

# POLITECNICO DI TORINO



Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

## **Istallazione al banco prova e test preliminari di un motore Euro 6b per applicazioni light-duty**

**RELATORI:**

Prof. Stefano D'Ambrosio

Dott. Alessandro Mancarella

**CANDIDATO:**

Gabriele Trupia

# Indice

<b>1. MOTORE DIESEL</b> .....	<b>6</b>
1.1. Ciclo Diesel .....	6
1.2. Combustione isobara .....	9
1.3. Chiusura del ciclo .....	10
1.4. Ottimizzazione ciclo tramite gestione valvole.....	11
1.4.1. Anticipo apertura valvola di scarico.....	11
1.4.2. Anticipo apertura valvola di aspirazione.....	12
1.4.3. Ritardo chiusura valvola di scarico .....	15
1.4.4. Ritardo chiusura valvola di aspirazione .....	16
1.5. Legami tra cicli ideali di riferimento e cicli di lavoro .....	17
1.5.1. Ciclo limite.....	18
1.5.2. Ciclo indicato .....	19
1.5.3. Lavoro utile .....	21
1.6. Equazioni caratteristiche.....	22
1.7. Combustione Diesel.....	24
1.7.1. Modello di combustione di <i>Dec</i> .....	29
1.8. Sovralimentazione .....	34
1.8.1. Teoria della Sovralimentazione.....	36
1.8.2. Sistemi di sovralimentazione .....	37
1.8.3. Regolazione mediante Valvola Wastegate e VGT .....	38
1.8.4. Livello di sovralimentazione .....	41
1.8.5. Vantaggi e svantaggi della sovralimentazione .....	43
<b>2. EMISSIONI INQUINANTI</b> .....	<b>45</b>
2.1. Formazione NOx .....	45
2.2. Ossidi di Carbonio .....	47
2.3. Formazione degli HC .....	49
2.4. Formazione Particolato.....	53
2.5. Emissioni acustiche .....	59
2.6. Filtri per la riduzione delle emissioni .....	63
<b>3. COMBUSTIONI NON CONVENZIONALI</b> .....	<b>69</b>
3.1. HCCI Combustion .....	69

3.2.	PCCI Combustion.....	71
3.2.1.	HRR PCCI (Early Injection) .....	74
3.2.2.	Emissioni nella combustione LTC (PCCI).....	75
3.2.3.	Influenza dell'EGR .....	76
<b>4.</b>	<b>SETUP SPERIMENTALE.....</b>	<b>79</b>
4.1.	Caratteristiche Motore .....	79
4.1.1.	Iniettori.....	82
4.2	Descrizione Cella Dinamica .....	85
4.2.1	Software utilizzati .....	86
4.2.2	Freno dinamometrico .....	88
4.2.3	Sensori utilizzati .....	89
4.2.4	Misura delle emissioni .....	92
4.2.5	Bilancia consumo.....	95
4.2.6	Sistema di raffreddamento .....	96
4.3	Installazione e problematiche affrontate.....	98
<b>5.</b>	<b>TEST SPERIMENTALI.....</b>	<b>102</b>
5.1.	Calibrazione Flap di scarico .....	104
5.2.	Emissioni Inquinanti.....	105
5.2.1.	TRADE-OFF .....	111
5.3.	Parametri di sistema .....	114
5.4.	Conclusioni e sviluppi futuri .....	118

## Indice delle figure

Figura 1.1	– Diagramma <i>Temperatura-Entropia</i> . .....	7
Figura 1.2	– Diagramma <i>Pressione-Volume</i> . .....	7
Figura 1.3	– Confronto <i>trasformazione isobara-trasformazione isocora</i> . .....	9
Figura 1.4	– <i>Chiusura del ciclo Diesel</i> . .....	11
Figura 1.5	– <i>Apertura valvola di scarico</i> . .....	12
Figura 1.6	– <i>Inizio fase di ricambio fluido</i> . .....	13
Figura 1.7	– <i>Ricambio fluido in camera di combustione</i> . .....	14
Figura 1.8	– <i>Alzata valvola di scarico in funzione del crank angle</i> . .....	16
Figura 1.9	– <i>Alzata valvola di aspirazione in funzione del crank angle</i> . .....	17
Figura 1.10	– <i>Ciclo ideale di riferimento Diesel</i> . .....	18
Figura 1.11	– <i>Ciclo limite Diesel</i> . .....	19

Figura 1.12 – <i>Ciclo indicato semplificato</i> .....	20
Figura 1.13 – <i>Rendimento organico <math>\eta_0</math></i> .....	22
Figura 1.14 – <i>Combustione Diesel</i> .....	25
Figura 1.15 – <i>Combustione Diesel: fasi caratteristiche</i> .....	26
Figura 1.16 – <i>Combustione Diesel: ignition delay</i> .....	26
Figura 1.17 – <i>Combustione Diesel: premixed phase</i> .....	27
Figura 1.18 – <i>Combustione Diesel: mixing controlled phase</i> .....	28
Figura 1.19 – <i>Combustione Diesel: late combustion phase</i> .....	29
Figura 1.20 – <i>Modello di John Dec (1997)</i> .....	31
Figura 1.21 - <i>Modello di John Dec (1997)</i> .....	32
Figura 1.22 - <i>Modello di John Dec (1997)</i> .....	33
Figura 1.23 – <i>Schema Turbocompressore con valvola Wastegate</i> .....	39
Figura 1.24 – <i>Schema costruttivo valvola Wastegate</i> .....	40
Figura 1.25 – <i>Distributore Turbina a geometria variabile</i> .....	41
Figura 2.3 – <i>Getto di combustibile e Tip geometries</i> .....	51
Figura 2.4 – <i>Meccanismo di formazione degli idrocarburi incombusti nei motori Diesel: combustibile iniettato durante l'ignition delay</i> .....	51
Figura 2.5 - <i>Meccanismo di formazione degli idrocarburi incombusti nei motori Diesel: combustibile iniettato dopo l'ignition delay</i> .....	52
Figura 2.7 – <i>Composizione PM allo scarico</i> .....	54
Figura 2.8 – <i>Struttura PM allo scarico</i> .....	54
Figura 2.9 – <i>Metodo termogravimetrico</i> .....	55
Figura 2.10 – <i>Struttura del Soot</i> .....	56
Figura 2.12 – <i>Andamento <math>NO_x</math>-PM al variare del carico</i> .....	58
Figura 2.13 – <i>Trade-off <math>NO_x</math>-PM</i> .....	59
Figura 2.14 – <i>Profili di velocità motore</i> .....	60
Figura 2.15 .....	61
Figura 2.16 .....	62
Figura 2.17 .....	62
Figura 2.18 .....	63
Figura 2.19 Schema generale FAP .....	64
Figura 2.20 <i>After treatment system usato nel motore</i> .....	66
Figura 2.21 <i>Struttura dettagliata FAP e catalizzatore</i> .....	66
Figura 2.22 <i>Schema DPF con SCR</i> .....	67
Figura 2.23: <i>Effetto di EGR a 1500 rpm su inquinanti [1]</i> .....	67
Figura 2.24: <i>Effetto di EGR (2) a 1500 rpm su inquinanti [1]</i> .....	68
Figura 3.1 <i>Combustione HCCI</i> .....	70
Figura 3.2. <i>Confronto sul rilascio di calore tra combustione PCCI e convenzionale. [12]</i> .....	72
Figura 3.3. <i>Evoluzione del getto per una combustione LTC. [13]</i> .....	73
Figura 2.4. <i>Confronto dei getti per combustione convenzionale e combustione PCCI. [13]</i> .....	73
Figura 3.5. <i>Confronto HRR per combustione convenzionale e combustione LTC. [14]</i> .....	75
Figura 3.6 <i>Emissioni inquinanti di un motore H-D in una combustione PCCI [14]</i> .....	76
Figura 3.7 <i>Emissioni inquinanti in una combustione PCCI in funzione di EGR [12]</i> .....	77
Figura 3.8. <i>Andamento della pressione e del rilascio di calore in funzione di EGR e della percentuale del carico massimo. [15]</i> .....	78
Figura 4.1 <i>Immagine del motore nr.1</i> .....	80
Figura 4.2 <i>Immagine motore nr.2</i> .....	81
Figura 4.3 <i>Architettura e layout del motore</i> .....	81
Figura 4.4 <i>Mappa preliminare motore FIA</i> .....	82
Figura 4.5 <i>Tipico iniettore a comando solenoidale CRI2-25</i> .....	82
Figura 4.6 <i>Iniettore motore FIA by FPT</i> .....	83

Figura 4.7 <i>Profilo di iniezione</i> .....	84
Figura 4.8 <i>Variazione parametri temporali in funzione della pressione del rail</i> .....	84
Figura 4.9 <i>Immagine cella dinamica nr.1</i> .....	86
Figura 4.10 <i>Immagine cella dinamica nr.2</i> .....	86
Figura 4.11 <i>Software utilizzati nel banco prova</i> .....	87
Figura 4.12 <i>Immagine freno dinamometrico presente in cella</i> .....	89
Figura 4.13 <i>Sensori di pressioni utilizzati: a) camera b) scarico c) aspirazione</i> .....	90
Figura 4.14 <i>Termocoppia di tipo K</i> .....	91
Figura 4.15 <i>Armadio misura delle emissioni in cella</i> .....	93
Figura 4.16 <i>Schema funzionamento NDIR</i> .....	94
Figura 4.17 <i>Smoke Meter AVL</i> .....	95
Figura 4.18 <i>Schema funzionamento bilancia combustibile [8]</i> .....	96
Figura 4.19 <i>Bilancia combustibile AVL</i> .....	96
Figura 4.20 <i>Sistema di raffreddamento CoolCon [8]</i> .....	97
Figura 4.21 <i>Intercooler cella</i> .....	98
Figura 4.22 <i>Montaggio motore prima del cablaggio nr.1</i> .....	99
Figura 4.23 <i>Montaggio motore prima del cablaggio nr.3</i> .....	100
Figura 4.24 <i>Meccanismo del Blow-By</i> .....	101
Figura 5.1 <i>Valvola EGR LP e Turbogruppo VGT</i> .....	102
Figura 5.2 <i>Valvola EGR HP e relativo Cooler</i> .....	102
Figura 5.3 <i>Exhaust flap</i> .....	103
Figura 5.4 <i>Valori calibrazione flap</i> .....	104
Figura 5.5 <i>Confronto Temperatura del collettore di aspirazione prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	105
Figura 5.6 <i>Confronto Temperatura del collettore di aspirazione prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	106
Figura 5.7 <i>Confronto NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	106
Figura 5.8 <i>Confronto NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	107
Figura 5.9 <i>Confronto CO prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	107
Figura 5.10 <i>Confronto CO prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	108
Figura 5.11 <i>Confronto HC prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	108
Figura 5.12 <i>Confronto HC prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	109
Figura 5.13 <i>Confronto NO prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	109
Figura 5.14 <i>Confronto NO prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	110
Figura 5.15 <i>Confronto BSFC prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	110
Figura 5.16 <i>Confronto BSFC prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	111
Figura 5.17 <i>Trade-Off tra la temperatura ingresso collettore di aspirazione e NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	111
Figura 5.18 <i>Trade-Off tra la temperatura ingresso collettore di aspirazione e NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	112
Figura 5.19 <i>Trade-Off tra CO e NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	113
Figura 5.20 <i>Trade-Off tra CO e NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	113
Figura 5.21 <i>Confronto Temperatura after HP EGR cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	114
Figura 5.22 <i>Confronto Temperatura after HP EGR cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	114
Figura 5.23 <i>Confronto Pressure after HP EGR cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL</i> .....	115
Figura 5.24 <i>Confronto Pressure after HP EGR cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL</i> .....	115

Figura 5.25 Confronto Pressione dell'aria dopo inter-cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL.....	116
Figura 5.26 Confronto Pressione dell'aria dopo inter-cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL.....	116
Figura 5.27 Confronto Exhaust pressure before turbocompressor prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL.....	117
Figura 5.28 Confronto Exhaust pressure before turbocompressor prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL.....	117

# Abstract

L'attività descritta in questa tesi è il risultato del lavoro svolto presso il Dipartimento di Energia (DENERG) del Politecnico di Torino. Tale attività è stata svolta nel laboratorio dei motori a combustione interna (ICEAL) in particolare in una sala prova dinamica per l'esecuzione di test sperimentali. Lo scopo è stato quello di utilizzare il motore diesel fornito da FPT per definire strategie di calibrazione, con lo scopo di ridurre le emissioni inquinanti. Durante la fase iniziale del progetto il motore è stato adattato e poi installato in cella. Infine, è stato definito un piano di test sperimentali con lo scopo di determinare il funzionamento del circuito EGR e il suo impatto sul funzionamento del motore.

# Introduzione

La propulsione terrestre rappresenta, e ha sempre rappresentato, una materia di grande interesse la quale ha conosciuto un notevole sviluppo soprattutto nell'ultimo secolo.

Interesse che deriva dai benefici e dai vantaggi che tale tecnologia implicitamente comporta, e dalla naturale propensione dell'uomo alla ricerca di sempre nuovi e stimolanti limiti (si pensi allo sviluppo nel campo della formula uno e in tutto il mondo delle corse).

Tuttavia, soprattutto nell'era in cui viviamo, l'evoluzione della propulsione terrestre è dettata dalla necessità di fronteggiare un problema di dimensione globale ossia l'inquinamento e l'effetto serra.

Il seguente lavoro di tesi focalizza l'attenzione su un motore volumetrico a combustione interna, in particolare un motore ad accensione per compressione (Diesel). Si tratta di una tipologia di propulsore terrestre che nel corso degli ultimi decenni è stato oggetto di numerosi ed importanti studi: i risultati di questi ultimi hanno permesso di introdurre una serie di novità tecnologiche che lo hanno reso, nel tempo, la principale alternativa, se non la prima scelta, nel confronto con un "*motore a benzina*".

In tempi di crisi economica e di continuo rincaro dei carburanti, scegliere un motore che faccia risparmiare, oltre che "rispettare l'ambiente", è per molti una scelta obbligata. Rispetto i propulsori a benzina (e a gas) di pari potenza, i *motori diesel* consentono di disporre di una *maggiore coppia*, soprattutto ai bassi regimi, il che li rende facilmente sfruttabili. Senza contare che i progressi di questi anni (turbine a geometria variabile, iniettori sempre più rapidi e precisi nel dosare il combustibile, filtri antiparticolato) hanno permesso di superare problemi quali il ritardo nella risposta del turbo (*turbolag*), la rumorosità e la fumosità, che, fino a non molto tempo fa erano un grosso limite dei motori a gasolio.

Anche dal punto di vista delle emissioni inquinanti i motori Diesel mostrano un minor contributo di GHG (green house gases), ovvero di gas serra.

La grande diffusione dei motori diesel non sarebbe stata possibile senza un consistente investimento nella ricerca: dalla riduzione delle dimensioni e la conseguente applicazione al trasporto su strada, al miglioramento del processo di combustione fino all'incremento delle prestazioni. L'ultimo obiettivo della ricerca consiste in una sempre maggiore riduzione delle emissioni inquinanti per il rispetto dei limiti imposti dalle normative che hanno introdotto

norme antinquinamento sempre più restrittive. In questo senso, nell'ultimo decennio, i contributi più importanti sono rappresentati dall'introduzione di motori ad iniezione diretta di combustibile con tecnologia Common Rail abbinata alla sovralimentazione e del sistema di ricircolo dei gas esausti (EGR) che hanno permesso di ridurre drasticamente le emissioni inquinanti ed ottenere elevate coppie e bassi consumi in tutte le condizioni di funzionamento. Le normative Europee, al giorno d'oggi giunte all'EURO 6 (numero indicato in notazione romana in caso di veicoli Heavy-Duty, VI), ed internazionali che regolano le emissioni nocive dei mezzi di trasporto impongono un processo di ricerca e studio continuo, mirato verso il raggiungimento di un minore impatto ambientale dei propulsori, spingendo sempre di più i produttori a fornire motori i cui gas di scarico contengano sempre minori concentrazioni di idrocarburi incombusti (HC), monossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NOx) e particolato (PM). I motori montati sui mezzi di trasporto infatti costituiscono i principali responsabili dell'inquinamento atmosferico delle aree urbane. La Tabella 1 seguente fornisce alcune indicazioni sulla serietà del problema in cui si evidenziano per ciascun inquinante l'effetto principale prodotto ed il contributo dato dai mezzi di trasporto rispetto alle fonti globali di inquinamento [1].

**Figura 1:** Contributo ed effetti dei mezzi di trasporto all'inquinamento atmosferico.

<i>Inquinante emesso</i>	<i>Principali effetti nocivi</i>	<i>Mezzi di trasporto</i>
CO	Avvelenamento, danni cardiovascolari	> 80%
HC	Smog fotochimico, danni fisiologici	> 80%
PM	Attività cancerogena e genotossica (polmoni,...)	> 30%
NO <sub>x</sub>	Danni vie respiratorie, smog fotochimico	> 40%
SO <sub>2</sub> , SO <sub>3</sub>	Deposizioni acide, effetti sul clima	> 10%
CO <sub>2</sub>	Influenza sul clima, effetto serra	> 20%

Per i propulsori diesel, le emissioni inquinanti sono costituite per la maggior parte da ossidi di azoto (NOx) responsabili del fenomeno dello smog fotochimico e da particolato (PM) che ha ripercussioni sull'apparato respiratorio. Infatti, il motore ad accensione per compressione, a differenza del motore ad accensione comandata, per il suo particolare tipo di combustione e di iniezione diretta è uno dei principali produttori di particolato.

Dalla tabella in figura2 si può denotare il cambiamento delle normative, diventate sempre più stringenti, che indicano la massima quantità delle particelle emissibili dai motori Diesel.

**Figura 2** : Limiti della legislazione europea per motori heavy-duty CI

DIESEL	NT	TT	CO (mg/km)	NOx (mg/km)	HC + NOx (mg/km)	PARTICULES en masse (mg/km)	PARTICULES en nombre <sup>(2)</sup> (#/km)
Euro1	01/1993	01/1994	2720	s.o.	970	140	s.o.
Euro2	01/1996	01/1997	1000	s.o.	DI : 900 IDI : 700	DI : 100 IDI : 80	s.o.
Euro3	01/2000	01/2001	640	500	560	50	s.o.
Euro4	01/2005	01/2006	500	250	300	25	s.o.
Euro5a	09/2009	01/2011	500	180	230	5.0	s.o.
Euro5b	09/2011	01/2013	500	180	230	4,5 <sup>(1)</sup>	6. 10 <sup>11</sup>
Euro6b et 6c	09/2014	09/2015	500	80	170	4,5 <sup>(1)</sup>	6. 10 <sup>11</sup>

e in particolare la EURO-6 si divide in:

- La Euro 6a: obbligatoria per i veicoli immatricolati da gennaio 2016. I limiti per le emissioni di CO sono 0,5mg km per i diesel e 1mg km per i benzina, quelle di NOx 0,080  $\frac{mg}{Km}$  per i diesel e 0,060 per i benzina, quelle di particolato (PM) 0,005  $\frac{mg}{Km}$  per entrambe.
- Euro 6b: rispetto alla Euro 6a le emissioni di PM sono ridotte a 0,0045  $\frac{g}{Km}$  per entrambe le motorizzazioni, diesel e benzina. Questa è la normativa rispettata dal motore della tesi.
- Euro 6c: è obbligatoria per le omologazioni da settembre 2017 prevede che le auto a benzina riducano il PM da 6.000 miliardi di particelle per km a 600 miliardi per km (norma definitiva per le emissioni di particelle). La novità più importante introdotta con questo standard è l'adozione del nuovo ciclo di prova WLTP, e della prova su strada RDE ma solo per monitoraggio, senza prescrizioni sulle emissioni misurate.
- Euro 6d-temp: per le omologazioni da settembre 2018, introduce anche la misurazione delle emissioni su strada nota come RDE. In questa prova la differenza tra le emissioni misurate nel ciclo in laboratorio (limite per i NOx 60  $\frac{mg}{Km}$  per i benzina e 80  $\frac{mg}{Km}$  per i

diesel) e in quello su strada potrà arrivare massimo al 110% (limite per i NOx 126mg km per i benzina e  $168 \frac{mg}{km}$  per i diesel).

- Euro 6d: per le immatricolazioni da gennaio 2021, stabilisce che la differenza rilevata tra le emissioni WLTP e quelle misurate nella prova RDE non possa superare il 50% (limite per i NOx  $90 \frac{mg}{km}$  per i benzina e 120 per i diesel).

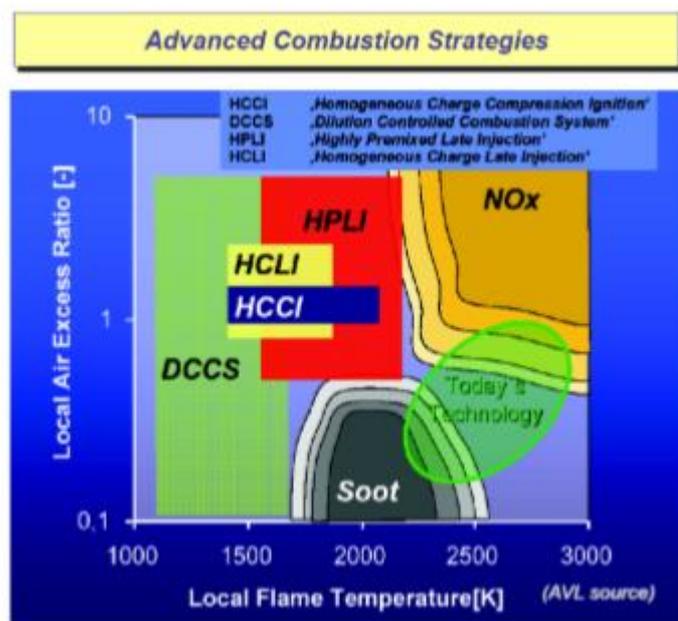
Risalta il fatto che la normativa europea non impone l'uso di particolari tecnologie per risolvere il problema delle emissioni, favorendo di conseguenza l'impegno da parte delle case automobilistiche e della comunità scientifica nella ricerca sui processi fisici e chimici che hanno luogo nella camera di combustione dei motori convenzionali, con il fine di controllare il processo di formazione delle specie nocive e trovare varie e molteplici soluzioni efficaci ed efficienti.

Gli ultimi sistemi di filtraggio degli inquinanti consistono in breve nei DOC, o catalizzatore di ossidazione diesel in cui il gas di scarico attraversa una struttura a nido d'ape rivestita di catalizzatori metallici tali da eliminare e trasformare il CO e gli idrocarburi in anidride carbonica e acqua, i DPF o filtro anti-particolato diesel nel quale vengono raccolte e bruciate le particelle di fuliggine sfruttando il calore proveniente dal motore e il DOC e gli SCR, o sistema di riduzione catalitica selettiva nel quale un liquido catalizzatore (ammoniaca anidra o urea) viene miscelato al gas di scarico prima del processo di filtrazione stesso. Tuttavia, sebbene questi ultimi siano dotati di un altissimo rendimento, il loro notevole costo, la limitata longevità e l'incremento dei consumi di combustibile (necessario molto spesso per strategie di rigenerazione) ha spostato l'interesse, grazie all'impiego di centraline motore sempre più performanti, nello studio di nuove strategie di combustione avanzate in grado di limitare sia la produzione, a monte, degli inquinanti e del rumore di combustione non avendo grossi impatti sulle emissioni del motore, cosa che accadrebbe con dei livelli di EGR (Exhaust Gas Recirculation) troppo elevati.

Verranno analizzati in maniera più esaustiva nei successivi capitoli i modelli di combustione meglio noti come PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) e HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition). Sono processi di combustione denominati LTC (Low Temperature Combustion), nei quali si registra un abbassamento del picco di temperatura grazie ad un miscelamento maggiore della carica all'interno della camera di combustione, con il raggiungimento di condizioni di miscela prossime allo stechiometrico ( $\phi=1$ ).

La prima, HCCI, è caratterizzata da una iniezione fortemente anticipata che porta alla formazione di una carica decisamente omogenea che brucia in un ambiente a bassa temperatura e bassa pressione, mentre la PCCI prevede una iniezione prima del PMS e l'omogeneità della carica viene raggiunta sfruttando l'effetto di diluizione dei gas combusti ricircolati(EGR).

Come Possiamo riscontrare dal diagramma di Kamimoto-Bae in basso che la prima strategia di combustione prevede una fortissima riduzione di soot e NOx emesso rispetto alla combustione convenzionale presentando il problema che ad alti carichi, se si aumenta  $\phi$  aumenta conseguentemente anche la concentrazione degli inquinanti, mentre la seconda strategia prevede un forte abbattimento del soot ed una minore ossidazione degli NOx che però possono essere comunque ridotti una volta accoppiata ad una valvola EGR.



**Figura 3:** Combustioni non convenzionali nei motori CI

Questo lavoro di tesi verrà diviso in due parti: la prima in cui verranno discussi aspetti prettamente teorici come la combustione Diesel e i parametri che la influenzano, un'analisi più dettagliata delle combustioni non convenzionali, dei modelli di analisi della combustione e descrizione del setup sperimentale come ad esempio il motore, la cella dinamica, gli strumenti utilizzati e infine una seconda in cui verranno realizzate delle prove sperimentali.

