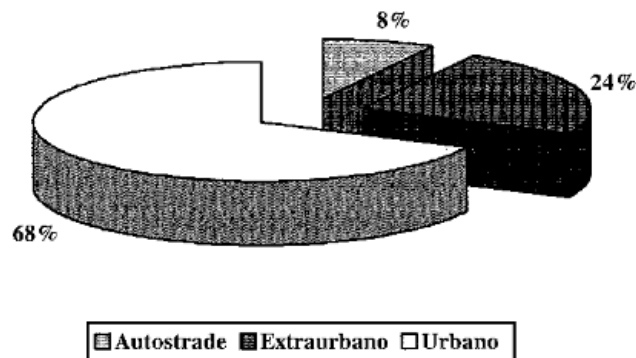
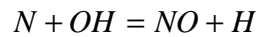
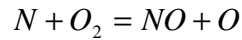
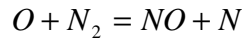


Figura IV. 3: CO % totali in ambito autostradale, extraurbano e urbano.

IV.1.3. Ossidi di Azoto (NO_x)

L'ossido e biossido di azoto (rispettivamente NO ed NO₂) vengono spesso raggruppati insieme come NO_x. La principale fonte degli NO è l'ossidazione di azoto molecolare. Se il combustibile contiene un elevato quantitativo di azoto, l'ossidazione del combustibile comporta una sorgente addizionale di NO.

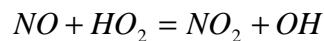
In un processo di combustione in presenza di miscela stechiometrica le principali reazioni che governano la formazione di NO da azoto molecolare sono:



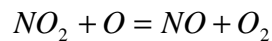
Gli ossidi di azoto si formano sia nel fronte di fiamma che nella zona post-fiamma. La combustione nel motore avviene con pressioni elevate così la zona di reazione diventa molto sottile e il tempo di residenza in tale zona breve. Ciò implica che la formazione di NO nella zona post-fiamma supera notevolmente quelli formati nel fronte di fiamma.

Considerazioni sull'equilibrio chimico indica che nella zona dei gas combusti con una temperatura tipica dei gas combusti, il rapporto NO_2/NO può essere trascurato, dati sperimentali confermano tale ipotesi solo nel caso di motori ad accensione comandata.

L'ossido di azoto formatosi nella zona di fiamma può essere convertito rapidamente in NO_2 secondo la seguente reazione:



La conversione di NO_2 in NO è regolata attraverso la seguente reazione:



Convenzionalmente in un motore a combustione interna il combustibile e l'aria sono mescolati insieme nella sezione di ingresso, dunque in camera di combustione si presenta una miscela pressoché uniforme. Dunque la natura del processo di formazione del NO all'interno del cilindro può essere compreso accoppiando i meccanismi cinetici con la distribuzione della temperatura e pressione dei gas combusti nel cilindro durante il processo di combustione ed espansione.

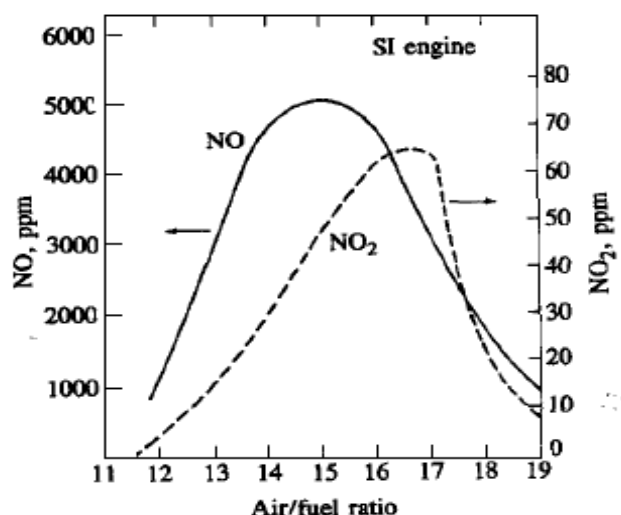


Figura IV. 4: concentrazioni di NO e NO₂ per un motore ad accensione comandata.

In un veicolo ad accensione comandata di ultima generazione il motore funziona generalmente in condizioni stechiometriche e, avendo il catalizzatore un rendimento massimo per miscele stechiometrico-ricche, la produzione di NO_x è praticamente nulla. Anche a pieno carico non c'è produzione di NO_x in quanto, in camera di combustione, vi è una ridotta quantità di ossigeno per l'ossidazione di N₂.

Da analisi sperimentali [28] è emerso che le condizioni di miscela magra avvengono nei transitori e specialmente durante forti gradienti del pedale dell'acceleratore: in tali condizioni, della durata di frazioni di secondo, non essendo possibile controllare la dosatura del combustibile poiché i tempi di reazioni dei sensori risultano essere superiori, si trovano allo scarico livelli di NO_x non trascurabili.

Nella troposfera⁸ il biossido di azoto, se a contatto con il vapore acqueo, viene convertito in acido nitrico che contribuisce direttamente alla formazione delle piogge acide. Inoltre il biossido di azoto in certe condizioni ed in presenza di idrocarburi può concorrere alla formazione d'inquinati fotochimici quali ozono ed aldeidi.

Il biossido di azoto se inalato dall'uomo esercita un forte potere aggressivo sulle vie respiratorie; anche a basse concentrazioni riduce la funzionalità respiratoria. L'esposizione di breve durata provoca infiammazioni alle mucose, infezioni alle vie respiratorie, irritazioni agli occhi e eventuali cancerogenità [25].

In figura IV.5 si riporta la percentuale delle emissioni totali di NO_x in ambito autostradale, extraurbano ed urbano.

⁸ Porzione di atmosfera compresa tra la superficie e circa 10 Km di altezza.

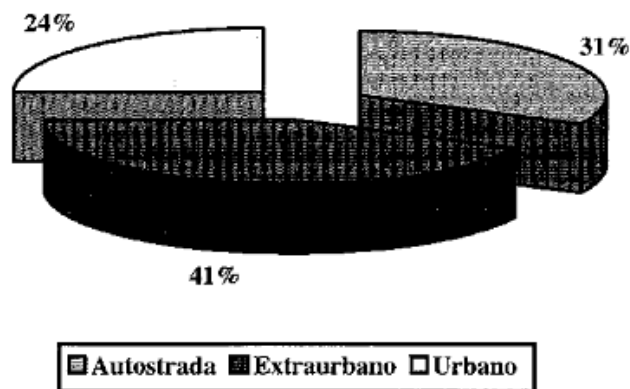


Figura IV. 5: NO_x % totali in ambito autostradale, extraurbano e urbano.

IV.1.4. Idrocarburi Incombusti (HC)

Gli idrocarburi incombusti sono una conseguenza di una combustione incompleta. Il livello di idrocarburi incombusti (HC) allo scarico generalmente è espressa in parte per milioni di atomi di carbonio (ppm). I gas allo scarico contengono una gran quantità di composti di idrocarburi, alcuni dei quali sono inerti, altri partecipano attivamente alla produzione di smog. In tabella è presentata una scala di reattività usata per stimare la reattività globale dei gas allo scarico; esistono anche altre tipologie di scale utilizzate per lo stesso scopo.

Reactivity of classes of hydrocarbons	
Hydrocarbons	Relative reactivity†
C ₁ -C ₄ paraffins	0
Acetylene	
Benzene	
C ₄ and higher molecular weight paraffins	2
Monoalkyl benzenes	
<i>Ortho</i> - and <i>para</i> -dialkyl benzenes	
Cyclic paraffins	
Ethylene	5
<i>Meta</i> -dialkyl benzenes	
Aldehydes	
1-Olefins (except ethylene)	10
Diolefins	
Tri- and tetraalkyl benzenes	
Internally bonded olefins	30
Internally bonded olefins with substitution at the double bond	100
Cycloolefins	

† General Motors Reactivity Scale (0-100). Based on the NO_x formation rate for the hydrocarbon relative to the NO_x formation rate for 2,3-dimethyl-2-benzene.³⁴

Tabella IV. 1: Scala di reattività

La composizione del combustibile influenza significativamente la composizione e la quantità di emissioni organiche allo scarico. I combustibili contengono quantità elevate di aromatici ed

olefine producendo concentrazioni relativamente elevate di idrocarburi attivi. Molti composti organici trovati allo scarico non sono presenti nel combustibile.

Le principali variabili motoristiche che influenzano la formazione di HC sono:

- Rapporto aria/ combustibile della miscela di alimentazione;
- Valore dell'anticipo all'accensione rispetto al PMS;
- Rapporto superficie/volume della camera di combustione;
- La natura e la qualità dei depositi in camera di combustione;
- Il regime di rotazione e le condizioni di carico del motore;
- L'efficacia del sistema di raffreddamento;
- L'angolo d'incrocio valvole;
- Contropressione allo scarico.

La formazione di idrocarburi a valle della valvola di scarico di un motore a combustione interna avviene principalmente per i seguenti motivi:

- Incompleta combustione;
- Non completa vaporizzazione del combustibile;
- Interstizi ovvero piccoli volumi presenti nella camera di combustione in cui il fronte di fiamma non penetra lasciando quindi la miscela incombusta al suo interno. Nel corso dello scarico il pistone raschia lo strato limite dalle pareti del cilindro, gli HC sono rigettati dagli interstizi in cui erano stati compressi e rilasciati dalle microporosità dei depositi e del velo di lubrificante. Il loro rimescolamento nel cilindro con i gas combusti ancora ad alta temperatura porta, in presenza di ossigeno, all'ossidazione di una buona parte di essi, processo che può continuare nei condotti di scarico.
- Olio lubrificante: lo strato di olio lubrificante, oltre ad essere se stesso causa di incombusti, ha la capacità di adsorbire il combustibile vaporizzato durante la fase di compressione del motore. In fase di espansione tale combustibile viene rilasciato e subisce una ossidazione più lenta rispetto a quella che avviene durante la combustione, portando quindi alla formazione di HC allo scarico;
- Quenching: durante la combustione, il fronte di fiamma riesce ad arrivare fino ad una certa distanza dalle pareti fredde del cilindro, in tal modo il combustibile che si trova vicino le pareti della camera non viene bruciato.

In un veicolo Euro IV- Euro V, dotato di catalizzatore, in prove stazionarie si riscontrano bassissimi valori di HC, anche nulli: il catalizzatore infatti è in grado di ossidare completamente tutti gli incombusti che vengono prodotti all'interno del motore.

Tuttavia il motore non lavora in condizioni stazionarie e si notano dei livelli emissivi di tale componente nei transitori ed a pieno carico, oltre che a motore freddo.

In condizioni di pieno carico, il motore lavora con miscela molto ricche che comporta elevata produzione di HC e bassa efficienza del catalizzatore dovuta all'assenza dell'ossigeno. Nei transitori, invece, il comportamento è simile a quello che si ottiene per gli NO_x : i gradienti del pedale dell'acceleratore sono la maggiore fonte di HC (a caldo) [28].

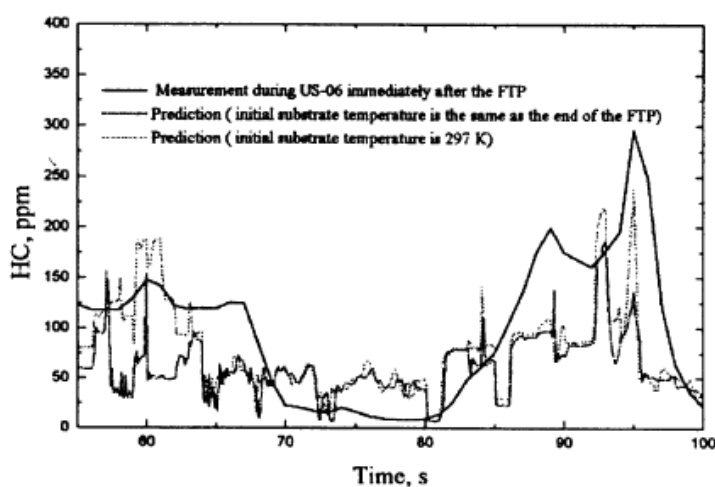


Figura IV. 6: Emissioni di HC a diverse temperature iniziali del catalizzatore per un ciclo FTP.

IV.2. Il catalizzatore

Per caratterizzare il comportamento emissivo di un veicolo di ultima generazione è necessario conoscere il funzionamento sia del motore termico sia del catalizzatore, in quanto sono i due organi principali che ne controllano l'impatto ambientale: il primo produce emissioni, il secondo le abbatte [28].

Le quantità di inquinanti prodotte dipendono dalla composizione del combustibile, dal tipo di motore, dallo stato del veicolo e dalle condizioni operative (A/F). Non esiste un valore di A/F per il quale le emissioni di NO_x , CO e HC siano contemporaneamente ai valori minimi (figura IV.1). La scelta di utilizzare un'alimentazione ricca (A/F<1) provoca un aumento delle emissioni nonché un consumo maggiore di combustibile. In alimentazione magra (A/F>1) le temperature di combustibile sono più basse e la produzione di NO_x diminuisce, tuttavia, con un rapporto molto alto di A/F si torna ad avere alte emissioni di HC. La tecnologia destinata

all'abbattimento degli inquinanti ha da sempre dovuto equilibrare potenza, consumo e abbattimento.

I primi sistemi catalitici per il controllo delle emissioni da sorgenti mobili sono stati introdotti negli USA nel 1975. questi sistemi di abbattimento erano semplicemente in grado di promuovere ossidazione catalitica di CO e idrocarburi incombusti.

Dal 1977 l'introduzione di limiti più severi per le emissioni di NO_x ha portato alla diffusione di tecnologie in grado di convertire anche gli ossidi di azoto, inizialmente vennero utilizzati sistemi provvisti di un doppio letto catalitico (Dual bed converters).

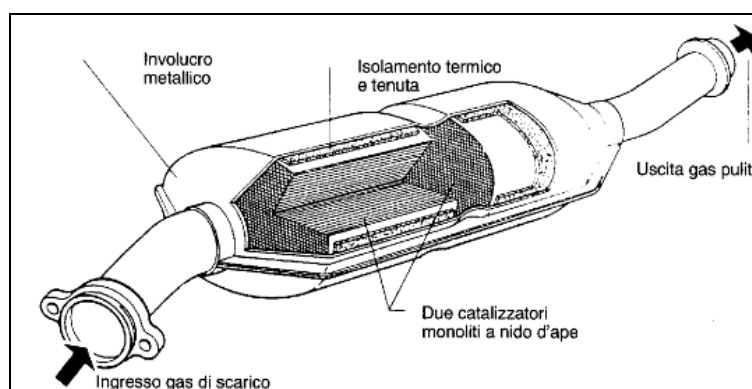


Figura IV. 7: Catalizzatore Dual Bed Converters

Lo sviluppo della tecnologia catalitica e dei sistemi di controllo delle condizioni operative dei motori ha consentito la sostituzione del Dual Bed con un sistema a letto singolo, in tal modo l'abbattimento degli inquinanti presenti nei gas di scarico dei motori a combustione interna ad accensione comandata si ottiene mediante catalizzatori che agiscono contemporaneamente sulle emissioni di HC, CO ed NO_x (catalizzatore trivalente).

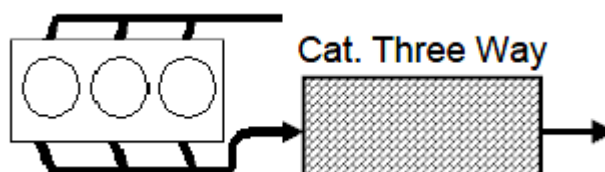


Figura IV. 8: Catalizzatore trivalente

I catalizzatori utilizzati sono formati da materiale attivo contenuto in un supporto metallico opportunamente progettato in modo da convogliare il flusso di gas di scarico attraverso il materiale catalizzatore. I materiali attivi utilizzati per ossidare il CO e gli HC o ridurre gli NO_x devono essere distribuiti su un'ampia superficie in modo da permettere un'efficienza di conversione.

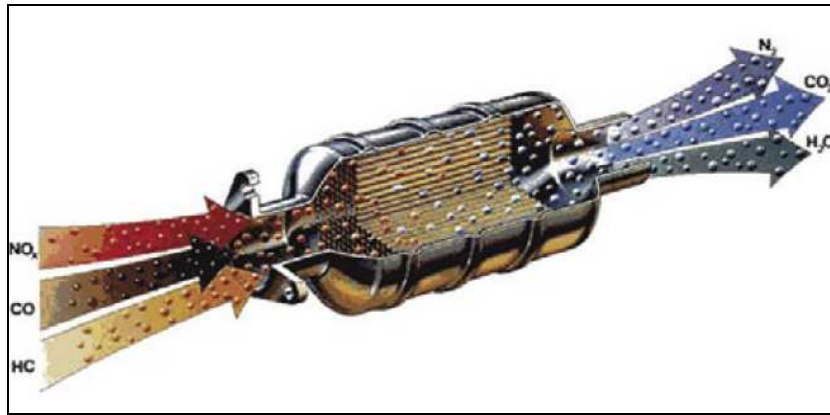


Figura IV. 9: Catalizzatore trivalente

La marmitta catalitica è formata dai seguenti componenti:

- Una struttura portante metallica o ceramica a forma di alveare, detta monolite, a base di cordierite che è racchiusa in un contenitore metallico posizionato lungo il sistema di scarico del motore. Un tipico monolite ha la sezione di passaggio formata da un reticolo di canali a forma quadrata, con lato interno di circa 1 mm, separati da sottili pareti porose con spessore pari da 0,15 a 0,3 mm. Il numero di tali canali per centimetro quadrato varia da 30 a 60. Il rivestimento ha un peso pari al 5-15 % del monolite ed una superficie attiva di 100-200 m²/g. in generale i supporti monolitici ceramici hanno la caratteristica di avere una bassa dilatazione termica, piccole dimensioni, piccole perdite di carico, alta resistenza meccanica e flessibilità nel design.
- Uno strato sottile dello spessore di circa 20 µm, altamente poroso formato da allumina (ossido di alluminio Al₂O₃) che viene depositato sulle pareti del monolite. È su tale supporto che si verifica la fase attiva del catalizzatore.
- Metalli nobili quali Palladio, Platino, Rodio dispersi sulla superficie del wash coat, con spessore sottile tale da ridurre i problemi diffusivi ma tale da evitare un avvelenamento troppo rapido;
- Promotori fisici e chimici, per l'aumento dell'attività, quali l'ossido di zirconio (che aumenta la stabilità termica), ossidi di Ni, Mn; La o Fe (che possono sopprimere la formazione di H₂S), l'ossido di cerio (che stabilizza la dispersione dei metalli nobili).

L'efficienza del catalizzatore al variare della sua temperatura ha un andamento di tipo esponenziale. In figura IV.8 è riportato l'andamento dell'efficienza in funzione della temperatura, si nota che il CO al di sotto di una certa temperatura la sua efficienza è praticamente nulla, mentre nell'arco di 60-70°C la sua efficienza diventa molto elevata [29].

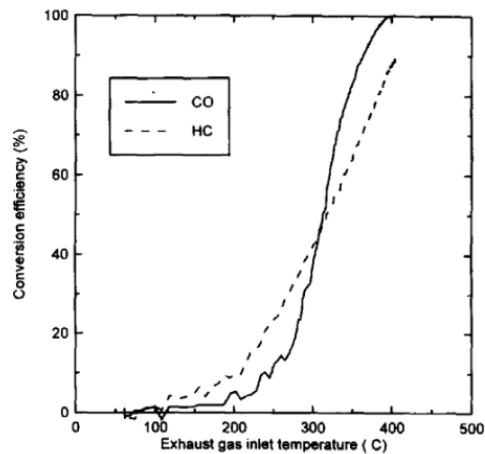


Figura IV. 10: Curva di efficienza del catalizzatore al variare della temperatura dei gas di scarico

Le curve di efficienza del catalizzatore sono differenti al variare del composto in esame : per gli HC ed il CO l'efficienza è massima per miscele magre, al contrario per gli NO_x l'efficienza è minima per miscele magre [30]. In sostanza la massima produzione di ogni composto nocivo si accompagna alla minima efficienza del catalizzatore, ne risulta che l'unica strategia in grado di avere una bassa produzione a monte ed un'alta efficienza di conversione (conversione > 95%) a valle si ottiene in presenza di miscela stechiometrica.

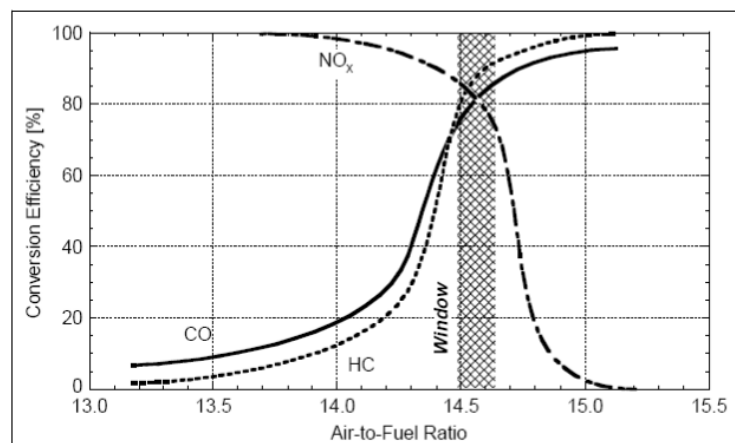
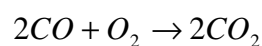
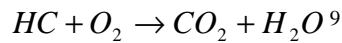


Figura IV. 11: Curve di efficienza del catalizzatore al variare del rapporto aria/combustibile

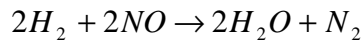
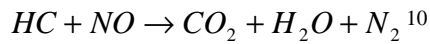
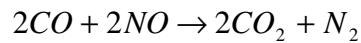
Tutti i veicoli di ultima generazione hanno uno stretto controllo sul rapporto aria-combustibile. Il controllo di questo rapporto è affidato, in prima battuta, ad una centralina elettronica e permette di avere contemporaneamente sulla superficie del catalizzatore sia le reazioni di ossidazione sia quelle di riduzione:

Ossidazione:





Riduzione:



Sul condotto di scarico, prima del catalizzatore è posto un sensore di ossigeno ovvero la sonda λ , utilizzata dalla centralina motore per ottimizzare la dosatura di combustibile.

Quando la centralina motore corregge la dosatura di combustibile attraverso l'ausilio del segnale di output della sonda lambda, questa lavora in *closed loop* ovvero in controreazione.

Ci sono alcune condizioni in cui l'intervento del sensore O2 viene disattivato, in tal caso il sistema lavora in *Open Loop*. Questo avviene in due casi:

- a pieno carico: non è necessario il controllo sul rapporto aria/combustibile dato che l'obiettivo è quello di ottenere la massima potenza;
- in fase di cut-off o rilascio: il guidatore ha rilasciato completamente il pedale dell'accelerazione e la centralina motore per avere il minimo consumo ed il minor livello di emissioni chiude gli iniettori.

Queste due fasi sono quelle a maggior produzione di inquinanti.

La sonda lambda è una cella ad elettrolito solido attraverso il quale la corrente viene trasportata da ioni di ossigeno. L'elettrolito solido è composto da ossido di zirconio ceramico stabilizzato con ossido di ittrio ed è compreso tra due elettroliti di platino. I due elettrodi sono messi in corrispondenza, quello interno, con la pressione atmosferica e, quello esterno, con i gas di scarico. Gli elettroliti sono quindi in contatto con miscele gassose, in cui l'ossigeno è presente con differenti pressioni parziali.

Se si indica con p_s la pressione parziale dell'ossigeno nei gas di scarico e con p_a quella nell'atmosfera (circa 20 KPa), la tensione a circuito aperto della cella è data da:

$$V_0 = \frac{RT}{4F} \ln\left(\frac{p_a}{p_s}\right)$$

Dove: R è la costante universale dei gas,

T la temperatura assoluta della cella

F costante di Faraday

⁹ Reazione non bilanciata.

¹⁰ Reazione non bilanciata.

La corrente passa in quanto l'ossigeno atmosferico in contatto con l'elettrodo interno, che funge da elettrodo positivo (catodo), si riduce secondo la reazione $O_2 + 4e_{Pt} \leftrightarrow 2O^{2-}$, gli ioni così formati migrano attraverso l'elettrodo solido fino all'elettrodo esterno, che funge da elettrodo negativo (anodo), dove si ossida a O_2 , passando poi nel flusso dei gas di scarico. La pressione parziale dell'ossigeno nei gas di scarico varia bruscamente, con ordini di grandezza tipicamente di 10^6 , quando si passa da un'alimentazione con miscela povera ad una con miscela ricca nell'intorno dello stechiometrico. Ciò comporta un rapido cambiamento nella tensione della cella V_o . Valori tipici sono 50 mV con $\lambda=1.05$ (miscela magra) e 900 mV con $\lambda=0.99$ (miscela ricca), i tempi di risposta al cambiamento della composizione dei gas di scarico sono dell'ordine di 3 millisecondi.

Recentemente anche un secondo sensore λ è montato a valle della marmitta catalitica. Questa configurazione costituisce la base del sistema diagnosi a bordo (OBD). Poiché la dinamica di un'autovettura non sempre permette alla centralina elettronica di regolare correttamente il rapporto aria/combustibile è necessario l'ausilio di un promotore chimico che mantenga costante le fluttuazioni della concentrazione di O_2 nei gas di scarico [31].

I catalizzatori trivalenti seppur rappresentano la tecnologia più utilizzata ed altamente efficace per la riduzione dell'inquinamento, tuttavia essi presentano delle limitazioni come:

- bassa attività alle basse temperature;
- uso di un rapporto stechiometrico che provoca un eccessivo aumento degli HC prima del raggiungimento del light-off (temperatura di massima efficienza).

I limiti normativi imposti, soprattutto negli ultimi anni, hanno reso necessario lo sviluppo di alcune soluzioni per la riduzione delle emissioni nelle fasi critiche su esposte:

1. Sistema di accumulo degli idrocarburi che prevede un adsorbimento a temperature inferiori ai 200°C . I sistemi più studiati vanno dal carbonio attivo a speciali della zeoliti idrofobe, che ad una temperatura superiore ai 250°C rilasciano HC che verranno poi convertiti sul catalizzatore trivalente.
2. Pre-catalizzatore: il catalizzatore principale resta nella stessa posizione, mentre il pre-catalizzatore, con volume generalmente piccolo, viene posto nelle vicinanze del motore.
3. Preriscaldamento del TWC con abbattimento degli HC sul TWC. Tale riscaldamento può essere realizzato elettronicamente o chimicamente, il primo prevede il raggiungimento di temperature fino ai 250°C sul supporto metallico attraverso l'utilizzo di resistenze ad alta efficacia; il secondo, invece, prevede una combustione catalitica effettuata su un pre-catalizzatore.

4. Avvicinamento del catalizzatore al motore in modo da poter raggiungere rapidamente la temperatura di light-off. Tali catalizzatori devono possedere elevate stabilità termiche.

IV.3. Normativa di riferimento

Da oltre un secolo la propulsione dei veicoli è stata basata sull'impiego di motori a combustione interna sia ad accensione comandata che spontanea. La combustione influenza sia le prestazioni che le emissioni dei motori. La composizione e qualità delle emissioni dei motori degli autoveicoli dipende:

- Dalle caratteristiche dei motori;
- Dalle caratteristiche dei carburanti;
- Dalle condizioni di esercizio.

Per poter confrontare le prestazioni, le emissioni e per essere sicuri del rispetto dei valori limiti prefissati, è necessario che tutti questi parametri siano definiti in un complesso di norme [25].

Da più di due decenni il progresso tecnologico delle autovetture è stato decisamente influenzato dall'introduzione e dalla conseguente applicazione, in ambito comunitario, di severe normative regolamentari che hanno riguardato emissioni inquinanti dei veicoli equipaggiati con motori a combustione interna. Normative che, applicate in forma di Direttive, sono intervenute drasticamente sulle emissioni dei veicoli a motore con l'obiettivo principale della salvaguardia dell'ambiente e della salute umana. A seguito di questo i costruttori hanno sviluppato e introdotto sistemi più o meno efficaci per ridurre le emissioni di gas inquinanti prodotti dalla combustione del carburante.

Il rispetto dei limiti imposti da queste direttive/regolamenti passa necessariamente attraverso avanzate soluzioni tecnologiche che riguardano non solo i costruttori, attraverso la progettazione di motori particolarmente raffinati nelle loro parti meccaniche, ma anche tramite un'attenta formulazione dei carburanti e degli oli lubrificanti le cui caratteristiche chimiche possono contribuire sensibilmente al contenimento delle emissioni inquinanti e all'efficacia dei dispositivi preposti all'abbattimento delle emissioni.

Dalla prima direttiva del 1970 sulle emissioni delle automobili (70/220/CEE) ad oggi (2003/76 CE) si è assistito ad una riduzione globale degli autoveicoli superiore al 90%.

I limiti attualmente applicati dalle direttive si riferiscono al CO, agli HC, agli NOx e, per i motori ad accensione per compressione, al particolato. La Euro 1 (Direttiva 91/441/CE) introdusse dei limiti che riducevano di circa il 90% le emissioni di un'autovettura Euro 0.

questa importante riduzione ha imposto di fatto , per i motori a benzina, l'applicazione del catalizzatore trivalente con sonda Lambda, anche se nessuna Direttiva ha mai indicato quali mezzi o dispositivi fossero necessari per soddisfare i limiti dei gas inquinanti. Le Direttive successive, fino alle recenti Euro 5 ed Euro 6, hanno imposto limiti sempre più severi, adeguando non solo il ciclo di prova alle reali condizioni di utilizzo del veicolo, ma anche introducendo gli avviamenti a freddo, particolarmente critici per le emissioni a seguito dell'arricchimento della miscela e, ultimamente, anche nuovi limiti relativi ai gas prodotti da tecnologie motoristiche innovative ed all'uso di carburanti alternativi, quali il metano.

I test utilizzati per l'applicazione delle normative sono una sequenza di funzionamento in determinati punti di carico-giri del motore, simulando per quanto possibile, il comportamento del veicolo su strada.

I primi cicli utilizzati erano di tipo stazionario come il 13 modi R49 o il più recente ECS (European Steady-State Cycle), formato da una successione di punti diversi di funzionamento del motore in condizioni stazionari. In figura si riporta una rappresentazione delle 13 modalità di funzionamento del ciclo ESC su una curva motore.

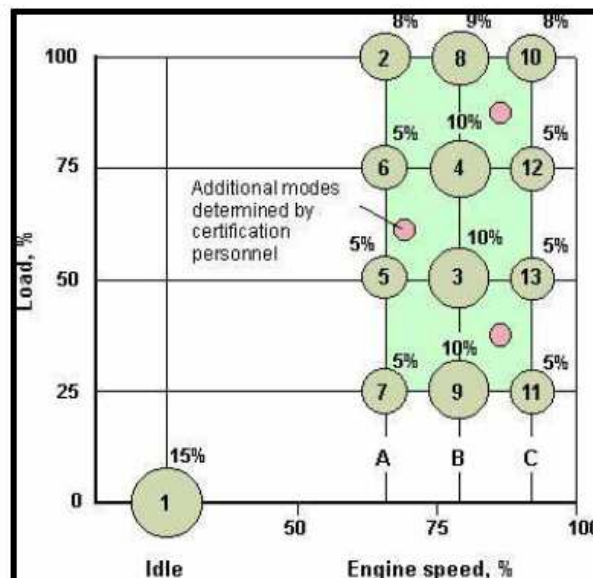


Figura IV. 12: Rappresentazione delle 13 modalità di funzionamento del ciclo ESC

Un ciclo di prova transitorio FTP (Federal Test Procedure) o ETC (European Transient Cycle) è formato da una serie continua di variazioni di regime-coppia che il motore deve eseguire, un percorso di guida in cui sono presenti cambi di velocità, di carico, accelerazioni, decelerazioni e tratti costanti..

L'attuale ciclo di prova NEDC (New European Driving Cycle) , figura IV.10, prevede l'avviamento a freddo con periodo di attesa al minimo di 40 s, cui segue il ciclo della durata di 195 s ripetuto successivamente quattro volte. Esso comprende tre fasi (40s + 66 s+ 89 s) di accelerazioni, tratti a regime costante e decelerazioni, intervallati da periodi di marcia al minimo. Durante l'esecuzione del ciclo è previsto l'uso del cambio fino all'inserimento della terza marcia, raggiungendo la velocità massima di 50 Km/h. la velocità media risulta di 19 Km/h con un percorso globale dell'intera prova di 4,052 Km. Questi dati evidenziano le caratteristiche di un percorso in zona urbana a traffico intenso. A partire dal 1992 è stata aggiunta una fase di funzionamento in condizioni di guida extraurbana, della durata di 400 secondi con velocità massima pari a 120 Km/h e per un percorso di 6,955 Km. Ciò permette di avere un ciclo più articolato e più rispondente alla situazione reale di esercizio della vettura.

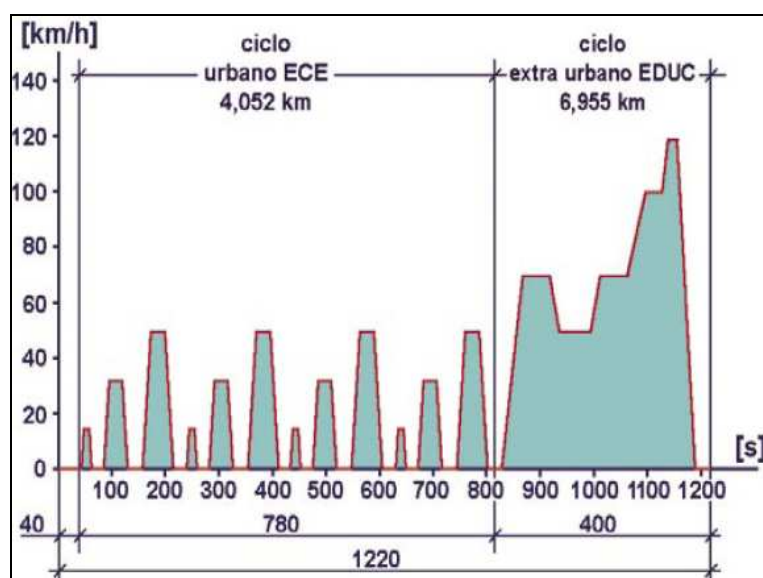


Figura IV. 13: Ciclo di Prova NEDC

Tale ciclo ha in se delle limitazioni, ad esempio i veicoli con potenza specifica maggiore di 35 kW/t non raggiungeranno mai la condizione di pieno carico, condizione, quest'ultima, osservabile frequentemente nel reale uso del veicolo.

Le emissioni sono prodotte principalmente nel primo modulo UDC del ciclo di omologazione, per l'effetto del cold start e successivamente sono molto basse.

Le fasi di accelerazione nel NEDC sono molto lievi e costanti: ai carichi parziali la maggiore causa di emissioni sono i transitori. In aggiunta, essendo tali fasi non molto accentuate, non vengono apprezzati i vantaggi dei veicoli ibridi che, su tale ciclo hanno livelli emissivi comparabili con gli altri veicoli Euro IV.

Essendo il ciclo di marcia fissato dalle direttive, tutti i transitori vengono letti in maniera differente da veicolo a veicolo; veicoli ad alta potenza specifica, che potrebbero emettere maggiori quantità di CO, “vedono” il ciclo NEDC più leggero rispetto a quelle meno potenti potendo inquinare meno in fase di omologazione. Questo non è ciò che avviene nell’uso reale dei veicoli.

Lo stile di guida non è tenuto in considerazione proprio a causa del ciclo di marcia che è fissato: ci possono essere grandi variazioni in termini di emissioni da guidatore a guidatore.

Le nuove normative Euro 5 ed Euro 6 acquisiscono la nuova terminologia di Regolamento, al contrario delle precedenti Direttive, ciò le rende immediatamente applicabili senza che ogni stato membro debba attuarne il recepimento.

In Europa i limiti imposte dalle norme sono stati definiti in funzione della massa del veicolo, al tipo di alimentazione ed al suo utilizzo. Di seguito, figura IV.11, un confronto delle norme per motori benzina.

I nuovi regolamenti Euro 5 ed Euro 6 introducono alcune importanti novità:

- Una riduzione delle emissioni dei precursori dell’ozono, come NO_x ed HC, e del particolato;
- Una forte riduzione , circa dell’80%, del particolato per i motori diesel;
- Una riduzione degli NO_x del 20% e 25 % rispettivamente per i motori diesel e benzina;
- Una riduzione del 25% degli HC per i motori benzina;
- L’introduzione di limiti sulle emissioni di particolato per i motori benzina funzionanti ad iniezione diretta ed a carica magra o stratificata;
- L’obbligo di garantire il funzionamento dei dispositivi di controllo antinquinamento anche nel range 80.000- 160.000 Km.
- Un controllo delle emissioni attualmente non ancora regolamentate dovute alla diffusione di carburanti di nuova formula.

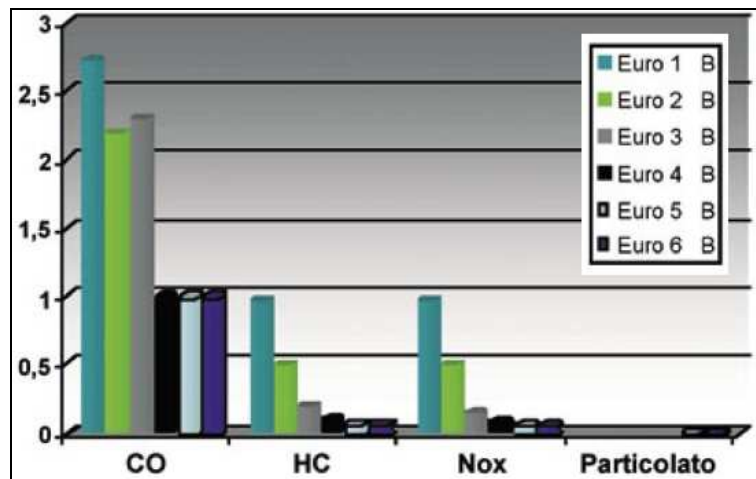


Figura IV. 14: limiti delle emissioni per i motori a benzina.

I nuovi regolamenti inoltre, prevedono l'obbligo per i costruttori di fornire un accesso illimitato e normalizzato, agli operatori indipendenti, alle informazioni per la riparazione dei veicoli a, quali ad esempio:

- Identificazione inequivocabile del veicolo;
- Manuali di uso e manutenzione;
- Manuali tecnici;
- Informazioni sulle componenti e la diagnosi;
- Schemi di cablaggio;
- Codici diagnostici di guasto;
- Numero di identificazione della calibratura del software.

V.1. Funzionamento catalizzatore in caso di partenza a freddo

Le restrizioni legislative riferite ai gas di scarico delle autovetture sono divenute progressivamente più restrittive all'aumentare della consapevolezza dei loro effetti nocivi. I continui progressi tecnologici hanno permesso di aumentare l'efficienza di conversione dei catalizzatori soggetti a tali limiti. È stato scoperto che tra il 50 e l'80 % degli idrocarburi e monossido di carbonio regolamentati sono emessi allo scarico durante la partenza a freddo. Comprendere le caratteristiche di conversione durante tale fase è importante per il miglioramento delle performance del sistema. La sfida maggiore è quella di ridurre le emissioni durante la partenza a freddo poiché la conversione del catalizzatore è inefficace prima del raggiungimento della temperatura di light-off.

Gli inquinanti emessi durante la partenza a freddo contribuiscono ad aumentare il totale delle emissioni durante il ciclo di guida legislativo [9], quindi, le emissioni totali possono essere ridotte in modo cospicuo diminuendo il tempo di raggiungimento della temperatura di light-off o la temperatura di light-off. Questi obiettivi hanno portato allo sviluppo di alcune tecniche note come Fast Light-off techniques (FLT). Esse si suddividono in due sottoclassi (passive e attive) in funzione della sorgente dell'energia immessa.

Le tecniche passive permettono il raggiungimento veloce del light-off attraverso l'ottimizzazione del sistema ovvero la modifica del design del catalizzatore e/o della sua collocazione rispetto al motore. Tale metodo non necessita di dispositivi aggiuntivi e, di conseguenza, non comporta aumento di costi.

Il metodo attivo, d'altra parte, si basa sull'aggiunta di energia del sistema all'uscita durante la partenza a freddo. Essi generalmente richiedono un preriscaldamento del catalizzatore. Tale energia può essere ottenuta utilizzando differenti mezzi, come sistemi di riscaldamento elettrici o chimici [20, 21], utilizzando un bruciatore [24] o una seconda accensione dei gas di scarico con iniezione di aria [22]. Tali metodi necessitano generalmente di dispositivi aggiuntivi e risultano costosi.

Diversi FLT's hanno diversi effetti sul comportamento del catalizzatore. Dato un sistema di catalizzazione motore ed una data legislazione, un FLT può essere migliore rispetto un altro. Ad ogni modo, la priorità nell'utilizzo di una particolare tecnica dipende dalle caratteristiche della partenza a freddo. È dimostrato che il comportamento del catalizzatore al light-off dipende fortemente dalla temperatura ambiente [23].

Un motore a combustione interna in condizioni fredde emette allo scarico emissioni elevate rispetto ad uno pienamente riscaldato. Le normative Europee dal 1991 hanno rimosso i primi 40 secondi di minimo per il ciclo NEDC, riconoscendo l'importanza delle emissioni durante la partenza a freddo. Le nuove regolamentazioni includono anche test a -7°C per le emissioni di HC e CO con partenza a freddo. A temperature basse, in particolare al di sotto dello zero è difficile ottenere una soddisfacente cold start, in termini di guidabilità, emissioni e consumo di combustibile specialmente quando i veicoli sono condizionati durante la notte.

Una bassa temperatura ambiente riduce le capacità lubrificanti dell'olio ed aumenta la sua viscosità, ciò implica un aumento delle perdite meccaniche; si ha inoltre una diminuzione della volatilità del combustibile ed un aumento del consumo.

I combustibili liquidi usati sono miscele di idrocarburi che hanno diverse temperature di ebollizione. La loro volatilità può essere calcolata dalla curva di distillazione e dalla tensione di vapore. La prima fornisce la legge secondo la quale varia la percentuale di volume di combustibile, che evapora all'aumentare della temperatura.

Come sottolineato, la volatilità è una proprietà importante del combustibile perché influenza il comportamento del motore, soprattutto al momento dell'avviamento a freddo e dell'accelerazione.

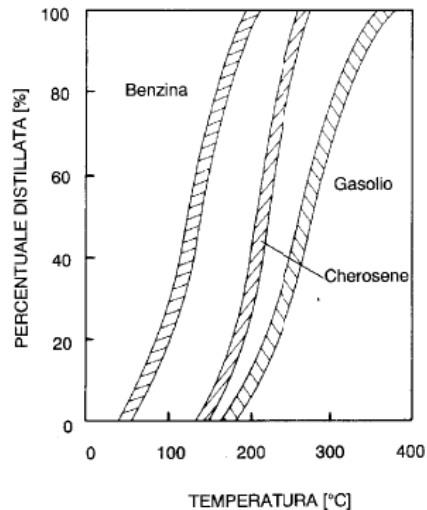


Figura V. 1: curva di distillazione frazionata

Per i motori Otto è indispensabile che parte della benzina evapori a basse temperature per favorire l'avviamento a freddo e le prestazioni in accelerazione. Un limite alla volatilità delle frazioni leggere è imposto dal pericolo che si formino bolle di vapore nel circuito di alimentazione che possono arrivare ad ostacolare o addirittura interrompere il flusso di combustibile. Le frazioni più pesanti, invece, possono avere una certa influenza sulla disuniforme ripartizione della ricchezza della miscela tra i vari cilindri, sulla formazione di depositi in camera di combustione e sulla diluizione dell'olio lubrificante. La parte finale della curva di distillazione deve essere fissata in modo da limitare questi inconvenienti.

A basse temperature per la partenza del motore è richiesta una miscela ricca, di conseguenza la combustione sarà incompleta, l'eccesso di combustibile comporta un aumento delle emissioni di monossido di carbonio ed idrocarburi e un maggiore consumo di combustibile. Causa principe delle elevate emissioni allo scarico e delle basse temperature, in caso di partenza a freddo, risulta, per l'appunto, il ritardo del light off del catalizzatore.

In caso di partenza a freddo le emissioni sono influenzate dalle inerzie termiche del motore, dalla strategia del cold start come il tempo di accensione, il sistema di iniezione, l'arricchimento della miscela aria combustibile, inoltre, le basse temperature del sistema di scarico contribuiscono a formare alte emissioni sia all'uscita del motore che allo scarico.

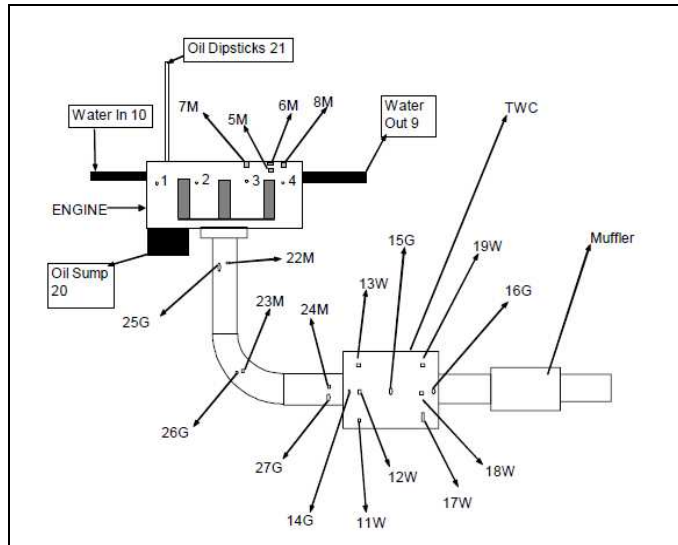


Figura V. 2: Condotto di scarico motore e posizionamento termocoppie

Le temperature giocano un ruolo importante sin dal sistema di aspirazione fino allo scarico, ad esempio esaminando la carica fresca nel sistema di aspirazione e nel cilindro, essa viene in contatto con pareti generalmente più calde. Il grado di riscaldamento subito, ΔT dipende: dalla velocità della carica, dalla durata del processo di aspirazione, dalla differenza di temperatura tra le pareti e la carica. Tale riscaldamento provoca la diminuzione di densità, con un'influenza negativa sul riempimento. Schematizzando il sistema di aspirazione come un condotto di diametro equivalente d_e e lunghezza L . Il flusso di calore per unità di tempo \dot{Q} ricevuto dalla carica fresca fra le sezioni di ingresso e uscita potrà essere espresso come segue:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_p \Delta T = \bar{h} \pi d_e L (T_p - T)$$

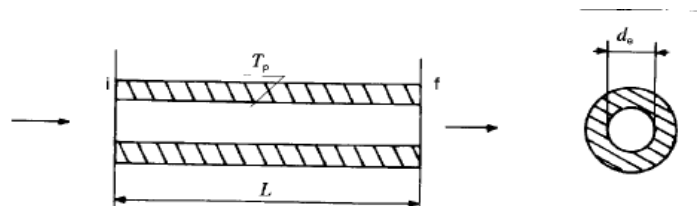


Figura V. 3: rappresentazione schematica di un tratto di condotto

Ritenendo il riscaldamento quasi-isobarico, il coefficiente di scambio termico convettivo potrà essere indicato attraverso un coefficiente di proporzionalità.

$$\bar{h} = C \frac{\lambda}{d_e} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

La differenza di temperatura tra le sezioni ingresso ed uscita del sistema preso in esame risulta:

$$\Delta T = T_f - T_i = Km_{a1}^{-0.2} \frac{L}{d_e^{1,2}} (T_p - T)$$

Dove $K = 4C Pr^{0.4} \lambda / (c_p \mu^{0.8}) = \text{costante}$

Le perdite di riempimento aumentano al diminuire di \bar{u}_p , di d_e ed al crescere della temperatura media.

Anche l'attività del catalizzatore come funzione della sua temperatura è una caratteristica critica delle prestazioni del convertitore catalitico influenzando direttamente il tempo di light-off, tempo al quale il catalizzatore raggiunge il 50% dell'efficienza di conversione. In figura V.5 si evince come a temperature del catalizzatore inferiori a 500K il tempo di light-off è circa costante, all'aumentare della temperatura iniziale si ottiene un rapido decremento del tempo di light-off.

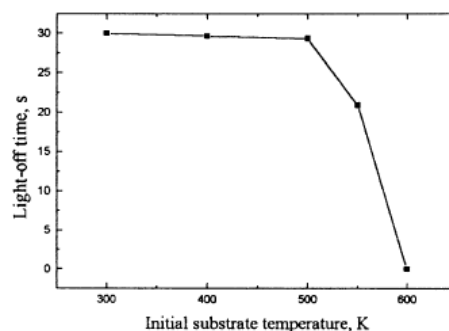


Figura V. 4: tempo di light-off in funzione della temperatura iniziale catalizzatore

La minima produzione di inquinanti è accompagnata dalla massima efficienza del convertitore catalitico, cui corrisponde una temperatura di quest'ultimo superiore alla temperatura di light-off. In letteratura esistono diverse metodologie per l'individuazione del tempo di light-off, esso è calcolato, ad esempio, come il tempo al quale il convertitore supera un certo valore di soglia, figura V.6, oppure come il tempo al quale la temperatura della sezione di uscita del catalizzatore eguaglia quella d'ingresso[13, 35].

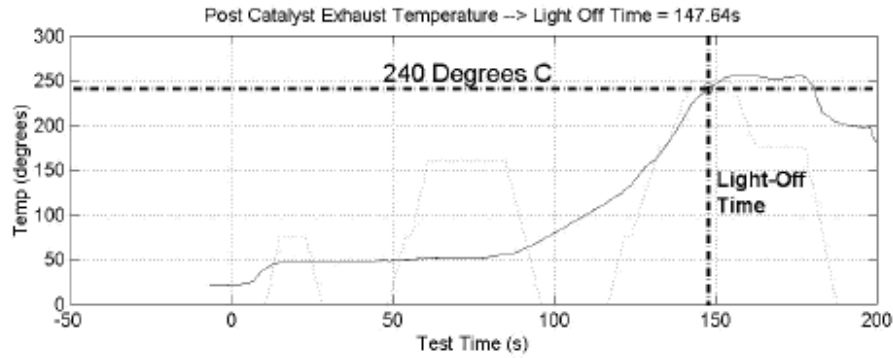


Figura V. 5: tempo di light-off

Innumerevoli ricerche condotte in passato hanno investigato l'influenza della temperatura ambiente sulle emissioni allo scarico.

Considerando due differenti set di temperature ambiente (figura V.6 e V.7), 31°C , temperatura estiva, e -2°C, temperatura invernale, si osserva che il catalizzatore raggiunge, con il primo set, i valori di warm up 2 minuti prima che d'inverno, mentre l'olio 4 minuti prima. Il periodo di warm up dell'olio termina quando esso raggiunge gli 80°C, inoltre nei primi 200 secondi si ha un rapido aumento di temperatura il che mostra un elevato assorbimento di calore cui corrispondono anche il più alto livello di inquinanti.

Eseguendo ulteriori fasi di riscaldamento a differenti temperature ambiente (figura V.8) si osserva una riduzione del tempo di warm-up ad alte temperature, di fatti per il raggiungimento degli 80°C dell'acqua occorrono circa 300 secondi ad alte temperature, mentre a basse temperature si osserva un aumento di circa 100 secondi.

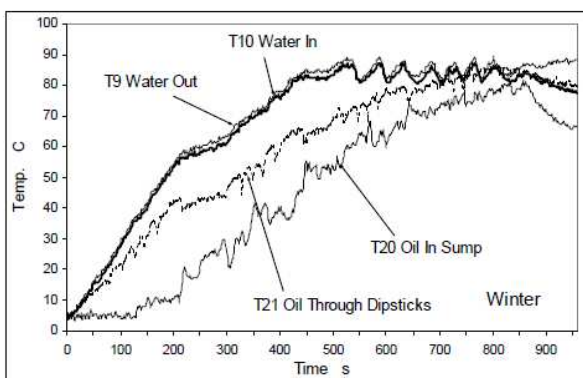


Figura V. 6: warm-up dell'acqua ed olio a T ambiente -2°C

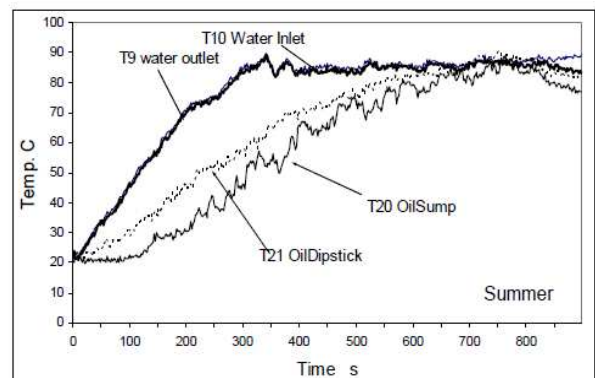


Figura V. 7: warm-up dell'acqua ed olio a T ambiente 31°C

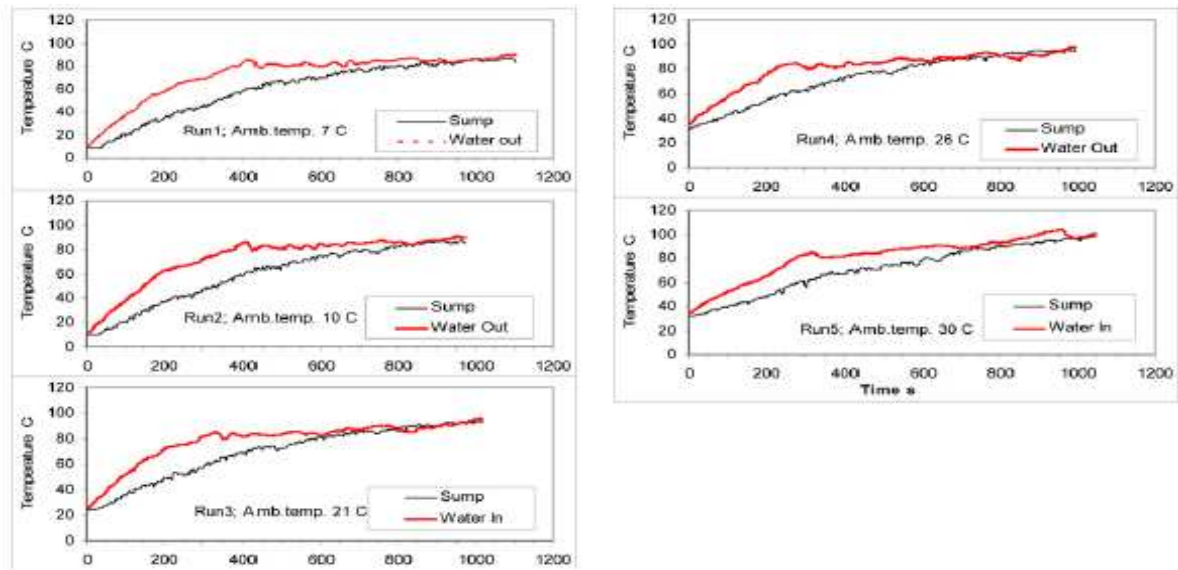


Figura V. 8: fase di warm-up per olio ed acqua a differenti temperature ambiente

Comparando, figura V.9, le temperature dei gas nel condotto di scarico prima del catalizzatore ma in 3 differenti punti del condotto di scarico, come indicato in figura V.3, si osserva una perdita di calore (potenza termica) attraverso il condotto di scarico; tale potenza termica può essere calcolata dall'entalpia dei gas di scarico tra l'uscita del motore e l'ingresso del catalizzatore attraverso la seguente equazione:

$$\text{Potenza termica persa: } \Delta Q = Q_{geo} - Q_{gus} = M_{exh} * C_{p_{exh1}} * T_{geo} - M_{exh} * C_{p_{exh2}} * T_{gus}$$

Dove Q_{geo} : Potenza termica del gas di scarico all'uscita dei cilindri [KJ/s];

Q_{gus} : Potenza termica all'ingresso del catalizzatore [KJ/s];

T_{geo} e T_{gus} temperatura dei gas di scarico all'uscita cilindri e all'ingresso catalizzatore;

M_{exh} : portata massica;

$$C_{p_{exh}} = 0.95 + 0.4254 * 10^{-3} T - 1.1e^{-9} T^2 \text{ [KJ/KgK]}$$

T= temperatura assoluta [K]

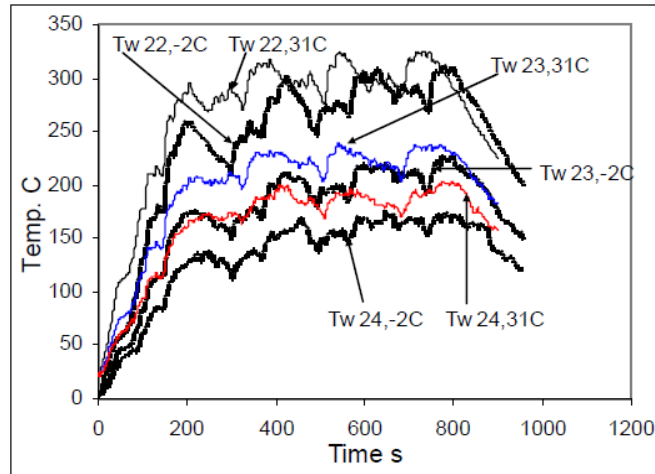


Figura V. 9: temperature in diverse posizioni del condotto di scarico pre-catalizzatore

Le temperature dei gas di scarico dei quattro condotti risultano alquanto uniformi, tale uniformità mostra la stabilità del processo di combustione per ogni cilindro. Le differenze tra estate ed inverno sono impercettibili e si evidenziano solo nella prima fase a causa delle diverse temperature dell'aria in ingresso in quanto la temperatura influisce principalmente sul fronte di fiamma laminare, in generale la cinetica chimica del primo nucleo di combustione è influenzato dalla temperatura, massa volumica e composizione della miscela. Durante il tempo di incubazione la prima fiamma laminare si trasforma gradualmente in turbolenta, diventando sempre più sensibile alle condizioni di moto della carica, dalle quali dipende il corrugamento ed il forte ripiegamento del fronte di reazione. Man mano che l'area di quest'ultimo aumenta ulteriormente, la combustione raggiunge la sua seconda fase, in cui un fronte di reazione pienamente turbolento si propaga con velocità prossima ai suoi massimi valori. La struttura del fronte di fiamma e la velocità di combustione turbolenta w_{ct} dipende principalmente dalle condizioni di moto della carica (intensità di turbolenza e sue scale) che a loro volta variano principalmente con il regime di rotazione del moto.

Dunque è plausibile supporre che il motore produce, dal processo di combustione, un simile quantitativo di calore sia d'estate che d'inverno, mentre i consumi risultano superiori d'inverno.

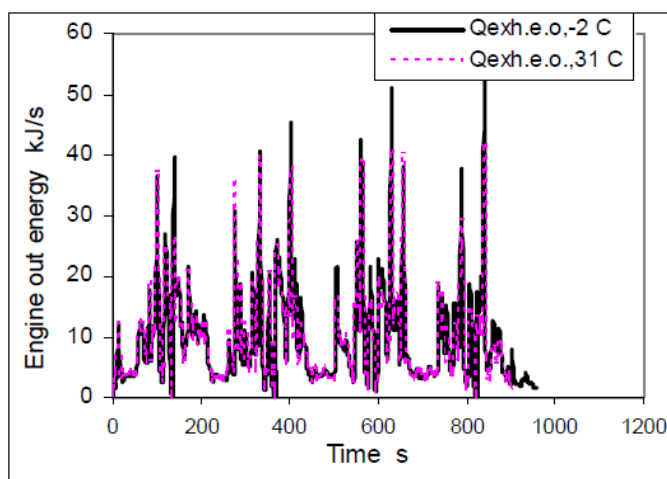


Figura V. 10: Flusso di Energia all'uscita motore

Le differenze di temperatura tra l'uscita dei cilindri all'ingresso catalizzatore, mostra chiaramente che l'elevata differenza di temperatura si ottiene nei primi 200 secondi, dovuto all'inerzia termica. L'equilibrio è raggiunto dopo 200s, ovvero dopo il warm up.

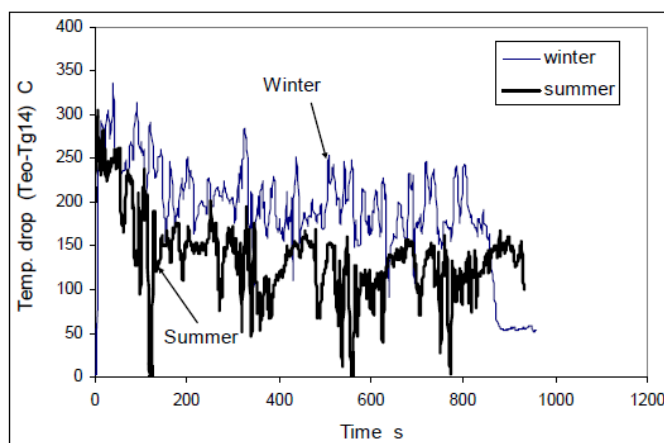


Figura V. 11: Temperatura dei gas di scarico all'ingresso del catalizzatore.

Il rilievo delle emissioni di sostanze nocive da parte di un motore risulta un indice significativo al suo contributo all'inquinamento globale solo se viene eseguito in situazioni rappresentative del reale esercizio. Durante la misura esso deve descrivere un ciclo comprendente diverse condizioni di funzionamento da alternarsi in ordine, proporzioni e con potenza erogata tali quali avvengono nell'effettivo impiego. L'attuale normativa impone come ciclo di prova NEDC (New European Driving Cycle), esso prevede l'avviamento a freddo con periodo di attesa al minimo di 40 s, cui segue il ciclo della durata di 195 s ripetuto successivamente quattro volte. Esso comprende tre fasi (40s + 66 s+ 89 s) di accelerazioni, tratti a regime costante e decelerazioni, intervallati da periodi di marcia al minimo.

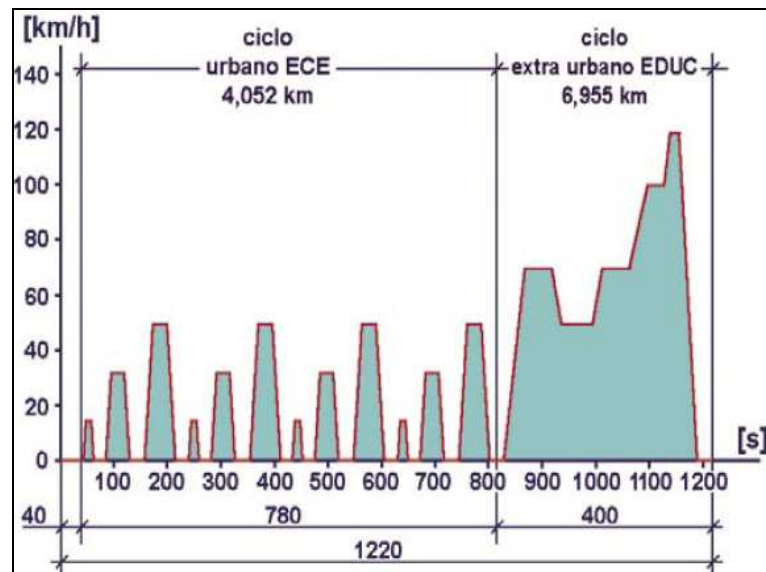


Figura V. 12: Ciclo di Prova NEDC

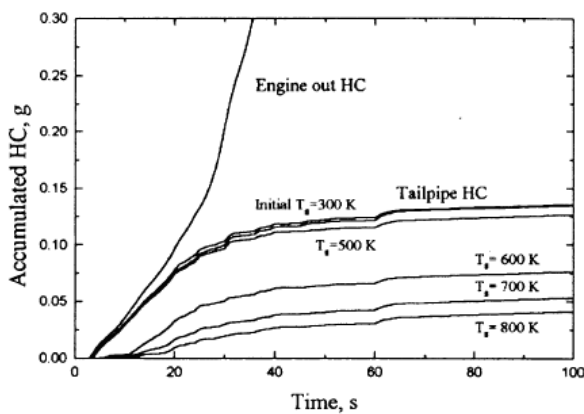


Figura V. 13: HC allo scarico per differenti temperature

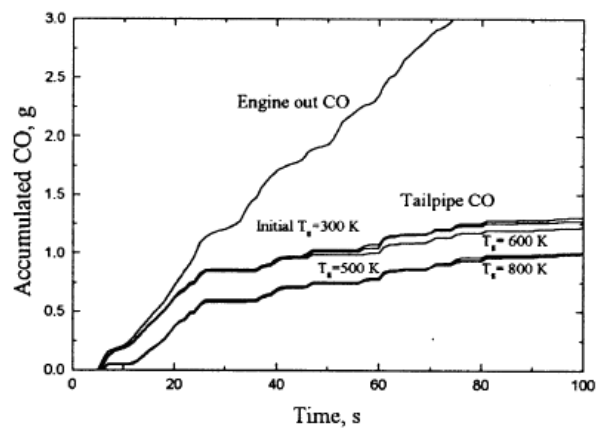


Figura V. 14: CO allo scarico per differenti temperature

Osservando le cumulate degli HC e CO nei primi 100 s del ciclo FTP per differenti temperature iniziali del catalizzatore si nota che quando la temperatura iniziale aumenta da 300K a 500K allo scarico non si notano particolari diminuzioni di HC, ovvero i quantitativi di emissioni allo scarico sono dello stesso ordine. Quando la temperatura iniziale raggiunge i 600K ed oltre si osserva allo scarico una rapida diminuzione degli idrocarburi incombusti fin dai primi istanti. Tale risultato è dovuto alla velocità dell'attività di catalisi ottenuta grazie alle iniziali alte temperature. Con temperature iniziali al di sotto dei 500K il tempo di light-off è circa costante mentre oltre i 600 K il tempo di light-off diminuisce sensibilmente tendendo a zero.