# 1. Motore Diesel

## 1.1. Ciclo Diesel

Il *ciclo diesel* termodinamico è costituito dalle seguenti trasformazioni:

- adiabatica di compressione reversibile (A-D)
- isobara di introduzione del calore reversibile (B-C)
- adiabatica di espansione reversibile (C-D)
- isocora di cessione del calore reversibile (D-A)

Il ciclo in questione si suppone IDEALE e percorso da aria assimilabile ad un gas perfetto. Di conseguenza valgono le seguenti relazioni:

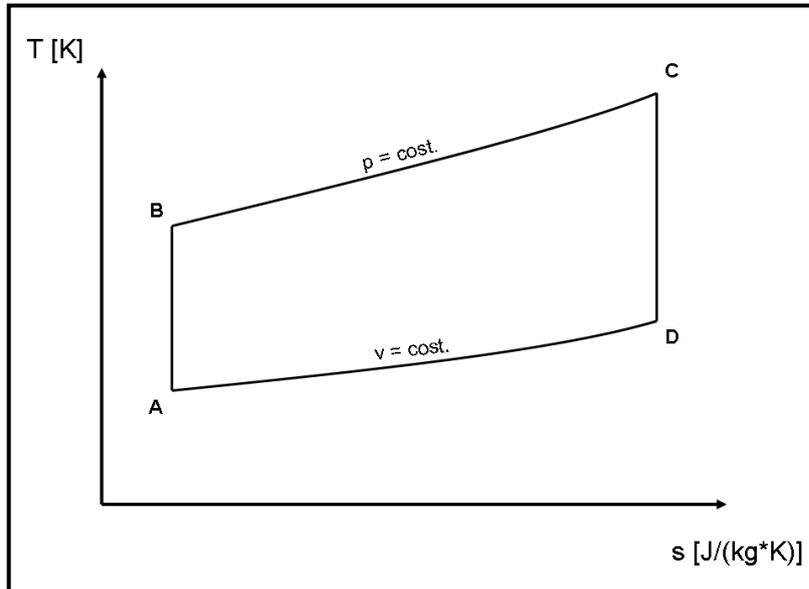
$$du = c_v \cdot dT$$

$$dh = c_p \cdot dT$$

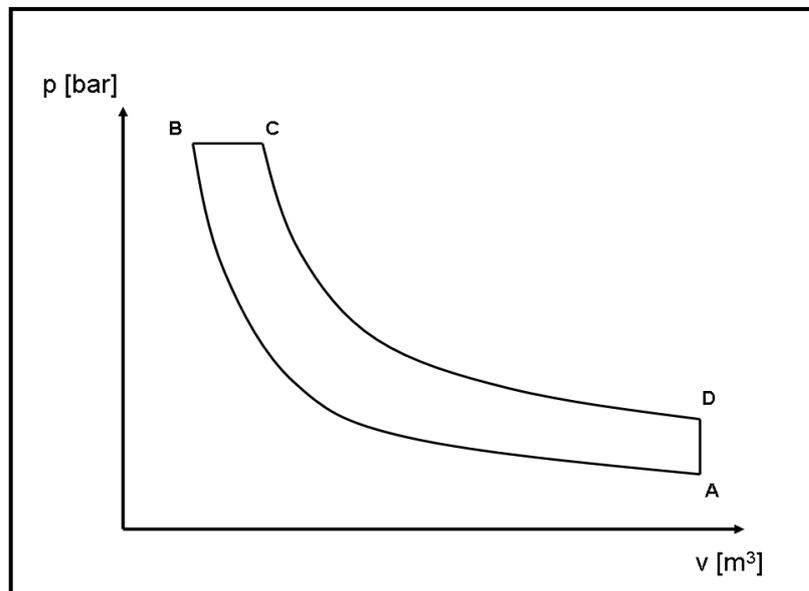
Essendo il ciclo in questione percorso da aria (che supponiamo si comporti come un gas perfetto), le fasi di combustione e rilascio termico vengono sostituite da generiche fasi di introduzione e cessione di calore. Nel ciclo diesel reale la fonte di calore è il fluido stesso il quale, ad un certo punto del ciclo, trasforma parte della sua energia chimica in energia termica (combustione). Successivamente, il fluido cede calore alle pareti della camera di combustione. Nella realtà la cessione di calore ha luogo anche durante l'espansione; in questo ciclo termodinamico ideale invece, il rilascio termico si concentra nella trasformazione isocora D-A. Il rendimento di un ciclo di questo tipo è definito come

$$\frac{\text{energia\_in\_ingresso} - \text{energia\_in\_uscita}}{\text{energia\_in\_ingresso}}$$

Si riportano di seguito i diagrammi *Temperatura-Entropia* e *Pressione-Volume* del ciclo Diesel:



**Figura 1.1** – Diagramma *Temperatura-Entropia*.



**Figura 1.2** – Diagramma *Pressione-Volume*.

Il rendimento del ciclo viene calcolato mediante la seguente formula

$$\eta = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_D - T_A)}{c_p \cdot (T_C - T_B)} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_A}{T_B} \cdot \frac{\frac{T_D}{T_A} - 1}{\frac{T_C}{T_B} - 1}$$

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

Introducendo il rapporto di compressione  $\rho = \frac{V_A}{V_B}$  ed il rapporto di introduzione  $\beta = \frac{V_C}{V_B}$ , si ha:

$$\frac{T_C}{T_B} = \beta$$

$$\frac{T_D}{T_A} = \left(\frac{T_D}{T_C}\right) \cdot \left(\frac{T_C}{T_B}\right) \cdot \left(\frac{T_B}{T_A}\right) = \left(\frac{V_C}{V_B}\right)^k = \beta^k$$

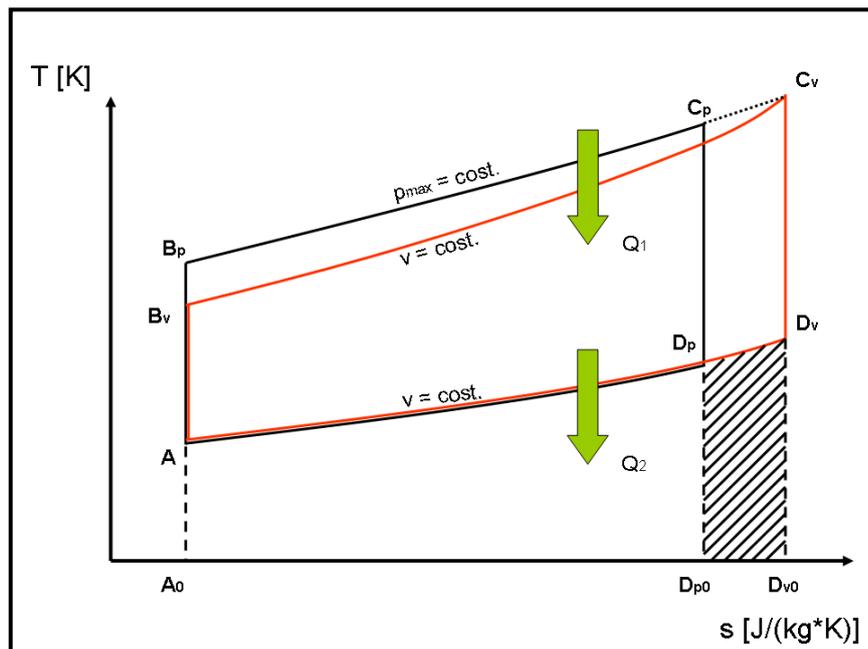
$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{\rho^{k-1}} \cdot \frac{\beta^k - 1}{\beta - 1}$$

Il rendimento del ciclo Diesel aumenta al crescere del rapporto di compressione  $\rho$  e al diminuire del rapporto di introduzione  $\beta$ . Poiché  $\beta > 1$ , a parità di  $\rho$  il rendimento di un ciclo Diesel è inferiore a quello di un *ciclo Otto*. Tuttavia, a parità di  $\rho$ , la temperatura e la pressione massime sono molto più basse che in un ciclo Otto: di conseguenza, a parità di temperatura e pressione massime, il rapporto di compressione può essere molto più elevato in un ciclo Diesel piuttosto che in un ciclo Otto, anche perché, dato il diverso tipo di combustibile, non esistono pericoli di autoaccensione (*knocking*). Pertanto, il rendimento del ciclo Diesel può essere superiore a quello del ciclo Otto.

Un valore tipico del rapporto di compressione del ciclo Diesel è  $15 \div 16$ , a cui corrispondono rapporti  $\frac{p_B}{p_A} = 45 \div 50\%$  e  $\eta = 60 \div 62\%$ . In definitiva, il rendimento del ciclo Diesel non supera il 40%.

## 1.2. Combustione isobara

Il principale vincolo relativo al ciclo Diesel è rappresentato dal valore di pressione massima  $P_{MAX}$  raggiunta all'interno della camera di combustione nel ciclo. Si fa riferimento ad un vincolo meccanico-costruttivo, dall'analisi del quale sarà possibile giustificare la trasformazione termodinamica durante la quale si ha introduzione di calore nel sistema.



**Figura 1.3** – Confronto trasformazione isobara-trasformazione isocora.

La trasformazione  $B_p C_p$  è una *isobara*, con  $P = P_{MAX}$ : tutti i punti della trasformazione si trovano alla stessa pressione. La trasformazione  $B_v C_v$  è una *isocora*: la pressione non si mantiene costante e assumerà il  $P_{MAX}$  nell'intersezione tra le due curve (vedi Figura 1.3). Il punto  $C_v$  si trova ad entropia maggiore in quanto, per ipotesi, il calore fornito al sistema deve essere uguale nei due casi (trasformazione isobara e trasformazione isocora). Si può evidenziare come

$$Q_1(P) = A_0 B_p C_p D_{p0} \quad Q_2(V) = A_0 B_v C_v D_{v0}$$

da cui

$$Q_1(P) = Q_1(V)$$

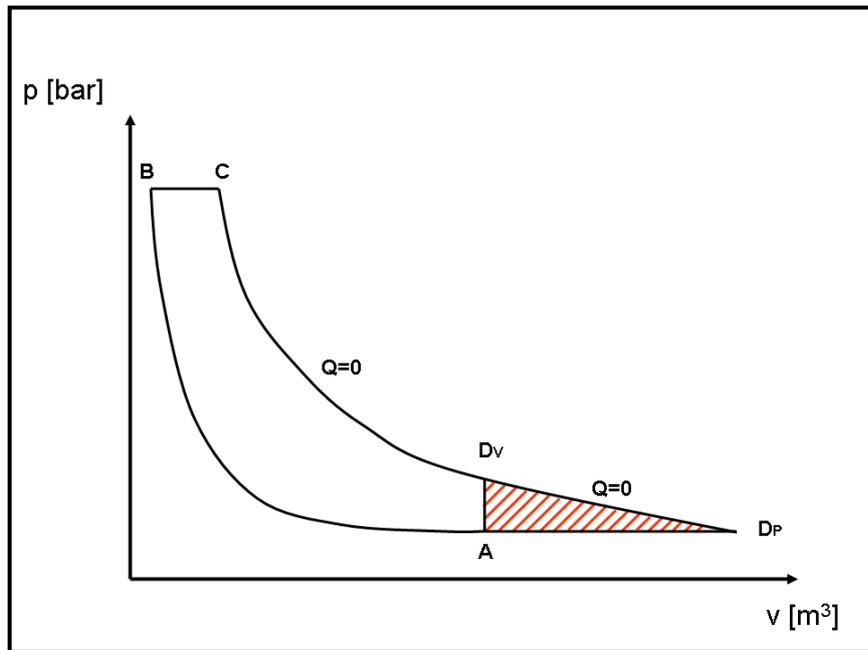
Tuttavia, il calore ceduto all'esterno dal sistema è differente

$$\begin{aligned} Q_2(P) &= A_0 A D_p D_{p0} \\ Q_2(V) &= A_0 B D_v D_{v0} \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad Q_2(V) < Q_2(P)$$

Si evince come, in un ciclo Diesel, sia conveniente da un punto di vista energetico introdurre calore tramite una trasformazione isobara.

### 1.3. Chiusura del ciclo

La chiusura del ciclo in  $D_p$  richiederebbe una cilindrata del motore eccessiva di conseguenza si preferisce chiudere il ciclo con una isocora, nonostante questo corrisponda all'apertura della valvola di scarico con una pressione nel cilindro superiore a quella dell'ambiente esterno alla valvola di scarico. Come si può notare dalla Figura 1.4 la chiusura del ciclo in  $D_v$  provoca una perdita di lavoro utile (area sottolineata con campitura rossa in Figura 1.4).



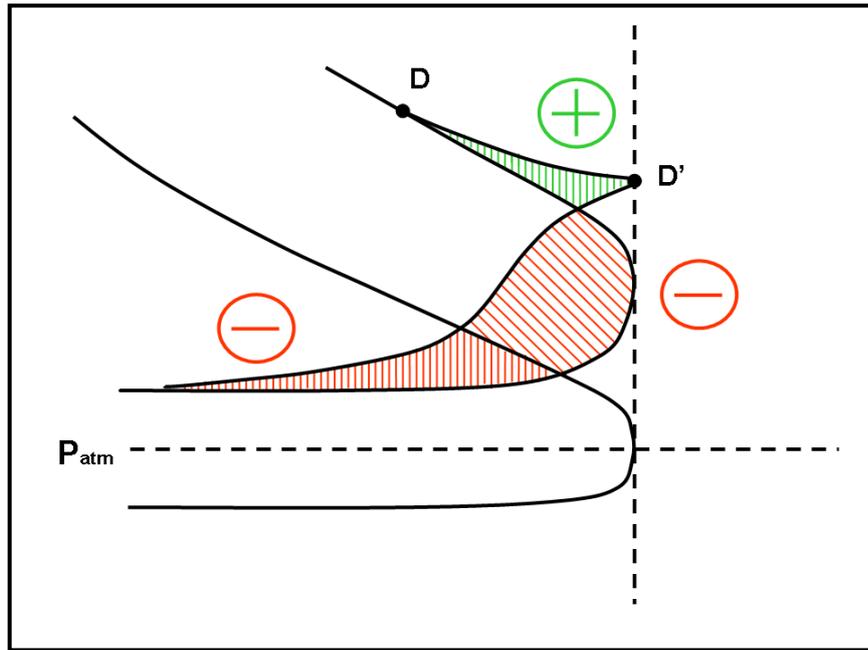
**Figura 1.4** – Chiusura del ciclo Diesel.

## 1.4. Ottimizzazione ciclo tramite gestione valvole

### 1.4.1. Anticipo apertura valvola di scarico

Si prende ora in considerazione un *ciclo Diesel limite*. Il ciclo limite corrisponde al miglior ciclo percorribile da un fluido reale e non più da un fluido assimilabile ad un gas perfetto. Il lavoro utile ottenibile da un ciclo limite sarà di conseguenza inferiore a quello ottenibile dal ciclo termodinamico descritto in precedenza.

Nel ciclo termodinamico si era ipotizzato di aprire la valvola di scarico nel punto D: esattamente alla fine della fase di espansione adiabatica. Il ciclo termodinamico rappresenta, però, una astrazione, o meglio ciò che si potrebbe ottenere se le trasformazioni fossero reversibili e se il fluido che percorre il ciclo fosse un gas perfetto.

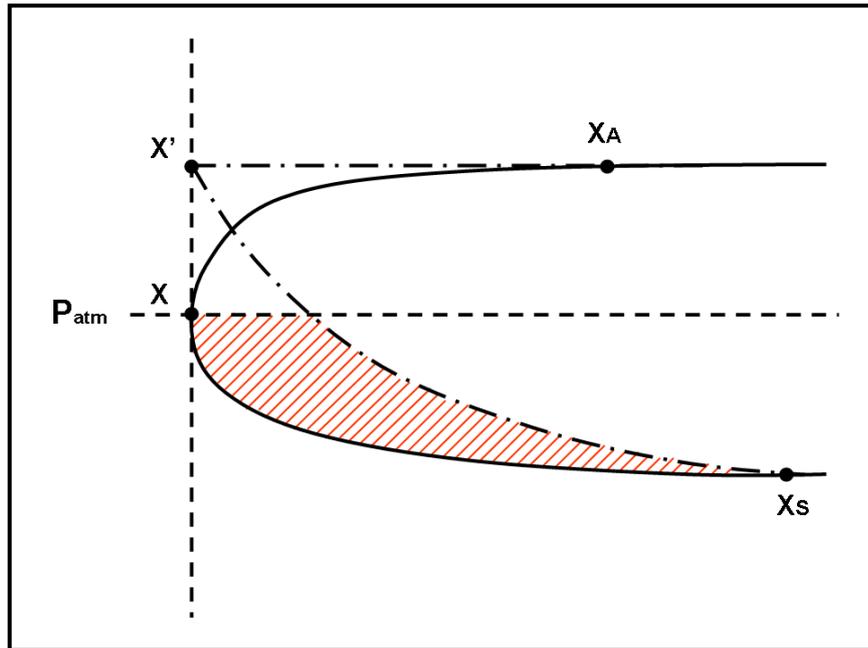


**Figura 1.5** – *Apertura valvola di scarico.*

Tuttavia, la realtà introduce diverse cause di irreversibilità e ciò si traduce nella necessità di trovare il giusto compromesso tra perdite e guadagni di lavoro. E' proprio per questo che si utilizza un anticipo di apertura della valvola di scarico: aprendo la valvola di scarico nel punto  $D'$  invece che nel punto  $D$  previsto dal ciclo termodinamico, si ottiene una perdita di lavoro pari all'area con campitura rossa obliqua (Figura 1.5) e un aumento del lavoro di sostituzione del fluido pari all'area con campitura rossa verticale (Figura 1.5). Il lavoro guadagnato corrisponde all'area con campitura verde: complessivamente si ottiene un aumento di lavoro utile e una riduzione delle perdite, il che dimostra l'efficacia dell'utilizzo di un anticipo di apertura della valvola di scarico.

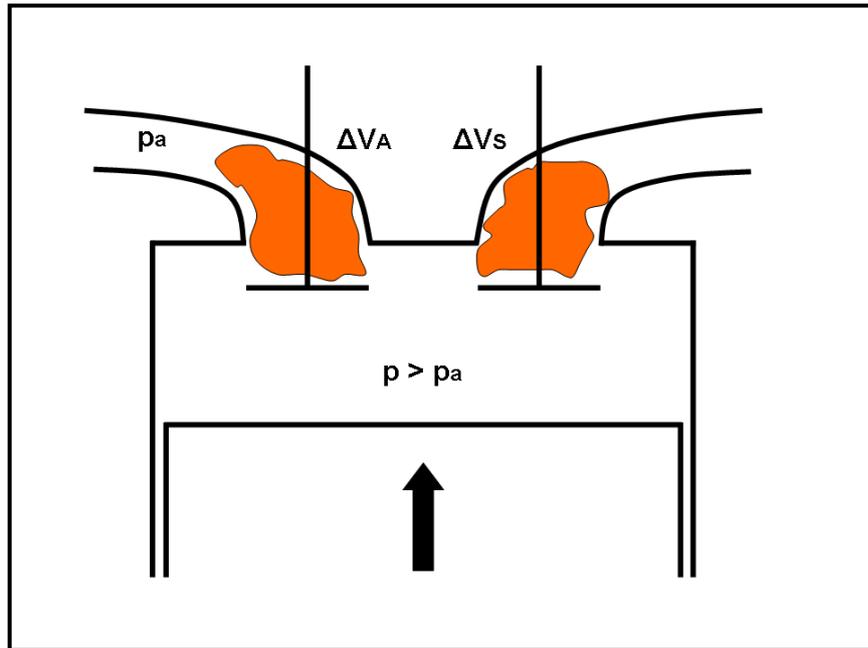
#### 1.4.2. Anticipo apertura valvola di aspirazione

La fase di ricambio del fluido motore risulta particolarmente critica al fine di ottimizzare l'efficienza di funzionamento di un motore a combustione interna. Anche in tal caso, si fa riferimento ad un ciclo limite.



**Figura 1.6** – *Inizio fase di ricambio fluido.*

Dalla Figura 1.6 si può osservare il confronto tra gli andamenti nel caso in cui la valvola di aspirazione venga aperta nel punto  $X'$  oppure nel punto  $X_A$ . Se la valvola di aspirazione viene aperta nel punto  $X_A$ , una parte del condotto di aspirazione viene occupato dai gas combusti (volume  $\Delta V_A$  in Figura 1.7). Si suppone, per ipotesi, che quando lo stantuffo si trova al punto morto superiore la pressione in camera coincide con la pressione atmosferica; durante la successiva fase di aspirazione si avrebbe una pressione in camera inferiore alla pressione ambiente: di conseguenza una parte dei gas combusti rifluirebbe in camera di combustione (volume  $\Delta V_S$  in Figura 1.7).



**Figura 1.7** – Ricambio fluido in camera di combustione.

Analizzando il fenomeno nel complesso, si raggiunge la seguente situazione:

$$\Delta V = \Delta V_A + \Delta V_S + \Delta V_R$$

$\Delta V_A$  = perdita di cilindrata effettiva dovuta al riflusso di gas combusti nel condotto di aspirazione;

$\Delta V_S$  = perdita di cilindrata effettiva dovuta al riflusso di gas combusti nel condotto di scarico;

$\Delta V_R$  = gas combusti residui in camera di combustione.

Si calcola il *coefficiente di riempimento*

$$\lambda = \frac{m_{aria} (effettiva)}{m_{aria} (riferimento)} = \frac{(V - \Delta V) \cdot \rho_1}{\rho_a \cdot V} = \frac{\rho_1}{\rho_a} \cdot \frac{V - \Delta V}{V}$$

$\rho_1$  = densità aria aspirata;

$\rho_a$  = densità aria ambiente;

$\frac{\rho_1}{\rho_a} < 1$ , trattandosi di un esempio di motore *aspirato*: di conseguenza, il coefficiente di riempimento  $\lambda$  risulta inferiore a 1.

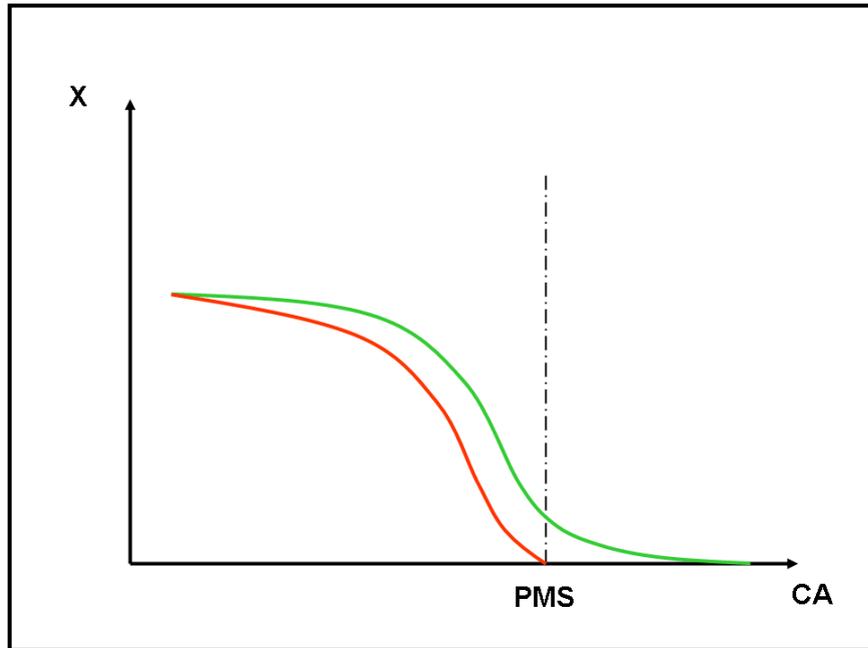
Se, invece di aprire la valvola di aspirazione nel punto  $X_A$  la si aprisse nel punto  $X'$ , si ricadrebbe nella seguente situazione:

- $\Delta V_A \downarrow$  in virtù di un minore riflusso di gas di scarico verso il condotto di aspirazione;
- $\Delta V_S \downarrow$  in virtù della maggiore pressione in camera di combustione, che si mantiene superiore fino alla chiusura della valvola di scarico, che avviene nel punto  $X_S$  di Figura 8;
- $\Delta V_R \uparrow\uparrow$  in virtù della non completa espulsione dei gas combusti di scarico, con conseguente maggiore intrappolamento di questi ultimi in camera di combustione (*cattivo lavaggio*).

### 1.4.3. Ritardo chiusura valvola di scarico

Se si volesse ottenere la chiusura della valvola di scarico esattamente al PMS (andamento in *rosso* Figura 1.8), si dovrebbe anticipare molto l'inizio della fase di chiusura e ciò provocherebbe una drastica riduzione della sezione di passaggio dei gas combusti attraverso la valvola di scarico, causando una riduzione dell'espulsione di gas combusti a seguito delle forti laminazioni introdotte.

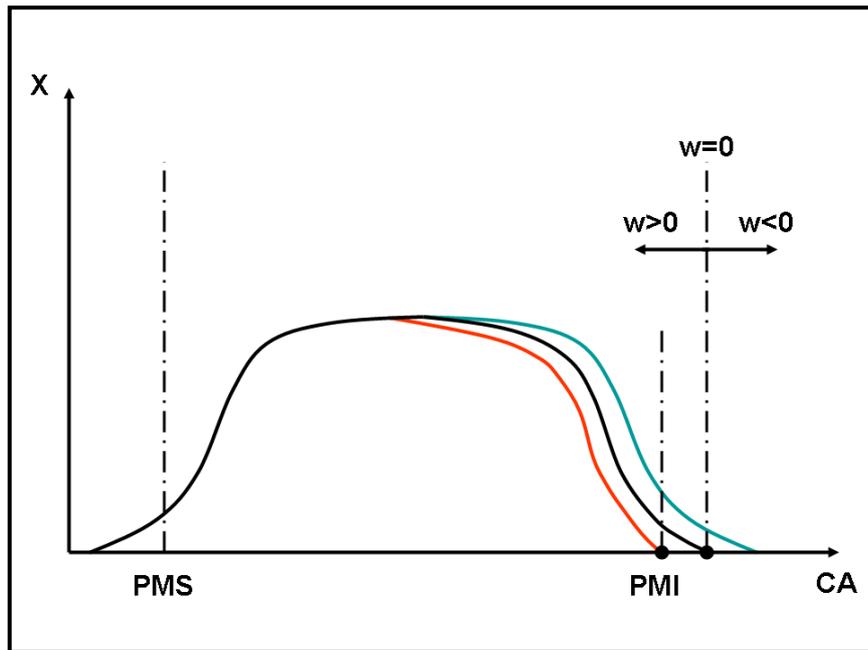
- $\Delta V_A \uparrow$  in virtù di una maggiore pressione in camera, che causa un maggiore riflusso di gas combusti nel condotto di aspirazione;
- $\Delta V_S \downarrow$  poiché la valvola di scarico risulta completamente chiusa all'inizio della corsa discendente dello stantuffo;
- $\Delta V_R \uparrow\uparrow$  in virtù delle forti laminazioni allo scarico, che si oppongono alla fuoriuscita dei gas combusti.



**Figura 1.8** – Alzata valvola di scarico in funzione del crank angle.

#### 1.4.4. Ritardo chiusura valvola di aspirazione

Quando lo stantuffo raggiunge il PMI, la colonna fluida possiede ancora una certa inerzia che può essere sfruttata per aumentare la massa di aria intrappolata in camera di combustione. Conviene, dunque, ritardare la chiusura della valvola finché la pressione in camera non blocca il flusso di aria in ingresso. Se la chiusura viene ritardata fino alla zona con  $w < 0$  ( $w$  è la velocità del fluido in ingresso dalla valvola di aspirazione) si perde una parte della carica già aspirata: ciò risulta, tuttavia, ampiamente compensato dal guadagno che si ha nell'avere una sezione di passaggio all'aspirazione maggiore per un intervallo di tempo maggiore.



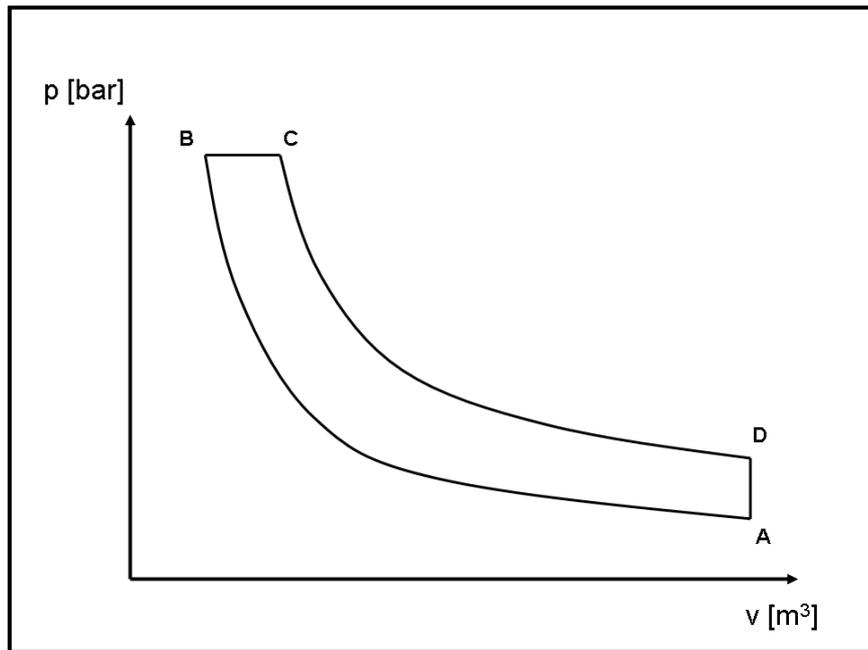
**Figura 1.9** – Alzata valvola di aspirazione in funzione del crank angle.

## 1.5. Legami tra cicli ideali di riferimento e cicli di lavoro

I cicli ideali descritti nella sezione 1.1 ed utilizzati per definire il rendimento del ciclo Diesel non possono essere realizzati nei motori a combustione interna, in virtù:

- dell'impossibilità di eliminare ogni tipo di perdita (non è possibile ottenere trasformazioni reversibili);
- della necessità di cambiare il fluido motore alla fine di ogni ciclo, in quanto le proprietà chimico-fisiche del fluido motore variano durante il ciclo stesso, rendendolo inutilizzabile per il ciclo successivo.

Nasce l'esigenza di modificare il **ciclo ideale di riferimento** (Figura 1.10). Si considererà, in un primo momento, il **ciclo limite**, ovvero un ciclo *privo di perdite*, ma percorso da un *fluido reale*.



**Figura 1.10** – *Ciclo ideale di riferimento Diesel.*

### 1.5.1. Ciclo limite

Il *ciclo limite* corrisponde al miglior ciclo realizzabile con *fluido reale*. Il ciclo limite rappresenta, dunque, il miglior ciclo di lavoro che il motore possa percorrere. Il rendimento del ciclo limite è calcolato mediante la seguente formula

$$\eta_{\text{lim}} = \frac{L_{i,\text{lim}}}{E_u} = \frac{L_{i,\text{lim}}}{m_b \cdot H_i}$$

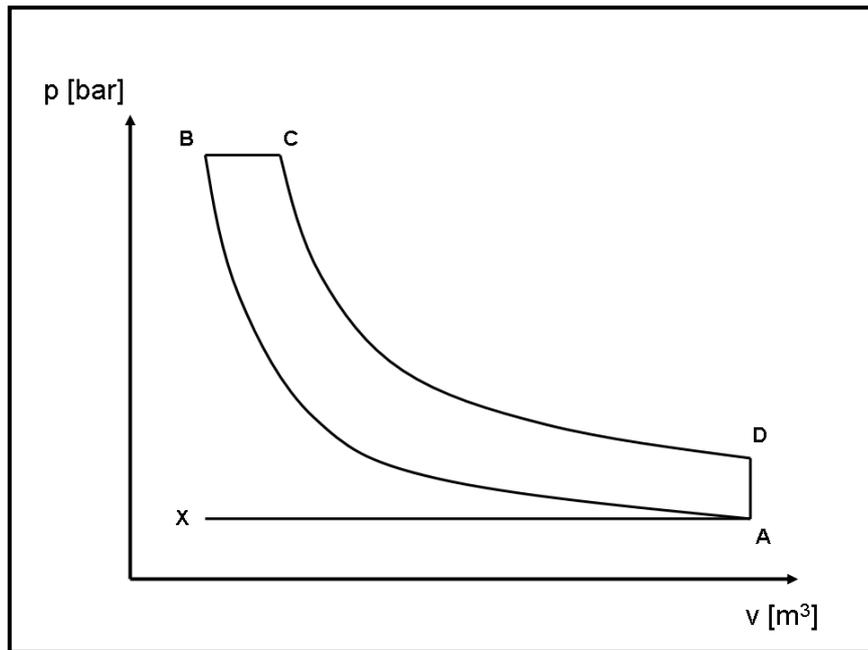
dove:

$L_{i,\text{lim}}$  : lavoro del ciclo limite;

$E_u$  : energia chimica utilizzabile (messa a disposizione dal combustibile);

$m_b$  : massa di combustibile utilizzata ad ogni ciclo del motore;

$H_i$  : potere calorifico inferiore del combustibile.



**Figura 1.11** – *Ciclo limite Diesel.*

Il rendimento limite dipende, come il ciclo ideale, dal rapporto di compressione ma risente anche, a differenza del ciclo ideale, dalle perdite dovute alle variazioni di  $c_p$  e  $c_v$  con la temperatura (che causano una progressiva riduzione del rapporto  $\frac{c_p}{c_v}$ ) e dalla dissociazione in fase di combustione.

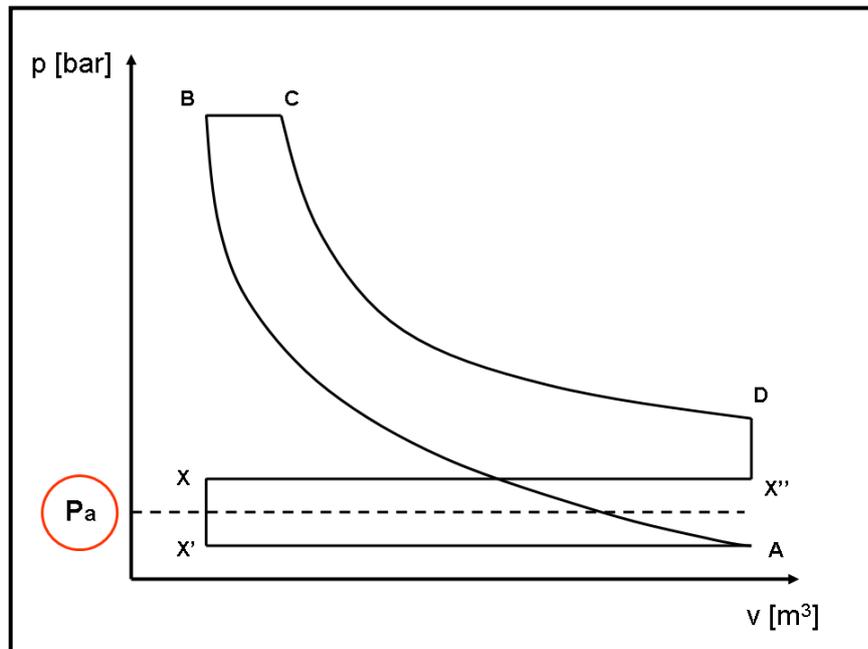
### 1.5.2. Ciclo indicato

Il *ciclo indicato* è il ciclo effettivamente realizzato all'interno del motore. Si introduce il *rendimento termofluidodinamico interno* che permette di passare dal ciclo limite al ciclo indicato

$$\eta_{gi} = \frac{L_i}{L_{i,\text{lim}}}$$

Il rendimento così definito tiene conto dei seguenti termini di perdita:

- imperfetta combustione (*intempestività ed incompletezza*);
- scambi di calore;
- fughe di fluido motore;
- lavoro di ricambio del fluido motore.



**Figura 1.12** – *Ciclo indicativo semplificato.*

Il lavoro di ricambio del fluido motore è dovuto alle laminazioni che si definiscono nel passaggio attraverso le valvole. Il fluido motore viene espulso dalla camera di combustione attraverso la valvola di scarico, la quale introduce una laminazione che genera un incremento della pressione a monte della stessa: di conseguenza, la fase  $X''X$  di Figura (1.12) avviene ad una pressione superiore a quella ambiente. La fase di aspirazione  $X'A$  si realizza, invece, ad una pressione inferiore a quella ambiente, sempre a causa della laminazione questa volta sulla valvola di aspirazione. Nel complesso, il lavoro richiesto per espellere i gas combusti è superiore a quello ottenuto nella fase di aspirazione della carica fresca: in definitiva, la sostituzione del fluido motore introduce una riduzione del lavoro indicato.

### 1.5.3. Lavoro utile

Il *lavoro utile* non corrisponde al massimo valore di lavoro che è possibile ottenere all'albero motore. Sono, infatti, presenti delle perdite meccaniche (attriti) e delle spese di lavoro necessarie per azionare gli accessori del motore. A partire dalla considerazione di tali perdite, è possibile definire il *lavoro utile* a partire dal lavoro limite per mezzo del *rendimento organico*

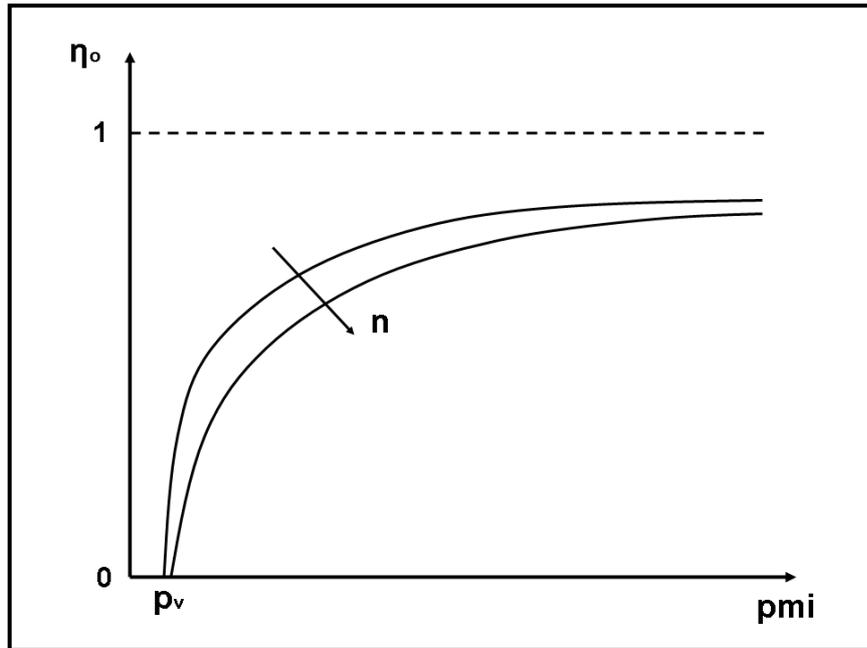
$$\eta_0 = \frac{L_u}{L_i}$$

Avendo definito il lavoro effettivamente ottenibile all'albero, è possibile definire il *rendimento utile*

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \eta_0 \cdot \eta_{gi} \cdot \eta_{lim}$$

che crea un legame tra l'energia chimica messa a disposizione dal combustibile ed il lavoro disponibile all'albero motore.

Il rendimento organico risulta inferiore all'unità a causa del lavoro speso per l'azionamento degli accessori e per vincere gli attriti del manovellismo.



**Figura 1.13** – Rendimento organico  $\eta_0$ .

A velocità di rotazione costante, essendo all'incirca costanti le perdite per attriti meccanici e per l'azionamento degli accessori, in altre parole  $p_v = costante$ , il rendimento organico tende a ridursi al ridursi del carico, fino ad annullarsi nelle condizioni di marcia a vuoto (vedi Figura 1.13).

## 1.6. Equazioni caratteristiche

Si prende in esame un generico motore a combustione interna non dotato di alcun tipo di sovralimentazione. Le relazioni di seguito riportate sono notevolmente semplificate, ma riescono comunque a descrivere i principali fenomeni e fattori che influiscono sul funzionamento dei *motori alternativi a combustione interna*.

Si suppone di considerare per semplicità un motore monocilindrico.

Massa di aria aspirata ideale:

$$m_a(rfm) = V \cdot \rho_a \quad rfm = \text{riferimento}$$

- $V$  : cilindrata;
- $\rho_a$  : densità aria (20°C e 1 atm);

Massa d'aria aspirata reale:

$$m_a = \lambda_v \cdot m_a(rfm) = \lambda_v \cdot V \cdot \rho_a$$

Massa di combustibile introdotta:

$$m_b = \frac{m_a}{\alpha} = \frac{\lambda_v \cdot V \cdot \rho_a}{\alpha} = \frac{\lambda_v \cdot V}{\alpha \cdot v_a}$$

- $v_a = \frac{1}{\rho_a}$  : volume specifico;
- $\alpha$  : dosatura  $\rightarrow \frac{\text{massa\_aria}}{\text{massa\_combustibile}}$ ;

Energia interna prodotta dalla combustione:

$$\Delta E_u \square m_b \cdot H_i$$

- $H_i$  : potere calorifico inferiore del combustibile;

Lavoro utile:

$$L_u = \eta_u \cdot \Delta E_u = \eta_u \cdot \dot{m}_b \cdot H_i$$

- $\eta_u$  : rendimento utile;
- $\dot{m}_b$  : portata in massa di combustibile;

Potenza utile:

$$P_u = \eta_u \cdot \dot{\Delta E}_u = \eta_u \cdot \dot{m}_b \cdot H_i$$

Potenza utile totale del motore:

$$P_u = L_u \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

- $i$  : numero di cilindri;

- $n$  : velocità di rotazione  $\left[ \frac{\text{giri}}{\text{secondo}} \right]$ ;
- $m$  : giri per ogni combustione  $(2T \rightarrow 1) - (4T \rightarrow 2)$ ;

Portata di combustibile totale:

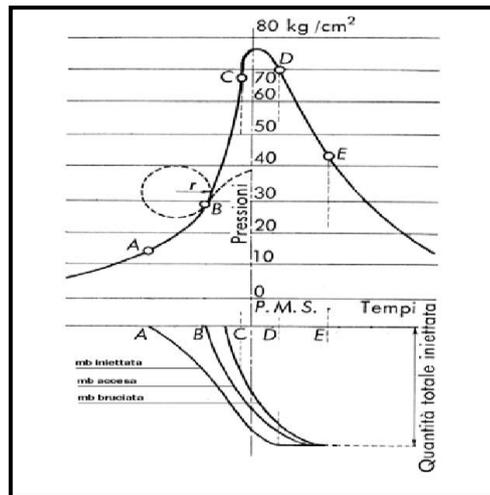
$$\dot{m}_b = m_b \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

Pressione media effettiva ( $pme$ ):

$$pme = \frac{L_u}{V} \quad \rightarrow \quad P_u = pme \cdot i \cdot V \cdot \frac{n}{m}$$

## 1.7. Combustione Diesel

I motori ad accensione per compressione utilizzano combustibili con ritardi di accensione relativamente brevi, ovvero ad *alta reattività*, come il gasolio. Il combustibile non può essere premiscelato con l'aria comburente e compresso senza che questo dia luogo a reazioni di combustione. Per controllare il processo di combustione il combustibile viene pertanto iniettato ad alta pressione nel cilindro al termine della compressione. Il getto liquido, che fuoriesce ad elevata velocità ( $\approx 10^2 [m/s]$ ) dai fori dell'iniettore, si "disintegra" in una nube di gocce minutissime ( $d \approx 10 [\mu m]$ ). A contatto con l'aria comburente ad alta temperatura, il combustibile vaporizza miscelandosi con l'aria fino a formare una miscela che si autoaccende spontaneamente senza la necessità di un innesco esterno. La presenza di moti turbolenti all'interno della camera favorisce il miscelamento del combustibile con l'aria comburente. In Figura 1.14 sono riportati gli andamenti nel tempo della pressione in camera di combustione e delle quantità di combustibile iniettate, accese e bruciate.



**Figura 1.14** – *Combustione Diesel.*

Come è possibile osservare, la combustione non inizia esattamente quando le prime goccioline di gasolio vengono iniettate nel cilindro (**punto A**), ma si ha un certo ritardo (**AB**) (dell'ordine delle frazioni di millisecondi) necessario al *riscaldamento*, alla *vaporizzazione* ed al *miscelamento* del combustibile: durante tale intervallo di tempo si può osservare la formazione di un accumulo dovuto alle particelle di gasolio che vengono iniettate mentre la combustione non è ancora iniziata; raggiunte le condizioni di autoaccensione (**punto B**), il combustibile accumulatosi brucia simultaneamente e in modo quasi isocoro, dando vita ad una brusca impennata della pressione nella camera di combustione (responsabile dell'insorgere di rumore e vibrazioni). La distanza tra le curve relative al combustibile iniettato e a quello acceso tende a diminuire fino a stabilizzarsi con il passare del tempo, poiché il ritardo non è costante: le goccioline iniettate a combustione già iniziata, infatti, trovano condizioni di pressione e temperatura sempre più favorevoli, cosicché il tempo necessario al loro riscaldamento, vaporizzazione e miscelamento va progressivamente riducendosi fino a stabilizzarsi ad un valore pressoché costante.

Osservando l'andamento schematico della pressione in Figura 1.15 è possibile individuare, considerando la durata complessiva del periodo di iniezione combustibile, quattro intervalli caratteristici:

- ritardo di accensione (*ignition delay* AB);
- combustione premiscelata (*premixed phase* BC);
- combustione diffusiva (*mixing controlled phase* CD);
- completamento della combustione (*late combustion phase*).

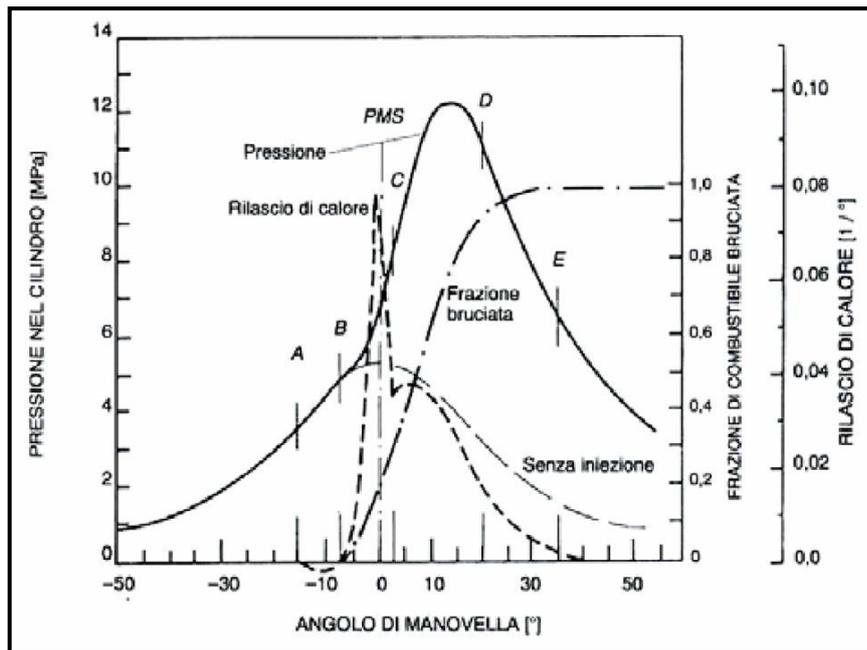


Figura 1.15 – Combustione Diesel: fasi caratteristiche.

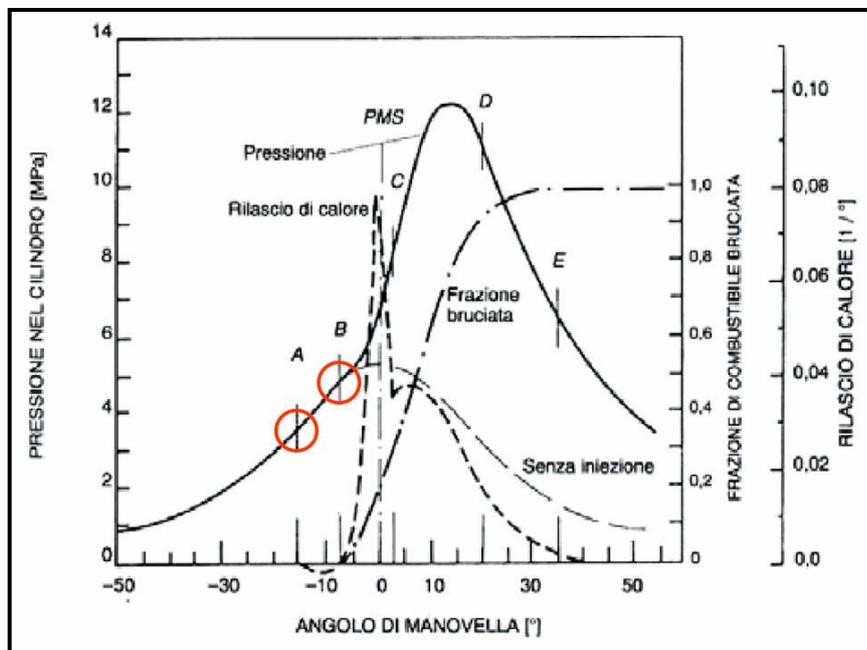
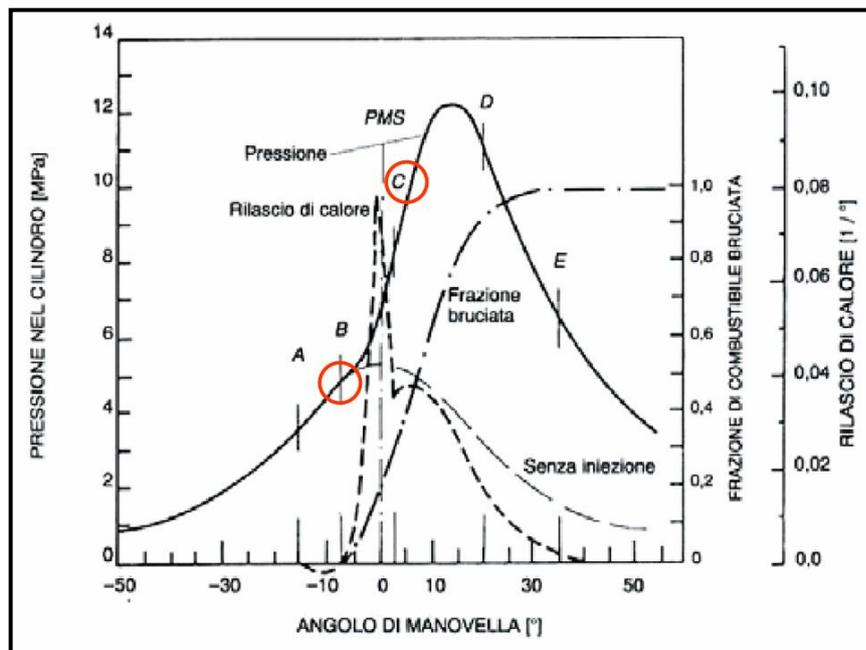


Figura 1.16 – Combustione Diesel: ignition delay.