Le emissioni degli ossidi di carbonio seguono gli andamenti degli idrocarburi incombusti. Per le emissioni di CO durante i primi 100 secondi del ciclo FTP, figura V.13, quando la temperatura iniziale varia tra 300 e 500 K esse restano circa le stesse, mentre quando la temperatura raggiunge o

supera i 600 K le emissioni diminuiscono ma a differenza degli HC i CO non diminuiscono continuamente all'aumentare della temperatura oltre i 600 K, dunque non è necessario per i CO avere una temperatura eccessivamente superiore ai 600 K. Il tempo di light-off per il raggiungimento del 50% dell'efficienza di conversione segue le stesse caratteristiche degli HC. Esso tende a zero quando la temperatura iniziale del catalizzatore supera i 600K

Come già sottolineato le procedure per la misura degli inquinanti prescritte dalle varie normative prevedono l'esecuzione in laboratorio di un ciclo di prova che simuli le condizioni reali del motore quando il veicolo su cui è installato descrive un tipico percorso cittadino. Questa risulta una questione importante specialmente per quei paesi in cui di notte le temperature raggiungono valori al di sotto dello zero, queste condizioni comportano un drastico aumento delle emissioni allo scarico durante la fase di partenza e warm-up.

Al fine di osservare tale fenomeno, i cicli ECE (Economic Commission for Europe) ed EDC (Urban Driving Cycle) sono stati divisi in parti elementari, permettendo la determinazione dei livelli nocivi delle emissioni e del consumo nella partenza e nella fase di warm-up

La prova, ciclo NEDC, inizia a motore freddo, con periodo di attesa al minimo di 40 s, cui segue il ciclo della durata di 195 s ripetuto successivamente quattro volte.

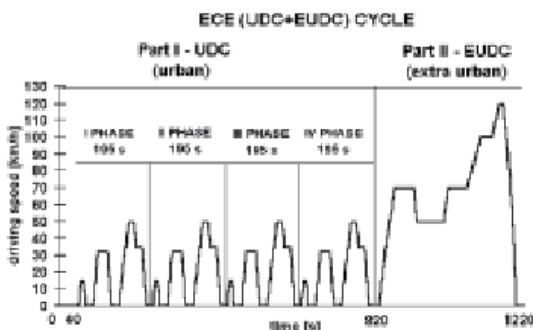


Figura V. 15: Ciclo di guida europeo

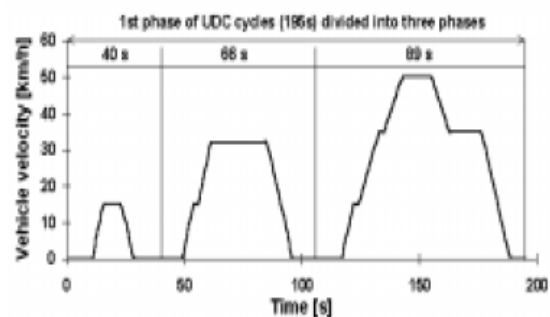


Figura V. 16: Prima fase del ciclo UDC(40 s, 66s, 89s)

Tutte le misure prevedono un periodo di condizionamento minimo di 16 ore in ambiente con temperatura controllata.

Il motore lavora con un catalizzatore a tre vie TWC (three way catalyst) operante con un controllo a ciclo chiuso con un sensore di ossigeno. In fase di partenza a freddo e warm-up esso emette maggiore CO ed HC rispetto agli altri punti di funzionamento motore.

È necessario arricchire la miscela di combustibile aria durante il funzionamento a freddo poiché l'evaporazione del combustibile a basse temperature è insufficiente per una buona combustione [1]. Una combustione incompleta con eccesso di combustibile porta ad un aumento dei livelli di CO ed HC come evidenziato dalle figure che seguono.

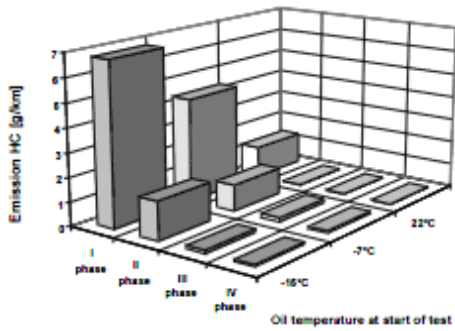


Figura V. 17: Emissioni di HC nelle quattro fasi del ciclo

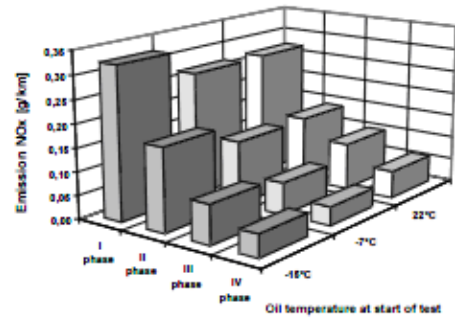


Figura V. 19: Emissioni di NOx nelle quattro fasi del ciclo

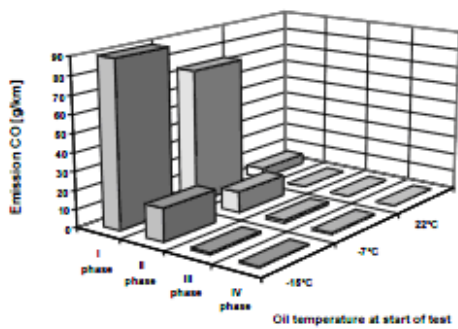


Figura V. 18: Emissioni di CO nelle quattro fasi del ciclo

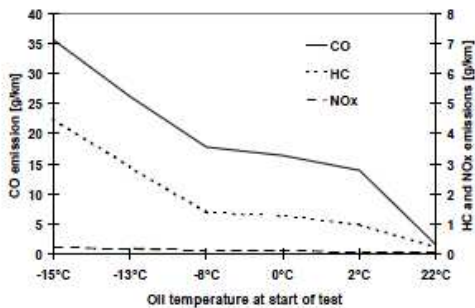


Figura V. 20: media delle emissioni di HC, CO e NOx a varie temperature

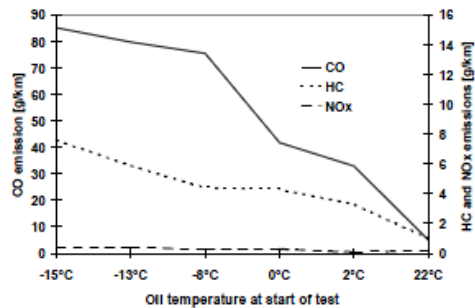


Figura V. 21: media delle emissioni di HC, CO e NOx a varie temperature nei primi 195 s

L'aumento delle emissioni di idrocarburi incombusti e ossidi di carbonio è accompagnato da un aumento del consumo di combustibile dovuto agli attriti del motore e dei componenti e dall'arricchimento della miscela alla partenza. L'aumento degli inquinanti è proporzionale alla diminuzione di temperatura, quest'analisi risulta importante per quei paesi che di notte raggiungono temperatura pari o al di sotto dello zero, specialmente per le aree urbane dove le auto compiono bassi chilometraggi e sono continuamente accese e spente a motore freddo. In alcuni paesi europei, ad esempio in Polonia o nei paesi del centro Europa, la temperatura media annuale oscilla tra 6.5°C-8.5°C e le mattine fredde sono tra le 90-130 giorni per anno. Ad ogni modo le attuali normative europee non richiedono che i veicoli vengano testati con

temperature negative. A dispetto di ciò, le auto prodotte in Europa e che soddisfano i test richiesti a temperature tra 20-30°C, quando percorrono i primi 195 secondi di ciclo ad una temperatura minore o uguale ai -7°C producono emissioni con eccesso di CO rispetto quelle prodotte nelle normali condizioni ambientali (20-30°C).

Negli USA sin dai primi degli anni 80 sono state condotte campagne di indagini sulle emissioni allo scarico. Basandosi su tali risultati l'EPA (Environment Protection Agency) ha sviluppato delle procedure per la certificazione delle auto e settato i limiti per le emissioni di CO in presenza di temperature negative.

In Europa i paesi che hanno introdotto normative concernenti ambienti a basse temperature sono stati Scandinavia, Germania e altri paesi del nord Europa.

Lo scopo della ricerca è quello di determinare l'aumento delle emissioni di CO, HC e NOx allo scarico ed il consumo nelle condizioni invernali ovvero a basse temperature e trovare un metodo per la riduzione dei livelli degli inquinanti.

Con il diminuire delle temperature, il tempo durante il quale il motore emette CO ed HC aumenta.

Confrontando le emissioni di CO ed HC ad una $T=+22^{\circ}\text{C}$ per i primi 195 s esse sono nettamente inferiori rispetto a quelle ottenute con $T=-7^{\circ}\text{C}$ oppure $T=-15^{\circ}\text{C}$, naturalmente le emissioni nella 3 e 4 fase sono inferiori rispetto la 1 e 2 fase. Ciò è dovuto al lungo periodo in cui il motore è stato sottoposto a basse temperature ed al rapporto di combustibile considerato ricco rispetto lo stechiometrico.

In figura sono riportati le emissioni in funzione della temperatura dell'olio; si osserva che con un olio a $+22^{\circ}\text{C}$ il 94% delle emissioni di HC si ottengono nella prima fase, 2% nella seconda, terza e quarta mentre per gli CO il 99.3% è emesso nella prima fase, 0.3% 0,2% e 0.2% rispettivamente nella seconda, terza e quarta fase.

Quando il motore è testato a -7°C 80% degli HC è emesso nella prima fase, il 15% nella seconda, 3% terza e 2% quarta. I livelli di CO sono 85% nella prima, 12% nella seconda, 2% terza e 1% quarta. Gli NOx sono alti nella prima e seconda fase e basse nella terza e quarta ciò è dovuto all'influenza del rapporto aria combustibile e dall'attività del catalizzatore che inizia a ridurre in modo efficiente nella terza e quarta fase.

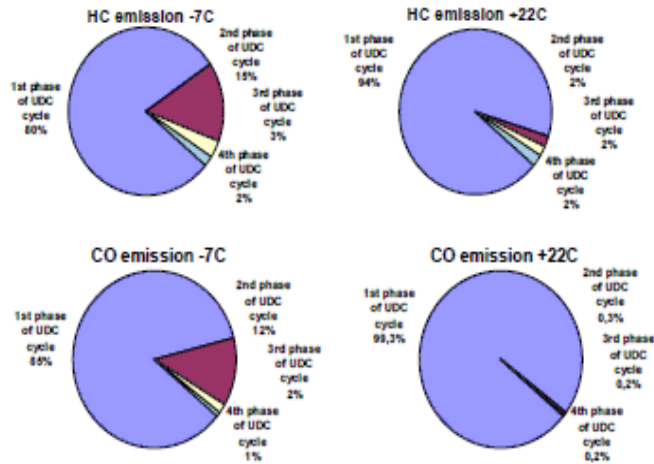


Figura V. 22: Emissioni nelle varie fasi del ciclo a differenti temperature

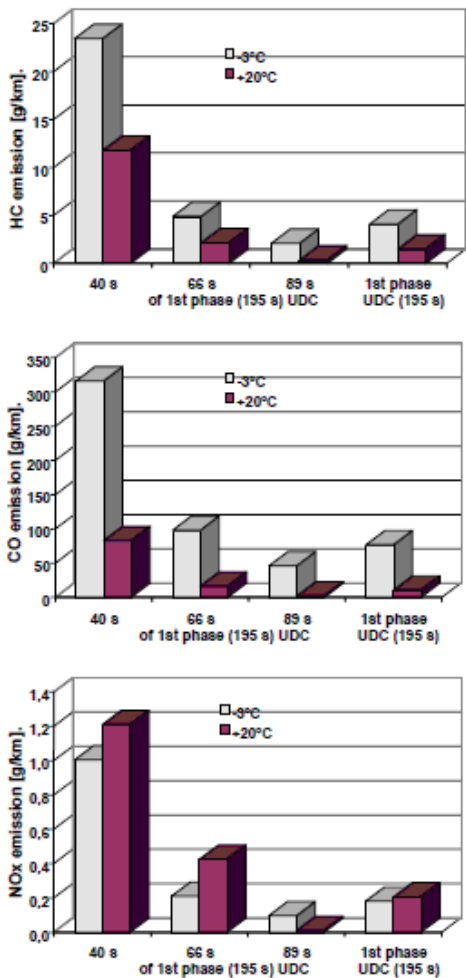


Figura V. 23: HC, CO ed NOx nei primi 195 s del ciclo

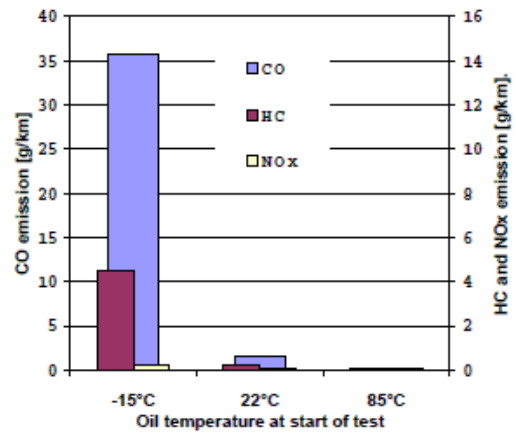


Figura V. 24: Media degli HC, CO ed NOx

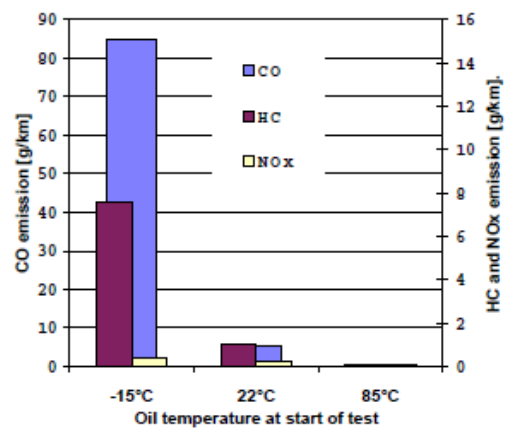


Figura V. 25: Media degli HC, CO ed NOx nei primi 195 s del ciclo

In figura V.24 e V.25 sono riportate le medie delle emissioni di CO, HC e NO_x ottenuti durante un ciclo UDC e nella prima fase di 195 secondi in certe temperature -15 e 22 e 85. Esse mostrano le differenze soprattutto delle emissioni di CO ed HC.

Sono state acquisite e riportate nelle figure che seguono le emissioni del catalizzatore a differenti temperature, ovvero 13°C, -4°e 22°C, nel ciclo UDC per partenze a freddo e warm-up.

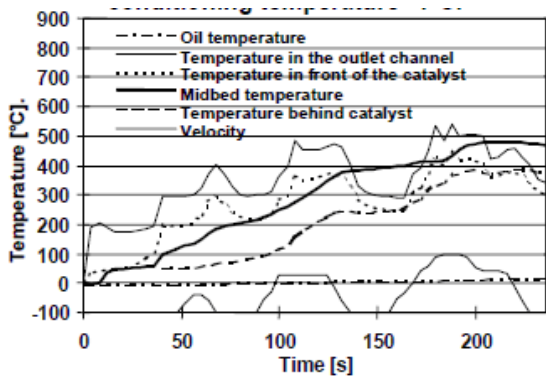


Figura V. 26: Distribuzione delle temperature durante i 235 s del ciclo per un veicolo condizionato a -4°C

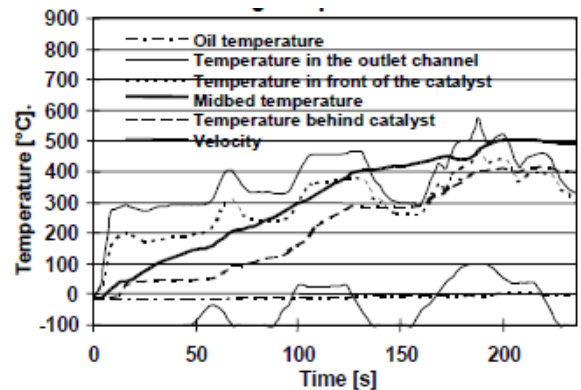


Figura V. 27: Distribuzione delle temperature durante i 235 s del ciclo per un veicolo condizionato a -13°C

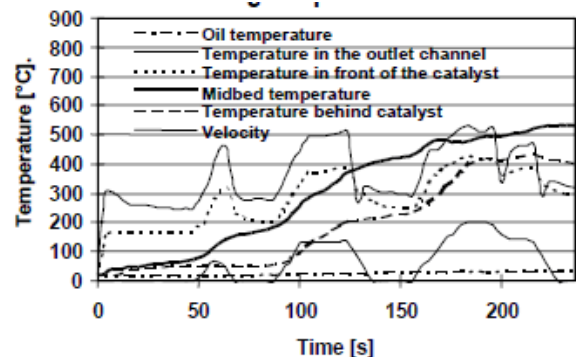


Figura V. 28: Distribuzione delle temperature durante i 235 s ciclo per un veicolo condizionato a +22°C

I grafici mostrano la presenza di una miscela aria/combustibile più ricca durante la partenza ed il warm-up, ciò permette di raggiungere la temperatura di light-off con più rapidità. Con la temperatura dell'olio a -13°C l'aumento di temperatura del catalizzatore fino a 250°C avviene in 84 secondi mentre arriva a 300°C dopo 98. Quando la temperatura è condizionata a +22°C il catalizzatore raggiunge i 250°C in 100 secondi ed i 300°C dopo 110 secondi.

Nella partenza con un olio di -4°C il catalizzatore raggiunge i 250°C ed i 300°C rispettivamente dopo 100 e 114 secondi.

Le misure del consumo di combustibile sono effettuate al fine di determinare l'impatto dell'arricchimento necessario per l'avvio, il riscaldamento e la guidabilità, e per determinare l'effetto del lubrificante freddo sulla trasmissione. La misura del consumo è eseguita durante il ciclo.

Figura V.29 mostra il consumo di combustibile nei primi 195 secondi del ciclo UDC con un veicolo condizionato a -7°C e $+24^{\circ}\text{C}$. Si osserva che con temperatura di condizionamento a -7°C nella prima fase si osserva un consumo del 30.35% maggiore nel caso di $+24^{\circ}\text{C}$ e del 90% rispetto ad un veicolo che è pienamente riscaldato.

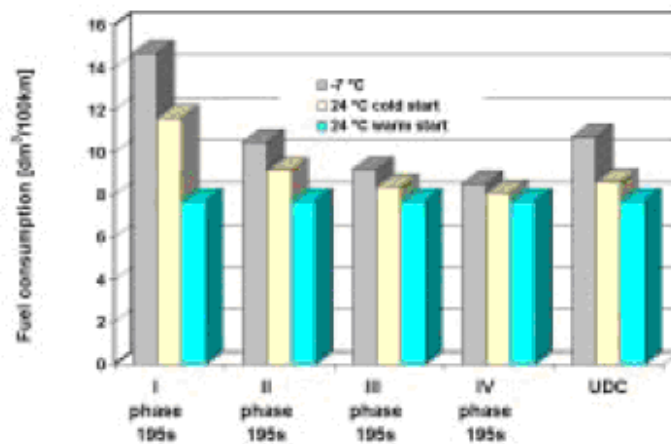


Figura V. 29: Consumo di combustibile nelle quattro fasi del ciclo ECE (UDC) a differenti temperature di condizionamento

Analizzando il consumo di combustibile per particolari parti iniziali del ciclo UDC, si osserva che in ogni caso i primi 40 secondi del ciclo sono critici.

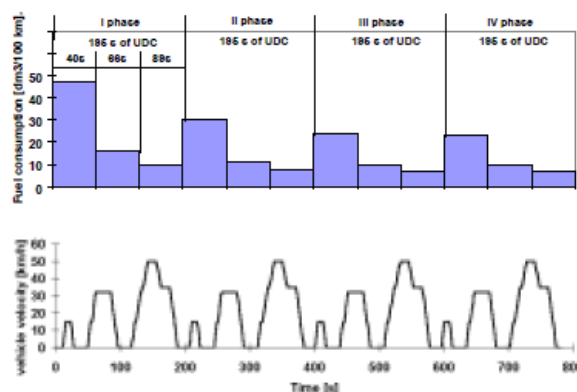


Figura V. 30: Consumo di combustibile durante il ciclo UDC per una temperatura di condizionamento -5°C

L'esperienza mostra che il consumo di combustibile è direttamente proporzionale all'accelerazione ed inversamente proporzionale alla temperatura ambiente. In letteratura sono state sviluppate delle correlazioni tra la temperatura ambiente ed il consumo considerando la cumulata del consumo a

differenti temperature ambiente. In generale l'aumento del combustibile nella fase di warm-up aumenta di circa il 40% con temperatura ambiente di 7°C rispetto ai 30°C.

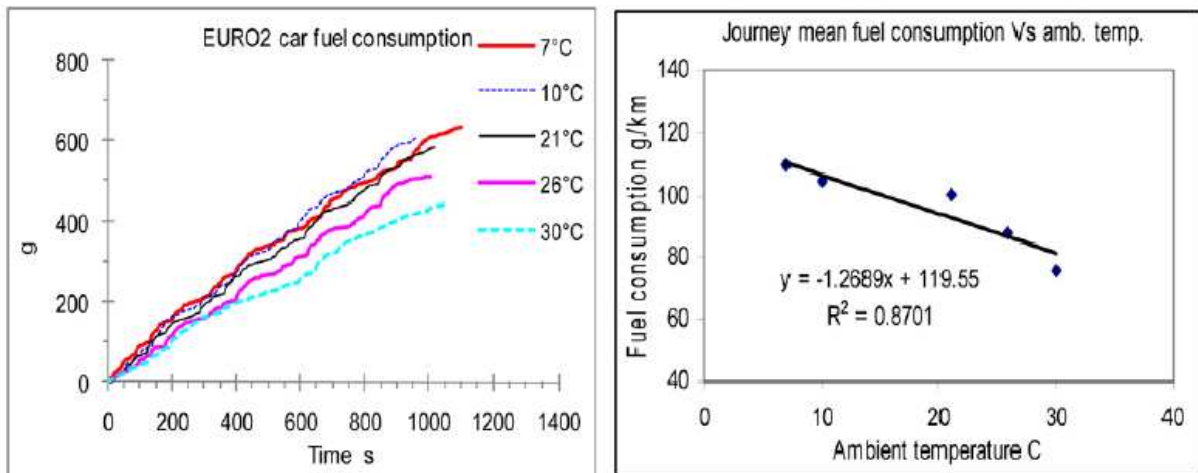


Figura V. 31: Cumulata del consumo a differenti temperature ambiente e correlazione

V.2. Il cold Start attraverso modelli matematici

Lo studio della partenza a freddo ha portato allo sviluppo di molti modelli matematici per la sua descrizione. Uno dei modelli che ha trovato dei riscontri positivi attraverso prove sperimentali è il Mean Value Engine Models (MVEM).

I modelli MVEM sono stati proposti per lo studio della fase di warm-up e prevedono una schematizzazione motore come indicato in figura V.31.

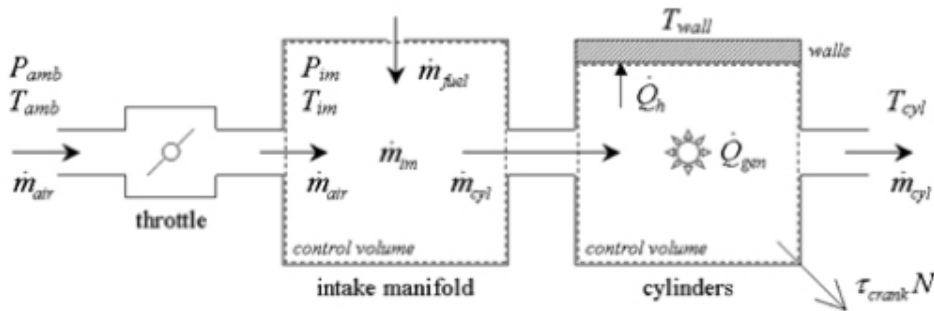


Figura V. 32: Modello Mean Value Engine

Il flusso di massa di aria che passa attraverso la valvola viene calcolato considerando la valvola come un sotto sistema, in particolare come un orifizio.

$$\dot{m}_{air} = \frac{C_D A_t(\alpha) P_{amb}}{\sqrt{RT_{amb}}} \left(\frac{P_{in}}{P_{amb}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_{in}}{P_{amb}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Dove

Espressioni di $A_t(\alpha)$ sono presenti in letteratura [4];

$$C_D = f\left(A_t, \frac{P_{in}}{P_{amb}}, Re\right) \text{ è determinato sperimentalmente}$$

Assumendo che il rapporto aria combustibile sia accuratamente controllato la portata di combustibile \dot{m}_{fuel} risulta funzione della portata di aria \dot{m}_{air} , mentre la portata entrante nel cilindro dell'efficienza volumetrica $\eta_{vol} = f(\lambda, \vartheta, N, P_{in})$.

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{P_{im} V_S n_{cyl} N}{4\pi R T_{im}} \eta_{vol} (\lambda, \vartheta, N, P_{im})$$

Da un bilancio di massa nel manifold si ottiene:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel} - \dot{m}_{cyl}$$

Dalla prima legge della termodinamica si ricava:

$$\frac{dP_{im}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{V_{im}} (\dot{m}_{air} C_p T_{amb} + \dot{m}_{fuel} C_{p,fuel} T_{amb} - \dot{m}_{cyl} C_p T_{im})$$

$$\frac{dT_{im}}{dt} = \frac{(\gamma - 1) T_{im}}{V_{im} P_{im}} (\dot{m}_{air} C_p T_{amb} + \dot{m}_{fuel} C_{p,fuel} T_{amb} - \dot{m}_{cyl} C_p T_{im} - C_v T_{im} \dot{m}_{in})$$

Per le equazioni su esposte si assume che i calori specifici C_v e C_p ed il rapporto aria combustibile γ può essere approssimato a quello dell'aria.

Applicando l'equazione di conservazione dell'energia al volume di controllo nell'intorno del cilindro si ottiene:

$$\frac{d(\dot{m}_{cyl} C_v T_{cyl})}{dt} = (1 - \eta_{i,net}) \dot{m}_{fuel} Q_{LHV} + \dot{m}_{cyl} C_p (T_{im} - T_{cyl}) - A_{cyl} h_{cyl} (T_{cyl} - T_{wall})$$

Dove

T_{wall} è una temperatura rappresentativa della parete della camera di combustione

Quando il tempo caratteristico dell'equazione su esposta è comparabile con il modello di temperatura del catalizzatore, l'equazione può essere semplificata come segue:

$$T_{cyl} = \frac{1}{\dot{m}_{cyl} C_p + A_{cyl} h_{cyl}} [(1 - \eta_{i,net}) \dot{m}_{fuel} Q_{LHV} + \dot{m}_{cyl} C_p T_{im} - A_{cyl} h_{cyl} T_{wall}]$$

Il coefficiente di trasferimento del calore tra gas e parete di camera di combustione h_{cyl} è valutato attraverso la correlazione del numero di Nusselt

$$Nu_B = a_c Re_B^{b_e}$$

Il numero di Nusselt $Nu_B = h_{cyl} B / \mu_{cyl}$ si basa sul diametro B del cilindro.

Il numero di Reynold $Re_B = \rho_{cyl} u_{cyl} B / \mu_{cyl}$ è funzione della velocità media del flusso nel cilindro u_{cyl} , del diametro B, della densità del gas nel cilindro ρ_{cyl} , della viscosità dinamica μ_{cyl} . I parametri a_e e b_e sono delle costanti determinate sperimentalmente per un particolare motore.

Esso può essere descritto in funzione della velocità u_{cyl} e del flusso di massa totale nel cilindro \dot{m}_{cyl}

$$Re_B = 4\dot{m}_{cyl} / (\pi B \mu_{cyl} \eta_{cyl})$$

$$h_{cyl} = a_e \frac{k_{cyl}}{B} \left(\frac{4\dot{m}_{cyl}}{\pi B \mu_{cyl} \eta_{cyl}} \right)^{b_e}$$

Le equazioni su indicate sono sufficienti per calcolare gli output del Mean Value Engine Models relativamente al sistema di aspirazione-cilindro schematizzato come in figura V.31.

V.2.1. Modello per le emissioni allo scarico motore

Il modello fisico delle emissioni allo scarico in caso di cold start sono generalmente poco adatte per l'ottimizzazione ed il loro controllo a causa anche della relativa complessità.

È noto che λ è il parametro che influenza le emissioni allo scarico. La pressione in ingresso nel manifold P_{im} e l'angolo di accensione ϕ influenzano il picco di combustione e la temperatura post-combustione, mentre la velocità del motore N influenza il tempo caratteristico. Tutti questi parametri, in un modo o in un altro, influenzano la formazione degli inquinanti allo scarico. Il modello degli inquinanti consta delle seguenti polinomiali:

$$\begin{aligned}
& n_{o_2}(P_{im}, \lambda, \phi, \vartheta, N) \\
& n_{CO}(P_{im}, \lambda, \phi, \vartheta, N) \\
& n_{H_2}(P_{im}, \lambda, \phi, \vartheta, N) \\
& n_{NO}(P_{im}, \lambda, \phi, \vartheta, N) \\
& n_{HC}(P_{im}, \lambda, \phi, \vartheta, N)
\end{aligned}$$

V.2.2. Modello del manifold allo scarico

Il modello che stima la temperatura del gas di scarico all'uscita del manifold $T_{g,out}$ è funzione della temperatura del gas in ingresso $T_{g,in}$ e del flusso di massa nel cilindro \dot{m}_{cyl} . Il manifold è modellato come un corpo concentrato con scambio di calore convettivo tra la superficie interna ed il gas in uscita e tra la superficie esterna e l'ambiente. Si ipotizza un flusso incomprimibile attraverso il manifold.

Applicando la prima legge della termodinamica senza considerare i termini di energia cinetica, si ottiene:

$$\dot{m}_{cyl} C_p (T_{g,out} - T_{g,in}) = h_{gs} A_{i,m} (T_m - T_g)$$

Dove:

h_{gs} = coefficiente di trasferimento del calore tra il gas allo scarico e la parete interna del manifold

In un modello concentrato non è nota la distribuzione del gas lungo il condotto, ma la temperatura rappresentativa del sistema può essere calcolata come segue:

$$T_g = \frac{1}{2} (T_{g,out} + T_{g,in})$$

Applicando la prima legge della termodinamica nel condotto di uscita si ottiene:

$$m_m C_{p,m} \frac{dT_m}{dt} = h_{gs} A_{i,m} (T_g - T_m) + h_{sa} A_{o,m} (T_{amb} - T_m)$$

I coefficienti h_{gs} e h_{sa} sono determinati attraverso il numero di Nusselt

$$h_{gs} = \frac{k_g}{D_{i,m}} Nu_{Di,m}$$

$$h_{sa} = \frac{k_g}{D_{o,m}} Nu_{Do,m}$$

Il flusso all'uscita del condotto è turbolento. La lunghezza effettiva del manifold è piccola ed il flusso non è pienamente sviluppato. Inoltre, il manifold possiede una geometria complessa con molteplici curve. Le correlazioni di forma sono le seguenti:

$$Nu_{Di,m} = a_m Re_{Di,m}^{b_m}$$

$$Nu_{Do,m} = c_m$$

Dove

a_m, b_m, c_m sono parametri da calibrare

V.2.3. Catalizzatore a tre vie

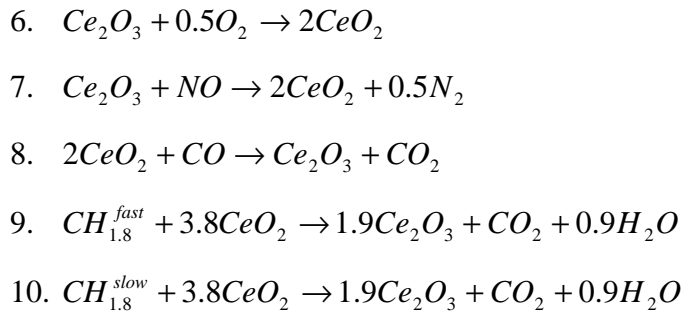
Per la modellazione del catalizzatore si assume una distribuzione uniforme attraverso la faccia del blocco monolitico, anche se non è un'assunzione valida per la maggior parte dei catalizzatori.