Il ritardo di accensione, detto **ignition delay** (AB), è ascrivibile a due fenomeni differenti:

- **ritardo fisico:** ritardo necessario al riscaldamento, alla vaporizzazione ed al miscelamento del combustibile con l'aria comburente;
- **ritardo chimico:** ritardo necessario al completamento delle reazioni chimiche che precedono le tappe finali, fortemente esotermiche, del processo di ossidazione.

Una volta raggiunte le condizioni di accensione dei primi nuclei (**punto B**), l'innalzamento della temperatura prodotto dalla combustione di questi ultimi accelera notevolmente il processo di combustione del combustibile accumulatosi nella fase precedente, che brucia così pressoché simultaneamente dando luogo ad un brusco gradiente di pressione. Tale incremento, seppur vantaggioso dal punto di vista termodinamico, è responsabile della caratteristica rumorosità di funzionamento del motore Diesel, nonché di vibrazioni e sollecitazioni.

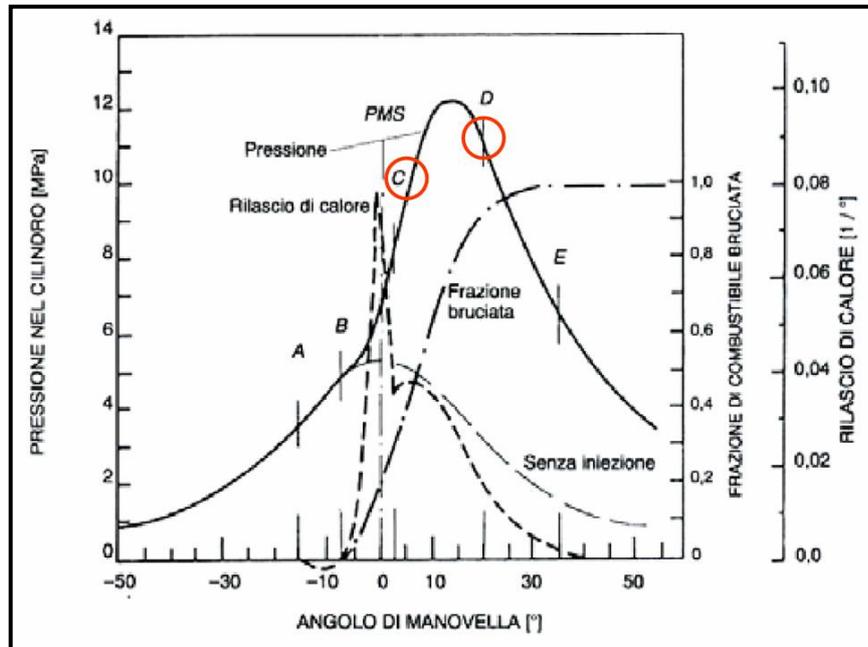


**Figura 1.17** – *Combustione Diesel: premixed phase.*

Durante tale fase, inoltre, tendono a realizzarsi le condizioni idonee alla formazione di  $\text{NO}_x$ , a causa delle alte temperature raggiunte nella combustione, che avviene praticamente in condizioni isocore.

Una volta esauritasi la rapida combustione del combustibile accumulato, l'evolversi del processo è regolato dalla velocità con cui nuove frazioni di combustibile si rendono disponibili a bruciare, cioè dalla rapidità con cui il combustibile che continua ad essere iniettato è in grado

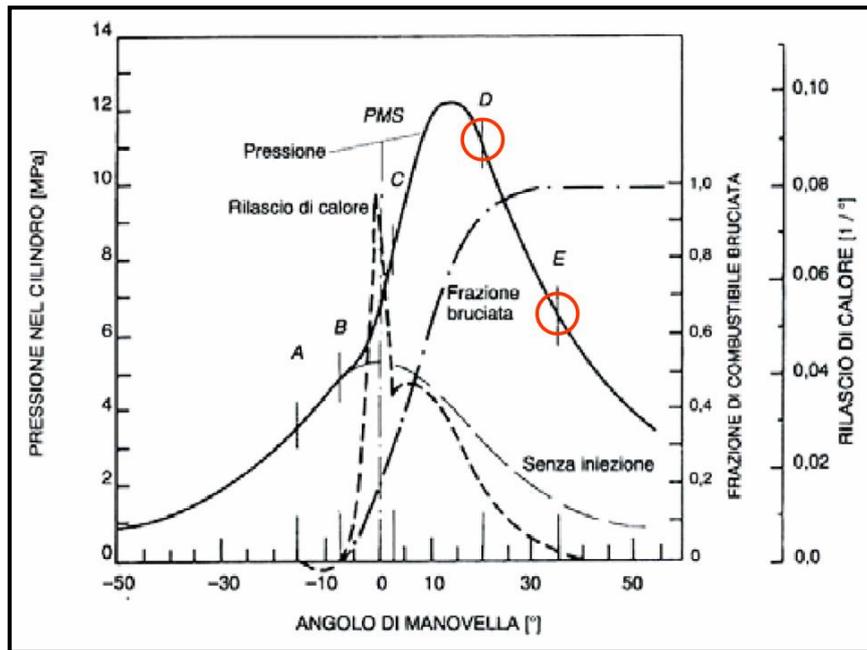
di evaporare e diffondersi nell'aria ambiente. Normalmente, durante questa fase, si raggiunge la massima pressione del ciclo.



**Figura 1.18** – *Combustione Diesel: mixing controlled phase.*

Il problema principale risulta quello di assicurare che tutto il combustibile iniettato trovi l'ossigeno in quantità sufficiente per reagire, in ragione del progressivo incremento della presenza di gas combusti all'interno della camera di combustione. Durante tale fase, pertanto, possono formarsi, per processi di *deidrogenazione*, *condensazione* e *pirolisi*, nuclei carboniosi incombusti (**soot**) costituiti da particelle solide contenenti fino a  $10^5$  atomi di carbonio C, con  $\frac{H}{C} \approx 0.1$ .

A questo punto del processo di combustione l'iniezione è ormai terminata, ma le reazioni chimiche procedono ancora in modo graduale. La combustione può coinvolgere, in questa fase, i nuclei carboniosi formati durante la fase diffusiva precedente. Questa fase viene alimentata e promossa dai moti turbolenti che rimescolano i gas all'interno della camera; è necessario, però, che essa non si prolunghi eccessivamente per non ridurre il rendimento del motore (è noto, infatti, che per avere un alto rendimento occorre concentrare quanto più possibile il rilascio di calore nell'intorno del PMS).



**Figura 1.19** – *Combustione Diesel: late combustion phase.*

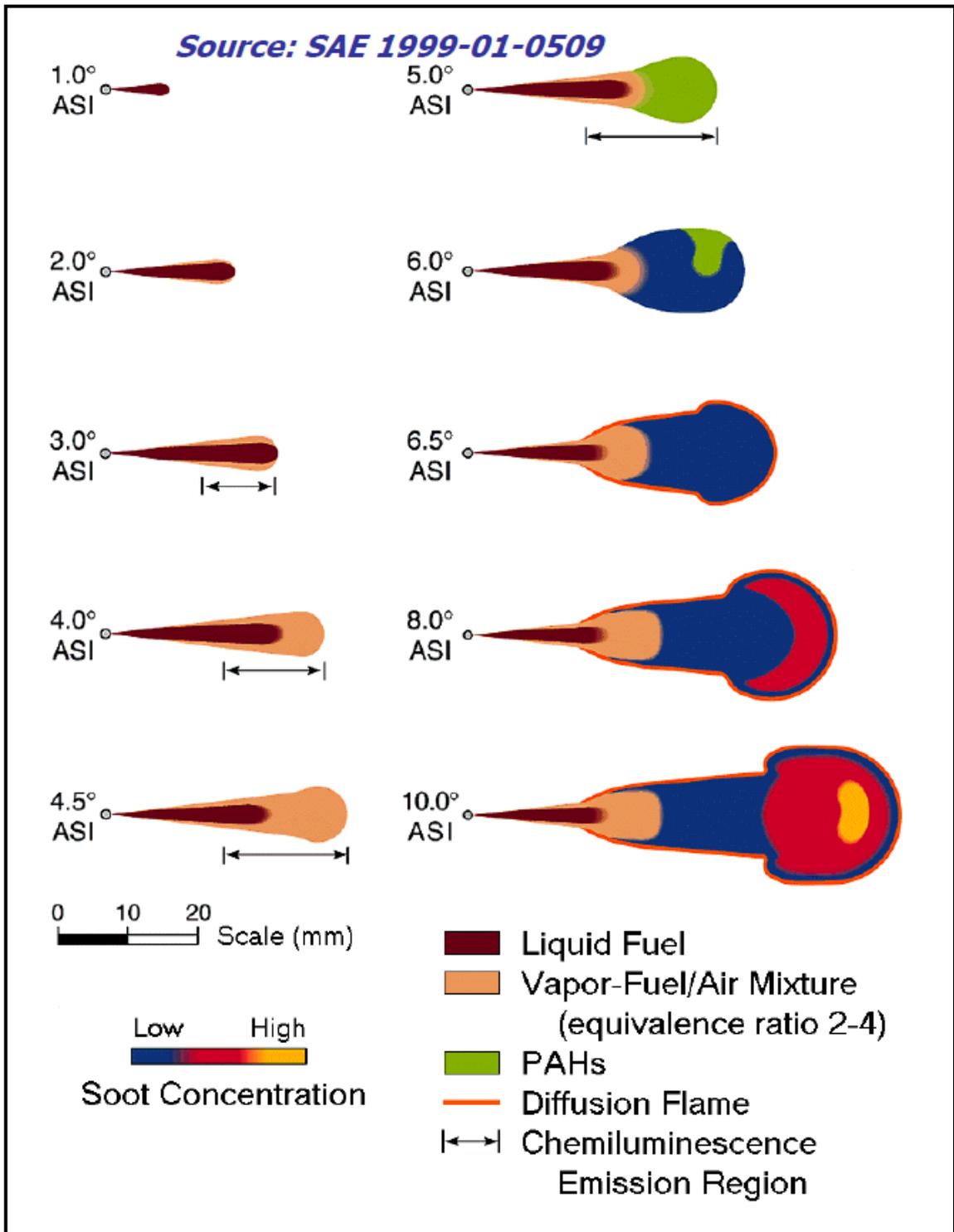
La combustione dei motori Diesel è un processo complesso, turbolento, tridimensionale e multifase, che si sviluppa in un ambiente ad elevata pressione e temperatura. Di conseguenza, prima del relativamente recente avvento di sofisticate tecniche di diagnostica laser, misurazioni dettagliate degli eventi che hanno luogo all'interno di un getto di combustibile non erano possibili. Più recentemente, verso la metà degli anni '90, lo sviluppo di sofisticate tecniche di diagnostica laser ha fornito un mezzo importante (se non fondamentale) per effettuare dettagliate misurazioni all'interno del processo che si sviluppa nel getto di combustibile di un motore Diesel. Questa più completa comprensione ha condotto ad un *modello concettuale della combustione Diesel* che differisce significativamente dalla *vecchia descrizione* e che di indagare fino in fondo gli aspetti fisici che controllano i fenomeni evidenziabili nel getto di combustibile.

### 1.7.1. Modello di combustione di *Dec*

Uno studio condotto negli anni '90 da *John Dec* ha portato alla definizione dell'omonimo *modello concettuale* (1997), il quale ha quasi completamente sovvertito i precedenti modelli e ha contribuito enormemente a far luce sul processo di combustione dei motori ad accensione per compressione.

Sviluppo iniziale del getto ( $0.0^\circ \div 4.5^\circ$  ASI)

La regione marrone scuro, chiamata *combustibile liquido*, mostra la massima espansione delle goccioline di combustibile (il punto nel quale le ultime goccioline vaporizzano). All'uscita dell'iniettore, questa regione contiene solo combustibile liquido, ma a valle l'aria è intrappolata e il combustibile evapora: di conseguenza, i gas sono mescolati alle goccioline di combustibile liquido. Inizialmente, il combustibile liquido copre la sezione trasversale; successivamente, una regione di combustibile vaporizzato inizia a svilupparsi lungo i bordi del getto, oltre la zona di goccioline di combustibile. Intorno a  $3^\circ$  ASI, il liquido raggiunge la sua massima penetrazione (che è circa di 23 mm): l'intrappolamento di aria calda nel getto è sufficiente per vaporizzare tutto il combustibile. Da  $4.5^\circ$  ASI, il getto è penetrato fino a circa 34 mm e la parte in testa contiene una miscela di aria e combustibile relativamente uniforme con rapporto  $\Phi = \frac{\alpha}{\alpha_{st}}$  da 2 a 4. Benché questo range di rapporti vari di un fattore 2, confrontato con l'essere quasi stechiometrico o molto ricco (troppo ricco per supportare la combustione anche a queste temperature) può essere considerato relativamente uniforme. Il punto esatto di accensione non è ben definito né temporalmente e né spazialmente, ma da  $4.5^\circ$  ASI la maggior parte della chemiluminescenza proviene dall'ampia regione di miscela di aria e combustibile vaporizzato nella parte frontale del getto.



**Figura 1.20** – *Modello di John Dec (1997).*

### Prima parte del picco di combustione premiscelata (4.0° – 6.5° ASI)

La curva di rilascio termico inizia da 4.0° ASI, per poi aumentare molto rapidamente dopo i 4.5° ASI: la porzione frontale del getto è fortemente chemiluminescente come indicato nello schema, ma c'è una piccola indicazione della significativa diminuzione di combustibile. Successivamente, da 5.0° ASI, il combustibile diminuisce e si forma una ampia PAHs, uniformemente lungo tutta la sezione trasversale della porzione frontale del getto, dove  $\Phi$  va da 2 a 4. Questo istante coincide con il rapido aumento nella curva di rilascio termico, la quale indica che il picco corrispondente alla combustione premiscelata è caratterizzato da una miscela ricca.

### Inizio della diffusione di fiamma (5.5° 6.5° ASI)

Tra 5.5° e 6.5° ASI, una fiamma diffusiva si forma alla periferia del getto tra i prodotti della combustione premiscelata ricca (che contiene una significativa quantità di combustibile incombusto) e l'aria circostante.

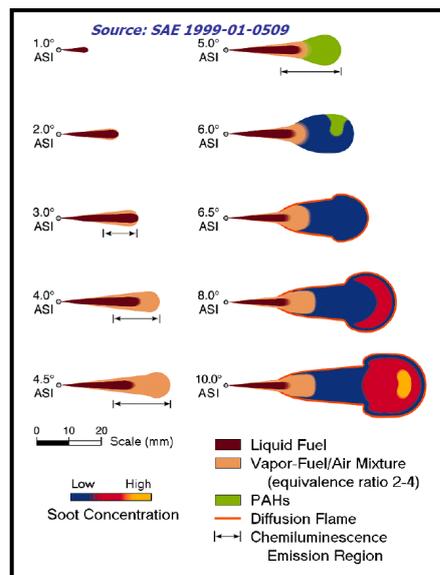


Figura 1.21 - Modello di John Dec (1997).

### Parte finale del picco di combustione premiscelata (7.0 – 9.0° ASI)

Durante la rimanente parte di combustione premiscelata, il getto continua a crescere e penetrare nella camera. La concentrazione di soot continua ad aumentare lungo tutta la sezione trasversale della regione: l'incremento maggiore in concentrazione lo si ha verso il bordo libero, dove il vortice di testa si sta formando.

## Prima parte della combustione a miscelamento controllato (9.0° ASI fino alla fine dell'iniezione)

Nonostante avvenga una transizione che porta verso una combustione puramente a *miscelamento controllato*, l'aspetto generale del getto mostra solo moderati cambiamenti. Questo dipende dal fatto che il getto era già quasi in modalità di combustione a miscelamento controllato quando l'ultima parte del combustibile della combustione premiscelata stava ancora bruciando. In più, la concentrazione di soot è maggiore nel vortice di testa (come indicato dai colori giallo e rosso).

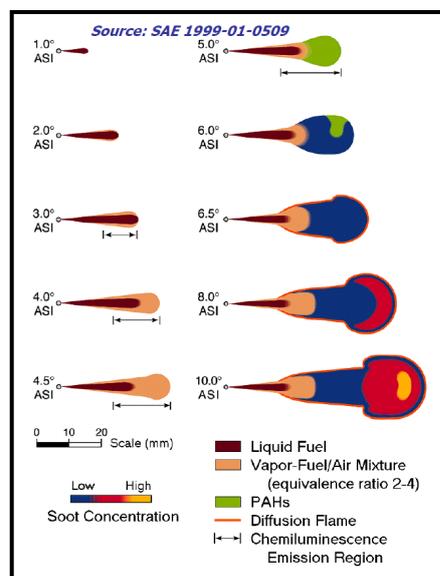


Figura 1.22 - Modello di John Dec (1997).

### Combustione a miscelamento controllato

Dopo la fine dell'iniezione, la maggior parte del soot, che si è formato precedentemente nel processo di combustione, è stata ossidata dai radicali OH presenti nella periferia del getto. Dopo la chiusura dell'iniettore, la velocità dell'ultima frazione di combustibile iniettato potrebbe decrescere significativamente: di conseguenza, l'ultima frazione di combustibile iniettato potrebbe incontrare delle difficoltà nel raggiungere il bordo del getto. Si potrebbe incorrere in un'atomizzazione insufficiente e la miscela potrebbe essere ricca, cosa che causerebbe una consistente formazione di soot ed un aumento delle dimensioni delle particelle. Questo soot che si è formato lungo l'asse del getto, ancora presente alla fine del rilascio termico, si pensa contribuisca in maniera importante alle emissioni totali di soot a valle del motore.

## Confronto con modelli di combustione tradizionali

Le osservazioni finora fatte, permettono di evidenziare come la maggior parte della combustione premiscelata avvenga con miscela ricca (rapporto  $\Phi$  da 2 a 4) e che tale combustione premiscelata conduca alla formazione iniziale di soot. Durante la combustione a miscelamento controllato (fino alla fine dell'iniezione di combustibile), in contrasto con la vecchia descrizione, la reale penetrazione del combustibile liquido è relativamente ridotta e tutto il combustibile nella zona principale della combustione è in fase gassosa. Il soot si forma lungo la sezione trasversale del getto e non solo in una ristretta zona attorno la periferia dello stesso: il soot si forma prima di tutto a valle della regione del combustibile liquido e cresce in dimensione e volume quando scorre verso valle, dove può venire ossidato dalla fiamma di diffusione. Infine, benché la fiamma di diffusione appaia solo attorno alla periferia del getto, come supposto precedentemente, ci sono prove che durante la combustione a miscelamento controllato, il combustibile è sottoposto prima alla combustione premiscelata ricca e poi raggiunge la fiamma di diffusione.

## 1.8. Sovralimentazione

La soluzione tecnologica più efficace ed utilizzata per ottenere un aumento della potenza di un motore è quello di elevare la pressione media effettiva ( $pme$ ). L'unico parametro su cui è possibile agire, senza sensibili limitazioni in un campo abbastanza ampio, è la *massa volumica*  $\rho$  del fluido motore.

$$P_u = pme \cdot i \cdot V \cdot \frac{n}{m} = \eta_u \cdot \lambda_v \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\alpha} \cdot V \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

Si possono valutare gli effetti relativi alla variazione di ogni singolo parametro:

- $V \uparrow$ : ciò comporta un aumento dei pesi e degli ingombri, con un conseguente aumento dei consumi;
- $n \uparrow$ : si ha un aumento delle sollecitazioni sugli organi motore, con una conseguente riduzione di affidabilità;
- $\eta_u \uparrow$ : la progettazione diventa molto complessa per ottenere notevoli incrementi di tale parametro;

- $\lambda_v \uparrow$ : comporterebbe un aumento del numero di valvole da utilizzare, con evidenti problemi legati all'ingombro;
- $H_i/\alpha \uparrow$ : i miglioramenti introdotti con una variazione di tale parametro sono praticamente trascurabili

In definitiva, è possibile definire la sovralimentazione come quella soluzione tecnologica in cui si precomprime l'intera (o una parte) carica fresca fuori dal cilindro, con lo scopo di aumentare la massa di aria immagazzinata all'interno dei singoli cilindri del motore. Per ottenere tale effetto, in altre parole incrementare la densità dell'aria nel collettore di aspirazione, è necessario:

1. incrementare la pressione mediante l'utilizzo di un compressore;
2. ridurre la temperatura dell'aria a valle del compressore mediante uno scambiatore di calore; infatti,

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

dove

- $\rho$  è la densità dell'aria nel collettore di aspirazione;
- $p$  è la pressione dell'aria nel collettore di aspirazione;
- $R$  è la costante fisica dell'aria;
- $T$  è la temperatura dell'aria nel collettore di aspirazione.

Tale soluzione tecnologica consente di definire un ulteriore grado di libertà nella complessa gestione dei parametri motoristici, funzionale per il raggiungimento degli obiettivi (in termini sia prestazionali che di emissioni inquinanti) prefissati. Oggigiorno, si adotta la sovralimentazione in combinazione con il *downsizing del motore*, ovvero una riduzione della cilindrata di quest'ultimo: si ottengono le medesime prestazioni di un motore aspirato con cilindrata superiore ma, soprattutto, una riduzione del consumo specifico in quanto a carico parziale si lavorerà su valori di pme maggiori (aumento del rendimento globale  $\eta_u$ ). Ovviamente, si ottengono vantaggi anche in termini di compattezza del motore e sul rapporto potenza/peso.

### 1.8.1. Teoria della Sovralimentazione

Analizzando la sovralimentazione indipendentemente dal suo comando, si osserva che un compressore determina il passaggio dell'aria di alimentazione dalle condizioni "o" alle condizioni "c". Le condizioni "o" sarebbero quelle di un normale motore aspirato, mentre quelle "c" del motore sovralimentato

$$p_{mi_c} = p_{mi_o} \cdot \frac{p_c}{p_o} \cdot \frac{\sqrt{T_o}}{\sqrt{T_c}} \cdot \frac{\lambda_{v_c}^*}{\lambda_{v_o}^*} + p_c - p_o = p_{mi_o} \cdot \mu \cdot \frac{\lambda_{v_c}^*}{\lambda_{v_o}^*} + p_c - p_o$$

dove  $\mu$  è definito rapporto delle densità corrette. Il rapporto tra i coefficienti di riempimento consente valutare l'effetto di compressione sull'aria inviata dal compressore e, tale termine, corrisponde all'aumento virtuale di cilindrata a seguito della compressione esercitata dalla carica fresca sui gas residui che occupano, ad inizio ciclo, lo spazio morto. L'entità di tale fenomeno può essere valutata a partire dalla relazione

$$\frac{\lambda_{v_c}^*}{\lambda_{v_o}^*} = 1 + \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_c} \right)^{1/m} \right]$$

dove

- $\varepsilon$  = rapporto di compressione volumetrico;
- $m$  = esponente della politropica lungo cui avviene la compressione;
- $p_s$  = pressione di scarico;
- $p_c$  = pressione nel collettore di aspirazione.

La differenza delle pressioni nel collettore di aspirazione (in condizioni di sovralimentazione rispetto le condizioni di motore aspirato) determinano la differenza in termini di lavoro interno per unità di cilindrata.

Adottando tale soluzione tecnologica, si hanno delle variazioni in termini di *rendimento organico*  $\eta_o$

$$\eta_{o,o} = 1 - \frac{p_{v_o}}{p_{mi_o}} \qquad \eta_{o,c} = 1 - \frac{p_{v_c}}{p_{mi_c}}$$

Si evince come, nel caso di motore aspirato si ha una relazione del tipo

$$p_{v_o} = A_o + B_o$$

mentre nel caso di motore sovralimentato

$$p_{v_c} = A_c + B_c = A_o + B_o \cdot \mu \cdot \frac{\lambda_{v_c}^*}{\lambda_{v_o}^*} + C$$

Il termine  $C$  rappresenta il lavoro richiesto dal compressore ad ogni ciclo motore, nel caso di sovralimentazione *a comando meccanico*.

## 1.8.2. Sistemi di sovralimentazione

La sovralimentazione è una soluzione tecnologica che inizialmente veniva utilizzata nei motori quattro tempi ad accensione comandata in applicazioni aeronautiche; considerati i notevoli vantaggi che tale pratica consente di ottenere, trovò subito una notevole diffusione anche in campo automobilistico.

I sistemi utilizzati per realizzare la sovralimentazione sono fondamentalmente due: *compressore a comando meccanico* e *compressore accoppiato ad una turbina a gas*.

1. *Sovralimentazione meccanica*: il compressore è mosso dallo stesso motore attraverso un accoppiamento meccanico all'albero motore. Tradizionalmente l'accoppiamento può avvenire mediante una coppia di ingranaggi, cinghia di trasmissione, accoppiamento idraulico. In questa soluzione la pressione di scarico  $p_s$  coincide con la pressione ambiente  $p_a$  ( $p_s = p_a$ ), quindi si realizza una maggiore compressione, abbassando però il rendimento organico in quanto si ha la presenza del termine  $C > 0$  dato che il compressore grava sulla rotazione motore;
2. *Turbosovralimentazione*: il compressore è mosso da una turbina azionata dai gas di scarico. In questa casistica il termine  $C$  è assente, poiché non è il motore a muovere il compressore; inoltre, la pressione di scarico è superiore a quella ambiente ( $p_s > p_a$ ). Esistono diverse configurazioni:

- a) *Turbosovralimentazione a pressione costante* ( $p_s > p_a$ ): il motore ha condotti di scarico abbastanza ampi da smorzare le oscillazioni di portata e di pressione. Con questa tipologia a monte della turbina si mantiene la pressione costante, che alimenta un flusso stazionario di gas combusti attraverso di essa. Lo svantaggio è il non potere sfruttare a pieno l'energia cinetica posseduta dai gas di scarico;
- b) *Turbo sovralimentazione ad impulsi* ( $p_s \approx p_a$ ): in questo caso si hanno piccoli condotti che collegano ciascun cilindro con la turbina. Così gli impulsi di pressione, che si generano all'apertura delle valvole di scarico dei singoli cilindri, sono trasmessi direttamente alla girante della turbina.
- c) *Motore turbo composito*: l'albero del turbocompressore è collegato meccanicamente a quello motore, permettendo la trasmissione di potenza tra i due. Lo svantaggio di questa soluzione è la complessità di realizzazione ed in particolare il collegamento meccanico, in quanto di solito l'albero della turbina ruota con un numero di giri almeno 30 volte superiore rispetto quello motore.

Confrontando le due tipologie, la *pme* cresce maggiormente quando si utilizza la soluzione a comando meccanico e ciò può essere spiegato considerando che  $p_s = p_a$ , il che implica un miglior riempimento del motore. Per quanto riguarda il rendimento organico, sicuramente questo sarà più elevato nella soluzione con il compressore comandato dalla turbina a gas di scarico ( $C = 0$ ), in quanto tale soluzione consente il recupero di una parte più o meno cospicua di energia cinetica posseduta dai gas di scarico. La soluzione con compressore comandato dalla turbina a gas di scarico è sicuramente la soluzione più adottata in campo automobilistico.

### 1.8.3. Regolazione mediante Valvola Wastegate e VGT

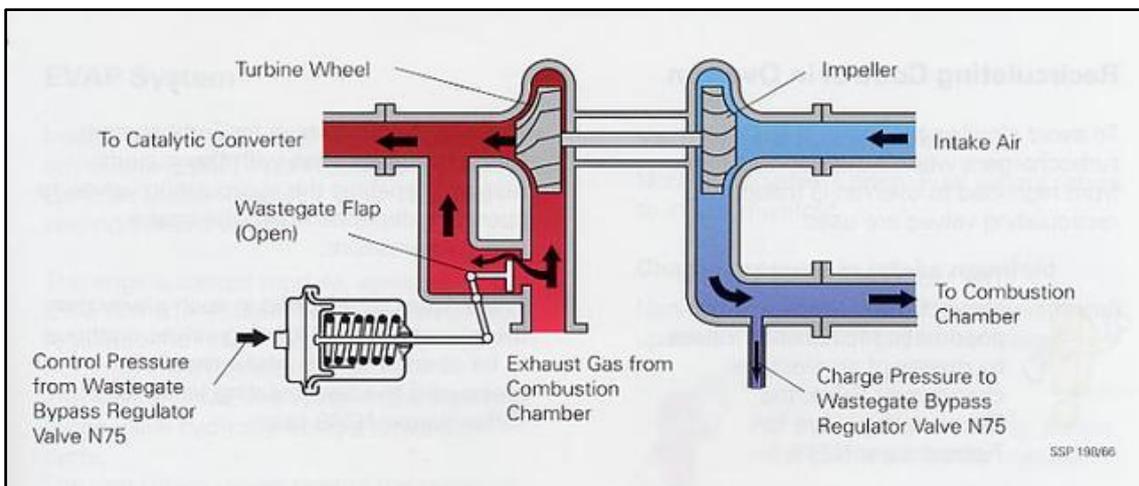
In un motore sovralimentato si realizza un accoppiamento tra due macchine differenti, un motore volumetrico alternativo ed il gruppo di sovralimentazione, con caratteristiche di funzionamento nelle maggior parte dei casi molto diverse. Quindi, è essenziale un corretto adattamento, detto “*matching*”, del gruppo di sovralimentazione al motore, in modo da poter utilizzare il gruppo nel campo di funzionamento del motore.

Quando un motore deve lavorare su un ampio campo di funzionamento di regimi e carichi, tipico della propulsione stradale, il turbocompressore a pressione costante non presenta un buon comportamento. È da notare che più si sposta il regime di coppia massima verso basse velocità di rotazione, più si migliora la guidabilità, ma in genere si riduce parallelamente la massima potenza. Quindi, di solito il turbocompressore è dimensionato in modo da fornire il più elevato grado di sovralimentazione tra il 20% ÷ 40% della massima velocità del motore (intorno ai 2000 rpm nei motori Diesel common rail moderni), per avere buona coppia ai bassi giri.

Per evitare di avere pressioni di sovralimentazione troppe elevate agli alti regimi è necessario l'ausilio di sistemi che permettano di non utilizzare tutta l'energia cinetica dei gas di scarico. Ciò può essere realizzato con diversi sistemi:

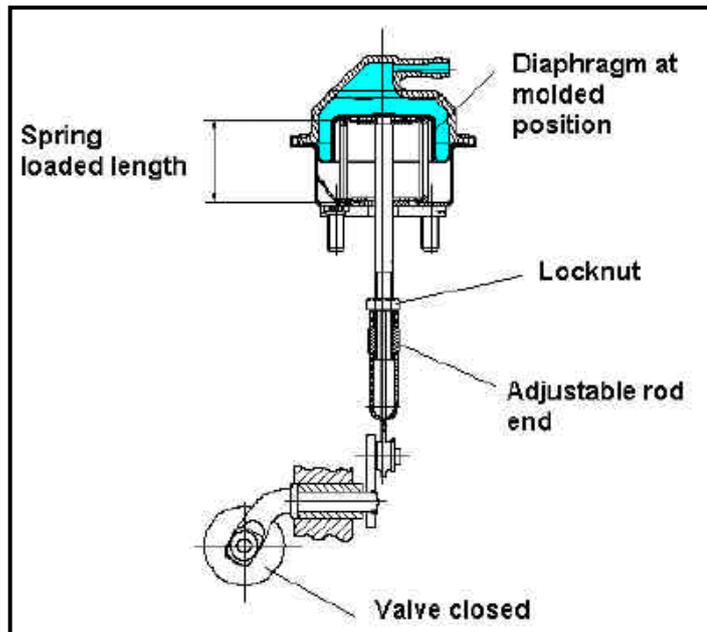
- *Valvola Wastegate;*
- *Turbina a geometria variabile o VGT.*

La valvola Wastegate è una valvola di by-pass che permette di parzializzare la portata di gas di scarico che fluiscono verso la turbina, in modo da attenuare il grado di sovralimentazione.



**Figura 1.23** – Schema Turbocompressore con valvola Wastegate.

Normalmente la valvola possiede un attuatore e viene integrata direttamente nella turbina. La tipologia classica prevede la collocazione in corrispondenza della chiocciola del distributore della turbina e un collegamento meccanico all'attuatore pneumatico mediante un'asta munita di molla di richiamo. Un trasduttore posto sul compressore monitora la pressione all'uscita del compressore e invia l'informazione all'elettrovalvola di comando.

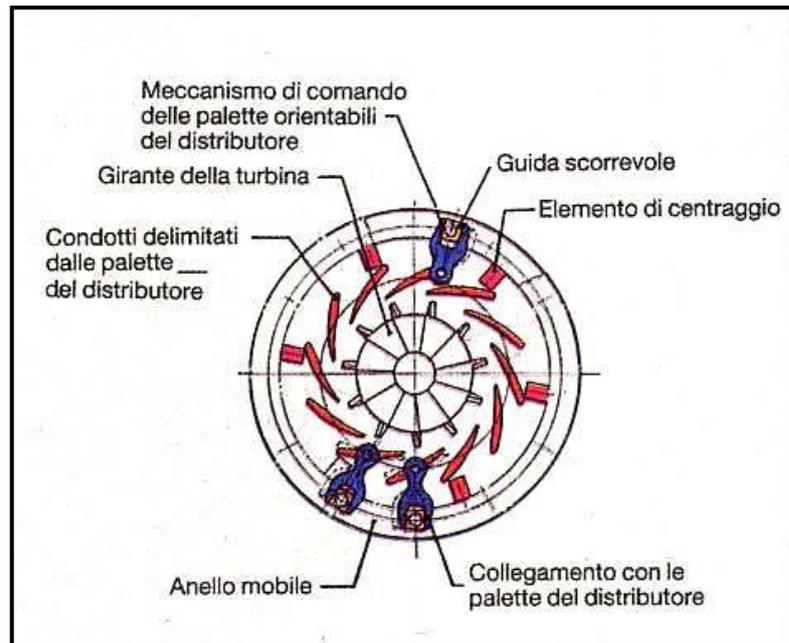


**Figura 1.24** – Schema costruttivo valvola Wastegate.

Quando la pressione di uscita del compressore è superiore al valore ottimale di mappa, tramite l'elettrovalvola viene comandato l'attuatore pneumatico, che richiama l'asta determinando un'apertura graduale della valvola Wastegate, la quale by-passa i gas di scarico prelevandoli a monte della turbina.

L'utilizzo della Wastegate permette di incrementare la sovralimentazione ai bassi giri andando a scegliere una turbina di area opportunamente piccola (diminuzione delle inerzie) e aumentando, di conseguenza, la portata di by-pass agli alti regimi.

L'alternativa alla Wastegate con turbina a geometria fissa è l'utilizzo della *turbina a geometria variabile*. Si munisce il distributore della turbina centripeta di una serie di pale, libere di ruotare ciascuna attorno ad un proprio perno. Un attuatore meccanico-pneumatico (simile a quello presente per l'attuazione della Wastegate) fa ruotare contemporaneamente tutte le pale distributrici in modo da far variare l'area effettiva della sezione di passaggio: si cambia l'angolo di incidenza del flusso sulla palettatura della girante. Dunque, la Wastegate agisce sulla portata dei gas di scarico, mentre la VGT varia direttamente il lavoro che il fluido può sviluppare in turbina, agendo sull'angolo di inclinazione delle palette del distributore.



**Figura 1.25** – Distributore Turbina a geometria variabile.

I vantaggi apportati dall'utilizzo della VGT, in termini di risposta nei transitori, sono così alti che la sua diffusione nel campo automobilistico sta crescendo moltissimo, in particolare per i motori ad accensione per compressione dove la temperatura dei gas di scarico non supera i  $900^{\circ}C$ , mentre si incontra qualche difficoltà sui motori ad accensione comandata dove le temperature possono superare anche i  $1000^{\circ}C$  e, quindi, si rende necessario l'impiego di materiali specifici, con sufficiente resistenza alle alte temperature. Naturalmente, il controllo della VGT risulta più complesso rispetto quello della valvola Wastegate.

#### 1.8.4. Livello di sovralimentazione

Dal momento che il grado di EGR ed il livello di sovralimentazione sono parametri che si influenzano mutuamente, il loro controllo `e bene che avvenga in modo coordinato.

In particolare, un aumento della pressione di sovralimentazione può risultare conveniente in termini di emissione, poiché può consentire di aumentare il livello di EGR. La portata di EGR varia per i seguenti motivi:

1. un aumento della pressione di sovralimentazione provoca un aumento della densità dell'aria comburente, che sarà, dunque, confinata in un volume minore. Se si ragiona a parità di quantità di aria necessaria alla combustione del combustibile introdotto in camera, questa massa di comburente occuperà uno spazio inferiore e ci sarà, conseguentemente, maggiore spazio a disposizione per i gas combusti ricircolati. Quindi, con un aumento della pressione di boost, è possibile mantenere una dosatura  $\lambda$  invariata ed avere una maggiore quantità di EGR (oppure, secondo un ragionamento duale, a pari grado di EGR avere una dosatura  $\lambda$  più elevata);
2. un incremento della pressione di sovralimentazione ha come effetto, in teoria, un aumento del  $\Delta p$  tra scarico aspirazione motore, con conseguente incremento della portata attraverso il sistema EGR;
3. aumentare la pressione di boost porta ad un incremento della temperatura dei gas in uscita motore e, quindi, un aumento di temperatura dell'EGR, con conseguente limitazione della sua portata in massa.

Quest'ultimo aspetto è in contrasto con i primi due messi in evidenza, ma, complessivamente, gli effetti di un aumento della pressione di sovralimentazione rende possibile un maggior grado di EGR. Tale incremento di quantità di gas combusti ricircolati a pari dosatura  $\lambda$  provoca:

- un aumento delle emissioni di Soot;
- una riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$ .

Gli effetti sul Soot sono più marcati rispetto la diminuzione di  $\text{NO}_x$  e non è detto che si abbia un miglioramento del trade-off tra questi due inquinanti. Il limite relativo all'incremento del grado di EGR è legato al fatto che si sta spillando una certa portata di scarico a monte della turbina per inviarli all'aspirazione motore; quindi, si sta di fatto sottraendo potenza al gruppo di turbosovralimentazione e non si riuscirà, parallelamente, a raggiungere la pressione di boost fissata come obiettivo. Inoltre, è importante prestare la dovuta attenzione all'abbinamento pressione di boost – pressione d'iniezione: al crescere della pressione di sovralimentazione, la densità dell'aria aumenta e la resistenza aerodinamica incontrata dalle gocce di combustibile

provenienti dallo spray dell'iniettore sarà maggiore. Come conseguenza, si ha una minore penetrazione del getto di combustibile, che non riuscirà a sfruttare nel miglior modo possibile l'aria disponibile in camera, con penalizzazioni anche notevoli sulle emissioni di Soot e sulle prestazioni. Risulta necessario, quindi, adeguare le pressioni d'iniezione alle varie pressioni di sovralimentazione attuate.

### 1.8.5. Vantaggi e svantaggi della sovralimentazione

In generale è possibile elencare i seguenti vantaggi (alcuni già esposti e vengono soltanto ripetuti):

- riduzione della cilindrata mediante downsizing a parità di potenza sviluppate;
- riduzione dell'ingombro, del peso e dunque dei costi per ogni singolo motore;
- miglioramento del rendimento, con conseguente possibilità di riduzione dei consumi specifici (in particolare, nei motori a ciclo Diesel);
- miglioramento del processo di combustione, con riduzione del ritardo di accensione e la possibilità di bruciare anche gasoli più scadenti;
- riduzione della rumorosità, in quanto si ha una combustione più graduale con la turbina allo scarico che regolarizza le onde di pressione nel collettore;
- riduzione delle emissioni inquinanti allo scarico, in quanto si recupera sulle classiche perdite di potenza dovute alle scelte effettuate in sede di progetto per la riduzione degli inquinanti (come miscele decisamente povere, ritardi di iniezione, ecc.).

Gli svantaggi, invece, sono:

- aumenti dei carichi meccanici e termici sui principali organi motore;
- curva di coppia a volte poco favorevole agli alti regimi motore;
- ritardi di risposta nei transitori di accelerazione, il cosiddetto “*turbolag*”, quando si utilizza il turbocompressore.

Sicuramente il *turbolag* è il problema di maggiore rilievo nei turbocompressori e si denota in particolare a bassi carichi e bassi regimi di rotazione, in quanto la velocità del *turbograppo* è

relativamente ridotta. Questo fenomeno è dovuto principalmente alle inerzie meccaniche, ovvero in seguito al comando di accelerazione la potenza erogata dalla turbina deve eccedere quella assorbita dal compressore, con il turbocompressore che aumenta la velocità di rotazione in relazione alla sua inerzia.

È possibile ridurre tale fenomeno usando piccoli volumi tra il compressore ed il motore, così come tra il motore e la turbina; diversamente, si possono adottare soluzioni biturbo (turbina di bassa pressione e turbina di alta pressione). Il miglioramento consistente in termini di turbolag si ottiene, comunque, ricorrendo a turbocompressori più piccoli possibile (inerzie minori), compatibilmente alle richieste di potenza.

## 2. Emissioni inquinanti

Come detto in precedenza uno dei problemi maggiori dovuto al Diesel è legato alle emissioni che questa tipologia di motore produce durante l'intero processo di combustione. Di seguito verranno analizzati quindi i principali inquinanti, i parametri che influenzano la loro produzione e gli eventuali metodologie che possono essere adottate per ridurre la loro quantità.

### 2.1. Formazione NO<sub>x</sub>

Nel passato, la porzione di carica bruciata durante la fase premiscelata del rilascio termico si credeva fosse la fonte principale di NO<sub>x</sub>. In seguito, un lavoro della *General Motors* del 1980 mise in evidenza come tale convinzione fosse errata e come, in realtà, la fonte primaria di NO<sub>x</sub> potesse essere la regione di combustione diffusiva. Un lavoro del *Sandia*, in seguito, mostrò che la fase di combustione premiscelata si verifica con miscela relativamente ricca ( $\Phi = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} = 4$ ), che comporta la formazione di modeste quantità di NO<sub>x</sub> a causa della bassa concentrazione di ossigeno e delle basse temperature: di conseguenza, è chiaro come sia la regione di combustione diffusiva la fonte primaria di tali inquinanti.

La rapida formazione di NO<sub>x</sub> ha inizio dopo l'avvio del rilascio termico; al termine di questo, la formazione di NO<sub>x</sub> termina, poiché la temperatura dei gas combusti decresce a causa del miscelamento con gas freddi e dell'espansione della carica. La porzione premiscelata del combustibile (miscelata durante la fase di ritardo di accensione), che brucia prima del picco di pressione nel cilindro, è particolarmente importante nei meccanismi di formazione degli NO<sub>x</sub> perché, sebbene la formazione degli stessi non sia significativa durante tale fase, dopo che è bruciata questa porzione di carica viene compressa ad elevata temperatura, raggiungendo così la temperatura più alta tra tutte le porzioni di carica nel cilindro. Per questa ragione, le tecniche per controllare la formazione di NO<sub>x</sub> si concentrano su questa fase iniziale del processo di combustione: così facendo, tuttavia, si introducono penalizzazioni sulle emissioni di idrocarburi incombusti, particolato e sul consumo di combustibile. Infatti, tali tecniche di controllo si fondano, in parte, sull'ammissione che la riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub> porti inevitabilmente all'aumento delle emissioni di particolato e del consumo di combustibile, anche se molte strategie di controllo si propongono di ridurre la quantità di combustibile bruciato nella

combustione premiscelata. Le due strategie più diffuse per il controllo della fase premiscelata della combustione sono:

- *Injection rate shaping*: consiste nel modulare la quantità di combustibile iniettato durante le primissime fasi dell'iniezione;
- *Pilot injection*: consiste nell'effettuare una piccola iniezione prima dell'iniezione principale, al fine di creare un ambiente con caratteristiche termo-chimiche che ostacolano la formazione di NO<sub>x</sub>.

Il rapido miscelamento con l'aria comburente tende a produrre una rapida diminuzione di temperatura, congelando le reazioni che dovrebbero portare alla disgregazione di NO formatosi precedentemente: di conseguenza, nei motori Diesel la decomposizione degli NO formati ad elevata temperatura risulta decisamente modesta.

I principali parametri di funzionamento da cui dipendono le emissioni di NO<sub>x</sub> sono:

- dosatura (carico);
- anticipo di iniezione;
- tenore di gas residui.

### **Dipendenza dalla dosatura**

La concentrazione degli NO<sub>x</sub> diminuisce al diminuire del carico, ma in modo molto meno marcato rispetto a quanto avviene nei motori ad accensione comandata poiché la loro formazione dipende, in questo caso, dalla *dosatura locale*. Infatti, la dosatura nei motori Diesel è mediamente e globalmente molto magra: di conseguenza, una diminuzione di combustibile risulta molto meno influente rispetto a una condizione di funzionamento con dosatura globale mediamente stechiometrica (come può essere per i motori ad accensione comandata). Se le temperature e le pressioni non variano eccessivamente, gli NO<sub>x</sub> emessi dovrebbero ridursi in misura pressoché proporzionale alla quantità iniettata.

### **Dipendenza dall'anticipo di iniezione**

L'anticipo d'iniezione prolunga il ritardo di accensione. Tale osservazione trova la sua spiegazione considerando che il combustibile viene iniettato in un ambiente a bassa pressione e a bassa temperatura, con relativa minore tendenza all'autoaccensione: maggiore è il ritardo di

accensione, maggiore è la porzione di combustibile iniettata durante tale fase e maggiori sono le possibilità di miscelarlo con l'aria comburente. In altre parole, prima il combustibile viene iniettato e maggiore è la porzione premiscelata di combustibile che si accumula prima dell'accensione.

Una più elevata formazione di NO è usualmente correlata alla porzione premiscelata del combustibile: se si ritarda l'istante di iniezione, si ottiene l'effetto opposto; se il ritardo di accensione tende a diminuire, la porzione premiscelata del combustibile si riduce: tale diminuzione comporta una riduzione della formazione di NO. Per questo, tale pratica è diventata una tecnica effettiva per il controllo delle emissioni di NO<sub>x</sub>. Di contro, si determina un importante effetto collaterale, quale l'aumento del consumo di combustibile.

### **Dipendenza dal tenore di gas residui**

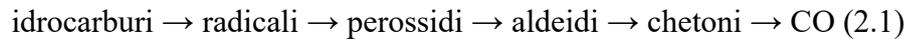
L'utilizzo della strategia di ricircolo dei gas combusti (*EGR*) può essere molto utile al fine di ridurre le emissioni di NO<sub>x</sub>. Tale effetto positivo è dovuto, sostanzialmente, ad una riduzione delle temperature raggiunte durante il processo di combustione, riduzione che si esplica per gli effetti combinati relativi a diversi fenomeni che intervengono nel processo di combustione. Si possono evidenziare, infatti:

- *effetto di diluizione*: riduzione delle temperature per effetto della *diluizione della carica di aria fresca con gas combusti* e conseguente necessità di “allargare” la quantità di carica coinvolta localmente dalla combustione, a causa della riduzione di concentrazione di ossigeno durante il processo di combustione;
- *effetto termico*: riduzione delle temperature massime raggiunte dovuta alla maggiore capacità termica massica dei gas combusti (in particolare, di CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O);
- riduzione delle temperature per *effetti chimici* (ad esempio, dissociazione CO<sub>2</sub>);
- riduzione delle temperature per effetto dell'incremento di massa per ciclo.

## **2.2. Ossidi di Carbonio**

Sebbene l'anidride carbonica non sia una sostanza dannosa per l'uomo, essa è la causa di altri problemi all'ambiente come l'effetto serra, per questo deve essere ridotta. Il CO invece è molto pericoloso ed è la conseguenza di un'ossidazione non corretta in camera di combustione. Nella

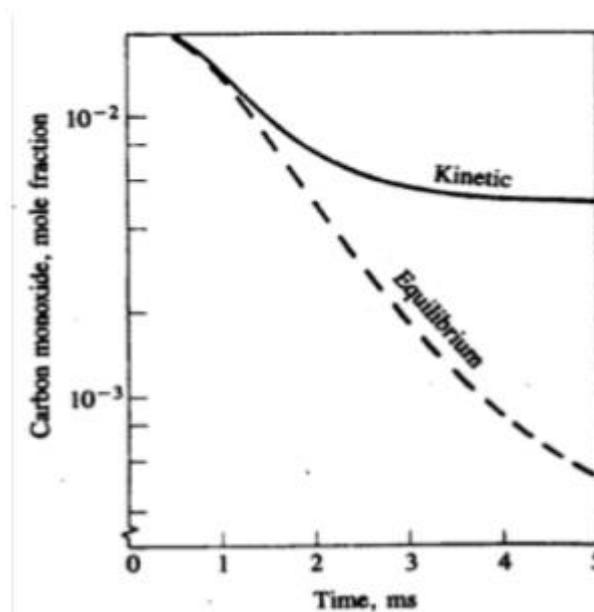
combustione premiscelata, il CO si forma nella zona di reazione in quanto costituisce uno dei principali prodotti dell'ossidazione degli idrocarburi attraverso lo schema:



al quale sussegue la formazione di anidride carbonica, secondo una reazione molto più lenta rispetto alla precedente, dovuta alla dissociazione del CO mediante:



In questo caso la concentrazione di CO allo scarico sono basse ma sempre maggiori di quelle che si avrebbero in condizioni di equilibrio in quanto ancora una volta la concentrazione in camera (molto più alte di quelle allo scarico) sono controllate dalla cinetica chimica della reazione.