Le fluttuazioni di pressione nel catalizzatore sono piccole, la pressione è assunta costante per tutta la lunghezza del monolito. La densità del gas di scarico risulta funzione della sola temperatura e può essere calcolata utilizzando la legge ideale dei gas a pressione atmosferica.

Il numero di Reynolds è calcolato sul diametro idraulico, ma il suo valore è funzione del punto operativo. Il moto del flusso è laminare, ciò consente l'utilizzo di un appropriato set di correlazioni per la modellazione del trasferimento del calore e di massa tra il gas ed il substrato, processo governato da forze convettive e diffusive. Il trasferimento di calore tra il catalizzatore ed il sistema circostante non è modellato poiché il catalizzatore è generalmente ben isolato.

Queste considerazioni permettono di sviluppare uno schema cinetico semplice, di seguito le reazioni all'interno del catalizzatore:

1. $CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$
2. $H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$
3. $CH_{1.8}^{fast} + 1.4O_2 \rightarrow CO_2 + 0.9H_2O$
4. $CH_{1.8}^{slow} + 1.4O_2 \rightarrow CO_2 + 0.9H_2O$
5. $2NO + 2CO \rightarrow 2CO_2 + N_2$



In letteratura esistono diversi modelli matematici che descrivono il comportamento del convertitore catalitico. Di seguito è presentato un modello monodimensionale che si basa sulle seguenti assunzioni [36]:

- Catalizzatore adiabatico, esso non presenta perdite di calore;
- Distribuzione uniforme del flusso lungo le facce del convertitore;
- Bassa conducibilità termica per il substrato ceramico;
- Le particelle del rivestimento sono sfere uniformi;
- Spessore del rivestimento lungo i canali uniforme.

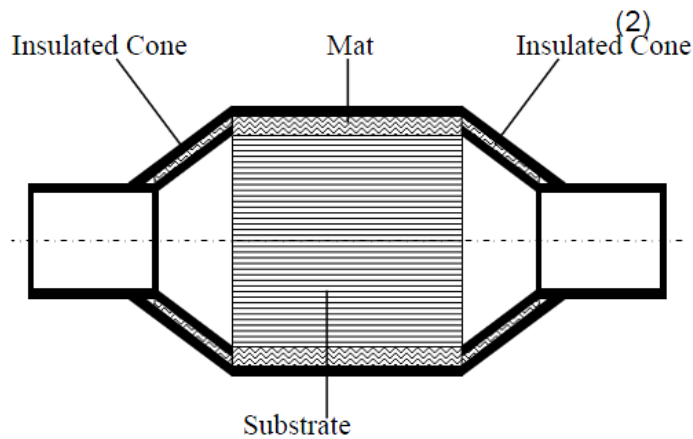


Figura V. 33: Convertitore catalitico

Equazioni di bilancio di massa ed energia in fase fluida:

$$-\phi v \frac{\partial c_i}{\partial z} - k_{g,i} a_v (c_i - p_i) = 0 \quad 0 < z < L_R, i = 1,2$$

Condizioni al contorno: $c_i = c_{i,0}$ $z = 0$ $i = 1,2$

$$-\phi v \rho_g c_{\rho g} \frac{\partial T}{\partial z} + h a_v (W - T) = 0 \quad 0 < z < L_R$$

Condizioni al contorno: $T = T_0 \quad z = 0$

Dove:

c_i : concentrazione dei gas in fase fluida

ϕ : frazione di aria nel substrato catalitico

v : velocità del gas

$k_{g,i}$: coefficiente di trasferimento di massa dei reagenti

a_v : superficie esterna del substrato

p_i : concentrazione dei gas reagenti

L_R : lunghezza del reattore

T : temperatura assiale

ρ_g : densità del fluido

c_{pg} : calore specifico del fluido

h : coefficiente di scambio di calore

W : temperatura del solido

Equazioni di bilancio di massa ed energia nel substrato:

$$\varepsilon \omega \frac{\partial p_i}{\partial t} = a_v k_g (c_i - p_i) - (1 - \varepsilon) \omega \mathfrak{R}_i \quad i = 1, 2, \dots, M$$

$$(1 - \phi) \rho_w C_{pw} \frac{\partial W}{\partial t} = (1 - \phi) \lambda_a \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} + h a_v (T - W) + (1 - \varepsilon) \omega \sum_{i=1}^M (-\Delta H_i) \eta_p \eta_M k_{vi} p_i$$

Condizioni al contorno: $W(z) = W_0(z) \quad t = 0$

Dove:

ρ_w : densità del solido

c_{pw} : calore specifico del solido

λ_a : conducibilità termica delle pareti del solido

$(-\Delta H_i)$: calore della reazione di ossidazione

$k_{v,i}$: tasso di reazione

η_i : rendimento di reazione i-esimo

V.3. Grandezze che influenzano la fase di Partenza a Freddo

Durante il processo di calibrazione del tempo di light-off catalizzatore è possibile agire su un set corposo di parametri che influenzano il tempo di raggiungimento del light-off. Ogni parametro ha un differente effetto sul catalizzatore e, conseguentemente, sulle emissioni [35].

- Anticipo all'accensione
- Rapporto aria/combustibile
- Variabile valve timing
- Velocità di minimo

V.3.1. Anticipo all'accensione

Il valore del lavoro meccanico raccolto sull'albero motore dipende dall'andamento nel tempo della pressione nel cilindro. Il processo di combustione non è istantaneo, tale fase va distribuita adeguatamente a cavallo del PMS al fine di convertire in lavoro la massima quantità di energia termica da esso liberata. Questo risultato si ottiene anticipando opportunamente l'accensione della miscela rispetto alla posizione del PMS di fine corsa di compressione. Se tale anticipo è grande, la combustione si svolge prima ed il massimo di pressione si avvicina al PMS, con un aumento del lavoro di compressione che il pistone deve fare sul gas (lavoro negativo). Ritardando l'accensione, il picco di pressione si allontana dal PMS e si riduce in ampiezza con riduzione del lavoro di espansione raccolto dal pistone (lavoro positivo).

L'anticipo ottimo è quello che garantisce il miglior compromesso tra questi due svantaggi, permettendo di ricavare il massimo lavoro utile per ciclo. Esso viene ricavato empiricamente per ogni condizione di funzionamento del motore attraverso una meticolosa operazione di messa a punto al banco prova. L'anticipo risulta tanto più grande quanto più lento è il processo di combustione, in modo da ripartire la durata in maniera pressoché simmetrica rispetto al PMS. In tal caso il massimo di pressione cade circa a 14° dopo il PMS ed il 50% di massa bruciata circa 8° dopo il PMS.

Nelle figure 35 e 36 si mostra per un tipico ciclo in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero motore le seguenti grandezze: pressione nel cilindro, frazione in massa di miscela combusta, temperatura T_g della carica considerata come omogenea, temperatura T_h media della frazione bruciata e temperatura T_m della miscela non ancora raggiunta dal fronte di fiamma.

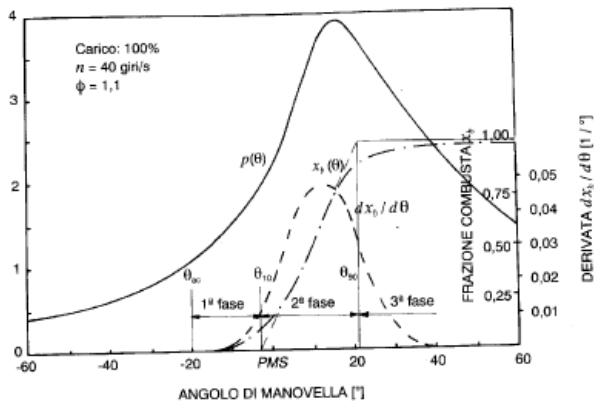


Figura V. 34: Ciclo di pressione

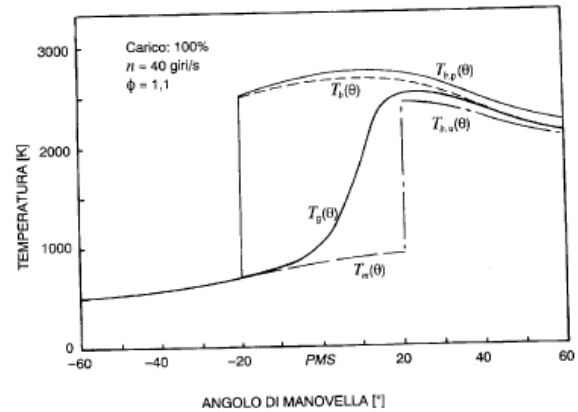
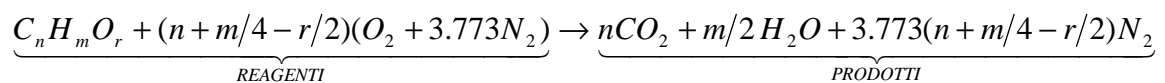


Figura V. 35: Temperature della miscela in fase di combustione

Generalmente al fine di accelerare il tempo di light-off si esegue un ritardo dell'angolo di accensione, in tal modo attraverso il catalizzatore passerà un quantitativo di energia elevato, naturalmente esistono una serie di limiti che impediscono l'eccessivo ritardo dell'anticipo, un esempio è l'eccessivo aumento di HC e CO allo scarico [35].

V.3.2. Rapporto aria/combustibile

Durante il processo di combustione, i costituenti del combustibile vengono ossidati con aria nel cilindro del motore. Sull'andamento di queste reazioni esercita un'influenza determinante il rapporto $\alpha = \text{massaAria}/\text{massaCombustibile}$ chiamato rapporto di miscela o dosatura dei reagenti. Il suo valore ottimale dipende dalla composizione del combustibile. Di seguito la reazione globale di ossidazione:



Essa lega le specie dei reagenti con i prodotti senza indicare lo sviluppo effettivo del processo di ossidazione, che risulta ben più complesso passando attraverso molteplici reazioni intermedie ma permettendo di esprimere in funzione del combustibile la dosatura stechiometrica α_s , ossia quella che contiene l'esatta quantità di O_2 necessaria ad ossidare tutti gli elementi costituenti il combustibile.

$$\alpha_s = \left(\frac{m_a}{m_c} \right)_s$$

Il rapporto di miscela α effettivamente usato in un motore può essere maggiore, minore o uguale al valore stechiometrico a seconda:

- delle modalità con cui avviene il miscelamento aria-combustibile;
- delle caratteristiche di accensione e combustione;
- delle condizioni di funzionamento.

Il rapporto di equivalenza $\phi = \alpha_s / \alpha$ precisa il grado di ricchezza in combustibile della miscela effettiva.

Alla condizione $\phi < 1$ corrisponde una miscela povera ovvero una minore quantità di combustibile rispetto alla dosatura stechiometrica; $\phi > 1$ corrisponde una miscela ricca ovvero una maggiore quantità di combustibile rispetto alla dosatura stechiometrica.

Talvolta si ritiene più conveniente far riferimento alla quantità di aria presente, anziché quella di combustibile, considerando l'indice di eccesso di aria $\lambda = 1/\phi = \alpha/\alpha_s$. In tal caso le miscele con $\lambda < 1$ saranno in difetto di aria e quindi ricche in combustibile, viceversa, quelle con $\lambda > 1$ presenteranno un eccesso di aria, quindi povere in combustibile.

La composizione dei gas combusti prevista in condizioni stechiometriche, nella pratica normalmente non è rispettata perché alle temperature che si raggiungono durante il processo di combustione si ha un'apprezzabile dissociazione di CO_2 ed H_2 in CO e H_2 , questi si combinano solo parzialmente durante l'espansione, poiché la diminuzione di temperatura avviene in tempi così ridotti da congelare in parte gli equilibri raggiunti in precedenza.

Di seguito, in figura, i valori tipici della frazione molare dei principali componenti che si trovano allo scarico di un motore a combustione interna, in funzione del rapporto di equivalenza della miscela di combustibile usata.

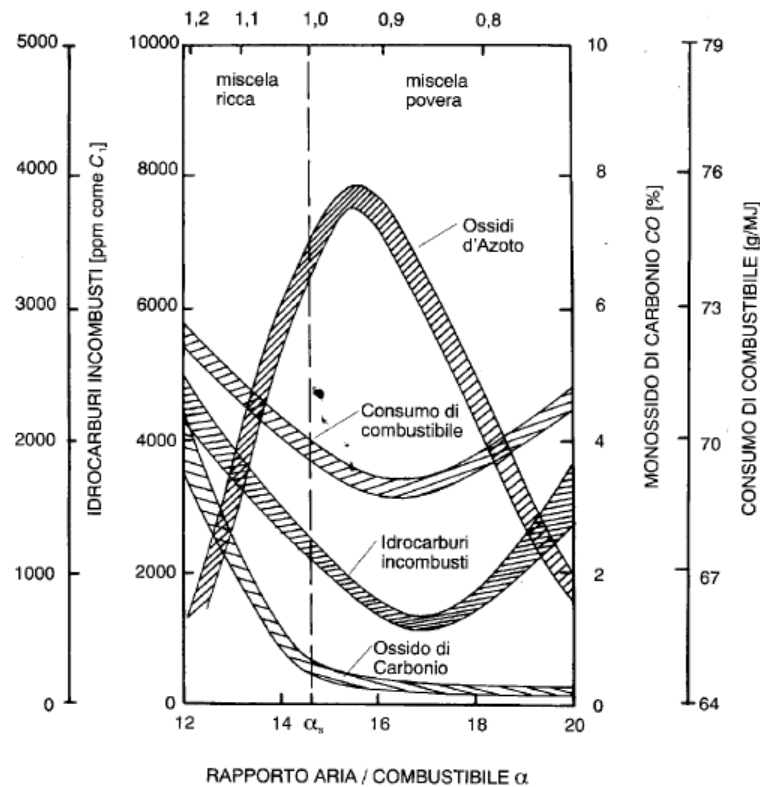


Figura V. 36: Frazioni molari di CO, H₂, NO₂ in funzione del rapporto di equivalenza

A basse temperature per la partenza del motore è richiesta una miscela ricca, di conseguenza la combustione sarà incompleta, l'eccesso di combustibile comporta un aumento delle emissioni di monossido di carbonio ed idrocarburi e un maggiore consumo di combustibile. Causa principe delle elevate emissioni allo scarico e delle basse temperature, in caso di partenza a freddo, risulta, per l'appunto, il ritardo del light off del catalizzatore.

Agendo sull'alimentazione del motore, e più precisamente sul rapporto aria/combustibile, si possono ridurre drasticamente le emissioni di CO ed HC. Smagrendo la miscela fino al limite consentito per un regolare funzionamento sia gli ossidi di carbonio (CO) che gli idrocarburi incombusti diminuiscono, questi ultimi però per raggiungere concentrazioni accettabili necessitano di ulteriori interventi. Per quanto riguarda gli NO_x, lo smagrimo della miscela porta invece ad un loro aumento dovuto ad un eccesso di ossigeno nella carica [3].

V.3.3. Coefficiente di riempimento

In una macchina termica risulta essenziale il processo di alimentazione dell'aria, infatti la potenza che esso è in grado di sviluppare risulta limitata dalla rapidità con la quale essa riesce ad aspirare aria, mescolarla con il combustibile ed espellere i prodotti della combustione, dopo averli energeticamente sfruttati al massimo.

Una caratteristica tipica dei motori volumetrici è costituita dal loro funzionamento ciclico: ciascun cilindro aspira una certa massa d'aria e, dopo la combustione e l'aspirazione, scarica i prodotti della combustione prima di una nuova aspirazione. Il flusso in entrata ed uscita dal motore risulta pulsante. In un motore quattro tempi più di metà dell'intero ciclo è dedicato al processo di ricambio del fluido di lavoro. In figura V.35 si riporta l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro durante il processo di sostituzione carica.

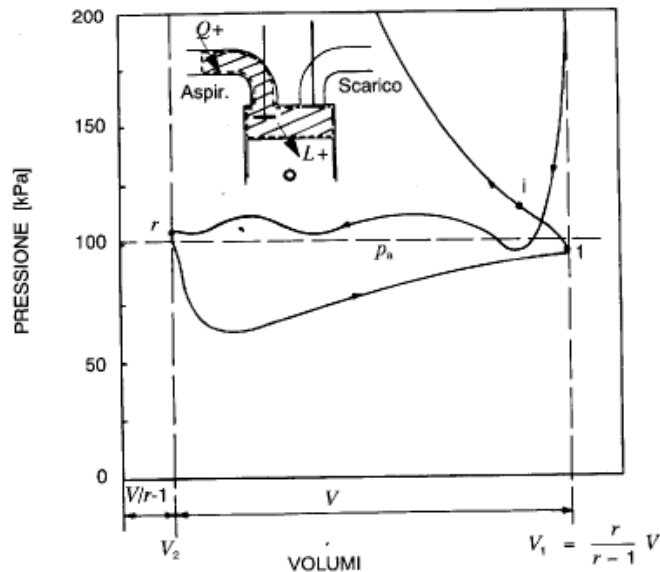


Figura V. 37: Andamento delle pressioni nel cilindro

La valvola di scarico si apre con un certo anticipo rispetto al PMI. I gas fuoriescono dal cilindro sotto l'effetto della differenza di pressione, realizzando la fase di scarico spontaneo. Quando il pistone inverte la sua corsa, la pressione nel cilindro è prossima alla pressione ambiente p_a , in modo da non richiedere la spesa di un eccessivo lavoro per l'espulsione della massa di gas rimasti nel cilindro durante la corsa di scarico.

Normalmente, si anticipa anche l'apertura della valvola di aspirazione rispetto al PMS e si ritarda la chiusura di quella di scarico per sfruttare l'inerzia dei gas uscenti per richiamare la carica fresca nel cilindro, prima ancora che il pistone inizi la sua corsa di ritorno. Durante quest'ultima, l'aria è aspirata dall'aumento di volume prodotto dal moto dello stantuffo e continua ad entrare nel cilindro per inerzia dopo che esso ha raggiunto il PMI. Per sfruttare tale effetto, la valvola di aspirazione chiude generalmente con un opportuno ritardo rispetto al PMI [3].

L'intero processo è sintetizzato con un solo indice: il coefficiente di riempimento o di carica λ_v . Esso è definito come rapporto tra la massa d'aria m_a , effettivamente introdotta nel cilindro per ogni ciclo, e la massa m che teoricamente potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata V , con massa volumica ρ_a corrispondente a prefissate condizioni di riferimento.

$$m_a = \dot{m}_a \varepsilon / n$$

$$m_t = V \rho_a$$

$$\lambda_v = m_a / m_t = m_a / (V \rho_a)$$

Il coefficiente di riempimento fornisce indicazioni relativamente al grado di utilizzo della cilindrata disponibile per fare entrare nel cilindro nuova aria, alla fine di ogni ciclo. In un motore Otto la farfalla strozza il condotto di aspirazione per provocare una variazione di λ_v e regolare la potenza erogata.

$$P = \eta \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v V \rho_a \frac{n}{\varepsilon}$$

Applicando il principio di conservazione dell'energia ed eseguendo una serie di elaborazioni è possibile legare il coefficiente di riempimento alle grandezze che lo influenzano e che, di conseguenza, subiscono una variazione al variare di λ_v .

$$\lambda_v = \frac{1}{1 + \Delta T / T_a} \left[\frac{\Psi(k-1)}{k} + \frac{r y_i (p_i / p_a) - (p_r / p_a)}{k(r-1)} \right]$$

Dove:

$$\Psi = \int_r^i \rho dV / (p_a V)$$

Il coefficiente di riempimento risulta influenzato dalla contropressione allo scarico (p_s / p_a), dalla perdita di carico in aspirazione all'atto della chiusura della valvola ($y_i p_i / p_a$),

dall'andamento delle pressioni durante il processo, dal riscaldamento della carica ΔT , quest'ultima è influenzata anche dalla temperatura dell'ambiente di riferimento T_a .

V.3.4. Variable valve Timing: multiair

In un motore a quattro tempi vengono usate prevalentemente valvole a fungo come organi di controllo delle luci di ammissione e di scarico. Queste formano con le rispettive sedi le sezioni di passaggio per il fluido normalmente più ristrette ed a cui competono le maggiori perdite di carico. Dai parametri geometrici caratteristici e dall'alzata h della valvola dipende il valore di aria minima di passaggio perpendicolare alla direzione del flusso; per esprimerla in termini sufficientemente precisi occorre distinguere tre diverse condizioni di funzionamento dell'alzata:

1. Con h medio piccolo ovvero $0 < h < s/\cos \beta$

$$A_v = \frac{\pi}{2}(2d_v + h \sin 2\beta)h \sin \beta$$

2. Per alzate medio alte $s/\cos \beta < h < (d_v^2 - d_s^2)$

$$A_v = \frac{\pi}{2}(d_v - d_M)\sqrt{h^2 + s^2 - 2sh \cos \beta}$$

3. Per alzate sufficientemente alte $h > (d_v^2 - d_s^2)/4d_v$

$$A_v = \frac{\pi}{4}(d_v^2 - d_s^2)$$

Dove

d_v : diametro minimo di contatto

d_M : diametro massimo del fungo

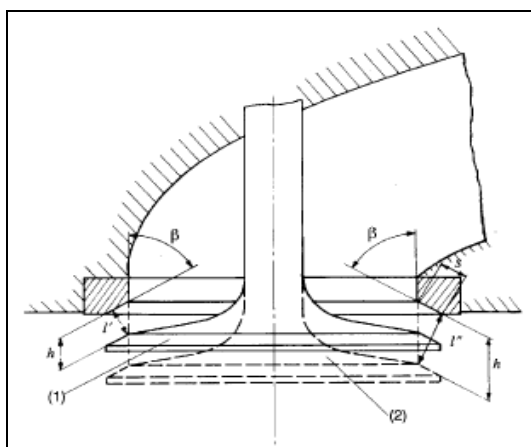


Figura V. 38: Valvola a fungo

Il flusso di gas attraverso queste aree, in ciascun istante del processo, è determinato dalla differenza fra la pressione nel cilindro e quella nella sezione terminale del condotto in prossimità della valvola.

La legge del moto della valvola viene stabilita tenendo presente diverse esigenze:

- buon riempimento del motore;
- assenza di moti oscillatori sovrapposti al moto fondamentale imposto dalla camma con abbandono del contatto fra i componenti del sistema di comando della valvola con conseguenti urti e vibrazioni;
- buone condizioni di lubrificazioni con conseguente modeste velocità di strisciamento fra le superfici a contatto.

Nello studio dei cicli ideali si suppone normalmente che l'apertura e la chiusura delle valvole avvenga istantaneamente, in corrispondenza dei punti morti. Nella realtà le valvole si aprono e si chiudono in un tempo definito quando lo stantuffo è piuttosto lontano dai punti morti. In particolare l'inizio dell'alzata valvola di scarico e la chiusura di quella di aspirazione sono generalmente distanti circa al massimo 60° dal PMI.

L'anticipo con il quale viene aperta la valvola di scarico rispetto al PMI ha lo scopo di abbassare la pressione dei gas combusti, prima della corsa di scarico, avvicinandola a quella dell'ambiente esterno senza ridurre il lavoro di espansione.

Il ritardo nella chiusura della valvola di scarico rispetto al PMS deriva dalla gradualità con la quale si chiude la valvola e dalla opportunità di sfruttare l'inerzia dei gas combusti uscenti per richiamare la carica fresca nel cilindro, grazie alla contemporanea apertura delle due valvole.

L'anticipo dell'apertura della valvola di aspirazione rispetto al PMS è anch'esso una conseguenza della non istantaneità nell'apertura della valvola. Infatti perché la valvola sia

sufficientemente aperta già al principio della corsa di aspirazione è necessario che l'inizio dell'alzata venga anticipato rispetto al PMS. Grazie alla contemporanea apertura delle due valvole si ha la possibilità di espellere quasi completamente i gas residui presenti nello spazio morto.

Il ritardo alla chiusura rispetto al PMI serve principalmente a sfruttare l'energia cinetica dei gas in moto nel condotto di aspirazione per favorire il riempimento del cilindro. Durante la prima parte della corsa di aspirazione la carica assume una velocità che si mantiene, per inerzia, ancora elevata, quando lo stantuffo rallenta avvicinandosi al PMI, essa continua per un certo tempo ad entrare nel cilindro anche quando lo stantuffo ha già iniziato la corsa di compressione. Naturalmente, quanto maggiore è il regime di rotazione, tanto più elevata è l'energia cinetica acquistata dai gas e quindi maggiore è il ritardo da darsi alla chiusura della valvola.

L'uso di sistemi di comando delle valvole che consentano una variazione della fasatura in funzione del regime permette l'ottimizzazione dell'ottimizzazione della RCA (Ritardo alla Chiusura valvola d'Aspirazione) per ogni condizione di funzionamento, con evidenti vantaggi per il riempimento [3].

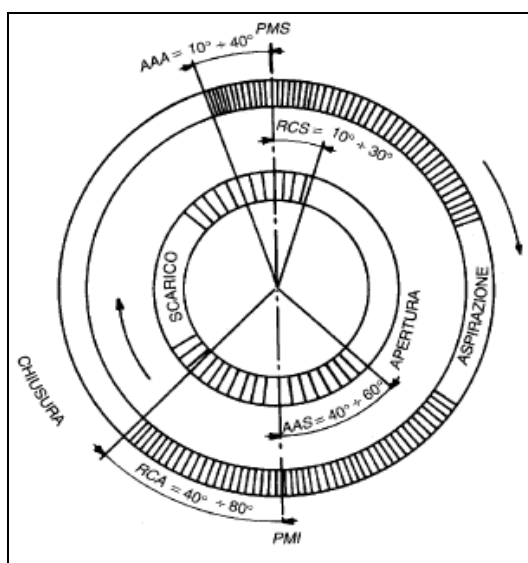


Figura V. 39: Diagramma polare delle fasature valvole

Il parametro essenziale per controllare la combustione di un motore a benzina, e di conseguenza le sue prestazioni, emissioni e consumo di carburante, è rappresentato dalla quantità e dalle caratteristiche della carica d'aria nei cilindri. Nei motori tradizionali, la massa d'aria immessa nei cilindri è controllata mantenendo l'andamento dell'apertura delle valvole di aspirazione costante e modificando la pressione a monte, mediante una farfalla. Uno degli

svantaggi di questo semplice controllo tradizionale è lo spreco di circa il 10% dell'energia utile, per via delle perdite legate al pompaggio della carica d'aria fresca da una pressione di alimentazione più bassa rispetto alla pressione atmosferica. Il salto tecnologico realizzato dal sistema Multiair si basa sul controllo della carica direttamente all'ingresso nei cilindri, mediante un sistema avanzato di attuazione elettronica e di controllo delle valvole di aspirazione, con il mantenimento di una pressione costante a monte dei condotti di aspirazione. Questa tecnologia di attuazione delle valvole elettro-idraulica si basa sull'interposizione, tra la camma e la valvola di aspirazione motore, di un volume d'olio (camera ad alta pressione) che può essere variato attraverso l'utilizzo di una valvola a solenoide di tipo on-off, controllata a sua volta da un'apposita centralina elettronica.

Questo sistema permette l'attuazione di cinque differenti modalità delle valvole:

- Apertura totale;
- Chiusura anticipata;
- Apertura parziale;
- Apertura ritardata;
- Apertura multipla.

Il sistema di controllo diretto dell'aria mediante valvola di aspirazione del motore senza l'utilizzo della farfalla comporta i seguenti benefici:

- Aumento della potenza massima del 10% grazie all'adozione di un profilo camma meccanico indirizzato alla potenza;
- Miglioramento della coppia a basso regime del 15% mediante strategia di chiusura anticipata della valvola di aspirazione, che massimizza l'aria immessa nei cilindri;
- Eliminazione delle perdite di pompaggio con una riduzione del consumo di carburante e delle emissioni di CO₂ pari al 10% sia nei motori naturalmente aspirati, sia in quelli sovralimentati della stessa cilindrata;
- I motori Multiair sovralimentati a cilindrata ridotta (downsizing) possono raggiungere una maggiore efficienza in termini di consumo di carburante pari al 25% rispetto ai motori naturalmente aspirati, mantenendo lo stesso livello di prestazioni;
- L'ottimizzazione delle strategie di controllo delle valvole in fase di "warm-up" del motore e di ricircolo interno dei gas di scarico, ottenuta mediante la riapertura delle valvole di aspirazione durante la fase di scarico, genera una riduzione delle emissioni del 40% di HC /CO e 60% di NO_x;

- La pressione costante dell'aria a monte dei cilindri, atmosferica per i motori naturalmente aspirati e superiore per quelli sovralimentati, abbinata al controllo estremamente rapido della massa d'aria, cilindro per cilindro e colpo a colpo, produce una migliore risposta dinamica del motore.

A seconda della modalità investigata si possono ottenere tempi di light-off differenti.



Figura V. 40: Modalità Multiait

V.3.5. Velocità di minimo

Durante il periodo di light-off del catalizzatore, un'elevata velocità al minimo è normalmente usata per aumentare la massa di aria attraverso il motore, ne risulta un aumento dell'energia termica attraverso il catalizzatore. L'aumento della velocità al minimo influisce sia sui consumi che sulle emissioni allo scarico durante il periodo ma con una riduzione del tempo di light-off. Un limite imposto alla velocità al minimo deriva dalle vibrazioni NVH (Noise Vibration Harshness) che hanno una diretta influenza sul confort dell'abitacolo.

Cicli Dinamici in Sala Prova Motore

VI.1. Simulazione di cicli dinamici

Ogni giorno sulle nostre strade è possibile incontrare diversi veicoli e diversi guidatori. I veicoli possono differire per:

- Massima velocità [Km/h];
- Coppia massima [Nm];
- Potenza [KW];
- Resistenza dell'aria; Cx
- Accelerazione (da 0 a 100) [s];
- Massima velocità del motore [rpm];
- Massa [Kg].

I diversi tipi di guidatori si distinguono per il loro comportamento sulla strada e dal diverso modo di guidare, in particolare:

- Consapevolezza dell'ambiente;
- Risparmio di combustibile;
- Cambi di marcia;
- Accelerazioni e decelerazioni.

Il modo in cui un veicolo si muove sulla strada dipende fortemente da due fattori ulteriori ;

1. Caratteristiche meccaniche del veicolo, funzioni del design. Esse non possono essere influenzate o variate durante la guida;
2. Soggettività del guidatore, questa non può essere regolata da alcuna legge e neppure standardizzata.

In figura VI.1 sono schematizzate le caratteristiche di due differenti guidatori, essi sono classificati come: Sporty Driver ed Economic Driver.

Lo Sporty Driver è un guidatore sportivo con auto performanti e caratterizzato da una guida aggressiva: alte velocità, rapidi cambi marcia;

L'Economic Driver guida una piccola ed economica vettura con uno stile di guida piuttosto contenuto: accelerazioni gentili, velocità adeguate al tipo di marcia, innesto e disinnesto delicato delle marce.

In figura la fase 1 rappresenta la fermata delle auto a causa del semaforo rosso (stop), la fase 2 la partenza in prima marcia dovuto al semaforo verde (starting), la terza rappresenta la fase di accelerazione dopo la partenza da fermo. Le differenze tra i due drivers sono evidenti, conseguentemente anche lo stress che subiscono i componenti meccanici del motore e del veicolo sono di entità differente.

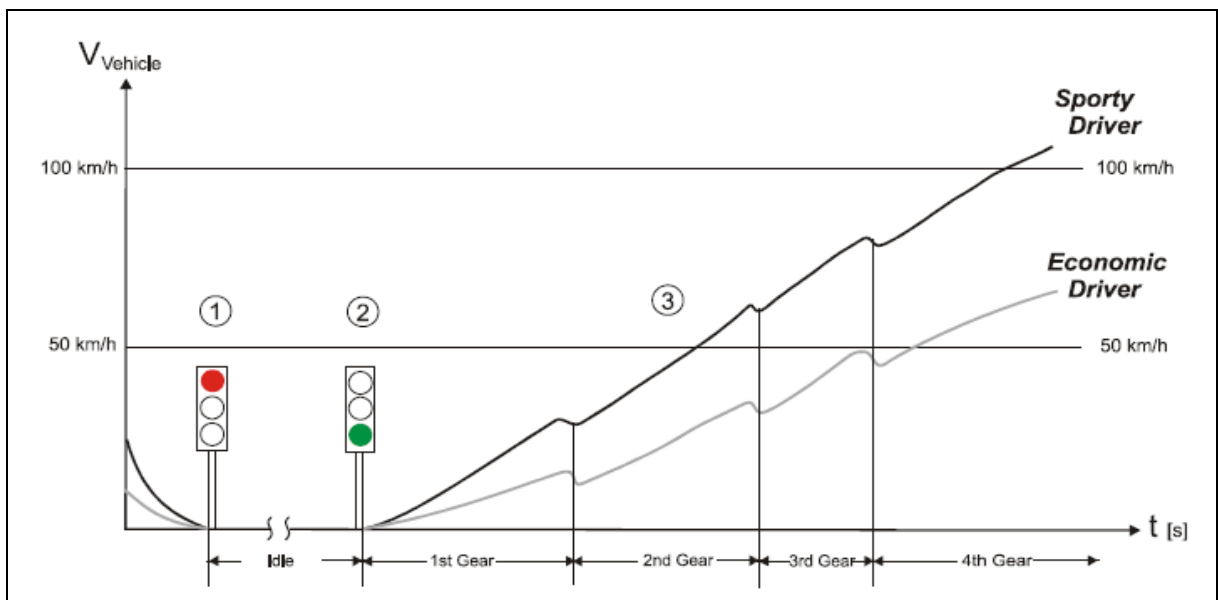


Figura VI. 1: Fase di accelerazione dopo la partenza da fermo

I limiti di emissioni allo scarico di motori e veicoli in genere specificano le massime quantità prodotte da un motore a combustione interna in condizioni di funzionamento predefinite, tali condizioni simulano in linea di massima il reale comportamento del veicolo.