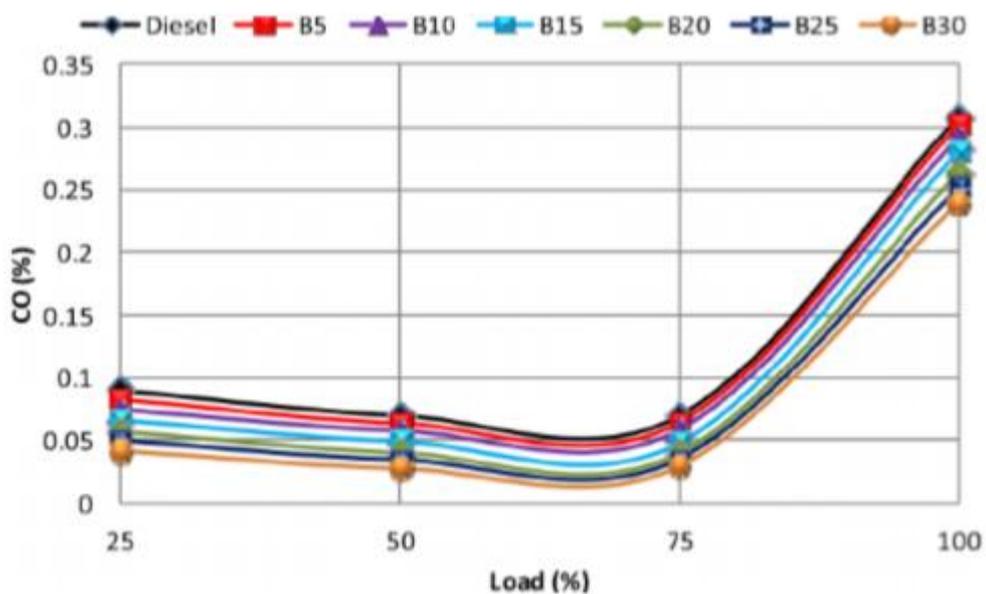


**Figura 2.1** Concentrazione di CO nel tempo

La dosatura della miscela di alimentazione è il fattore che principalmente influenza la produzione di CO. Difatti ossidandosi in modo relativamente lento un rapporto di equivalenza tendente al ricco farebbe in modo che l'ossigeno disponibile sia scarso ostacolando ulteriormente la reazione. Generalmente nei motori Diesel la miscela è globalmente povera quindi la produzione di CO è molto limitata ma non assente. Durante l'iniezione possono esserci delle zone localmente povere e altre ricche ed è proprio in queste che si forma maggiore CO.

La quantità prodotta di CO varia inoltre in funzione del carico motore in particolare aumentando qualora quest'ultimo aumenti in quanto più il carico è alto e più combustibile verrà iniettato nella camera di combustione con conseguente meno probabilità che il fuel si riesca a miscelare correttamente con l'ossigeno (fig.2.2) sono controllate dalla cinetica chimica della reazione. Allo stesso modo degli NOx anche in questo caso i metodi per il controllo sono sempre i soliti come il punto di Start-Of-Injection, la pressione di iniezione che influenzano sia temperatura che dosatura, mentre in questo non funziona il ricircolo dei gas.

Difatti ciò non accade in quanto l'EGR ricircolando solo piccole quantità di ossigeno (che variano a seconda delle condizioni di funzionamento), esso non può essere ricircolato in condizioni di alto carico o alti regimi, perché la combustione rallenterebbe troppo o non potrebbe completarsi adeguatamente. Per questo la percentuale di EGR non può eliminare l'aumento di CO dovuto causato da punti di funzionamento più ostici.



**Figura 2.2** Concentrazione di CO in funzione del carico

### 2.3. Formazione degli HC

La composizione degli HC emessi dai motori Diesel è più complessa rispetto quella degli HC emessi dai motori ad accensione comandata e copre un intervallo di pesi molecolari più esteso (dato il maggior contenuto in frazioni altobollenti del gasolio). Poiché gli HC vengono misurati tramite prelievo con linea riscaldata a 190°C, previo filtraggio per eliminare le particelle solide,

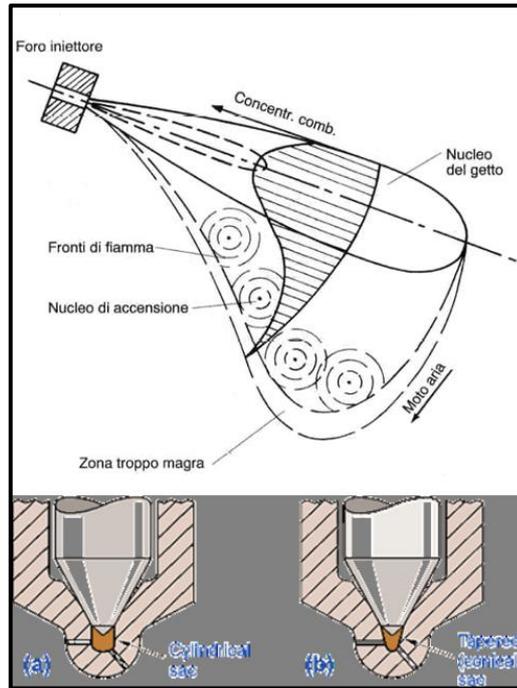
una frazione consistente degli idrocarburi incombusti resta allo stato liquido, adsorbita ai nuclei carboniosi e viene computata come emissione di particelle solide (Particolato).

I parametri che maggiormente influenzano la produzione di questi inquinanti sono:

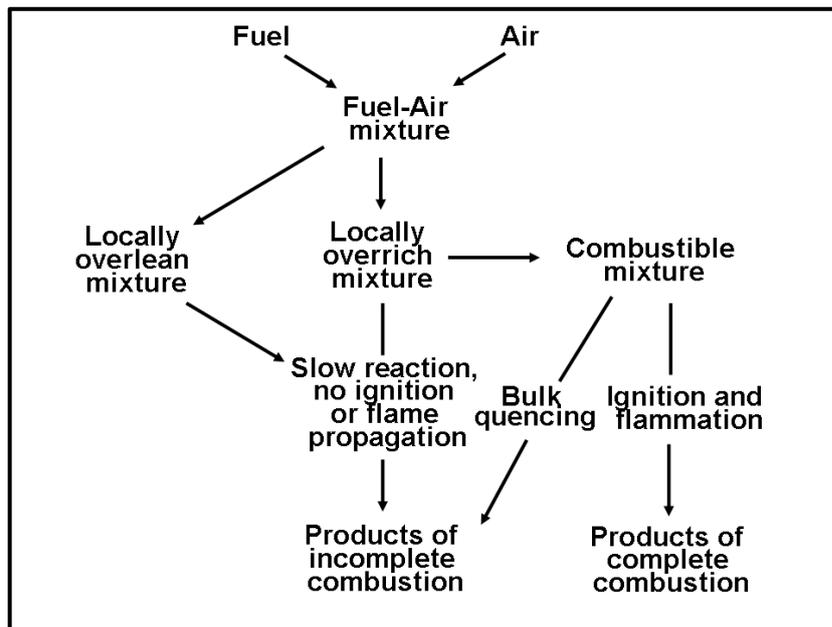
1. dosatura;
2. anticipo accensione;
3. rapporto superficie/volume camera;
4. natura dei depositi in camera;
5. regime e carico motore;
6. efficienza cooling system;
7. incrocio valvole;
8. contropressione allo scarico;

I meccanismi di formazione sono essenzialmente due:

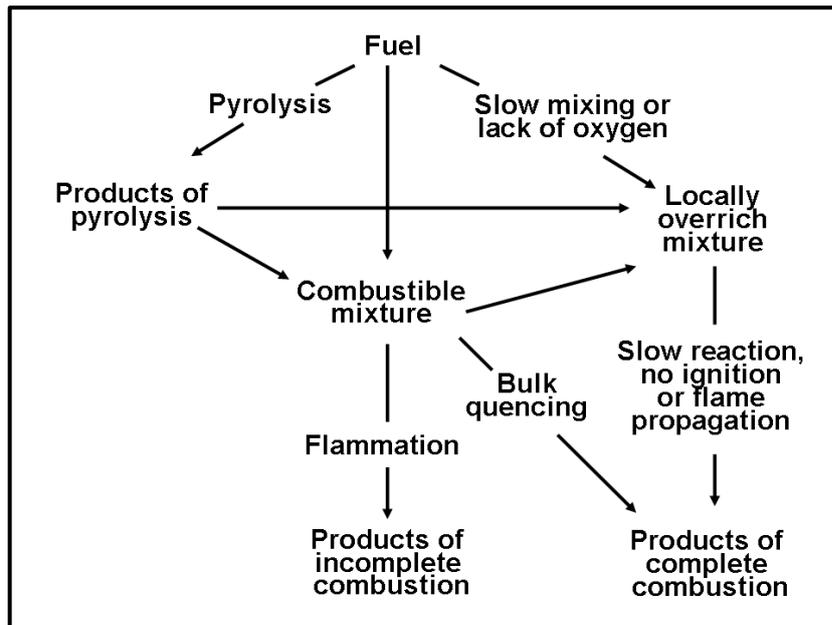
- formazione di zone con miscela eccessivamente magra perché il processo di combustione possa sostenersi, specialmente alla periferia dello spray (*overleaning*);
- formazione di zone con miscela eccessivamente ricca perché il processo di combustione possa sostenersi, specialmente nelle fasi finali dell'iniezione (*undermixing*), o a causa del combustibile che rimane nella parte terminale dell'iniettore (*injector sac*).



**Figura 2.3** – *Getto di combustibile e Tip geometries.*

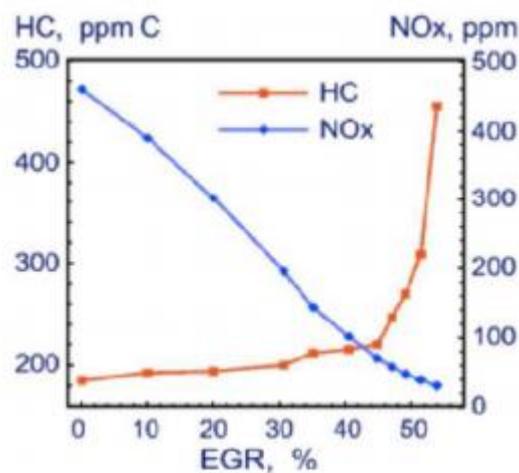


**Figura 2.4** – *Meccanismo di formazione degli idrocarburi incombusti nei motori Diesel: combustibile iniettato durante l'ignition delay.*



**Figura 2.5** - Meccanismo di formazione degli idrocarburi incombusti nei motori Diesel: combustibile iniettato dopo l'ignition delay.

Per quanto riguarda i metodi di riduzione degli HC, è possibile di gestirli sia con il SOI che con la pressione di iniezione oltre che con i fattori elencati in precedenza. Vale la pena menzionare l'effetto che l'EGR ha su questi ultimi (fig. 2.6)



**Figura 2.6** Influenza della percentuale di EGR sugli HC

L'EGR ha effetto sulla temperatura di aspirazione e il mescolamento della carica. In particolare, se si aumenta il grado di EGR si ha un conseguente aumento della temperatura di aspirazione e una minore produzione di HC dovuta al fatto che le pareti del cilindro e la carica aspirata stessa

sono più caldi. Tuttavia un maggior grado di EGR modifica il rapporto di equivalenza, rendendolo localmente povero, sfociando in condizioni di overmixing e quindi in un rapido aumento di incombusti.

## 2.4. Formazione Particolato

Con il termine *Particolato* (o *PM*, *Particulate Matter*) si indica tutto ciò che si raccoglie su un filtro attraverso il quale vengono fatti passare i gas di scarico, diluiti con aria fino a portarne la temperatura a valori inferiori a 52°C. Si tratta, quindi, di una definizione piuttosto vaga, che non indica un particolare composto chimico, ma piuttosto un mix di sostanze, variabile secondo le modalità con cui viene effettuato il prelievo dei gas ed il loro filtraggio. I rapporti di diluizione (da 3 a circa 20) usati in laboratorio per la misura del PM al fine di ottenere le temperature prescritte sono, inoltre, molto diversi da quelli relativi alla condizione di diluizione in atmosfera (500÷1000), rendendo la simulazione della dispersione in atmosfera altamente imperfetta. Il peso percentuale delle diverse aliquote è, inoltre, estremamente variabile con le condizioni di funzionamento del motore, oltre che con le caratteristiche del processo di diluizione.

Il Particolato è costituito dall'insieme delle particelle solide di tipo carbonioso (*SOOT*), formatesi durante il processo di combustione, e dai composti organici ad alto peso molecolare ad esse assorbite (*Solubile Organic Fraction, SOF*), insieme che viene portato in sospensione dai gas di scarico. La composizione del Particolato dipende non esclusivamente dalle caratteristiche del motore e del combustibile utilizzato, ma anche dal sistema di prelievo e di misura impiegato: a temperature superiori ai 500°C, il PM è costituito essenzialmente da aggregati di sferule carboniose con diametri dell'ordine di 10 [nm]. Al diminuire della temperatura tali particelle adsorbono composti organici ad alto peso molecolare quali idrocarburi incombusti, idrocarburi policiclici aromatici (*PAH*), aldeidi, esteri, eteri, solfati.

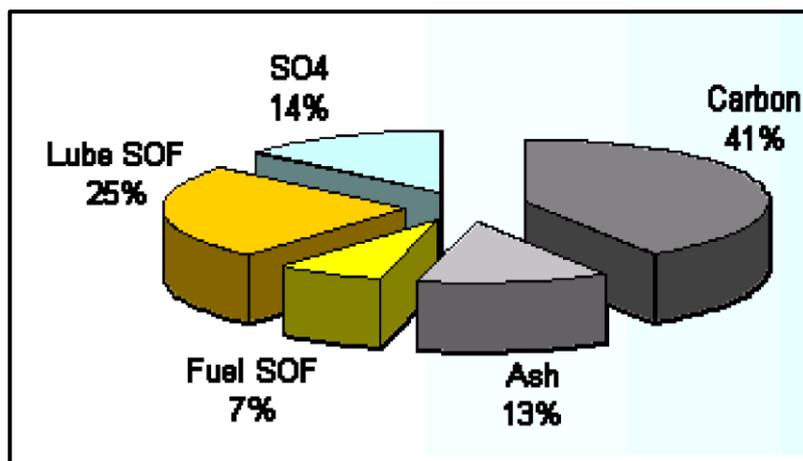


Figura 2.7 – Composizione PM allo scarico.

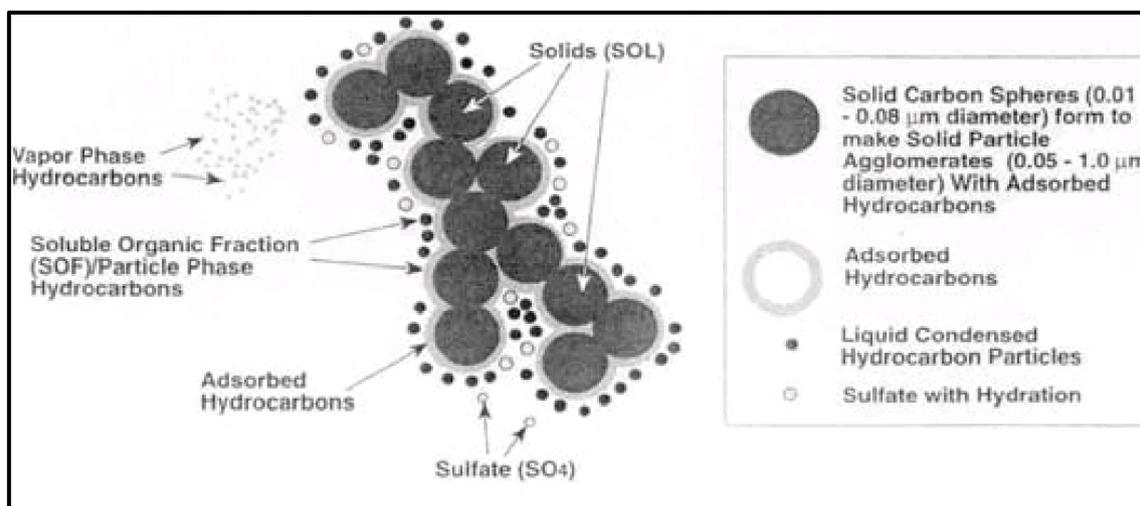
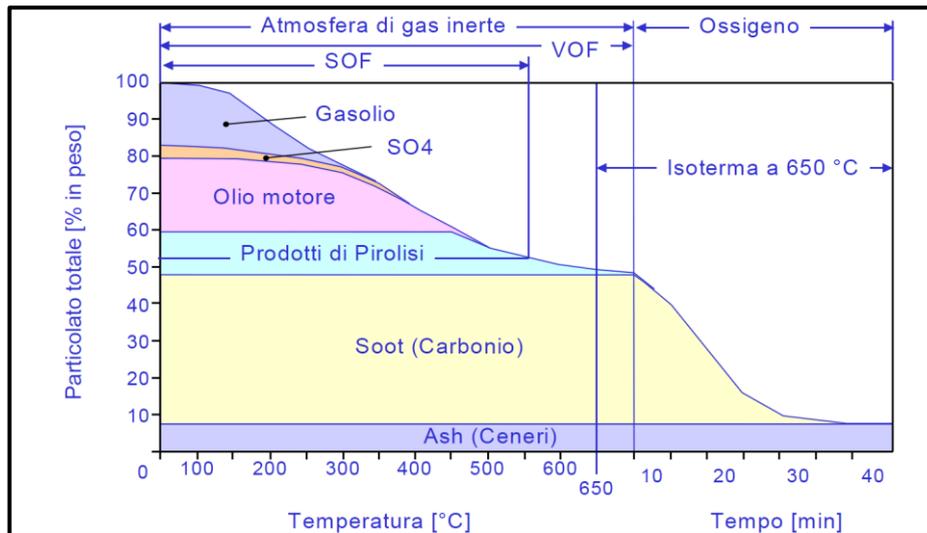


Figura 2.8 – Struttura PM allo scarico.

La composizione chimica del PM può essere determinata tramite l'impiego di solventi come il *diclorometano* per l'estrazione della frazione solubile organica SOF, oppure tramite *metodi termogravimetrici*, i quali sfruttano la proprietà delle diverse aliquote di evaporare o bruciare a differenti livelli di temperatura:

- 250°C: evapora circa il 95% degli HC contenuti nel gasolio;
- 400°C: evapora l'acido solforico;
- 450°C: evaporano gli HC contenuti nell'olio;
- 650°C: aggiungendo il 20% di O<sub>2</sub> è possibile bruciare il soot.



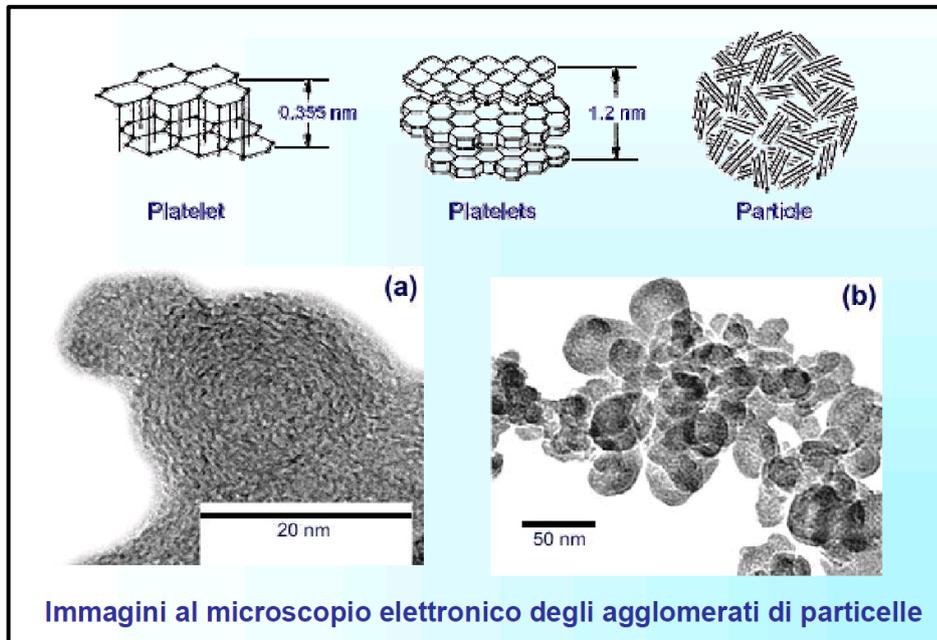
**Figura 2.9** – Metodo termogravimetrico.

## Ceneri (*Ash*)

Un'altra importante componente della frazione solida del PM è la *cenere metallica*. Nei nuovi motori a ridotte emissioni di PM, l'importanza relativa delle emissioni di particolato carbonioso solido aumentano. Le emissioni di cenere ricevono molta attenzione dagli sviluppatori dei materiali per i filtri anti-particolato (*DPF*), che devono essere progettati per resistere alla corrosione dei composti della cenere. In generale, la cenere di scarico dei motori Diesel è costituita da una miscela dei seguenti componenti:

1. solfati, fosfati, ossidi di calcio, zinco, magnesio e altri metalli che si sono formati nella camera di combustione del motore dalla combustione di additivi presenti nell'olio di lubrificazione del motore. Queste specie chimiche sono presenti nell'olio lubrificante come detergenti, neutralizzatori acidi, anti-ossidanti, inibitori della corrosione, anti-usura, additivi per pressioni estreme, etc. Le emissioni di cenere degli oli lubrificanti può essere modellata conoscendo il contenuto di cenere dell'olio (tipicamente intorno all'1.5%) e la velocità di consumo di olio (tipicamente lo 0.1÷0.2% del consumo di combustibile);
2. le impurità (ossidi metallici) derivanti dall'usura del motore vengono portate nella camera di combustione dall'olio lubrificante: queste includono ossidi di ferro, rame cromo e alluminio;
3. gli ossidi di ferro prodotti dalla corrosione del condotto di scarico del motore e degli altri componenti del sistema di scarico;

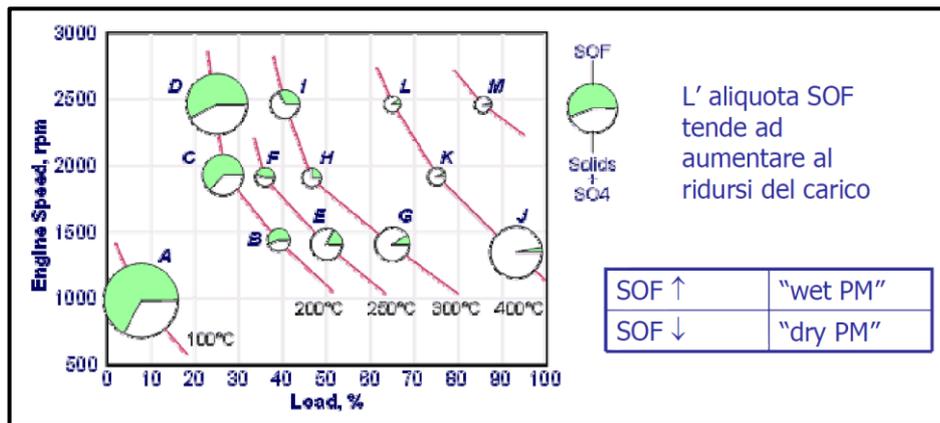
4. se vengono usati additivi metallici per il combustibile in modo facilitare la rigenerazione dei filtri anti-particolato, inoltre, i gas di scarico conterranno la corrispondente cenere dell'ossido metallico: i metalli utilizzati per questo scopo includono il cerio, il ferro e lo stronzio.



**Figura 2.10** – *Struttura del Soot.*

### **Aliquota solubile (SOF)**

La frazione solubile SOF diventa liquida solo dopo il raffreddamento al di sotto dei 52°C nel tunnel di diluizione del laboratorio. Alle temperature dei gas di scarico dei motori Diesel, la maggior parte dei composti del SOF esistono sotto forma di vapore, specialmente per elevati carichi (quando le temperature sono notevolmente elevate). Risulta funzionale tale considerazione per capire i cambiamenti che implicitamente caratterizzeranno il PM nei sistemi di post-trattamento, come catalizzatori ossidanti e filtri per il Particolato. Il SOF è generalmente composto da idrocarburi incombusti derivanti dall'olio lubrificante, con un piccolo contributo dagli idrocarburi incombusti ad elevato punto di ebollizione. Il combustibile Diesel è composto da idrocarburi incombusti con punto di ebollizione compreso in un range pari a quello degli idrocarburi alifatici con 12 o 20 atomi di carbonio nelle loro molecole; l'olio lubrificante Diesel è un continuo di molti composti con punto di ebollizione comparabile ai normali idrocarburi alifatici C18 e C36. Il cromatogramma del campione di SOF si avvicina molto a quello degli idrocarburi degli oli lubrificanti.



**Figura 2.11** – Dipendenza della composizione chimica del PM dalle condizioni operative del motore.

Il PM si forma essenzialmente in corrispondenza delle zone centrali del getto, dove il combustibile iniettato incontra difficoltà a trovare aria comburente in quantità adeguata; successivamente, grazie al miscelamento con l'aria, buona parte delle particelle carboniose formatesi possono ossidarsi. Il processo di formazione è da imputare a processi di deidrogenazione, polimerizzazione ed aggregazione molecolare, che portano alla formazione, a partire da una molecola di combustibile contenente 12÷22 atomi di carbonio con un rapporto  $\frac{H}{C} = 2$ , di particelle costituite da aggregati di sferule carboniose del diametro di qualche decina

di [nm], contenenti ciascuna  $10^5 \div 10^6$  atomi di carbonio con un rapporto  $\frac{H}{C} = 0.1$ .

Condizioni essenziali per la formazione sono:

- dosatura estremamente ricca ( $\Phi > 2$ ), altrimenti formazione di CO;
- temperature comprese tra 1600 e 2500 [K] (necessari precursori  $C_3H_3$ , non presenti a temperature inferiori e soggetti a pirolisi ed ossidazione a temperature più elevate).

Infine, nei condotti di scarico e nel tunnel di diluizione, al diminuire della temperatura sulle particelle carboniose condensano idrocarburi incombusti ad alto peso molecolare e solfati.

I principali parametri di funzionamento da cui dipendono le emissioni di PM sono:

- dosatura (carico);
- anticipo di iniezione;
- tenore dei gas residui.

## Dipendenza dalla dosatura

Le emissioni di PM sono estremamente sensibili al carico del motore e manifestano un incremento marcato al crescere del carico (ovvero, al diminuire della dosatura).

## Dipendenza dall'anticipo d'iniezione

Notevole è anche la dipendenza delle emissioni di particolato dall'anticipo d'iniezione, con un marcato aumento al diminuire dell'anticipo stesso, al contrario di quanto avviene per gli NO<sub>x</sub>: è necessario, pertanto, ricercare un valore ottimale dell'istante d'inizio di mandata, che consenta di contenere entro livelli accettabili entrambe le emissioni inquinanti (*trade-off NO<sub>x</sub>-PM*). Notevoli miglioramenti possono ottenersi con l'uso di iniezioni multiple nell'ambito del medesimo ciclo, possibile nei sistemi di iniezione diretta common rail.

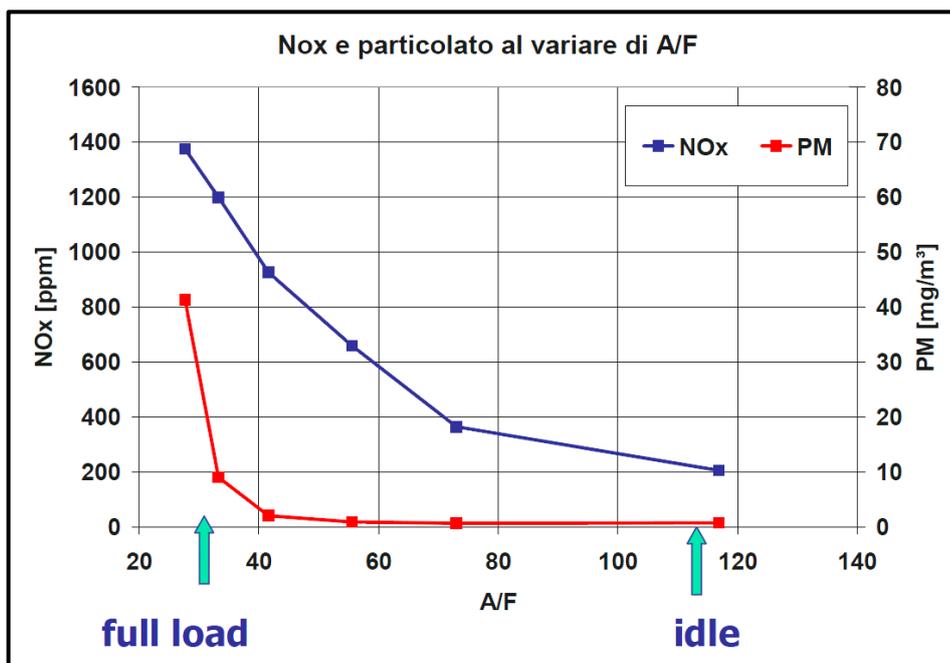


Figura 2.12 – Andamento NO<sub>x</sub>-PM al variare del carico.

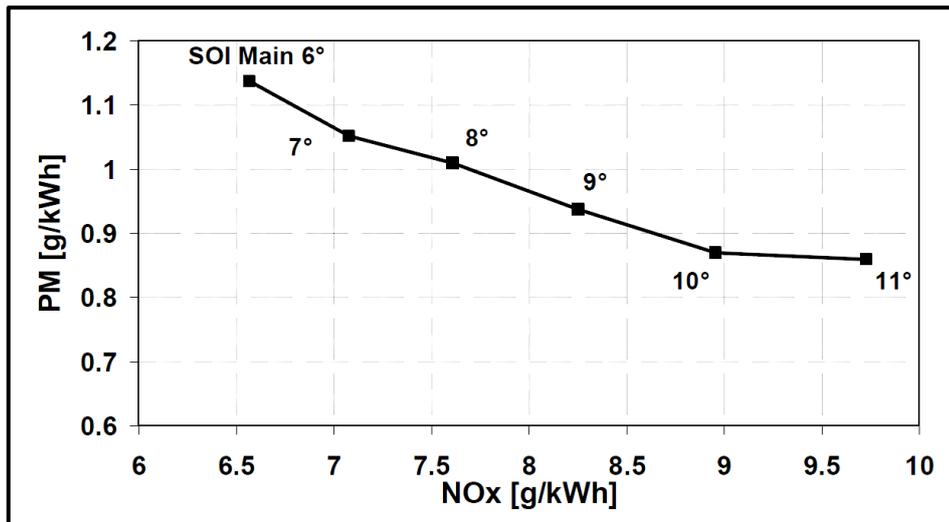


Figura 2.13 – Trade-off  $NO_x$ -PM.

### Dipendenza dal tenore di gas residui

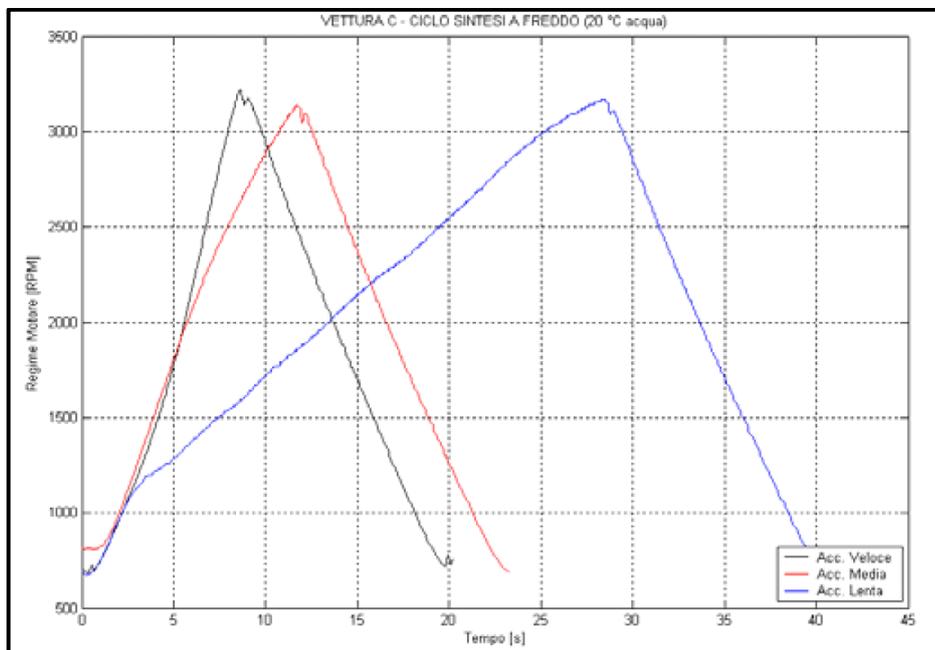
Un aumento del numero delle particelle è stato misurato dopo un aumento della percentuale di EGR. Si evidenzia anche un aumento di dimensioni delle particelle all'aumentare del grado di EGR (la dimensione delle particelle alla concentrazione di picco aumenta di un fattore 2 tra il 30% ed il 53% di EGR). Si ipotizza che le particelle di EGR reintrodotte nella camera di combustione operino come nuclei per la formazione di nuove particelle o particelle più grandi. Una delle conseguenze negative nell'uso dell'EGR è, dunque, la sua influenza negativa sulle emissioni di PM.

## 2.5. Emissioni acustiche

Il sistema vettura, dal punto di vista del rumore emesso, deve soddisfare le aspettative di mercato e le normative vigenti. La diffusione del motore Diesel nell'automobile è stata sino a tempi recenti rallentata dal tipico rumore percepito in vettura ed all'esterno. Caratteristico dei motori Diesel è il contributo della combustione al rumore complessivamente emesso dal motore (rumore di combustione). Soltanto la diffusione dei sistemi di iniezione Common Rail ha consentito di ridurre drasticamente i livelli di rumore. Il rumore emesso da un motore può essere suddiviso in diverse componenti:

- *rumore meccanico*, dovuto agli urti che si verificano tra le diverse parti del motore durante il funzionamento (ad esempio, scampanamento stantuffo al PMS, chiusura valvole, chiusura iniettori, etc.);
- *rumore di combustione*, dovuto al rapido incremento di pressione in camera durante il processo di combustione ed alle conseguenti deformazioni elastiche indotte nella struttura del motore (testa, pareti del cilindro, etc.);
- *rumore gasdinamico*, dovuto al moto non stazionario della corrente gassosa nei sistemi di aspirazione e scarico, irradiato all'esterno dalla bocchetta di aspirazione (*rumore di aspirazione*) e dal terminale di scarico (*rumore di scarico*).

Nel caso del motore Diesel, particolarmente intenso risulta in genere il rumore di combustione, date le caratteristiche del processo di combustione. I diversi contributi possono essere separati in modo semiempirico, ad esempio tramite rilievi sperimentali in cella semianecoica per la misura del rumore complessivamente emesso dalla vettura: questo, se sono noti i contributi legati al rumore all'aspirazione e allo scarico ed il rumore di fondo, fornisce un'indicazione del rumore emesso dal motore (rumore di combustione + rumore meccanico).



**Figura 2.14** – Profili di velocità motore.

Come si può notare dalla Figura 2.13, in decelerazione si ha un diverso luogo dei punti nel piano rumore [dB (A)] – n [rpm]. Il ramo di rilascio è rappresentativo del livello di rumore meccanico, data l'assenza di combustione (cut-off da centralina, vedi figura 2.14).

La differenza tra i due rami può essere considerata un indice rappresentativo del contributo della combustione al rumore complessivo emesso dal motore al variare del regime di rotazione. Il rumore di combustione viene usualmente determinato come segue: in base all'analisi del segnale di pressione si può risalire allo spettro eccitante la struttura del motore; il contributo più importante nel rumore di combustione è quello che deriva dalla derivata prima della pressione: valori elevati del gradiente di pressione (e, quindi, di rumore) sono dovuti essenzialmente alla fase di combustione premiscelata.

L'impiego d'iniezione pilota o di iniezioni multiple consentito dai sistemi Common Rail consente di ridurre notevolmente il picco di rilascio di calore della fase premiscelata e, di conseguenza, il rumore di combustione.

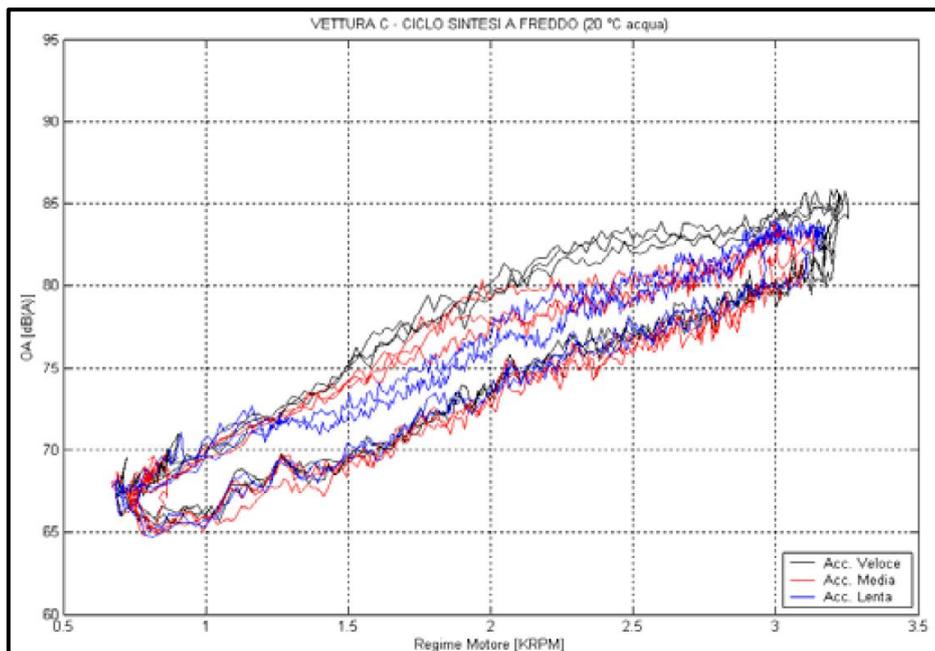
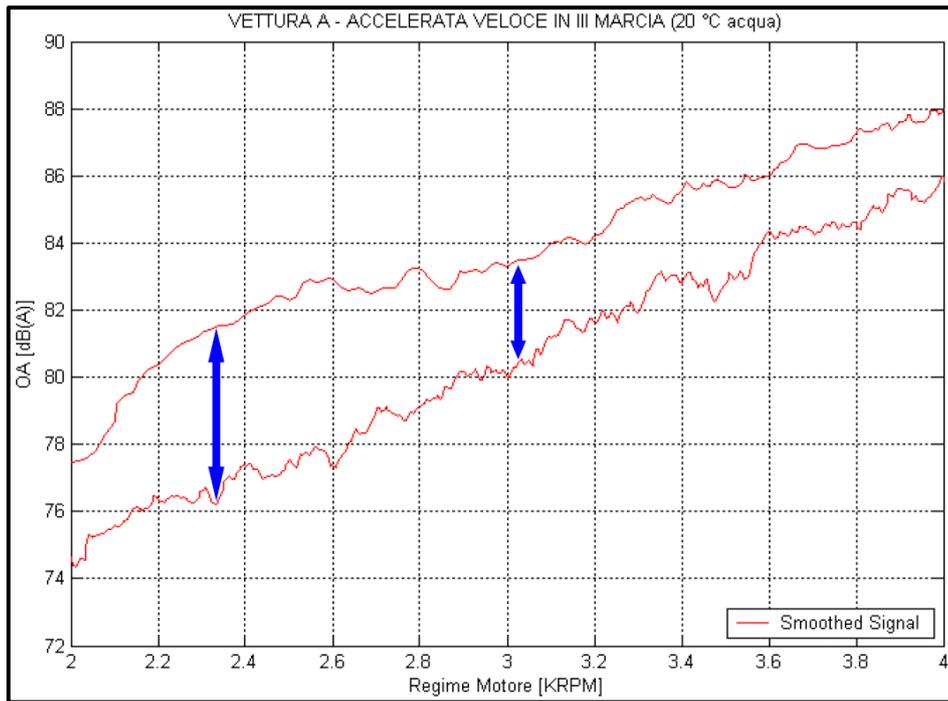
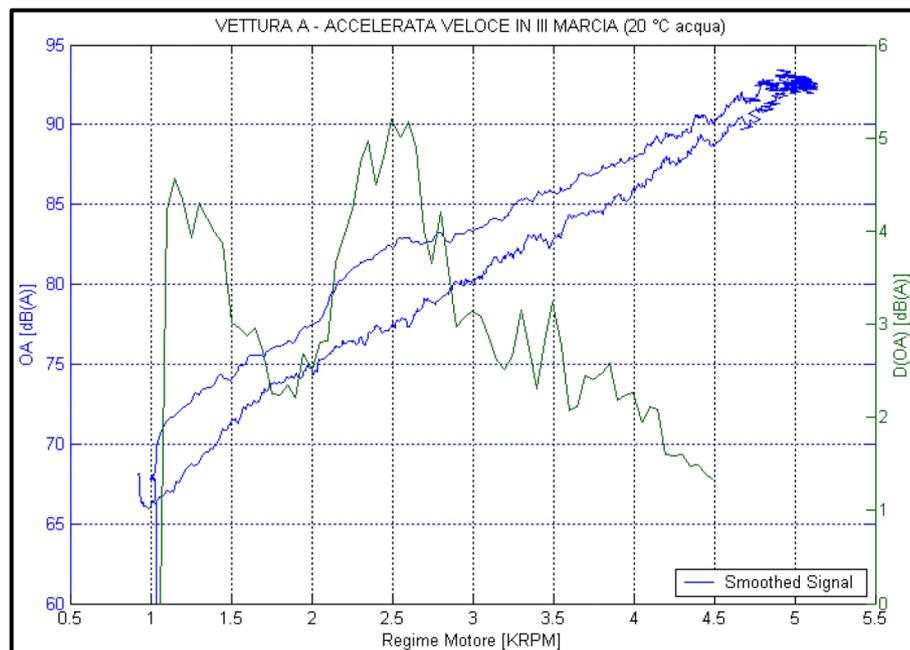


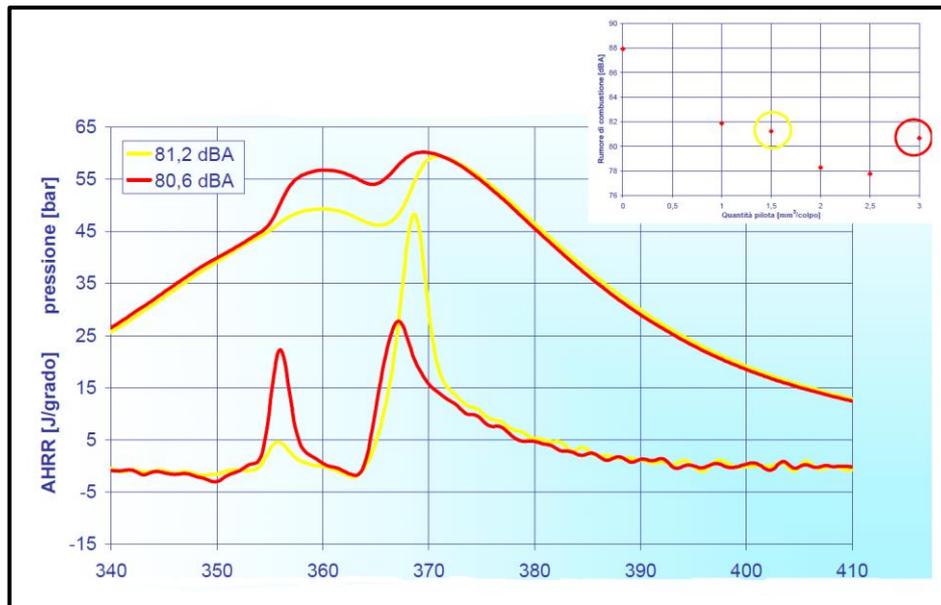
Figura 2.15



**Figura 2.16**



**Figura 2.17**



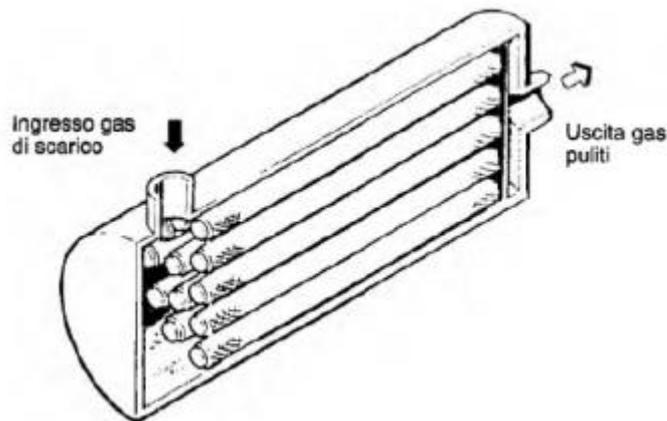
**Figura 2.18**

## 2.6. Filtri per la riduzione delle emissioni

In precedenza è stato descritto il processo di formazione del particolato, che insieme agli ossidi di azoto, è la principale problematica legata ai motori Diesel. Tuttavia è possibile, attraverso il controllo di alcuni parametri che saranno menzionati di seguito, o mediante l'installazione di componenti come i filtri anti-particolato, ridurre la quantità e le caratteristiche allo scarico di questi inquinanti. Si ricorda che la formazione di particolato risulta essere influenzata fortemente da:

1. rapporto di equivalenza quindi ritardo d'accensione e portata di combustibile;
2. tempi di miscelazione dei reagenti, quindi moti interni alla camera e carico motore;
3. temperatura di combustione (rapporto di compressione/sovralimentazione)

Questo può essere limitato operando con dei combustibili "particolari" e diverso dai tradizionali gasoli (non contenenti zolfo, i cui composti costituiscono buona parte del soot stesso), ottimizzando i condotti di aspirazione, la geometria della camera per favorire i moti interni e i sistemi di iniezione per favorire una corretta introduzione di combustibile. Il tutto insieme all'introduzione di filtri anti-particolato atti a "depurare" i gas di scarico dal particolato prima dell'emissione verso l'ambiente. Il funzionamento di quest'ultimo è semplice in quanto i gas di scarico sono essenzialmente costretti a passare, seguendo dei percorsi realizzati secondo una struttura monolitica a nido d'ape, attraverso una barriera porosa. Di conseguenza le particelle con una dimensione superiore a quella del poro si accumulano sulla superficie del filtro, che però dovrà essere periodicamente depurata da queste.



**Figura 2.19 Schema generale FAP**

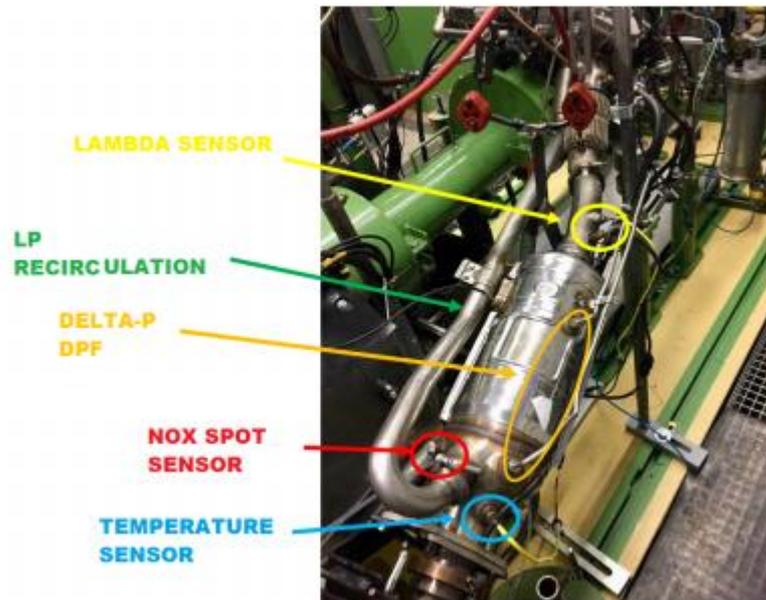
Questi filtri sono caratterizzati da un'alta efficienza (circa 90 %) e una caduta di pressione che varia da 2 (condizione pulita) a 20 (condizione sporca) kPa. I più diffusi sono quelli realizzati in materiale ceramico poiché hanno un costo inferiore e maggiore resistenza alle sollecitazioni termiche rispetto a quelli in metallo sintetizzato. Questi ultimi sono dotati di un elevato numero di elementi filtranti ottenuti per sinterizzazione di polveri metalliche, che hanno il vantaggio di poter controllare in maniera molto più precisa la dimensione dei pori filtranti nei quali le particelle carboniose dovrebbero accumularsi.

La problematica maggiore del filtro anti-particolato è la sua necessaria "rigenerazione", che consiste in una pulizia periodica con la quale vengono bruciate le particelle accumulate all'interno in modo da non costringere il possessore della vettura a smontarlo, per poi pulirlo, o addirittura sostituirlo.

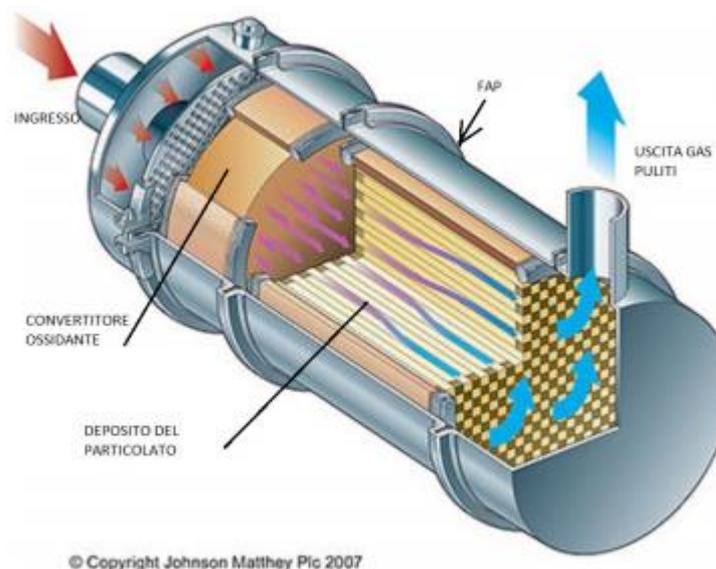
Esso può essere svolto in vari modi a seconda del:

1. tipo di agente ossidante utilizzato;
2. periodicità con cui si rigenera;
3. causa che produce la rigenerazione

Cominciando dall'agente ossidante vi è l'ossigeno che è già presente nei gas di scarico ma richiede comunque una temperatura elevata (circa 870 K) affinché le reazioni di ossidazione avvengano velocemente o anche il diossido di azoto ( $\text{NO}_2$ ), ottenuto dall'ossidazione del monossido presente nei gas di scarico, che ha il vantaggio di avere una temperatura di inizio reazioni molto più bassa (circa 520 K). Per quanto riguarda la periodicità di rigenerazione si ha quella continua, ogni volta che il motore si trova in un punto di funzionamento tale da avere temperatura dei gas di scarico e concentrazione dell'agente ossidante molto elevati, lo strato di particolato viene bruciato subito dopo essersi depositato negli elementi filtranti. Oppure vi è quella intermittente ossia quando l'ossidazione del particolato è gestita dalla centralina motore ad intervalli regolari molto dipendenti dalla specifica quantità di particolato prodotta in quel momento. Infine la causa che produce la rigenerazione può essere di due tipi: si dice attiva se l'energia iniziale per cominciare l'ossidazione del particolato proviene dall'esterno del sistema gas di scarico (ad esempio può essere fornita dal motore, mediante delle post-iniezioni non torque forming o iniezioni ritardate oppure da una fonte separata di energia), o si dice passiva qualora si facesse uso di catalizzatori aggiuntivi che favoriscono le reazioni di ossidazione alle temperature dei gas di scarico. Essi possono essere aggiunti al combustibile o rivestire i canali del filtro. Facendo riferimento alla figura 2.21 si può vedere come con un filtro di quel tipo, fatto di canali rivestiti di catalizzatori ossidanti (come palladio, platino ecc.) vi è una parte a monte detta catalizzatore grazie al quale si ossida prima il CO e HC, e poi l' NO (ad  $\text{NO}_2$ ). Si genera quindi un forte aumento di temperatura dei gas ottimo per il funzionamento del DPF a valle. Inizia così il processo di rigenerazione passiva che va avanti fin quando l'  $\text{NO}_2$  riesce ad ossidare il particolato formando anidride carbonica e  $\text{NO}$  (accostata alla reazione di ossidazione del particolato con l'ossigeno che diventa sempre più rilevante man mano che la temperatura aumenta). Se si completa la rigenerazione passiva si evita completamente l'intervento della strategia di controllo, che diventa fondamentale qualora il carico motore e altri fattori non bastano per aumentare la temperatura dei gas di scarico che richiedono quindi l'inizio della rigenerazione attiva per farlo.