Tali limiti furono introdotti per la prima volta nel 1959 in California per controllare la quantità di ossido di carbonio (CO) e di idrocarburi incombusti (HC) presenti nei gas di scarico dei motori ad accensione comandata. Oggi le quantità di CO, HC e delle altre sostanze nocive presenti nei gas di scarico sono regolamentate in molti paesi e per varie tipologie di motore.

Gli inquinanti vengono misurati attraverso dei test effettuati sul motore o sul veicolo in laboratori attrezzati e con procedure standardizzate per assicurarne la conformità dei risultati. Per i veicoli leggeri le prove vengono effettuate ponendo il veicolo su appositi banchi a rulli simulando un ciclo di guida standardizzato.

La crescente richiesta di motori con elevate prestazioni ma con bassi livelli di emissioni e consumi e, parallelamente, l'aumento del numero delle variabili di controllo contraddicono la domanda di riduzione dei tempi in fase di sviluppo. Poter simulare cicli dinamici in sala prova motore comporta la possibilità di ottenere cicli di carico fin dalle prime fasi del processo di calibrazione pur senza alcun prototipo di veicolo, essendo quest'ultimo simulato direttamente in sala prova motore, ciò permette la simulazione di svariate applicazioni del motore in oggetto senza costi aggiuntivi. Un ulteriore vantaggio, per nulla trascurabile, è la possibilità di avere cicli di carico perfettamente ripetibili a differenza di quelli ottenuti su banco a rulli o in strada. In figura VI.2 si confrontano i primi 200 s di tre cicli di prova NEDC realizzati su banco a rulli, è possibile notare come specialmente in fase transitoria la traccia non sia perfettamente ripetibile seppur nel range di tolleranza ammesso¹¹. Nelle figure 3 e 4 si riportano gli andamenti, nei primi 200 secondi di test, del carico e del regime attuati durante l'esecuzione dei cicli normati su banco a rulli. Considerando, come esempio, il primo stabilizzato a 32 Km/h si riscontrano differenze percentuali del 3% sui Km/h attuati (figura VI.5) dovuti alla presenza di un driver umano; tale variabilità ha diretta influenza sulle grandezze caratteristiche del ciclo. In figura VI.6 si riporta la variazione percentuale sulla velocità attuata durante il primo stabilizzato a 32 Km/h eseguito in sala prova motore, esso presenta differenze del 1% dovuti all'assenza di soggettività del driver, i cicli risultano perfettamente ripetibili.

¹¹ Secondo Norma durante l'esecuzione del ciclo si tollera uno scarto di ± 2 km/h tra la velocità indicata e la velocità teorica durante l'accelerazione, a velocità costante, e durante la decelerazione quando si usano i freni del veicolo. Ai cambiamenti di fase, si accettano tolleranze sulla velocità superiori a quelle prescritte, a condizione che la durata degli scarti contrastati non superi mai 0,5 s per volta. Le tolleranze sui tempi sono di $\pm 1,0$ s.



Figura VI. 2: 200 s del ciclo NEDC eseguito su banco a rulli



Figura VI. 3: RPM dei primi 200 s di ciclo normato eseguito su banco a rulli

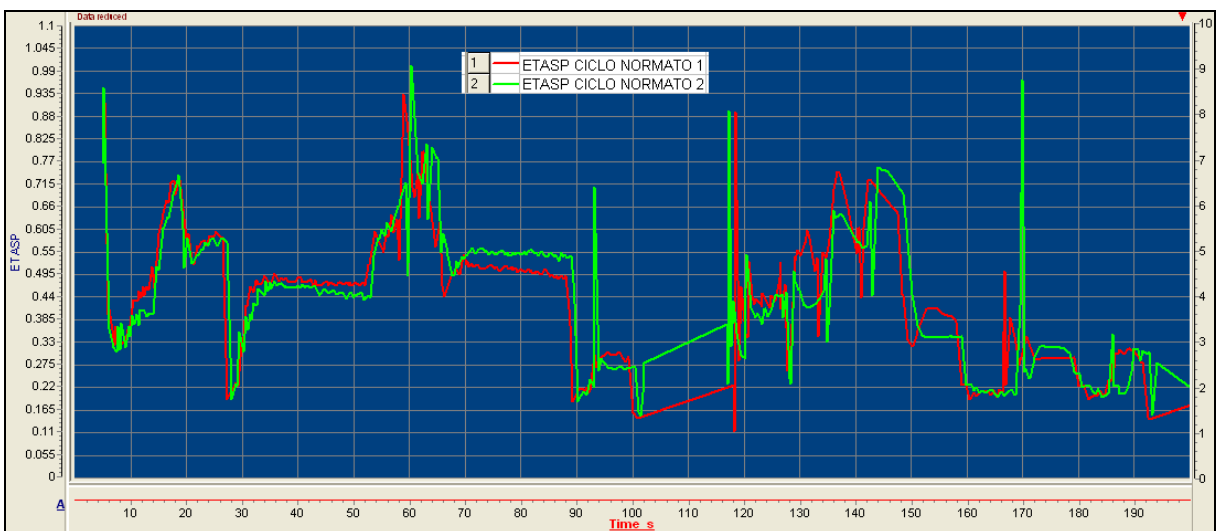


Figura VI. 4: CARICO dei primi 200 s di ciclo normato eseguito su banco a rulli

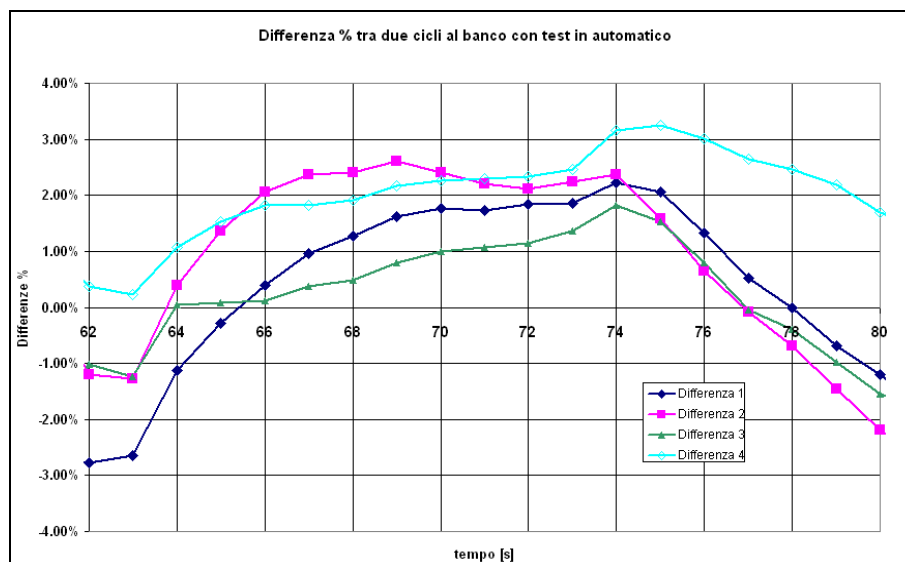


Figura VI. 5: Differenze percentuali sulla velocità di cicli al banco a rulli

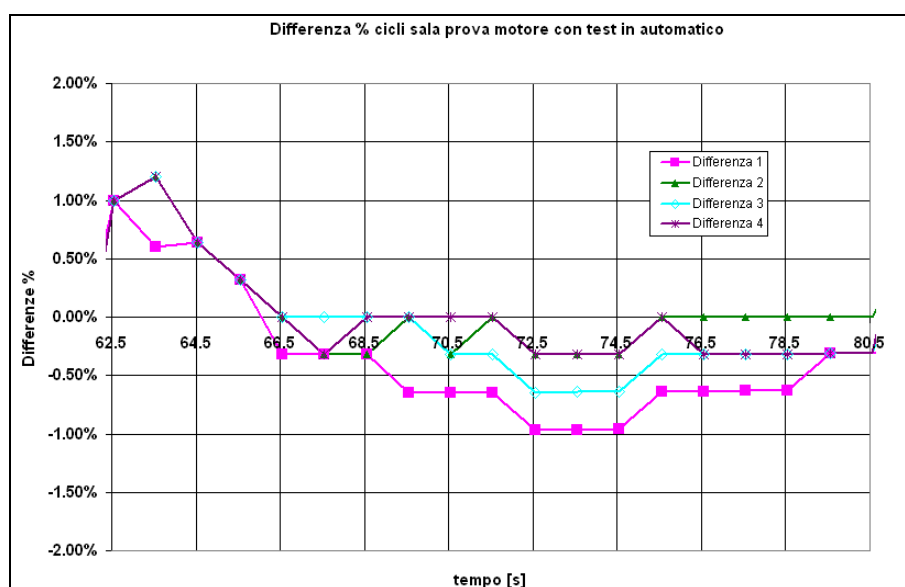


Figura VI. 6: Differenze percentuali sulla velocità di cicli dinamici eseguiti in sala prova motore

Al fine di evidenziare la maggiore ripetibilità dei cicli eseguiti in sala prova motore rispetto quelli eseguiti su banco, vengono presentate di seguito le differenze percentuali di regime e carico (etasp) sulle grandezze calcolate direttamente dalla centralina attraverso l'opzione "calculated signal", tali segnali sono non filtrati. In figura VI.7 si riporta il profilo, regime e carico, del ciclo dinamico eseguito in sala prova motore. Il ciclo testato in SPM in questa fase non è normato, esso consta di una prima rampa in cui la velocità del veicolo passa da 0 a 15 Km/h e durante la quale viene inserita la prima marcia, un periodo di 40 s a velocità costante e pendenza 0%, una seconda rampa di 10 s in cui la velocità veicolo viene portata a 32 Km/h ed un successivo periodo di 51 s a velocità costante.

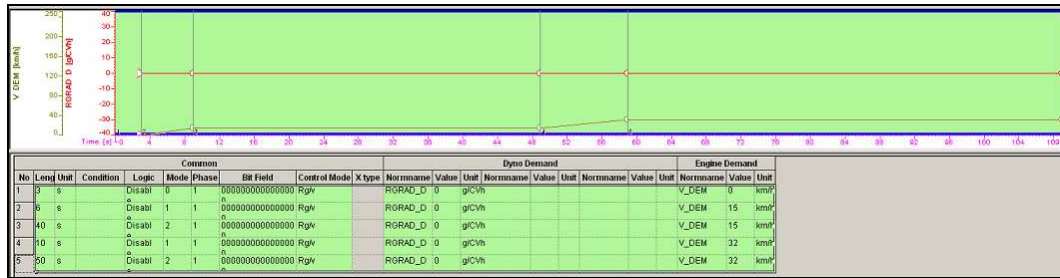


Figura VI. 7: Ciclo dinamico Testato in fase1 in SPM

In figura VI.8 e VI.9 si riportano rispettivamente il regime ed il carico (etasp) del ciclo normato eseguito su banco a rulli, essi presentano negli stazionari differenze percentuali del 4% per il regime e 8% per il carico; mentre negli stazionari del ciclo non normato eseguito in sala prova (figura VI.10 e VI.11) si riscontrano livelli percentuali inferiori: 2% regime e 4% carico. In particolare il sistema risponde con minore instabilità ai transitori.

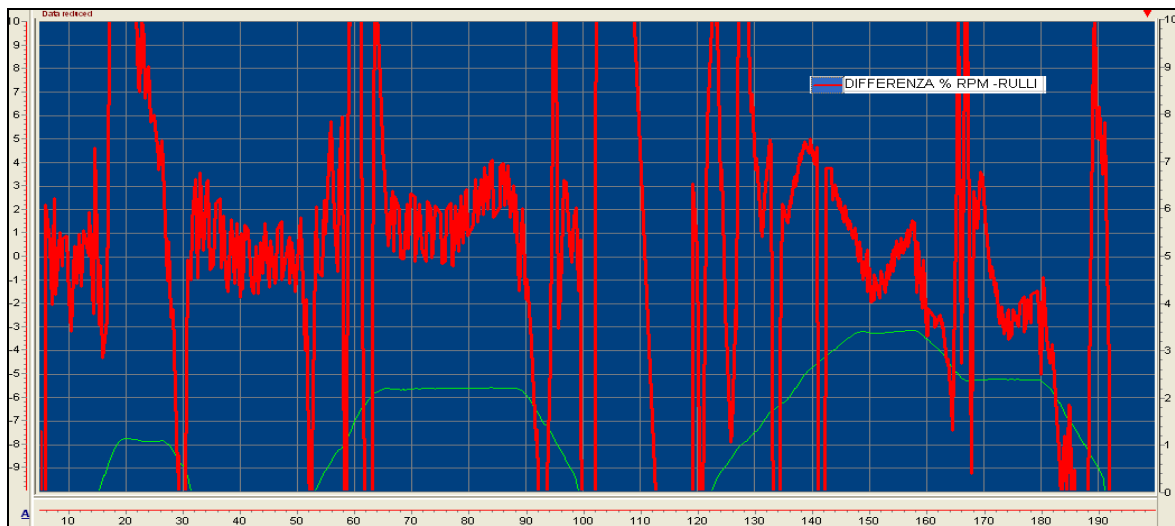


Figura VI. 8: Differenza percentuale RPM cicli eseguiti su banco a rulli

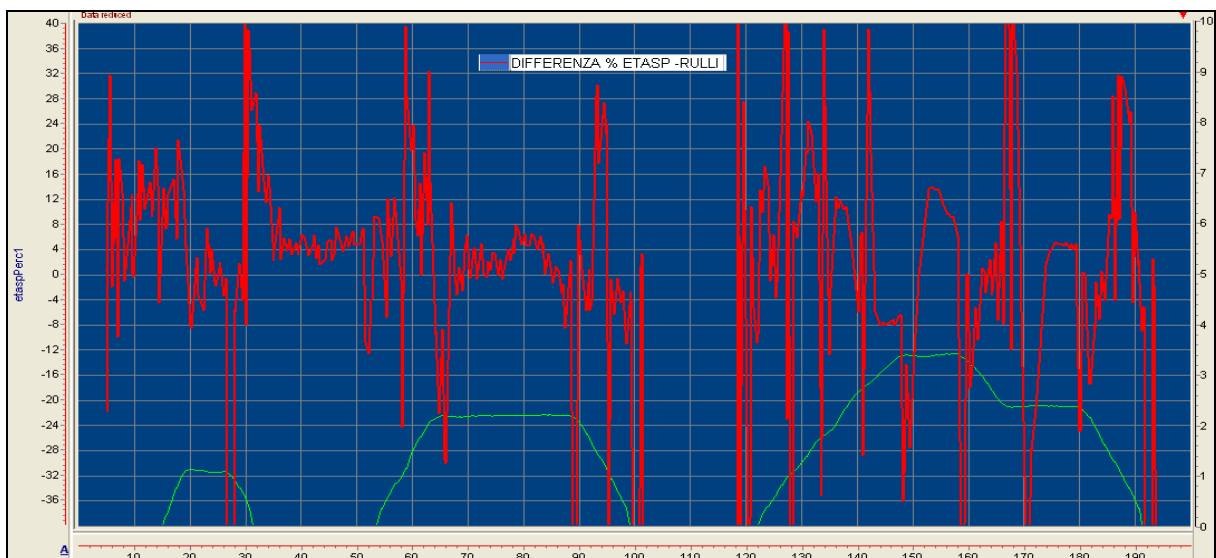


Figura VI. 9: Differenza percentuale CARICO cicli eseguiti su banco a rulli

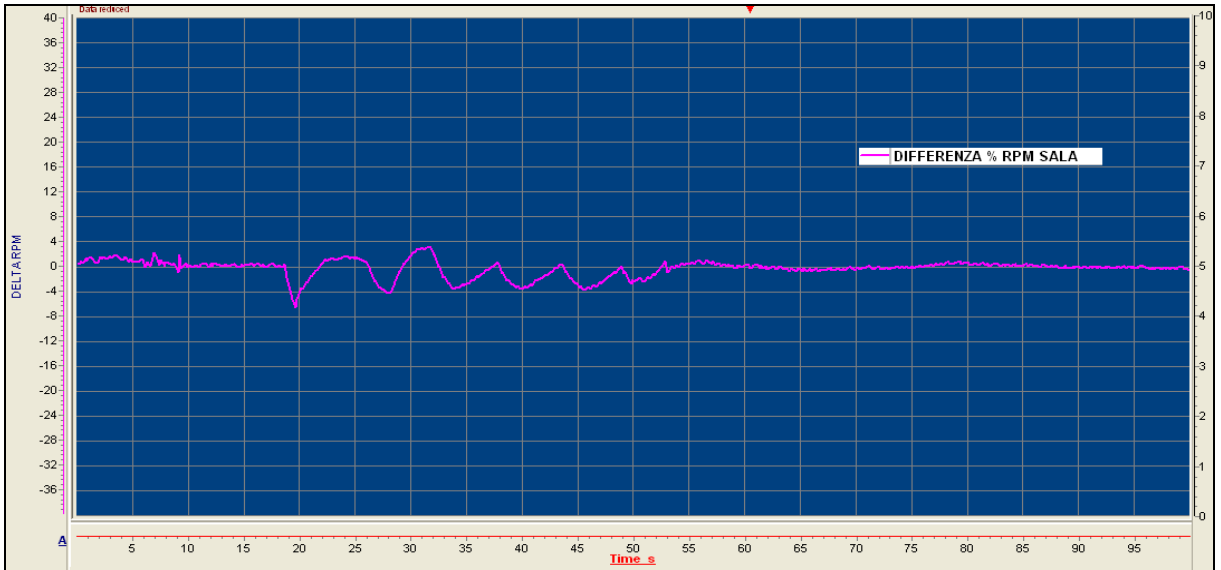


Figura VI. 10: Differenza percentuale RPM cicli eseguiti in sala prova

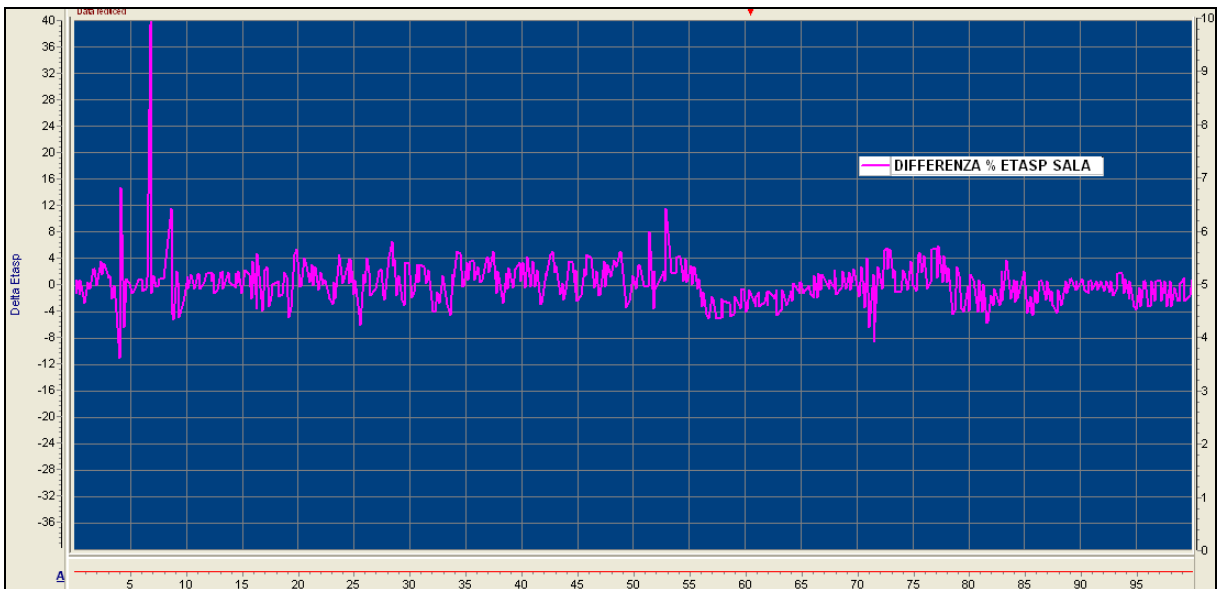


Figura VI. 11: Differenza percentuale CARICO cicli eseguiti sin sala prova

Il ciclo eseguito in sala prova motore è stato ripetuto 4 volte, dai diagrammi di seguito riportati si evince come il ciclo “dinamico 1” presenti nella fase di accensione un diverso valore di regime e di carico causato da una diversa temperatura iniziale e portate in ingresso. Escludendo tale ciclo, figure 14 e 15, si ha conferma della ripetibilità della risposta (carico) dei cicli eseguiti in sala prova motore.

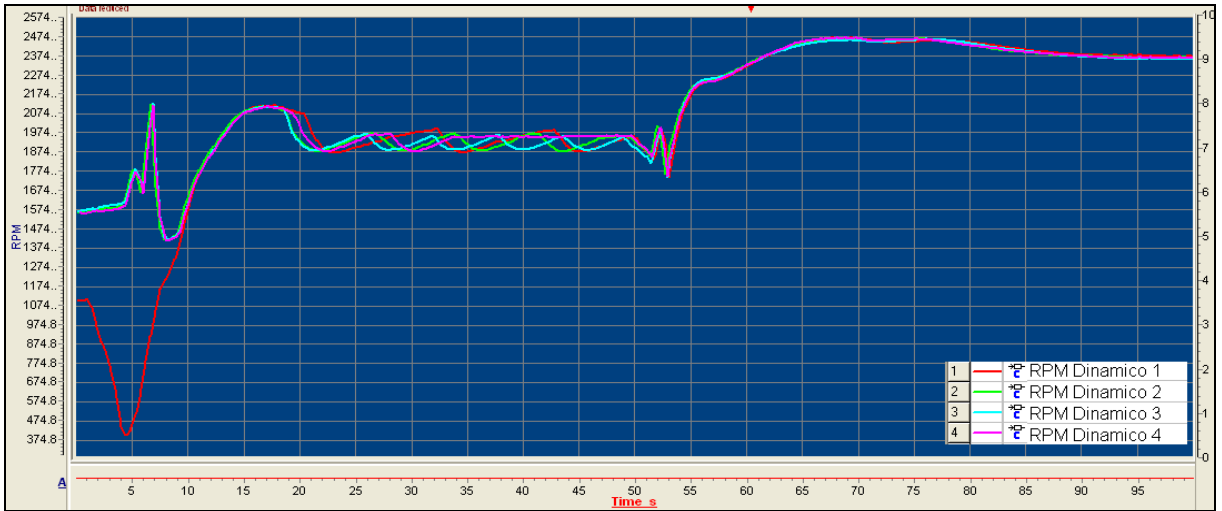


Figura VI. 12:RPM ciclo dinamico in Sala Prova Motore



Figura VI. 13: Portata aria nei cilindri per ciclo dinamico in Sala Prova Motore

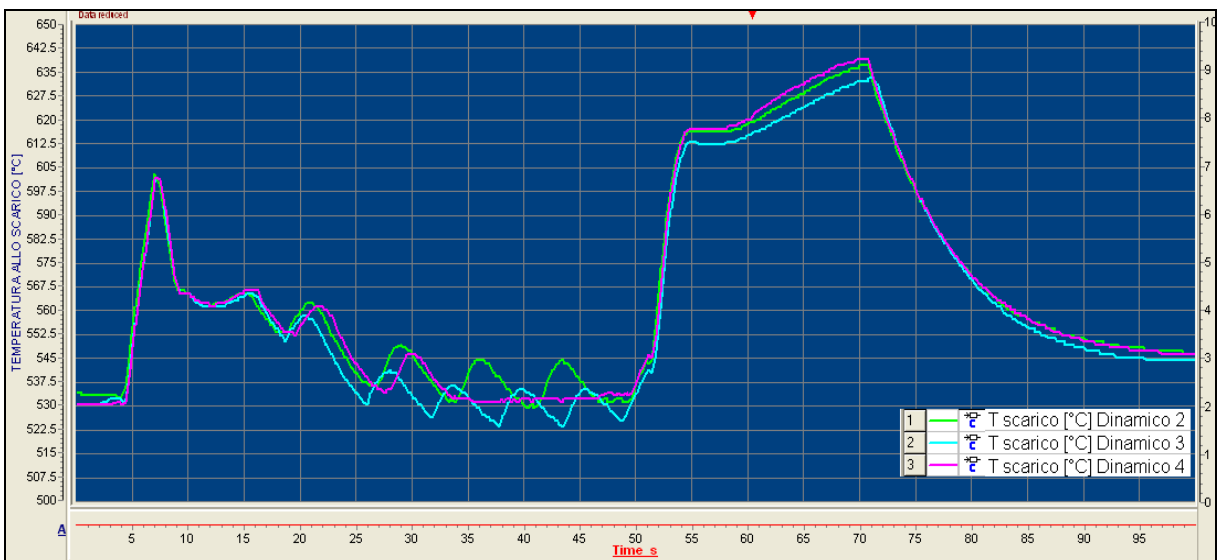


Figura VI. 14: Temperatura allo scarico ciclo dinamico in Sala Prova Motore

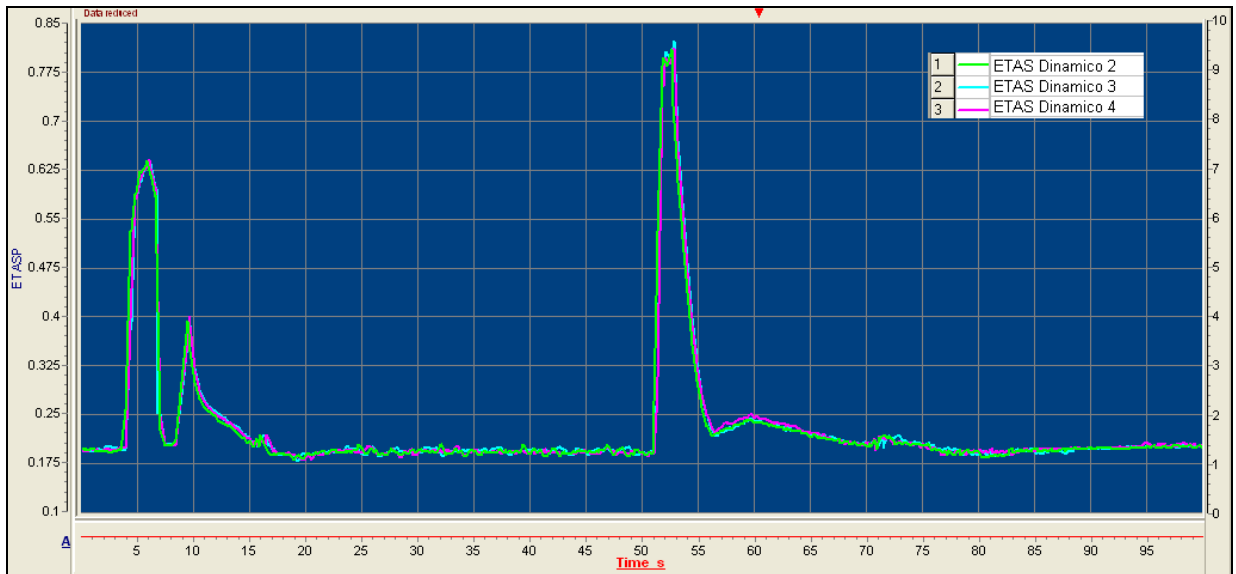


Figura VI. 15: CARICO ciclo dinamico in Sala Prova Motore

Parte dell'attività di tesi è stata focalizzata sullo studio dei cicli dinamici condotti in sala prova motore.

Gran parte dell'attività di sperimentazione viene generalmente eseguita su punti stazionari in sala prova, essa costituisce la base di partenza delle calibrazioni in fase dinamica in quanto un motore installato su una vettura difficilmente vedrà, nel suo reale funzionamento, punti stazionari. Lo scopo è quello di sviluppare dal punto di vista metodologico una strategia basata su particolari parametri che in automatico e variati in funzione di appropriati piani DoE permettano una maggiore efficienza di calibrazione e riduzione del time to market, come già evidenziato nei capitoli precedenti. L'attenzione verrà focalizzata alla problematica del cold start con lo scopo di ottenere bassi livelli di emissioni e consumi.

In una prima fase sono stati analizzati dei cicli dinamici, normati e non, eseguiti su banco a rulli ed altri simulati in sala prova. Scopo di questa analisi è stata, come visto, quella di dimostrare come i secondi presentino una minore variabilità rispetto ai primi in quanto, questi ultimi, non sono influenzati dalla variabilità di guida del driver umano poichè simulato direttamente dal sistema di controllo.

Successivamente è stato eseguito lo studio di cicli normati eseguiti su banco a rulli e sui quali sono state apportate determinate variazioni. Lo studio dei primi 200 secondi del ciclo ha permesso l'individuazione di una serie di indici di seguito presentati:

- $$\Delta CO\% = \frac{\sum_0^i CO_{RIF} - \sum_0^i CO_{VAR}}{\sum_0^i CO_{RIF}};$$

- $$\Delta HC \% = \frac{\sum_0^i HC_{RIF} - \sum_0^i HC_{VAR}}{\sum_0^i HC_{RIF}};$$
- $$\Delta NO_x \% = \frac{\sum_0^i NO_{x RIF} - \sum_0^i NO_{x VAR}}{\sum_0^i NO_{x RIF}};$$
- $$\Delta CO_2 \% = \frac{\sum_0^i CO_{2 RIF} - \sum_0^i CO_{2 VAR}}{\sum_0^i CO_{2 RIF}}.$$

Essi rappresentano la variazione percentuale delle sommatorie, nell'istante i-esimo, tra la grandezza in esame e quella del ciclo su cui è stata apportata la variazione, rispetto alla somma della grandezza di riferimento, descrivendo in maniera efficace l'influenza della modifica apportata sulla grandezza cui l'indice fa riferimento.

VI.2. Configurazione della sala prova motore

Un ciclo NEDC può essere eseguito in sala prova motore solo se si dispone di una sala prova dinamica. In figura VI.16 si presenta un'intera schematizzazione di quest'ultima.

Il veicolo, la scatola cambio ed il driver vengono simulati mediante l'ISAC; esso è un software AVL attraverso il quale è possibile eseguire cicli in automatico. La versione installata in sala prova motore FP di Pomigliano è ISAC 400 dove il solo elemento reale è costituito dal motore. Dunque una cella di prova con un sistema ISAC base è costituita dall'unità da testare (il motore), un freno altamente dinamico, F-FEMs o FEMs per la trasmissione dei segnali da analogico a digitale, un sistema di ventilazione e gli strumenti di misura necessari. In figura VI.17 si riporta un esempio ed in tabella la descrizione dei relativi elementi.

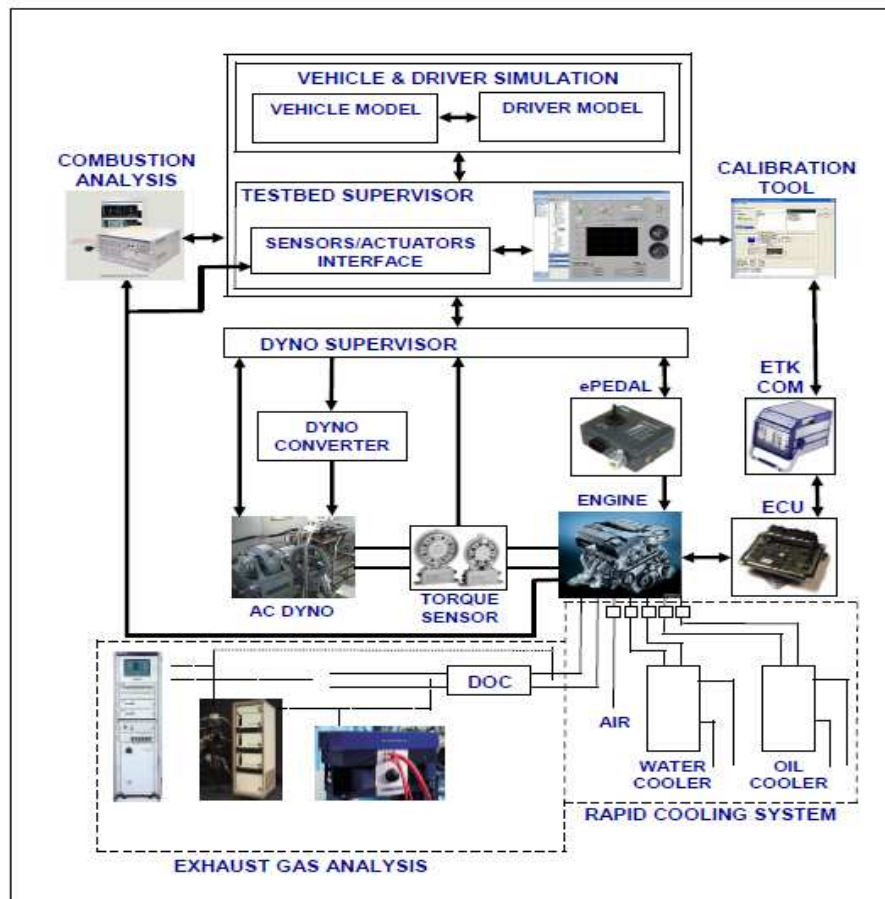


Figura VI. 16: Architettura cella dinamica

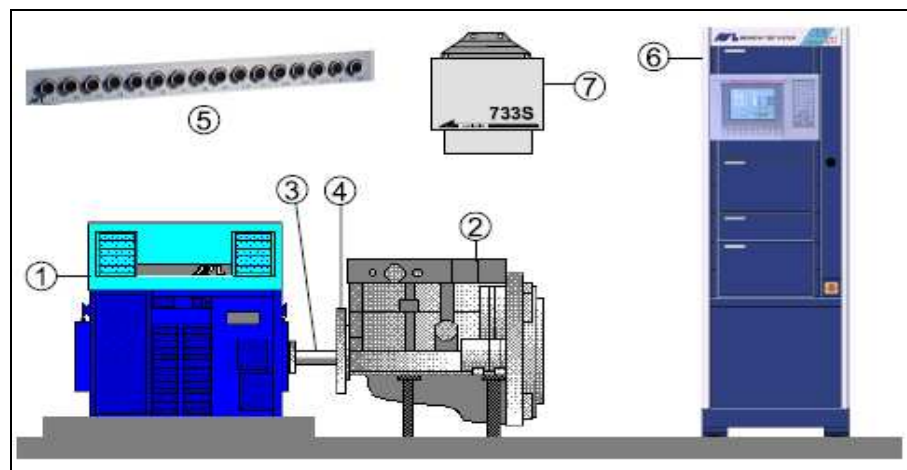


Figura VI. 17: Esempio di cella con sistema ISAC

1	Freno altamente dinamico	5	F-FEM-AIF
2	Motore a Combustione Interna	6	AVL-Bench CEB (option)
3	Shaft	7	Fuel meter (opzionale)
4	Clutch disk		

Tabella VI. 1:Elementi della sala con sistema ISAC

Come detto per simulare un ciclo in dinamico occorre simulare il percorso, il veicolo, la strada e il driver. Esistono opportune interfacce per ogni singolo sistema.

Durante la simulazione tutte le forze che agiscono su un veicolo in strada sotto reali condizioni possono essere simulate dal Puma attraverso il freno dinamico che permette la simulazione di:

- Carico strada;
- Pendenza strada;
- Momento di inerzia dei componenti non fisicamente presenti.

Il carico strada si ottiene sommando tutte le forze cui è soggetto un veicolo in strada ovvero:

- Resistenza al rotolamento (F_{Roll});
- Resistenza dell'aria (F_a);

La resistenza aerodinamica è quella forza che si oppone al movimento del corpo quando quest'ultimo è immerso in un fluido. Essa è la componente della risultante delle forze dovute alla viscosità del fluido nella direzione del vettore velocità del corpo e nel verso contrario. L'entità della resistenza aerodinamica dipende dalla natura del fluido, dalla velocità e dalla forma geometrica del corpo.

$$F_a = \frac{1}{2} C_D A \rho v^2$$

Dove:

- A = area frontale del veicolo [m^2];
- C_D = coefficiente di resistenza aerodinamica;
- v = velocità [m/s];
- ρ = densità dell'aria [kg/m^3].

Il coefficiente di resistenza aerodinamica misura la resistenza aerodinamica di un corpo in moto in un fluido, esso dipende esclusivamente dalla forma del corpo ed è indipendente dalla sezione o dalla velocità cui viene effettuato il moto.

La resistenza al rotolamento è dovuta all'attrito esercitato dai pneumatici sul terreno. Tale resistenza, in linea di principio, non dipende dalla velocità del veicolo in quanto la zona di contatto delle ruote sul terreno, istante per istante, è ferma rispetto al suolo, pur essendo sempre diversa rispetto al pneumatico. Essa dipende, però, in modo diretto dall'area di contatto tra la ruota ed il terreno. Se la ruota fosse molto rigida, la zona di contatto con il terreno sarebbe una linea sottile. La relazione generale che permette di ricavare la forza necessaria per vincere la resistenza al rotolamento è:

$$F_r = C_v Mg \cos \alpha$$

Dove:

- C_v = coefficiente di attrito volvente;
- M = massa del veicolo in ordine di marcia;
- g = accelerazione di gravità;
- α = angolo di inclinazione del piano stradale.

Esiste un effetto secondario che causa un leggero aumento dell'attrito volvente all'aumentare della velocità dovuto principalmente alla maggiore deportanza aerodinamica sul corpo vettura. Tale componente crea un incremento di forza resistente di entità differente al variare della velocità. Comportamento che può essere descritto da una legge empirica del tipo:

$$F_r = A_0 + B_0 * v + C_0 * v^2$$

$$F_r = C_v Mg \cos \alpha + B_0 * v + C_0 * v^2$$

Dove:

- A_0 = forza di primo distacco;
- B_0 = coefficiente di attrito [N/(m/s)], esso si determina dal test *coast down*¹²;
- C_0 = coefficiente di rotolamento [N/(m/s)ⁿ];
- v = velocità veicolo.

La somma delle due componenti di attrito, resistenza aerodinamica e attrito volvente, rappresentano la forza che occorre contrastare per mantenere la vettura ad una velocità costante. In sala prova motore l'organo deputato alla loro simulazione è il freno dinamico.

$$RoadLoad = A_0 + B_0 * v + C_0 * v^2 + \frac{C_d A \rho}{2} * v^2$$

¹² Di seguito indicato

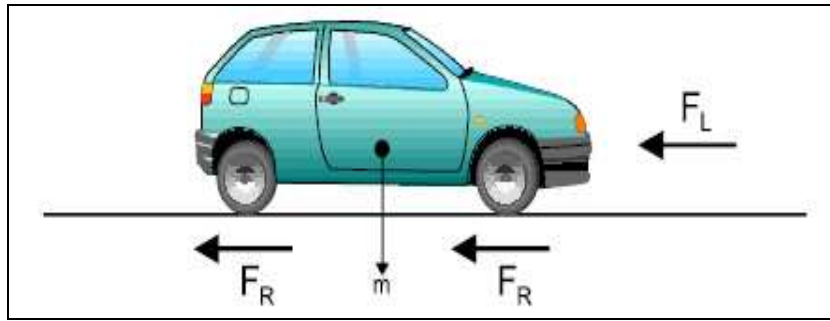


Figura VI. 18: Carico strada

I coefficienti della legge di carico vengono inseriti in un'apposita interfaccia: VEH (Vehicle and Driveline Parameters).

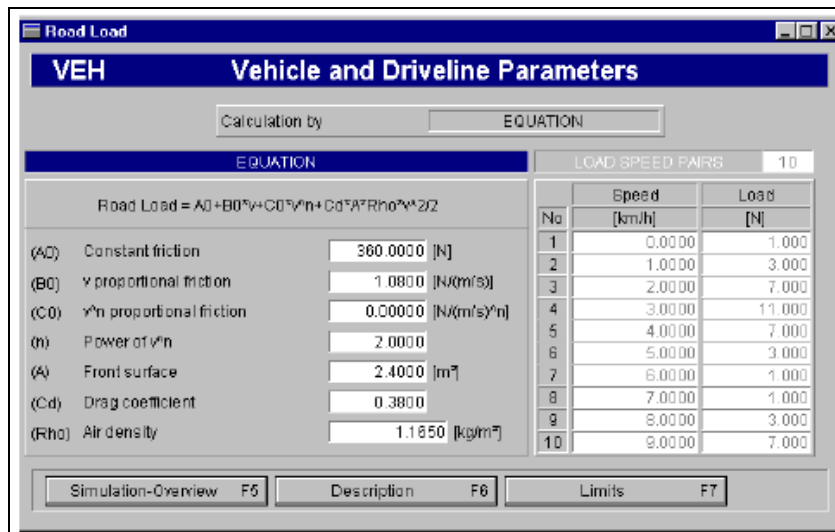


Figura VI. 19: Vehicle and Driveline Parameters

VI.2.1. Legge di carico: Coast Down test

Il moto di un veicolo è ostacolato dalla resistenza, essa è costituita da tre principali termini: aerodinamica, rotolamento, trasmissione. In generale, di qualsiasi natura essa sia, la resistenza totale è una funzione della velocità.

Si consideri una vettura lanciata ad una certa velocità e successivamente messa in “folle”, essa evidentemente decelera secondo la legge fondamentale di Newton:

$$(m_v + m_{er}) \frac{dV}{dt} = -R_{(v)}$$

Dove .

m_v : massa traslante della vettura;

m_{er} : massa traslante “equivalente” delle ruote.

Lanciando dunque la vettura alla massima velocità e misurando con un metodo qualsiasi la legge di decelerazione in “folle” fino all’arresto (Coast Down test), si ottiene la cercata legge di resistenza in funzione della velocità. La resistenza trovata risulta essere la resistenza totale comprensiva delle resistenze di rotolamento, funzione quest’ultima del tipo di strada, e della trasmissione dall’uscita del motore fino alle ruote.

Analogamente, misurando la legge di decelerazione con il motore inserito su di una certa marcia si ottiene la legge di “freno motore” realmente scaricata a terra su quella marcia in funzione della velocità. Misurando la legge di accelerazione con motore in tiro, si ottiene la legge di trazione motrice.

Ripetendo le prove nei due sensi innumerevoli volte è possibile minimizzare gli effetti dovuti al vento e alla pendenza strada.

Se si ammette una legge di resistenza totale del tipo $R_{(v)} = K_1 + K_2V^2$, è possibile ricavare le due costanti K_1 e K_2 eseguendo una prima prova di decelerazione in ”folle” tra due velocità bassissime, in tal modo il secondo termine dell’equazione può essere trascurato ottenendo K_1 .

Eseguendo, successivamente, una prova di decelerazione tra due velocità elevate, noto K_1 , si ricava K_2 .

VI.2.2. Interazione suolo-veicolo: le ruote

Attraverso l’interfaccia VEH occorre fornire una serie di informazioni relative alle ruote al fine di poter simulare l’inerzia e la complessa interazione che esse hanno con il suolo.

VEH Vehicle and Driveline Parameters	
Description	
Weight	1348.0 [kg]
Wheelbase	2.795 [m]
Cardan inertia	2.530 [kgm ²]
Front wheel inertia	0.700 [kgm ²]
No. wheels front	2
Tyre radius front	0.290 [m]
Axle ratio front	0.000
Axle efficiency front	1.000
Axle track front	1.488 [m]
Transm. Type	MTR
Drivel. Type	FWD
Diff. signal	Pushbutton
Diff. default	unlocked
Rear wheel inertia	0.700 [kgm ²]
No. wheels rear	2
Tyre radius rear	0.290 [m]
Axle ratio rear	3.690
Axle efficiency rear	1.000
Axle track rear	1.446 [m]
Simulation-Overview F5 Limits F6 Road Load F7	

Figura VI. 20: VEH-Vehicle and Driveline Parameters

Gli pneumatici sono i fondamentali componenti attraverso i quali vengono trasmesse tutte le interazioni della vettura con il suolo. Essi sono costituiti da tre principali componenti: carcassa, battistrada e aria compressa. La prima ne determina le qualità strutturali, la seconda quelle di aderenza, la terza assicura il sostentamento.

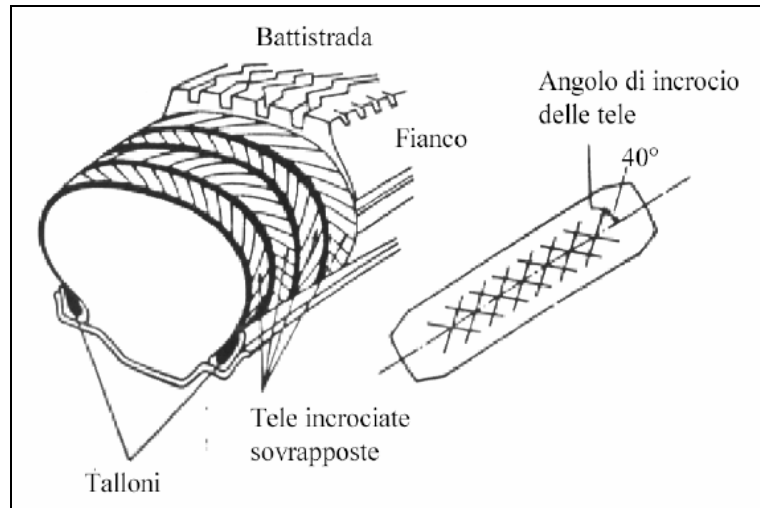


Figura VI. 21: Caratteristiche pneumatico

In quanto sistema elastico lo pneumatico fermo presenta i consueti diagrammi forza-deformazione. In senso verticale il legame tra le forze che corrispondono alle varie deformazioni imposte è grossolanamente lineare o lievemente concavo verso l'alto. In senso longitudinale, trasversale ed a trazione si ha invece un legame asintotico che cresce pressoché linearmente all'inizio per poi via via tendere al di sopra di una certa deformazione imposta.

Un pneumatico in rotolamento puro ovvero sul quale non agiscono forze frenanti o motrici, sottoposto ad un carico verticale si deforma nella zona di contatto. In tale zona la distanza H tra centro del pneumatico e suolo diviene minore del raggio esterno R_e .

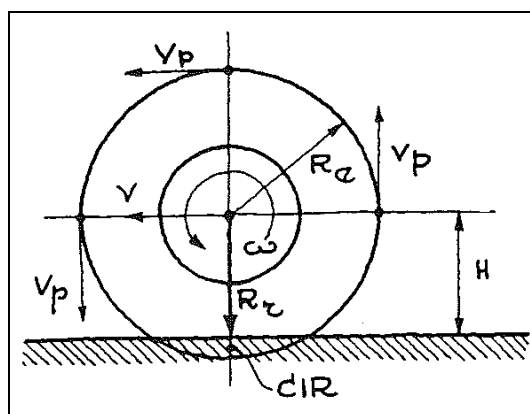


Figura VI. 22: Pneumatico in puro rotolamento

Per motivi di deformabilità strutturale e di resistenza al rotolamento, il vero raggio di rotolamento R_r avrà un valore compreso tra H ed il raggio esterno, $R_e < R_r < H$. Ne deriva che il vero centro di istantanea rotazione (CIR) del pneumatico è leggermente al di sotto del piano stradale.

Applicando il principio del moto relativo, ovvero considerando fermo il centro del pneumatico mentre il suolo gli scorre sotto con velocità V pari alla velocità della vettura, la velocità angolare risulta $\omega = \frac{V}{R_r}$, di conseguenza la velocità del battistrada scarico $V_p = \omega R_e$

risulterà maggiore della velocità della vettura in quanto $R_e > R_r$. Ogni elemento del battistrada, quindi, avvicinandosi al contatto deve rallentare, comprimersi in senso tangenziale, ed accelerare, distendersi, allontanandosene.

Questo continuo processo di compressione-distensione, subito da ciascun elemento del battistrada, introduce, tramite l'elevata isteresi della gomma, uno dei tanti meccanismi di dissipazione di energia all'interno della struttura del pneumatico che costituiscono la ben nota resistenza al rotolamento.

Un momento, frenante o motore, applicato al pneumatico, si trasmette a terra per aderenza sotto forma di una forza di trazione X diretta in avanti o all'indietro (a seconda se frenante o motrice). Lo pneumatico riceve per reazione e trasmette al veicolo forze opposte (-X).

La forza netta, effettivamente scambiata con il suolo deriva dalla somma algebrica della forza tangenziale corrispondente al momento applicato e della resistenza al rotolamento. A causa dell'elasticità longitudinale del pneumatico, queste forze originano il tipico fenomeno dello scorrimento. Ovvero, ogni elemento di pneumatico che passa dalla condizione scarica, fuori dal contatto, alla condizione carica, si deforma in senso tangenziale, verso l'indietro se il momento è frenante, verso l'avanti se il momento è motore. Conseguentemente lo pneumatico ruota più lentamente o velocemente rispetto al puro rotolamento. Tale differenza di velocità prende il nome di scorrimento, la presenza di questo fenomeno provoca la variazione della posizione del centro istantaneo di rotazione (CIR).

$$\sigma = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0}$$

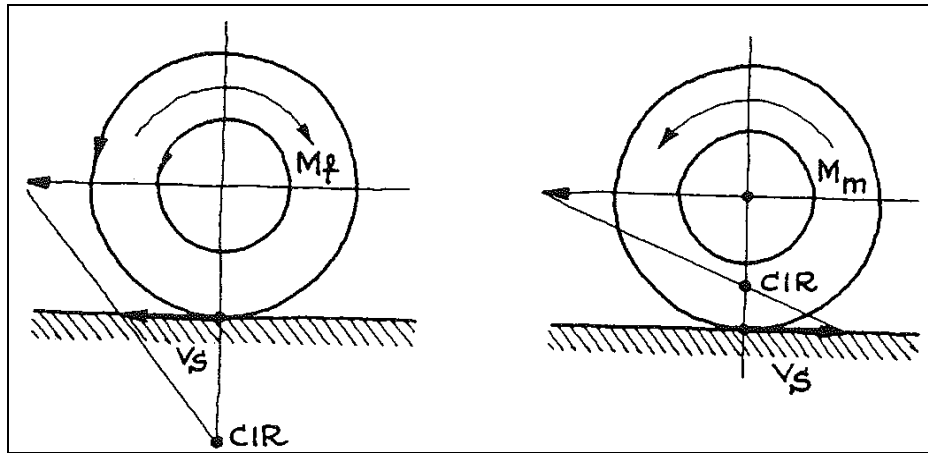


Figura VI. 23: Pneumatico sottoposto ad azione frenante o motrice

In figura VI.24 è riportato l'andamento del coefficiente di aderenza f_a , dato dal rapporto tra la forza traente (o frenante) ed il carico, in funzione dello scorrimento. Le misure sono solitamente condotte in senso longitudinale, ovvero in direzione del moto, oppure in senso ortogonale dando vita ad un diverso andamento del coefficiente in funzione dello scorrimento. Dal diagramma si evince l'esistenza di uno scorrimento ottimale σ_{opt} per il quale si raggiunge il massimo coefficiente di aderenza longitudinale μ_{xmax} al di sopra del quale cominciano a svilupparsi fenomeni di slittamento parziale sempre più consistenti fino a raggiungere il pieno slittamento.

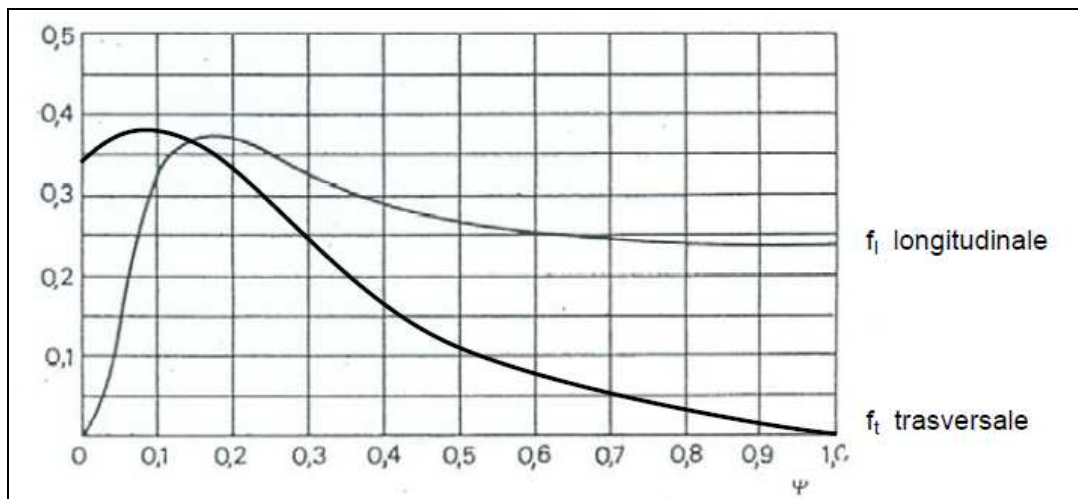


Figura VI. 24: Andamento del Coefficiente di Aderenza

VI.2.3. Il cambio

Tutte le forme di veicolo da trasporto motorizzato su strada hanno bisogno di una trasmissione per convertire la velocità di rotazione e la coppia.

Gli organi meccanici che costituiscono una trasmissione sono differenti da vettura a vettura ed ogni casa automobilistica ha una propria filosofia ma il principio della trazione tra motore e ruote rimane invariato.

Sotto la denominazione di trasmissione si comprendono gli organi di avviamento, i cambi di velocità a rapporto variabile, le prese di forza per comandare utilizzatori esterni ai comandi del movimento del veicolo, le trasmissioni finali e i differenziali che muovono le ruote; in altre parole, si comprende tutta la catena cinematica che collega il motore con le ruote.

La funzione della trasmissione è quella di adattare la coppia motrice disponibile alle necessità del veicolo, imposte dalla natura della strada, da chi guida e da requisiti di tipo ambientale.

Indipendentemente dalla loro architettura, le trasmissioni per veicolo comprendono normalmente i seguenti organi, nominati in successione dal motore alle ruote:

- Dispositivo d'avviamento, realizzato, nella maggior parte dei casi, mediante innesto a frizione a comando meccanico, manuale od asservito ad altre fonti di energia;
- Cambio. Si occupa della variazione dei rapporti ed è realizzato mediante rotismi ad asse fisso o epicicloidale;
- Gli innesti di questo componente sono azionati in tre differenti modalità: manuale (i più diffusi), semiautomatica e completamente automatica;
- Comandi: interni o esterni a seconda che siano o meno nella scatola del cambio. La funzione dei comandi esterni è condizionata dal fatto che fra l'abitacolo ed il cambio esistono moti relativi, principalmente imputabili alla sospensione motore: non devono ripercuotersi sul comando della leva del cambio. Questi organi hanno un'importanza fondamentale per la precisione e la sensazione di positività di marcia trasmesse al guidatore. Inoltre anche lo sforzo e la velocità del cambio marcia sono fortemente legate alla qualità e tipologia di questo componente;
- Innessi e sincronizzatori: servono per l'innesto degli ingranaggi;
- Riduttori: a tutti gli effetti sono cambi a un numero limitato di marce. Collegati al cambio principale in serie, aumentano il numero dei rapporti, a questa categoria appartengono anche gli splitter;
- Riduzione finale e differenziale: Realizzano l'ultima riduzione di velocità angolare degli alberi di comando delle ruote motrici: il differenziale, in particolare, ripartisce la coppia fra le ruote motrici e può essere di tipo libero, bloccabile od autobloccante, con riferimento ai vincoli esistenti fra le velocità di rotazione dei due semiassi;

- Ripartitori: rotismi integrati, nella maggior parte degli impieghi, da differenziali e innesti, essi vengono impiegati per suddividere sugli assali la potenza in uscita dal cambio;
- Trasmissioni e giunti: effettuano il collegamento tra i vari elementi della trasmissione in rotazione. Negli schemi convenzionali sono un elemento di collegamento del cambio con il differenziale e, nelle sospensioni a ruote indipendenti, sono elementi di collegamento tra differenziale e ruote.

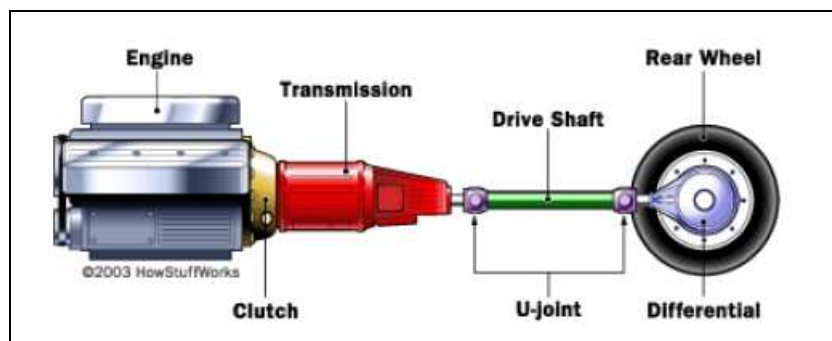


Figura VI. 25: Schema di una trasmissione dal motore alla ruota.

Il cambio ha il compito di realizzare una variazione di rapporto fra i giri del motore a combustione interna della vettura e quelli degli pneumatici. L'impiego di un cambio è indispensabile in quanto la

potenza sviluppata dal motore varia a seconda del regime di rotazione che esso compie.

In generale il cambio ci consente di variare i rapporti tra i numeri di giri motore-ruote e di ottenere sugli pneumatici le velocità, coppie e potenze desiderate, in quel momento, per vincere le resistenze dovute al carico agente sulla vettura.

In figura VI.26 è riportato lo schema di un cambio manuale. Il moto, proveniente dal motore a combustione interna, viene portato nella scatola cambio da un albero di trasmissione denominato albero primario, ed esce dalla stessa grazie ad un secondo albero, parallelo al primo, denominato albero secondario. Gli ingranaggi delle marce avanti sono montati folli sul primario e sono costantemente in presa con gli ingranaggi dell'albero secondario. Con motore avviato, cambio in folle e pedale della frizione alzato sono tutti in movimento, ma solo una coppia è connessa all'albero di uscita.

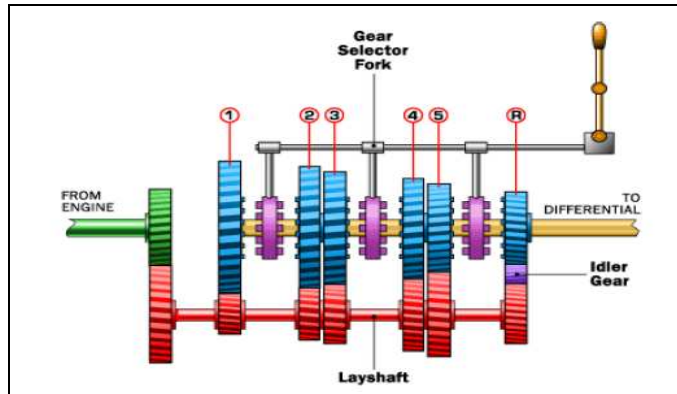


Figura VI. 26: Schema cambio manuale

In Puma attraverso l'interfaccia MTS (Manual Transmission Simulated) è possibile inserire i parametri caratteristici della scatola cambio per la simulazione della trasmissione.

Gear	Ratio	Efficiency	Damping	Nat. Freq.
No.				[Hz]
0	5.0000	0.9900	0.8000	0.10
1	3.9700	0.9800	0.5000	2.00
2	2.3200	0.9800	0.5000	2.50
3	1.4200	0.9800	0.5000	3.00
4	1.0000	0.9800	0.5000	3.50

Figura VI. 27: Manual Transmission Simulated

VI.2.4. Driver

La simulazione del driver avviene sia attraverso l'assegnazione del percorso che attraverso la descrizione delle curve di ingaggio-disingaggio frizione durante il cambio marcia. Ad ogni variazione occorre assegnare la legge normalizzata di rilascio frizione (figura VI.28) ed associare la legge di apertura-chiusura valvola farfalla.

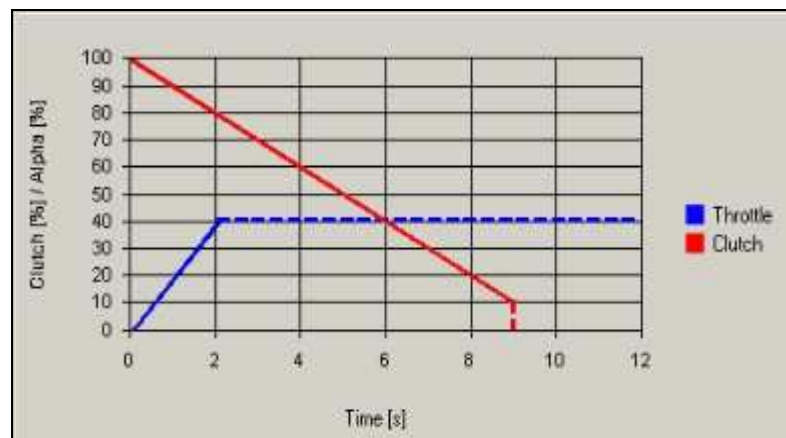


Figura VI. 28: Curva di rilascio frizione e corrispondente apertura della valvola farfalla

VI.3. Analisi ciclo NEDC

Analizziamo tre diversi cicli NEDC condotti sulla stessa motorizzazione. Al fine di mostrare come i cicli dinamici eseguiti in sala prova motore siano capaci di simulare il reale comportamento di un veicolo sottoposto alle stesse condizioni di funzionamento, viene di seguito svolta un'analisi su cicli normati eseguiti su banchi a rulli; tali cicli sono di riferimento per l'individuazione degli indici di validazione già precedentemente presentati. Di seguito sono presentati i profili di temperatura del motore e del sistema di post trattamento dei gas di scarico ottenuti dai tre cicli NEDC analizzati. La temperatura dell'aria delle tre analisi considerate sono rispettivamente 25°C, 23°C e 24°C. In particolare sono mostrati i diagrammi di temperatura dell'olio lubrificante, dell'acqua di raffreddamento, delle temperature allo scarico, monte e valle catalizzatore dell'intero ciclo normato. Le loro caratteristiche chiave sono:

- L'andamento della temperatura dell'olio (figura VI.29) mostra come l'inerzia termica del motore risenta della diversa temperatura iniziale;
- Gli andamenti delle temperature in ingresso ed uscita da motore e dal catalizzatore indicano una buona risposta e ripetibilità della prova. Le differenze apprezzabili sono dettate da un diverso valore dell'obiettivo lambda: nell'acquisizione "Analisi3" vi è un obiettivo titolo magro del 6% fino al primo cruise di 32 Km/h (figura VI.34).

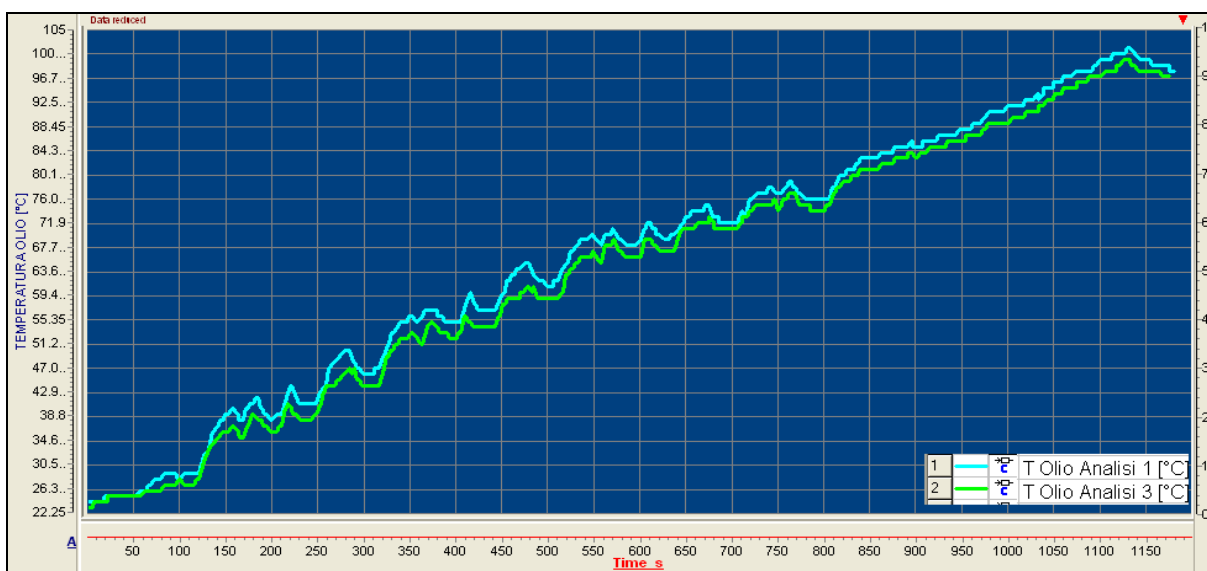


Figura VI. 29: Temperatura olio ciclo NEDC

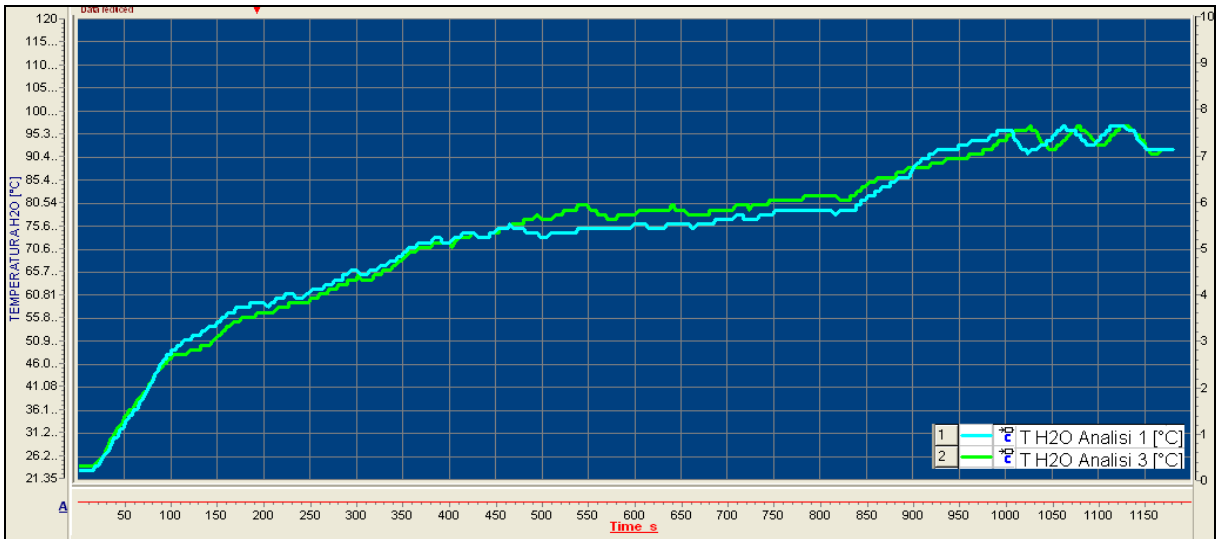


Figura VI. 30: Temperatura H2O ciclo NEDC

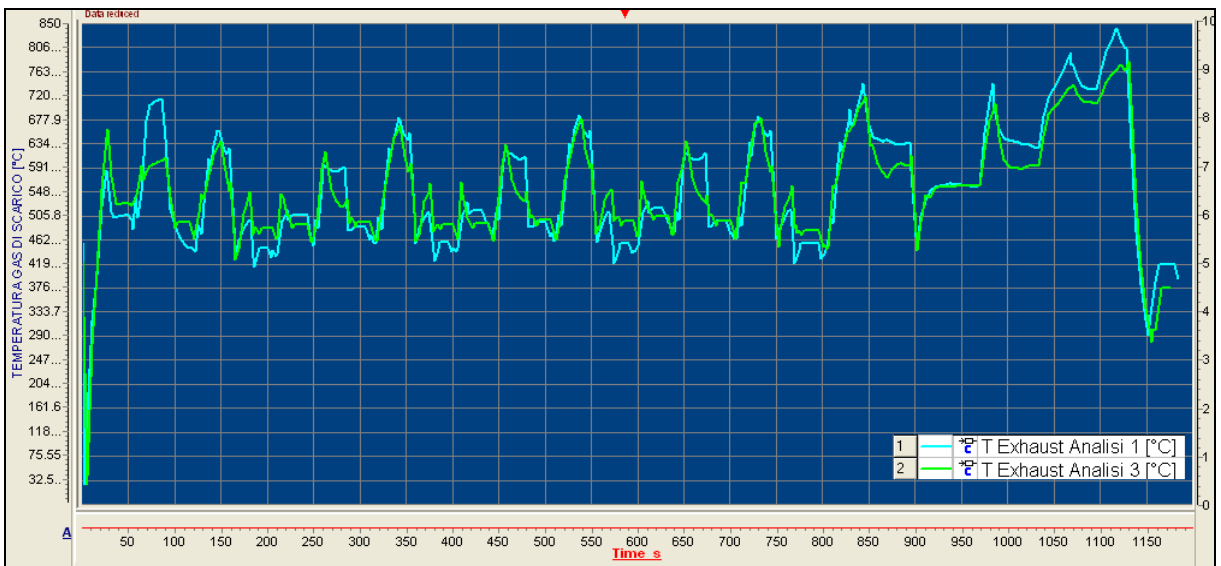


Figura VI. 31: Temperatura Exhaust [°C]

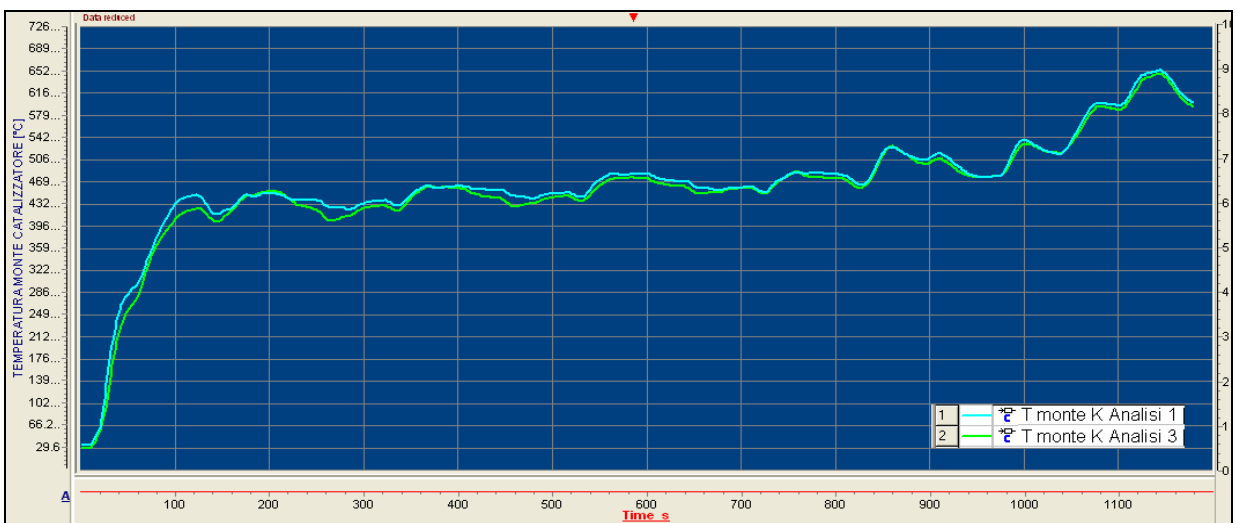


Figura VI. 32: Temperatura Monte Catalizzatore [°C]

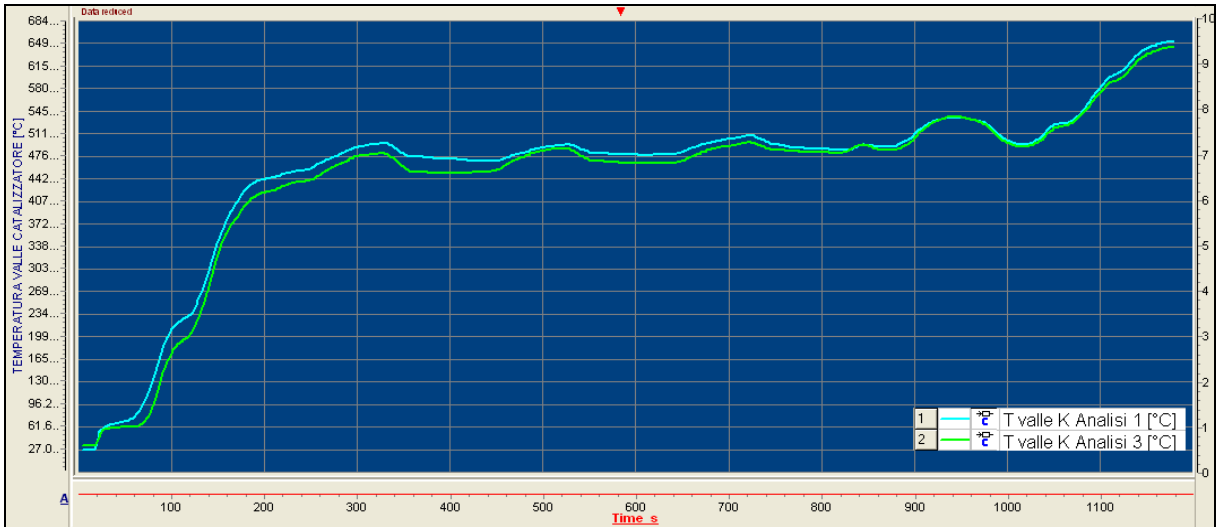


Figura VI. 33: Temperatura Valle Catalizzatore [°C]

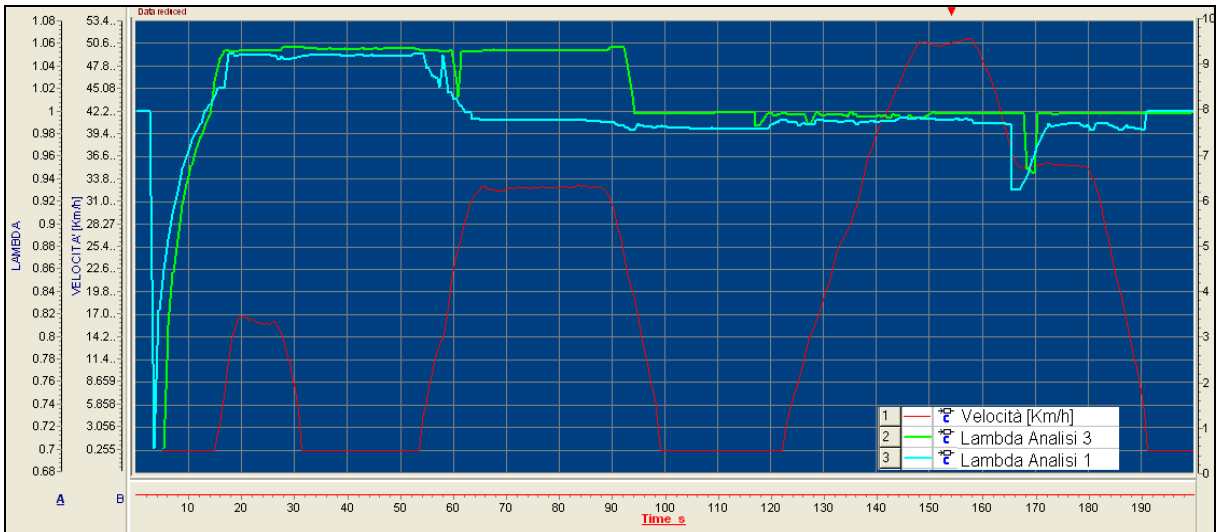


Figura VI. 34: Obiettivo Lambda

Mantenendo un obiettivo di titolo magro di circa 6% fino alla fine del primo cruise di 32 Km/h si ottiene un significativo decremento di emissioni engine di HC e CO a scapito di un aumento di NOx.

In figura VI.35 sono riportate le emissioni di CO in ppm in blu quelle del ciclo standard, in rosa quelle del ciclo con un obiettivo di titolo magro di circa 6% fino alla fine del primo cruise di 32 Km/h; dal confronto dei due andamenti è possibile apprezzare una diminuzione delle emissioni, in corrispondenza del primo cruise di 32 Km/h si osserva una variazione del 70% sulle misure istantanee. Confrontando le sommatorie delle emissioni di CO, in corrispondenza di tale punto si osserva l'allontanamento delle due curve (figura VI.36).

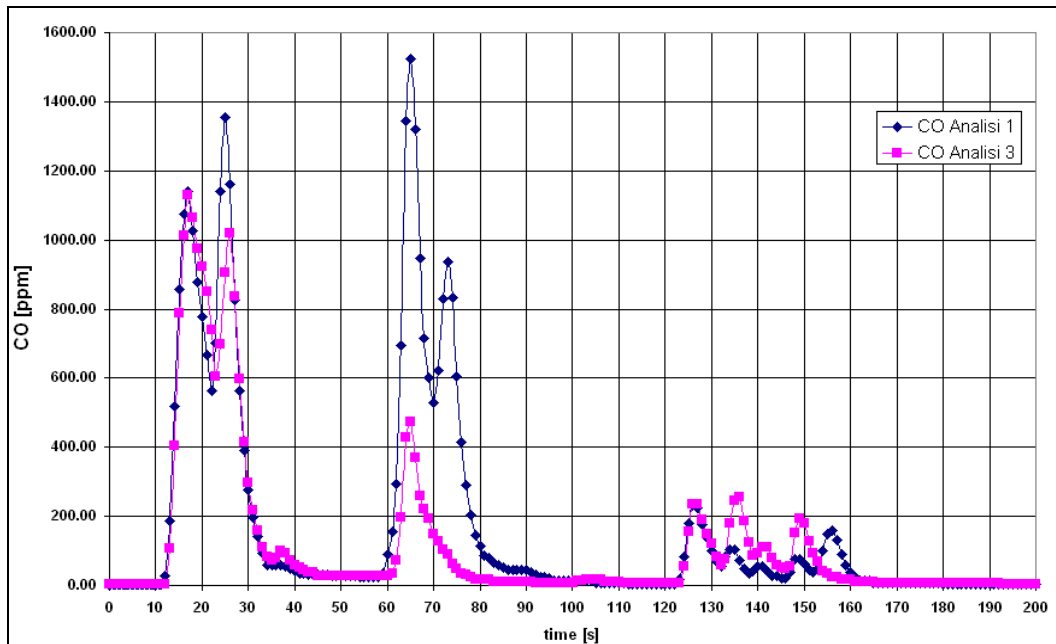


Figura VI. 35: CO [ppm] nei primi 200 s di ciclo NEDC

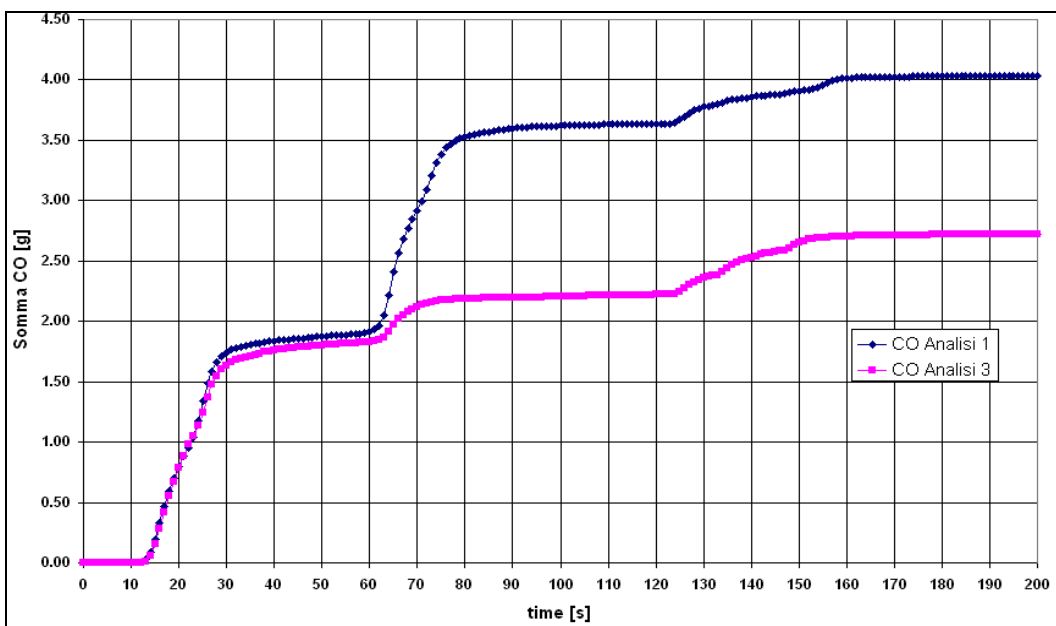


Figura VI. 36: Sommatoria CO [g] dei primi 200 s di ciclo NEDC

Analogo comportamento si riscontra per gli HC dove si osservano variazioni sulle misure istantanee del 55% in corrispondenza del secondo cruise.

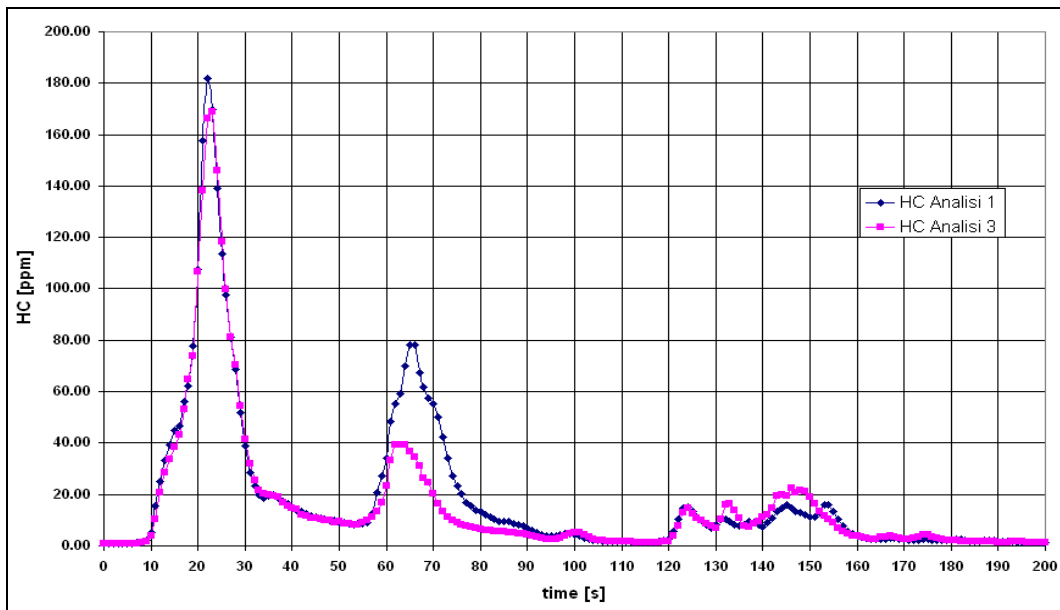


Figura VI. 37: HC [ppm] nei primi 200 s di ciclo NEDC

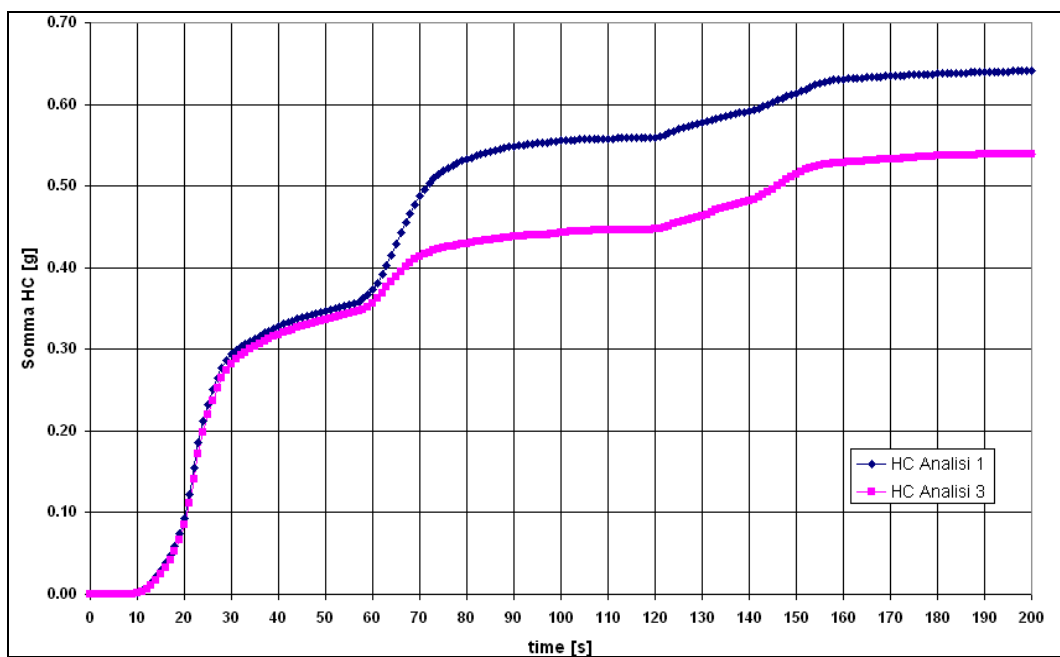


Figura VI. 38: Sommatoria HC [g] dei primi 200 s di ciclo NEDC

Tendenza opposta si riscontra per gli NO_x che presentano a fine secondo cruise un aumento del 90%.

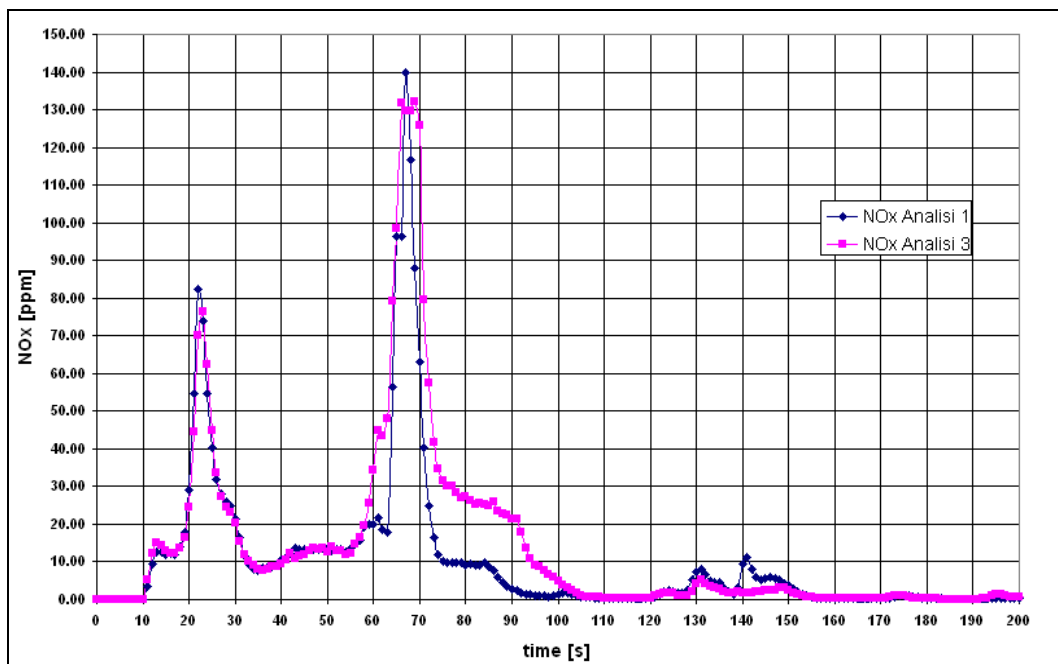


Figura VI. 39: NOx [ppm] nei primi 200 s di ciclo NEDC

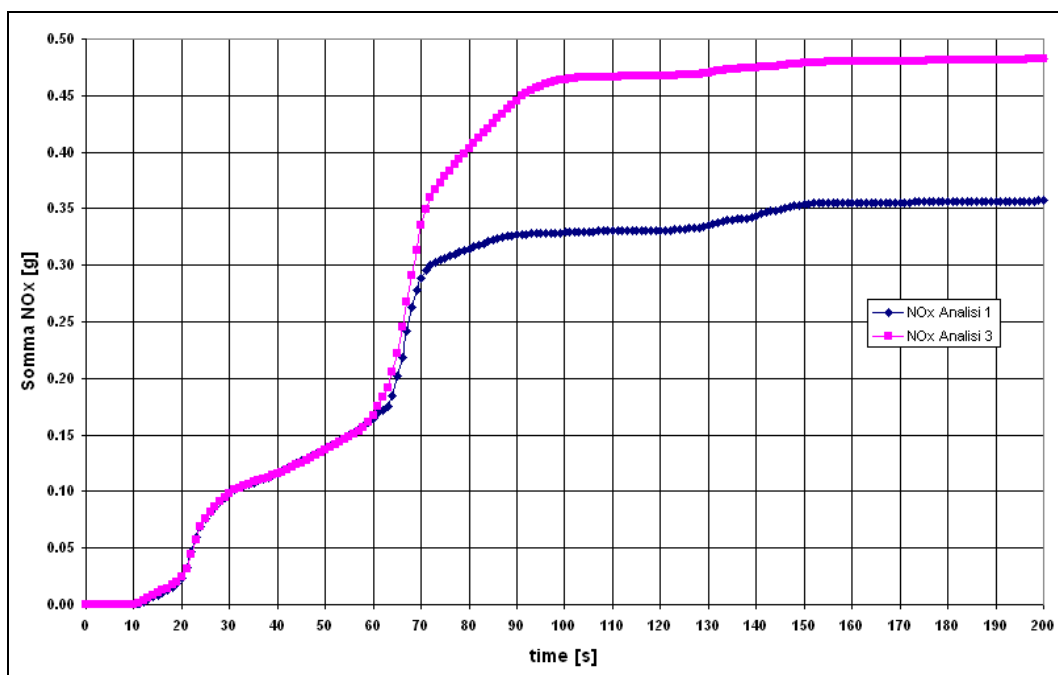


Figura VI. 40: Sommatoria NOx [g] dei primi 200 s di ciclo NEDC

Attraverso gli indici di valutazione, di seguito elencati, è possibile valutare rapidamente gli effetti della variazione apportata. In figura VI.41 è riportato l'andamento di tali indici calcolati considerando come riferimento un ciclo base con calibrazione di delibera e come variazione un obiettivo di titolo magro del 6% fino alla fine del primo cruise di 32 Km/h. Una

variazione negativa di tali indici rivela un aumento della grandezza in esame a causa della variazione apportata, viceversa, una variazione positiva rivela la diminuzione della grandezza considerata, diminuzione che risulta tanto maggiore all'aumentare del valore in percentuale dell'indice.

- $\Delta CO\% = \frac{\sum_0^i CO_{RIF} - \sum_0^i CO_{VAR}}{\sum_0^i CO_{RIF}};$
- $\Delta HC\% = \frac{\sum_0^i HC_{RIF} - \sum_0^i HC_{VAR}}{\sum_0^i HC_{RIF}};$
- $\Delta NO_x\% = \frac{\sum_0^i NO_{X\ RIF} - \sum_0^i NO_{X\ VAR}}{\sum_0^i NO_{X\ RIF}};$
- $\Delta CO_2\% = \frac{\sum_0^i CO_{2\ RIF} - \sum_0^i CO_{2\ VAR}}{\sum_0^i CO_{2\ RIF}}$

L'andamento degli indici rivelano i fenomeni in precedenza analizzati per le singole specie: la variazione di lambda del 6% per il cruise a 32 Km/h non ha influenza sul consumo (CO2) ma comporta, in tale zona, una diminuzione del 40% di CO e del 20 % di HC, di contro si ha un aumento del 40% di NOx.

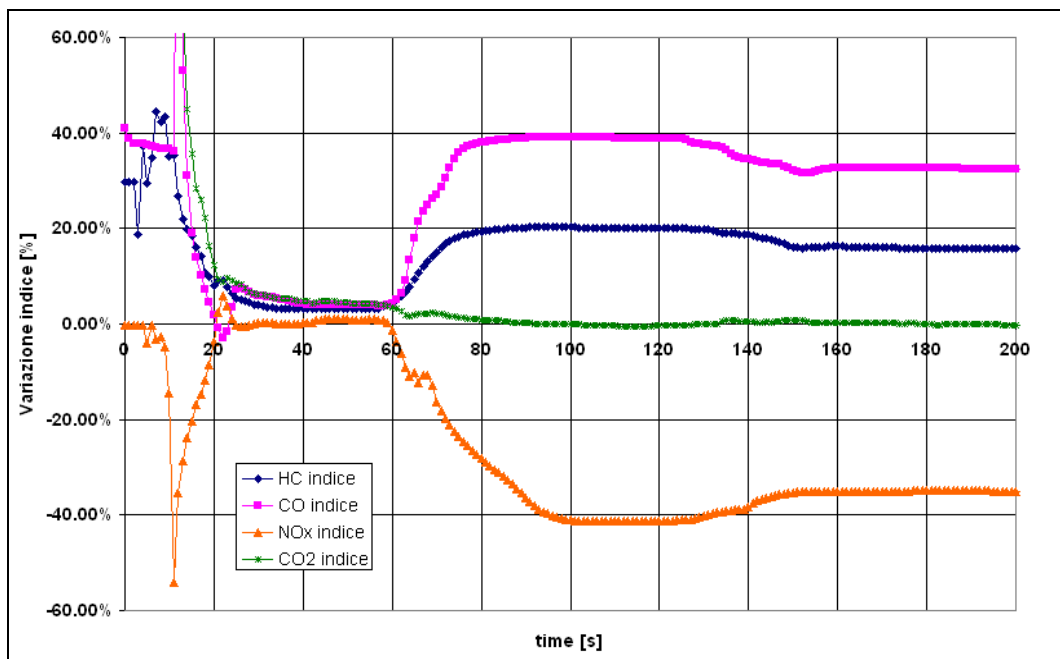


Figura VI. 41: Indici di valutazione degli inquinanti allo scarico

Successivamente si è scelto di agire sulla curva di marcia del primo stabilizzato a 32 Km/h in modo da inserire la terza marcia in luogo della seconda, tale variazione dovrebbe permettere una diminuzione di consumi a scapito delle emissioni in quanto aumentando il rapporto marcia la velocità di rotazione del motore diventa più bassa (figura VI.42) con riduzione delle portate in ingresso (figura VI.44) e, di conseguenza, minor riscaldamento del catalizzatore (figura VI.45). Dal confronto dei carichi, figura VI.43, si evince la corrispondenza della curva strada.

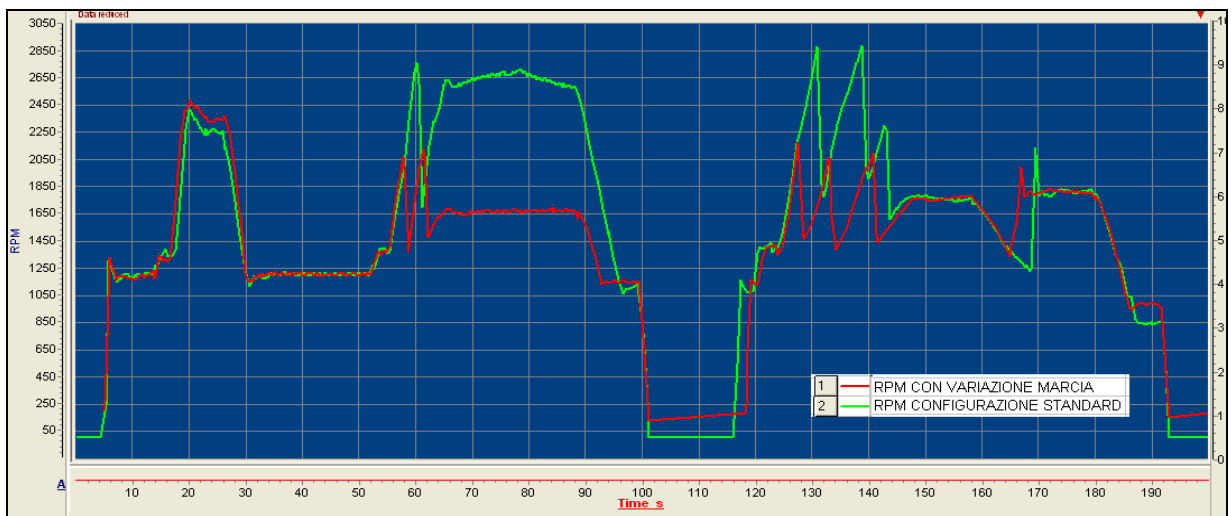


Figura VI. 42: Confronto regime



Figura VI. 43: Confronto Carico



Figura VI. 44: Confronto Air Intake capacity for all cylinder

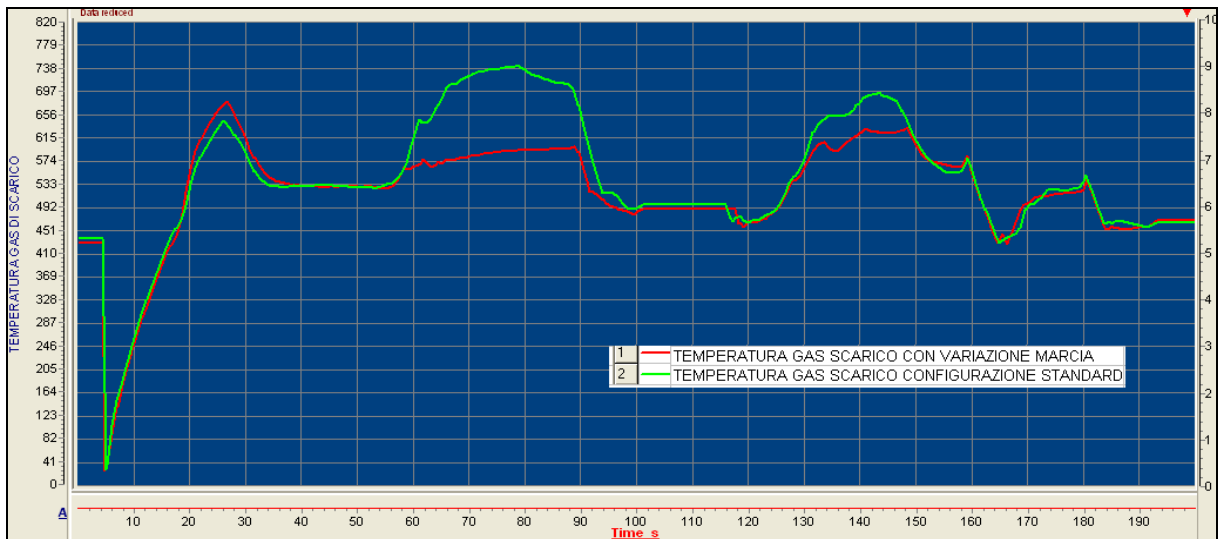


Figura VI. 45: Confronto temperatura gas di scarico

La variazione di marcia durante il primo stabilizzato comporta una riduzione di consumi (CO₂) di circa il 6% nella fase I del ciclo normato come evidenziato sia dai diagrammi specifici che dall'indice di variazione, questo mostra come la riduzione di CO₂ influenzi l'intero ciclo a scapito, però, del livello di inquinanti emessi. Di fatti in corrispondenza del punto di variazione si osserva una diminuzione di CO₂ del 20% ma un aumento di NO_x e CO rispettivamente del 20% e 10% per poi aumentare ancora nel successivo transitorio fino a portarsi entrambi al 25%, in questa fase si riscontra anche un aumento di HC rimasto invariato nella precedente variazione marcia

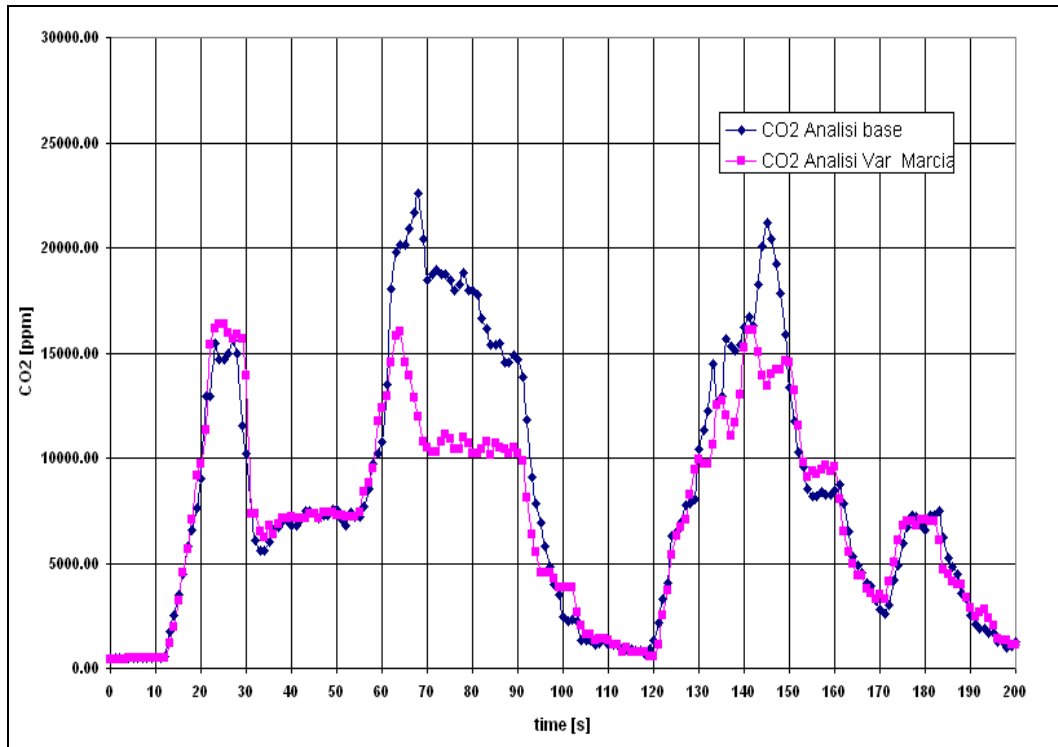


Figura VI. 46: Confronto CO2 dovuto a variazione marcia nel pri mo stabilizzato da 32Km/h

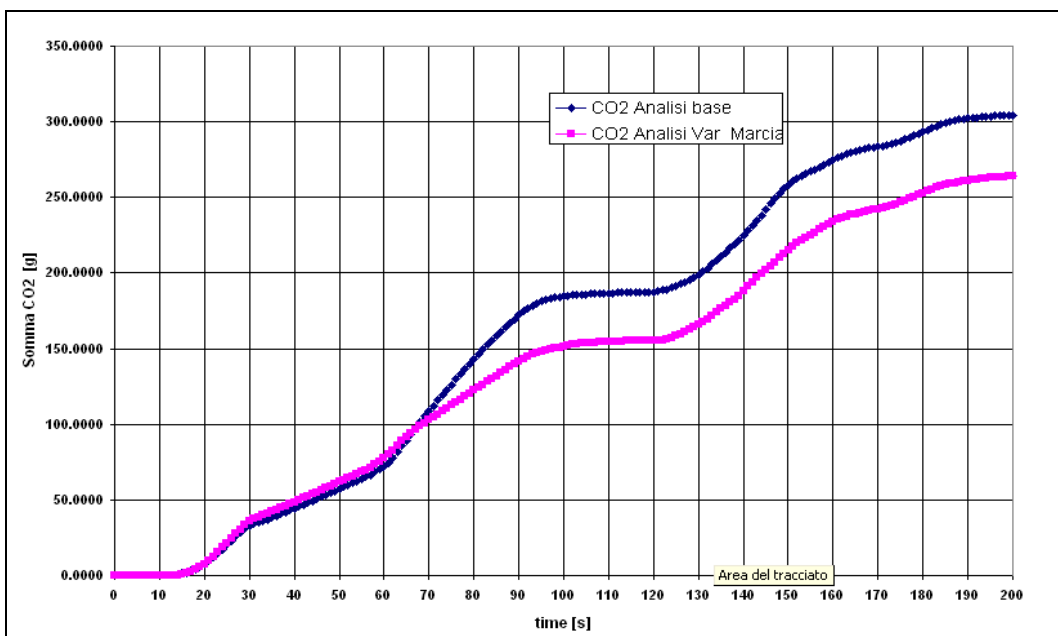


Figura VI. 47: Somma CO2 dei primo 200s del ciclo NEDC

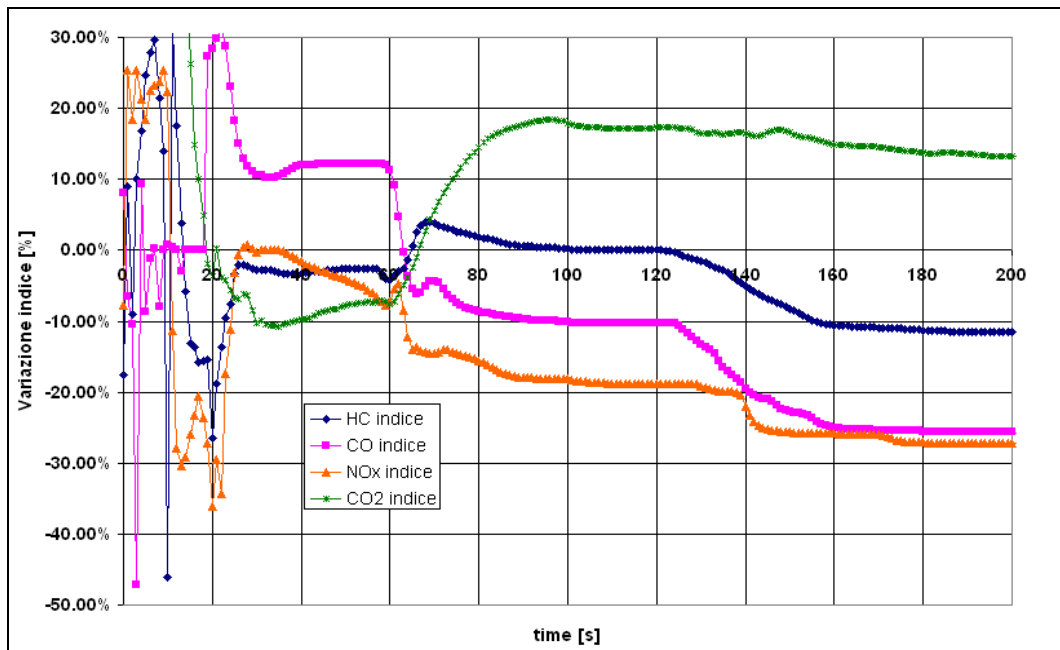


Figura VI. 48: Indici inquinanti allo scarico

Combinando le due modifiche ovvero la variazione di marcia e lambda maggiore del 6% durante il primo stabilizzato si evince una combinazione dei due effetti (figura VI.49) con la diminuzione del consumo (CO₂), del monossido di carbonio (CO) e degli idrocarburi incombusti (HC) di circa il 20% ma un aumento degli NO_x del 60%.

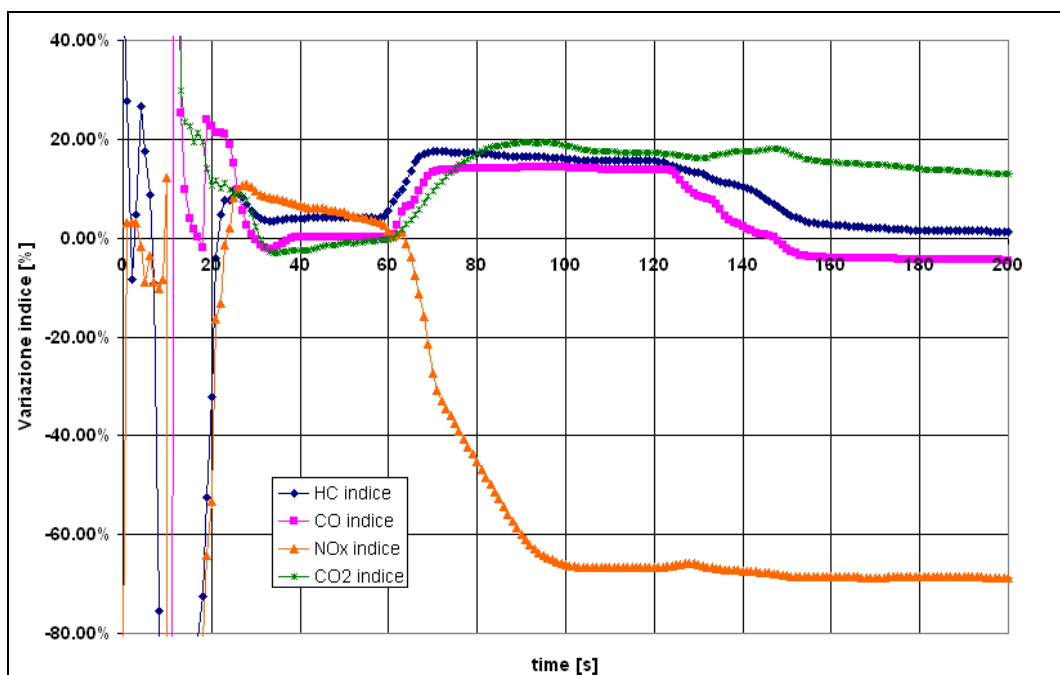


Figura VI. 49: Variazione indici fra configurazione standard e combinazione marcia-lambda

Per ridurre gli NOx si è agito sulla mappa delle modalità di attuazione valvole in light off. La strategia scelta ha consentito un aumento di EGR con conseguente abbassamento delle temperature di combustione con diminuzione degli inquinanti, mentre sono ridotti del 10% solo nei primi 60 secondi del ciclo

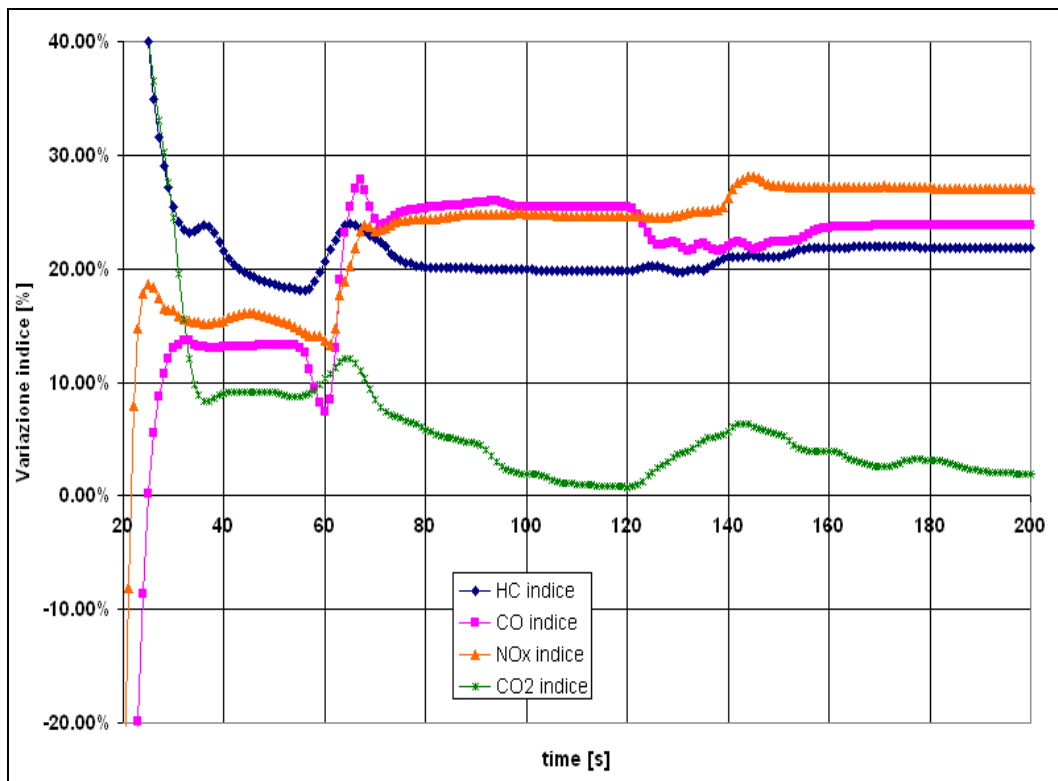


Figura VI. 50: Andamento indici tra variazione marcia e variazione modalità

Rispetto alla configurazione standard la variazione di modalità eseguita modificando la mappa delle modalità di attuazione valvole in light off comporta la diminuzione degli inquinanti durante il primo stabilizzato a 32 Km/h ed un aumento del monossido di carbonio (CO) durante il terzo cruise.

Le analisi presentate confermano la validità degli indici individuati. Dal confronto di questi ultimi per la singola specie di inquinante è possibile individuare la migliore strategia da dover attuare in ogni secondo del ciclo.

Durante il processo di calibrazione del tempo di light-off catalizzatore è possibile agire su un set corposo di parametri che influenzano il tempo di raggiungimento del light-off. Ogni parametro ha un differente effetto sul catalizzatore e, conseguentemente, sulle emissioni [35].

- Anticipo all'accensione
- Rapporto aria/combustibile

- Variabile valve timing
- Velocità di minimo

Attraverso una sperimentazione full factorial e parametrica gestita dall'interazione con fogli Excel, in figura VI.51 si riporta un esempio, sarà possibile realizzare dei piani DoE delle variabili individuate che, attraverso gli indici trovati, permettano un efficace riduzione del time to market con una buona confidenza dei risultati.

	A	B	C	D	E
1	Variabile 1	Variabile 2	Variabile 3	Variabile 4	Variabile 5
2	VAR 1	VAR 2	VAR 3	VAR 4	VAR 5
3					
4	Var 1	Var 2	Var 3	Var 4	Var 5
5	x	x	x	x	x
6	x	x	x	x	x
7	x	x	x	x	x
8	x	x	x	x	x
9	x	x	x	x	x
10	x	x	x	x	x
11	x	x	x	x	x
12	x	x	x	x	x
13	x	x	x	x	x
14	x	x	x	x	x
15	x	x	x	x	x
16	x	x	x	x	x
17	x	x	x	x	x
18	x	x	x	x	x
19	x	x	x	x	x
20	x	x	x	x	x
21	x	x	x	x	x
22	x	x	x	x	x

Figura VI. 51: Esempio di foglio Excel per piano DoE in test dinamico

Conclusioni

L'attività di ricerca illustrata nella presente tesi di Dottorato è stata eseguita presso il Centro Fiat Powertrain di Pomigliano D'Arco (Na), essa ha messo alla luce le peculiarità dei processi di automatizzazione intelligente.

I software attualmente utilizzati sia per l'acquisizione in real-time che per la post-elaborazione dei segnali acquisiti, per poter essere sfruttati appieno e consentire da un lato maggior grado di adattamento alle esigenze degli sperimentatori e dall'altro di operare in maniera automatica, devono essere opportunamente programmati.

L'obiettivo dell'attività di ricerca è stato quello di implementare tools scritti in linguaggio di alto livello, quali Block Sequence Editor (BSQ) per eseguire test in automatico, sia stazionari che dinamici, direttamente al banco prova motore.

Per la messa a punto dei moderni motori occorre eseguire un ingente quantitativo di prove sia per l'attività di calibrazione che sperimentazione. L'esecuzione manuale e senza tecniche intelligenti di tali prove comporta l'aumento esponenziale del time to market e riduce la possibilità di sperimentare nuove soluzioni tecniche. Ciò spinge allo sviluppo di test in sala altamente automatizzati, il sistema di automazione deve essere in grado di effettuare contemporaneamente il controllo di determinati parametri, la gestione del banco prova e l'acquisizione dei dati, con conseguente aumento dell'efficienza di sala prova e la riduzione

del time to market grazie all'esecuzione di piani DoE o l'interazione on line con le diverse applicazioni.

Le prove intelligenti svolte in modalità automatico permettono di sfruttare le potenzialità dei sistemi avendo un'ottima confidenza della qualità del risultato e tempi ridotti di processo.

In funzione degli obiettivi di calibrazione sono state messe a punto opportune metodologie di sperimentazione in automatico, sperimentazione Full Factorial, Parametrica, On Line. Tali sperimentazioni sono capaci di interagire con i diversi dispositivi presenti in sala per mezzo di opportuni script in visual basic, questi ultimi possono migliorare le performance del sistema gestendo le operazioni matematiche, creando un flusso di priorità, connettendo su richiesta particolari sistemi.

La sperimentazione Full Factorial è utilizzata per l'analisi dell'intero campo attraverso DoE on line; quest'ultimo ha lo scopo di modellare un sistema di cui non si conosce il comportamento basandosi su un numero discreto di dati misurati, tale metodologia include la creazione di un piano degli esperimenti in accordo con le leggi statistiche, tale piano tende a minimizzare gli sforzi di misura pur variando diverse variabili per ogni misura. La creazione del modello avviene attraverso l'utilizzo di metodi matematici.

Le sperimentazioni Parametrica ed On line ricercano in maniera intelligente ed interattiva l'obiettivo di calibrazione, la prima attraverso l'analisi del campo, la seconda ricostruendo la grandezza oggetto di analisi. Entrambe le sperimentazioni permettono una notevole diminuzione dei tempi di prova e post elaborazione.

Nella vita reale di funzionamento un motore vedrà raramente punti stazionari, di fatti da sempre i test utilizzati per l'applicazione delle normative sono una sequenza di funzionamento in determinati punti di carico-giri del motore, capaci di simulare, per quanto possibile, il comportamento del veicolo su strada. La seconda fase dell'attività di ricerca è stata concentrata sulla simulazione di cicli dinamici direttamente in sala prova, attraverso l'utilizzo dei test automatizzati e la loro interazione con i diversi sistemi, sviluppati per le analisi in sala motore.

La simulazione di tali cicli comporta la possibilità di ottenere cicli di carico fin dalle prime fasi del processo di calibrazione pur senza alcun prototipo di veicolo, essendo quest'ultimo simulato direttamente in sala prova motore, ciò permette la simulazione di svariate applicazioni del motore in oggetto senza costi aggiuntivi e con notevole riduzione dei tempi di sviluppo e calibrazione. Un ulteriore vantaggio, per nulla trascurabile, è la possibilità di avere cicli di carico perfettamente ripetibili a differenza di quelli ottenuti su banco a rulli o in strada che risentono di alcune variabilità, in primis della presenza di un driver umano. Da analisi

condotte direttamente su grandezze di centralina motore si è visto come i cicli eseguiti su banco a rulli presentano, negli stazionari, differenze percentuali del 4% per il regime e 8% per il carico; mentre in sala prova si riscontrano livelli percentuali inferiori al 2% per il regime e al 4% per il carico.

In particolare l'attenzione è stata focalizzata sullo studio della partenza a freddo con lo scopo di sviluppare dal punto di vista metodologico una strategia per la calibrazione del cold start dei cicli normati, ottenendo bassi livelli di emissioni e consumi. Basti pensare che tra il 50 e l'80 % degli idrocarburi e monossido di carbonio sono emessi allo scarico durante la partenza a freddo essendo la conversione del catalizzatore inefficace prima del raggiungimento della temperatura di light-off.

I parametri che influenzano tale fase: anticipo all'accensione, rapporto aria/combustibile, angolo di apertura e chiusura valvola di aspirazione, velocità al minimo; saranno variati attraverso le opportune sperimentazioni automatiche, in particolare attraverso piani DoE. L'influenza di ogni singolo parametro è apprezzata per mezzo degli indici validati direttamente su cicli normati eseguiti su banchi a rulli, essi rappresentano la variazione percentuale delle sommatorie, nell'istante i -esimo, tra la grandezza in esame e quella del ciclo su cui è stata apportata la variazione, rispetto alla somma della grandezza di riferimento, descrivendo in maniera efficace l'influenza della modifica apportata sulla grandezza cui l'indice fa riferimento, permettendo una rapida valutazione degli effetti della variazione apportata.

Bibliografia

- [1] Manuale Puma Open V1.3 ISAC 400;
- [2] Tesi di Dottorato in Energetica XX ciclo Università degli Studi di Roma “La Sapienza”, *Metodologia e strumenti per la misura in tempo reale del comportamento energetico-emissivo dei veicoli*, F. Ortenzi, F. Filippi;
- [3] Giancarlo Ferrari, *Motori a combustione interna*, Edizione il Capitello '96;
- [4] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill;
- [5] H. Shen, T. Shamin, S. Sengupta, *An Investigation of Catalytic Converter Performances during Cold Starts*, SAE 1999-01-3473;
- [6] N. Kruse, A. Frennet, J.-M. Bastin, *Catalysis and Automotive Pollution Control IV*, Elsevier '98;
- [7] K. Bhaskar, S. Sendilvelan, K. Jeyachandran, *Experimental Investigation on Cold Start HC and CO Emission Control using Electrically Heated Pre-Catalyst (EHC) in Mark IV Ambassador SI engine*, SAE 2004-28-0006;
- [8] S. Sendilvelan, K. Jeyachandran, K. Bhaskar, *Thermal Analysis of Electrically Heated Catalyst to Reduce Cold Start Emission from Gasoline Engine*, SAE 2001-01-1845/4264;
- [9] P. Bielaczyc and J. Merkisz, *Euro III / Euro IV Emissions – A Study of Cold Start and Warm Up Phases with a SI (Spark Ignition) Engine*, SAE 1999-01-1073;
- [10] P. Bielaczyc and J. Merkisz, *Cold Start Emissions Investigation at Different Ambient Temperature Conditions*, SAE 980401;
- [11] T.H. Ballinger, P.J. Andersen, *Vehicle Comparison of Advanced Three-Way Catalysts and Hydrocarbon Trap Catalysts*, SAE 2002-01-0730;
- [12] Yiding Cao, *Operation and Cold Start Mechanisms of Internal Combustion Engines with Alternative Fuels*, SAE 2007-01-3609
- [13] Hu Li , G.E. Andrews, G. Zhu, B. Daham, M. Bell, J. Tate, K. Ropkins, *Impact of Ambient Temperature on Exhaust Thermal Characteristics during Cold Start for Real World SI Car Urban Driving Tests*, SAE 2005-01-3896
- [14] Tariq Shamim, *Control of Cold Start Emissions through Modulation of Engine Exhaust Gases*, SAE 2006-01-0627
- [15] P.L. Silveston, *Automotive Exhaust Catalyst: Is Periodic Operation Beneficial?*, *Chemical Engineering Science*, 51, pp 2419-2426, 1996;
- [16] T. Shamim, V.C. Medisetty, *Dynamic Response of Automotive Catalytic Converters to Variations in Air-Fuel Ratio*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125, pp. 502-508, 1979;
- [17] T. Shamim, *Dynamic Response of Automotive Catalytic Converters to Modulations in Engine Exhaust Compositions*, *Internal Journal of Engine Research* 2005;
- [18] A.B.K. Lie, J. Hoebink, G.B. Marin, *The Effect of Oscillatory Feeding of CO and on the Performance of a Monolithic Catalytic Converter of Automobile Exhaust Gas: A Modeling Study*, *The Chemical Engineering Journal*, 53 pp. 47-54, 1993;
- [19] Moore, Wayne R. and Mond, J. Robert, *Predicted Cold Start Emission Reductions Resulting from Exhaust Thermal Energy Conservation to Quicken Catalytic Lightoff*, SAE paper No 93108, 1993;
- [20] L. S. Jr Socha, D.F. Thompson, *Electrically Heated Extruded Metal Converters for Low Emission Vehicles*, SAE Paper No920093, 1992;

- [21] W.W. Pulkrabek, R.A. Shaver, *Catalytic Converter Preheating by Using a Chemical Reaction*, SAE paper No.931086,1993;
- [22]T. Ma, N. Collins, T. Hands, *Exhaust Gas Ignition (EGI) – a New Concept for Rapid Light-Off of Automotive Exhaust Catalyst*, SAE paper No.920400, 1992,
- [23] G.C. Koltsakis, A.M. Stamatelos, *Catalytic Automotive Exhaust Aftertreatment*, Prog. Energy Combust. Sci Vol 23, pp1-39, 1997;
- [24] P. Oeser, E. Mueller, G.R. Haertel, A.O. Schuerfeld, Novel Emission Technologies with Emphases on Catalyst Cold Start Improvements. Status Report on VW-Pierbug Burner/Catalyst System, SAE paper No. 940474, 1994;
- [25] ENEA Ente per le Nuove tecnologie, l’Energia e l’Ambiente, *Rapporto Energia e Ambiente 2000*, ISBN 88-8286-052-3;
- [26] ENEA Ente per le Nuove tecnologie, l’Energia e l’Ambiente, *Rapporto Energia e Ambiente 2003-Volume 1- L’Analisi*, ISBN 88-8286-042-6;
- [27] ENEA Ente per le Nuove tecnologie, l’Energia e l’Ambiente, *Rapporto Energia e Ambiente 2004-Volume 1- L’Analisi*, ISBN 88-8286-112-0;
- [28] F. Ortenzi, *Metodologia e strumenti per la misura in tempo reale del comportamento energetico-emissivo dei veicoli*, Tesi di Dottorato, 2007, DITS, Università di Roma “La Sapienza”;
- [29] G.C. Koltsakis, A.M. Stamatelos, *Catalytic Automotive Exhaust Aftertreatment*, Prog. Energy Combust Sci vol23 pp.1-39, 1997;
- [30] C. Depcik, D. Assanis, One dimensional automotive catalyst modeling, Progress in energy and combustion science, 2005, 31, 308-369;
- [31] Tesi di Dottorato in Chimica Industriale XX ciclo Università di Bologna “Alma Mater Studiorum”, *Sviluppo di Catalizzatori per l’abbattimento di NOx in presenza di ossigeno*, M. Livi, L. Angiolini, G. Fornasari, A. Vaccari;
- [32] Hu Li, E.A. Gordon, S. Dimitrios, *Influence of Cold Start and Ambient Temperatures on Greenhouse Gas Emissions, Global Warming Potential and Fuel Economy for SI Ca rReal World Driving*, SAE 2001-01-0477;
- [33] D.I. Andrianov, F. Keynejad, R.J. Dingli, G. Voice, M.J. Brear, C. Manzie, *A Cold Start Emissions Model of an Engine and Aftertratment System for Optimisation Studies*, SAE 2010-01-1274;
- [34] H. Chunming, S. Xijuan, L. Na, *Investigation on Cold Starting and Warming up of Gasoline Engine with EFI*, SAE 2007-32-0070;
- [35] A.C. McNicol, H. Figueroa-Rosas, C.J. Brace, M.C. Ward, P. Watson, R.V. Ceen; *Cold Start Emissions Optimisation Using an Expert Knowledge Based Calibration Methodology*, SAE 2004-01-0139;
- [36] E.R. Becher, R. Watson, M. Brayer, C. Vogt, M. Makino, *Prediction of Catalytic Performance during Light-off Phase with Different Wall Thickness, Cell Density and Cell Shape*, SAE 2001-01-0930;
- [37] AVL List GmbH, *User’s Guide Puma Open*;
- [38] A. Di Mattia, *Manule di Automazione BSQ/SSQ*, Fiat Powertrain;
- [39] AVL List GmbH, *User’s Guide Cameo*;
- [40] ETAS GmbH, *User’s Guide ASCMO*;
- [41] G.R. Vossoughi, S. Rezazadeh, *Optimization of the calibration for an internal combustion engine management system using multi-objective genetic algorithms*, IEEE Congress on Evolutionary Computation, 2005;
- [42] A. Buzy, S.Grall, P. Cotte, “*A New Generation of Online Adaptive Design of Experiment: Application to Emission Development and Full Load Calibration*”, IAV GmbH 2007;
- [43] AVL User’s Guide, *Road Profile Sequence*;

- [44] AVL User's Guide, *ISAC 400*;
- [45] A. Del Mastro, M. Castagnè, A. Chasse, P. Moulin, *Drive Cycle Reproduction on High Dynamic Test Bed on order to perform Transient Calibration*;
- [46] P. Erto "Probabilità e statistica per le scienze e l'ingegneria", Mc Graw-Hill;
- [47] Tools di calibrazione motore Fiat Powertrain, A.Riegel, U. Di Martino.
- [48] Ohyama, *Mixture Formation During Cold Starting and Warm-Up in Spark Ignition Engines*, SAE 960065;
- [49] P. Bielaczyc and J. Merkisz, *Cold Start Emission for Normal and Low Ambient Temperatures Conditions*, 30th International Symposium on Automotive Technology & Automation, Florence, Italy, June '97;
- [50] P. Bielaczyc and J. Merkisz, *Exhaust Emission from Passenger Cars During Engine Cold Start and Warm-Up*, SAE 970740.

Ringraziamenti

Giunti al termine di questo percorso di studio ringrazio tutti coloro che mi hanno assistito e guidato, in primis i miei tutor: il Prof Andrea Unich sempre gentile e disponibile, punto di riferimento accademico e l'Ing. Enrico Torella la cui professionalità sarà sempre un esempio da seguire; il mio correlatore di tesi: l'Ing. Umberto Di Martino per i preziosi suggerimenti e la costante disponibilità; il coordinatore del Dottorato: Prof. Fabio Bozza, per essere stato un'attenta guida e un punto di riferimento per tutti noi dottorandi.

Ringrazio il Centro Fiat Powertrain per l'ospitalità ricevuta, i responsabili delle attività che mi hanno vista coinvolta: l'Ing. Aldo Russo e l'Ing. Domenico Napolitano, guide attente e scrupolose e, non ultimi, tutti i colleghi per essere stati non solo compagni di lavoro ma anche di vita.

Dedico questo traguardo ai miei genitori che hanno sempre creduto in me e al mio fidanzato Luca.