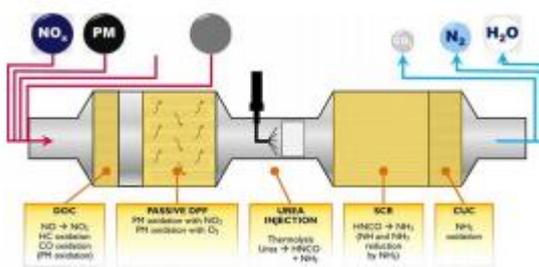
**Figura 2.20** *After treatment system usato nel motore*



**Figura 2.21** *Struttura dettagliata FAP e catalizzatore*

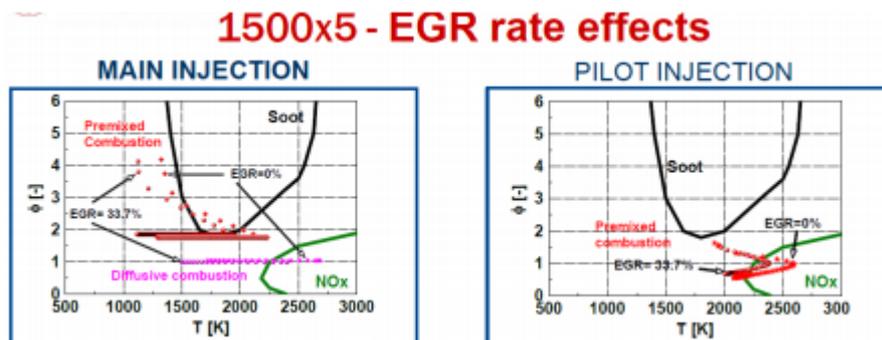
Come possiamo vedere dalla figura 2.22, può essere aggiunto a valle del DPF vero e proprio, un altro filtro atto al post trattamento degli ossidi di azoto noto come SCR (Selective Catalytic Reduction) per mezzo dell'azione dell'ammoniaca. Piuttosto che la pura ammoniaca ( $\text{NH}_3$ ) che risulta essere tossica e infiammabile, si preferisce utilizzare una soluzione a base di urea [ $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ ] disciolta in acqua demineralizzata. Questa soluzione viene quindi iniettata a

monte dell' SCR (circa 2-5% della portata di combustibile), che per prima cosa si decompone in ammoniaca pura e anidride carbonica (per termolisi e idrolisi). Successivamente i prodotti passano attraverso una struttura molto simile a quella vista in precedenza impregnata però di metalli nobili (come titanio, tungsteno e vanadio) che mantengono una temperatura, con la quale si svolgono le reazioni di riduzione degli NOx a N<sub>2</sub> e acqua (grazie all'ammoniaca), piuttosto bassa (circa 520-720 K). Si capisce dunque perchè questo sistema venga detto selettivo: difatti l'ossidazione dell'ammoniaca non avviene ad opera dell'ossigeno, sebbene sia presente, ma direttamente degli NOx.



**Figura 2.22** Schema DPF con SCR

Un ulteriore effetto che l'EGR può avere sulla produzione di soot e NOx, in relazione anche al tipo di iniezione, ovvero se si tratta di una pilota, come visto una rapida pre-iniezione di poco combustibile atta a ridurre il rumore di combustione, o di una main.



**Figura 2.23:** Effetto di EGR a 1500 rpm su inquinanti [1]

Si nota in figura 2.23 come una percentuale di EGR prossima al 34% sposti la combustione diffusiva a temperature molto minori limitando la produzione di NOx. Quella premiscelata invece non risente molto dell'effetto dell'EGR se non fosse che, per via di temperature più

basse ottenute con quest'ultima, le particelle carboniose che verranno ossidate sono di gran lunga inferiore rispetto al caso con zero EGR 2.24.

Per quanto riguarda la pilota invece, la sua produzione di NOx (quella di soot è pressoché nulla) dipende dall' influenza di questa sulla fiamma diffusiva. Sebbene essa sia rilevante nella premiscelata può accadere che disponga anche di una componente diffusiva, che, in tal caso, può produrre delle emissioni di NOx (ancora una volta ridotti in presenza di un certo grado di EGR).

### 1500x5: EGR rate effects on pollutants

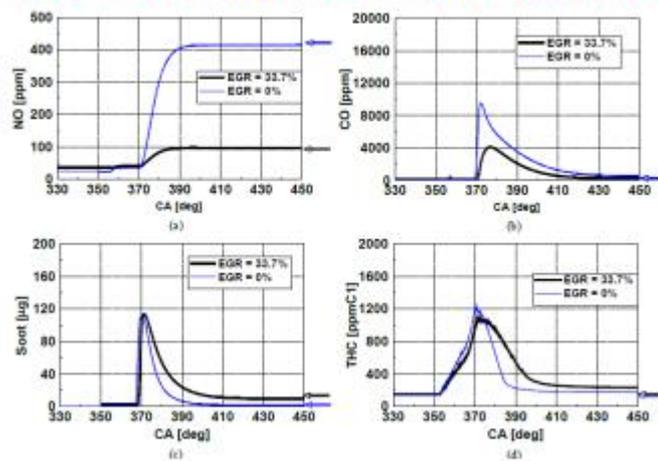


Figura 2.24: Effetto di EGR (2) a 1500 rpm su inquinanti [1]

La quantità di NOx è molto ridotta mentre quella di soot che sembra essere aumentata di poco in realtà è peggiorata più che altro dal punto di vista della qualità in quanto risultano essere molte meno quelle che si sono ossidate prima dello scarico finale.

## 3. Combustioni non convenzionali

La progettazione di un motore ad accensione per compressione pone tra gli obiettivi principali quello ridurre le emissioni inquinanti allo scarico. Le attuali normative impongono limiti sempre più restrittivi ai costruttori, pertanto oltre allo sviluppo dei sistemi di post-trattamento dei gas combusti, costosi e con problemi legati ai consumi, è fondamentale che vengano sviluppate nuove strategie di combustione che abbattano le emissioni a monte dei sistemi di post trattamento. Paragonando le emissioni di un motore ad accensione comandata con uno ad accensione per compressione, si nota come per questi ultimi siano di notevole importanza le emissioni di PM e NOx rispetto a CO ed HC che possono essere trattati agevolmente con un sistema DOC (Diesel Oxidation Catalyst).

Le nuove tecniche di combustione avanzata mirano ad una riduzione simultanea di NOx e PM senza influire sulle prestazioni e sull'efficienza del motore.

Tra i processi di combustione avanzata notevole importanza ricoprono le tecniche di combustione di tipo LTC (Low Temperature Combustion): i principali vantaggi sono relativi ai più ridotti picchi di temperatura massima raggiunti durante la combustione di una miscela diluita o sufficientemente povera, al fine di ridurre simultaneamente PM ed NOx..

Le due principali tipologie, entrambe LTC (Low Temperature Combustion) ovvero caratterizzati da ridotti picchi di temperatura raggiunti durante la combustione, che vale la pena prendere in considerazione sono: HCCI combustion e PCCI combustion.

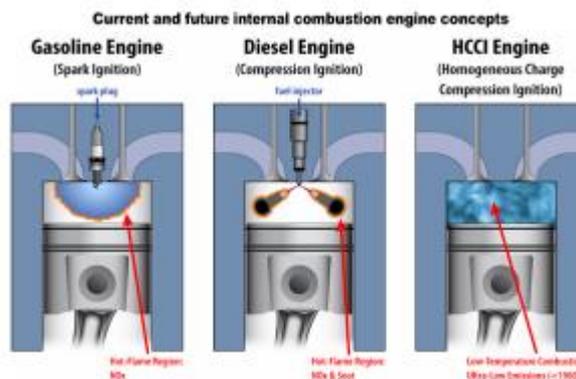
### 3.1. HCCI Combustion

Nella combustione HCCI che sta per Homogeneous Charge Compression Ignition si cerca di sfruttare i vantaggi sia del motore Diesel che Otto cercando di eliminarne i difetti.

In maniera analoga ai motori a carica stratificata (TSI al giorno d'oggi), che cercano di regolare il motore Diesel alimentandolo con una carica di ricchezza non uniforme e variando quindi la quantità di fuel iniettato, l'HCCI cerca di bruciare il combustibile mescolato con l'ossidante sotto forma di carica omogenea nel range del povero.

Difatti è come se si stesse implementando la caratteristica del motore a benzina ovvero quella di alimentare il motore con combustibile (vaporizzato) e mescolato con aria (prima di realizzare la corsa di compressione), nel motore Diesel, per evitare la produzione quindi di NOx e particolato [13]. Il tutto può essere realizzato andando a pre-formare la carica all'esterno del cilindro, con l'iniezione nel port (port fuel injection) o in camera di combustione (direct fuel injection), ma con una iniezione molto anticipata. Risulta quindi possibile ridurre il picco di temperatura raggiunto all'interno della camera di combustione, con una importante riduzione, fino al 98%, delle emissioni di NOx e particolato [14].

Una piccola massa che si trova nella zona centrale del getto è soggetta ad un certo calore dovuto alla combustione circostante in forte difetto di ossigeno (infatti  $\phi$  risulta essere compreso tra 2 e 4 circa) che la porta fino alla temperatura di fiamma che però varia a sua volta con  $\phi$ . Ne segue che prima di essere diluito con aria vi è una buona probabilità che si formi particolato e una volta che i vapori hanno una temperatura locale superiore ad esempio a 2500 K si ha una forte produzione di ossidi di azoto. L' HCCI quindi cerca di creare una miscela fortemente diluita sia con aria che con gas combustibili che viene poi compressa fino al punto di autoaccensione (in più punti della camera come si osserva in figura 3.1.)



**Figura 3.1** *Combustione HCCI*

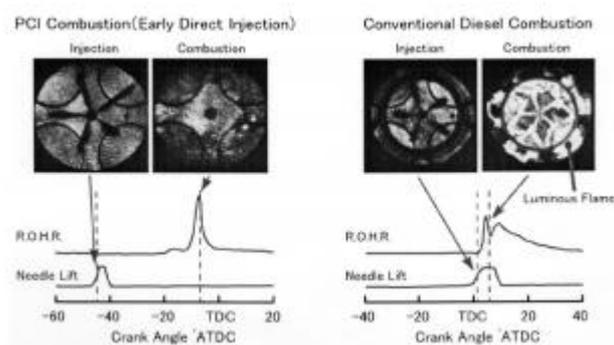
Per via della buona premiscelazione e diluizione la combustione inizia a basse temperature e senza pericolo di formazione di soot in quanto il fuel è già totalmente vaporizzato. Inoltre, sempre per via dell'alta diluizione, le temperature medie si mantengono basse evitando di sfociare in una fiamma diffusiva che localmente produrrebbe molti NOx. Tuttavia questo tipo di sistema presenta degli amari contro sebbene le numerose caratteristiche positive che lo contraddistinguono. Difatti la parti colorata della miscela è quella di portare ad una elevata formazione di idrocarburi incombusti HC e ossidi di carbonio CO proprio per via delle temperature più basse coinvolte. Inoltre sebbene esso abbia un alto rendimento

termodinamico, essendo la combustione molto più rapida e povera, esso risulta per prima cosa più difficile da regolare poiché i punti temporali e spaziali in cui avviene l'autoaccensione sono imprevedibili e controllati solamente dalla cinetica delle reazioni chimiche [4] e in secondo luogo limitato dal punto di vista delle prestazioni che vanno, con il parametro  $\phi$ , per evitare pericolosi fenomeni di detonazione (tipici del motore benzina) [4]. L'HCCI, quindi, non può essere adottato sui motori da trazione automobilistica caratterizzati dalla necessità di funzionare in un range di giri motore molto ampio. Inoltre trova anche difficoltà in applicazioni di motori stazionari, ovvero caratterizzati da velocità di rotazione costante ma campo di carichi molto variabili. Infatti dovendo limitare le emissioni di NOx, si deve lavorare con miscele molto povere e quindi carichi piuttosto bassi.

## 3.2. PCCI Combustion

La combustione PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) ha come obiettivo quello di evitare zone estese in camera di combustione nelle quali si ha una miscela troppo ricca in termini di rapporto aria combustibile, al fine di evitare una eccessiva produzione di particolato. Nella combustione PCCI, la miscela risulta fortemente diluita ma non completamente omogenea. Ciò comporta una fasatura della combustione attraverso la variazione del grado di EGR e dell'istante di iniezione. Le ricerche condotte sulle combustioni avanzate di questo tipo, mirano ad incrementare il range operativo di carico agendo su diversi parametri quali la composizione del combustibile, l'istante di iniezione e la portata di combustibile iniettata, il grado di EGR, l'istante di attuazione delle valvole e sul rapporto di compressione del motore. Il processo di combustione PCCI è stato studiato su un motore diesel monocilindro, ad iniezione diretta anticipata (early direct fuel injection), mediante un sistema Common Rail ad elevata pressione accoppiato alla sovralimentazione [12]. Le prestazioni e le emissioni allo scarico sono messe a confronto con quelle di una combustione diesel convenzionale.

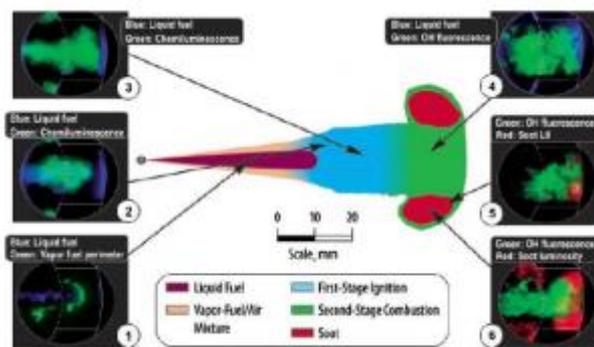
Per evitare il fenomeno dello spray impingement viene utilizzato un iniettore con fori inclinati di  $80^\circ$ . L'iniezione anticipata può portare ad una crescita marcata della pressione e del rilascio di calore, con una riduzione del rapporto di compressione che passa dai 18.5 di un motore diesel convenzionale a 12. Inoltre, al fine di evitare un'eccessiva complessità della forma della camera di combustione, il motore è stato equipaggiato con un pistone avente una forma della bowl semplice.



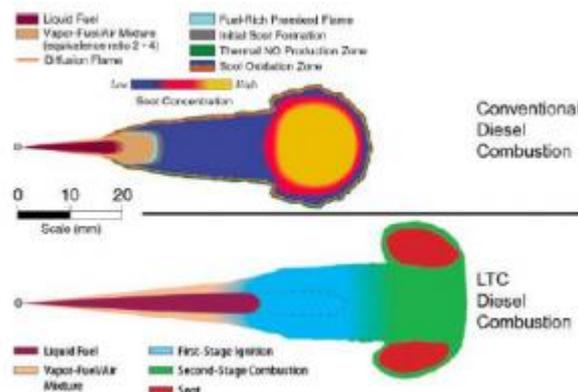
**Figura 3.2.** Confronto sul rilascio di calore tra combustione PCCI e convenzionale. [12]

In Figura 3.2 vi è il confronto tra gli andamenti dell'HRR della combustione PCCI e di quella convenzionale, ottenuti mediante i segnali di pressione provenienti dai trasduttori sui cilindri. Le caratteristiche della combustione PCCI sono state descritte mediante un motore ad accesso ottico che ha consentito la visualizzazione dello sviluppo della fiamma di combustione. Il sistema utilizzato è ad accesso dal basso mediante tecnica laser. Dai risultati in Figura 3.2 notiamo che la combustione diesel convenzionale inizia dopo un breve ritardo di accensione dal momento in cui il combustibile è iniettato ed è accompagnata da una fiamma luminosa attribuibile alle emissioni di soot che si formano, in alcune regioni, per insufficiente miscelamento tra aria e combustibile. Per quanto riguarda la combustione avanzata, non è stata osservata alcuna fiamma luminosa. Inoltre l'andamento dell'HRR evidenzia un lungo ritardo di accensione tra la fine dell'iniezione e l'inizio della combustione. Questo ritardo consente un miscelamento appropriato tra aria e combustibile. Tali condizioni portano alla realizzazione di una combustione pulita, caratterizzata da una carica povera premiscelata e da basse temperature che ostacolano la formazione degli NOx. La fiamma della combustione avanzata è accompagnata da una luce debole durante la corsa di espansione al termine del processo di combustione principale. Questa luminescenza è attribuibile all'incompleta combustione della miscela che ha aderito alle pareti della camera ed ha iniziato a miscelarsi durante la discesa del pistone dopo il PMS. Ciò ha portato alla formazione del fumo come evidenziato in Figura 3.2. L'andamento dell'HRR per questa tipologia di combustione presenta due picchi: un picco singolo attribuibile alla combustione principale ed uno più piccolo corrispondente ad una reazione preffiamma. L'aumento del consumo di combustibile, è attribuibile sia alla riduzione del rendimento termico dovuto ad un rapporto di compressione ridotto, che all'avvio della combustione prima del PMS ed in parte ad un rilascio di calore inferiore rispetto alla combustione convenzionale malgrado siano impiegati iniettori atti alla riduzione dello spray impingement. Anche per quanto concerne le combustioni LTC, si è creato un modello di

combustione come quello proposto da J.Dec per la combustione convenzionale [13]. Il modello è ottenuto attraverso un motore diesel heavy-duty con iniezione singola anticipata e con un ricircolo di EGR del 12.7%. Ciò che si è ottenuto sono basse emissioni di NOx e soot praticamente assente all'interno del cilindro. Tale tipologia di combustione, come mostra la Figura 2.3 secondo l'Immagine 1 crea un ambiente a bassa densità favorendo così la penetrazione del getto iniettato, fino a 50mm, prima di avere una netta separazione tra liquido e vapore. La maggiore penetrazione del getto può portare ad un impatto con le superfici del cilindro andando a peggiorare emissioni e consumi [13]. È possibile evidenziare le regioni di bassa formazione del soot che risultano confinate nel vortice finale alla sommità del getto. La Figura 3.3 mostra inoltre l'evoluzione del getto al variare dell'angolo di manovella secondo le immagini provenienti dal sistema di analisi ottica che evidenziano le zone di formazione degli inquinanti. La Figura 3.4 mostra un confronto tra i modelli di combustione Diesel e LTC.



**Figura 3.3.** Evoluzione del getto per una combustione LTC. [13]

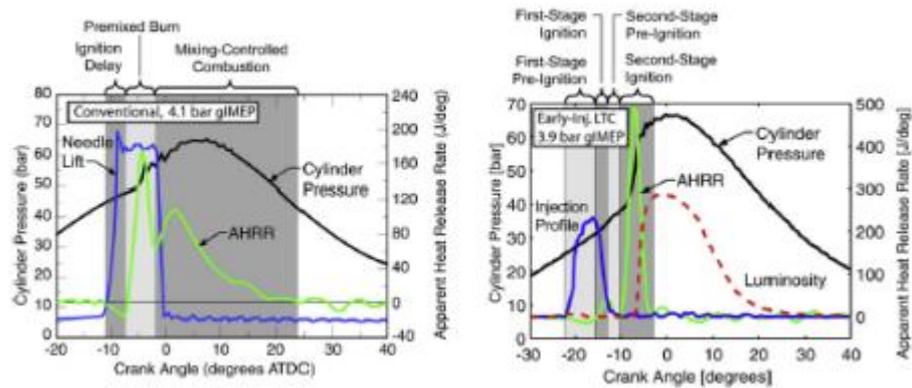


**Figura 2.4.** Confronto dei getti per combustione convenzionale e combustione PCCI. [13]

Il rumore di combustione è in stretta correlazione al massimo gradiente di pressione in camera. Nei motori diesel che seguono una combustione convenzionale il rumore di combustione è principalmente provocato da una crescita repentina della pressione dovuta alla fase di combustione premiscelata. Con l'introduzione del sistema di iniezione Common Rail si è riusciti a ridurre drasticamente il rumore con l'utilizzo dell'iniezione pilota. Nella combustione premiscelata LTC, la combustione non può essere controllata attraverso la quantità iniettata e dunque possono registrarsi livelli di rumore superiori rispetto alla combustione convenzionale[13].

### 3.2.1. HRR PCCI (Early Injection)

La combustione PCCI è caratterizzata da un ambiente di iniezione a bassa temperatura e bassa densità che, combinato con gli effetti dell'EGR sul ritardo di accensione, provoca un rallentamento delle pre-reazioni con l'ottenimento di una carica fortemente miscelata rispetto alla combustione diesel convenzionale. Pertanto la caratteristica di rilascio calore per una combustione LTC, presenta differenze rispetto ad una combustione convenzionale [14]. Dalla Figura 3.5 il rilascio di calore apparente (AHRR) per la combustione convenzionale può essere suddiviso secondo varie fasi di combustione (ignition delay, premixed combustion, mixing controlled): si nota un primo picco negativo dovuto al fenomeno di vaporizzazione del combustibile iniettato che induce un raffreddamento dell'aria in camera ed una risalita con inizio della combustione non appena l'AHRR assume il valore nullo (SOC). La rapida salita dell'AHRR è attribuibile alla combustione premiscelata comandata dalla cinetica chimica. Il secondo picco positivo è associato alla combustione diffusiva controllata dalle condizioni di miscelamento.



**Figura 3.5.** Confronto HRR per combustione convenzionale e combustione LTC. [14]

Il rilascio di calore per la combustione PCCI presenta una zona aggiuntiva. Considerando il caso di una iniezione anticipata (SOI) a 22° PPMS, in condizioni di bassa temperatura e bassa densità si nota che: fino ai 15° PPMS l'andamento è analogo alla combustione convenzionale con una decrescita negativa dovuta all'evaporazione del combustibile; l'inizio della combustione avviene non appena l'AHRR raggiunge il valore nullo. Si ha una prima salita del rilascio di calore corrispondente ad una accensione definita fiamma fredda intorno ai 9° dopo il SOI. Tale periodo è anche definito come rilascio di calore a bassa temperatura (LTHR). Dopo la zona LTHR l'andamento è decrescente per poi raggiungere un secondo picco ad 8° PPMS, nella second stage of ignition con una ampiezza tre volte superiore rispetto al processo di combustione convenzionale. Ciò evidenzia le limitazioni di carico per una combustione LTC a causa dei problemi di knocking e rumore.

### 3.2.2. Emissioni nella combustione LTC (PCCI)

Le strategie di combustione PCCI risultano interessanti in quanto è stato dimostrato che permettono di rispettare gli stringenti limiti per PM e NOx mentre le emissioni di CO ed HC sono sopra i valori consentiti [14]. Il rumore di combustione associato alla rapida crescita della pressione all'interno del cilindro, impone dei limiti per quello che riguarda la diluizione della carica e l'istante di iniezione, portando dunque ad un incremento nelle emissioni di CO e HC. Tale incremento non solo porta ad una fasatura non ottimale del rilascio di calore ma provoca un incremento nel consumo di combustibile rispetto ad una combustione convenzionale. La Figura 3.6 mostra le emissioni per motori Heavy-Duty per strategie di combustione PCCI, in funzione della percentuale di O2 e dell'anticipo di iniezione.

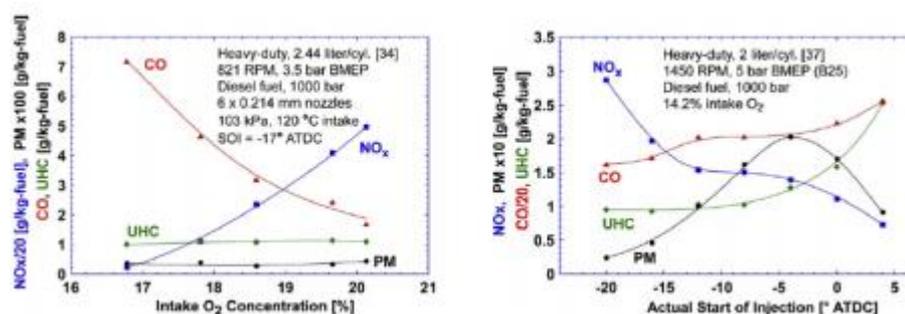
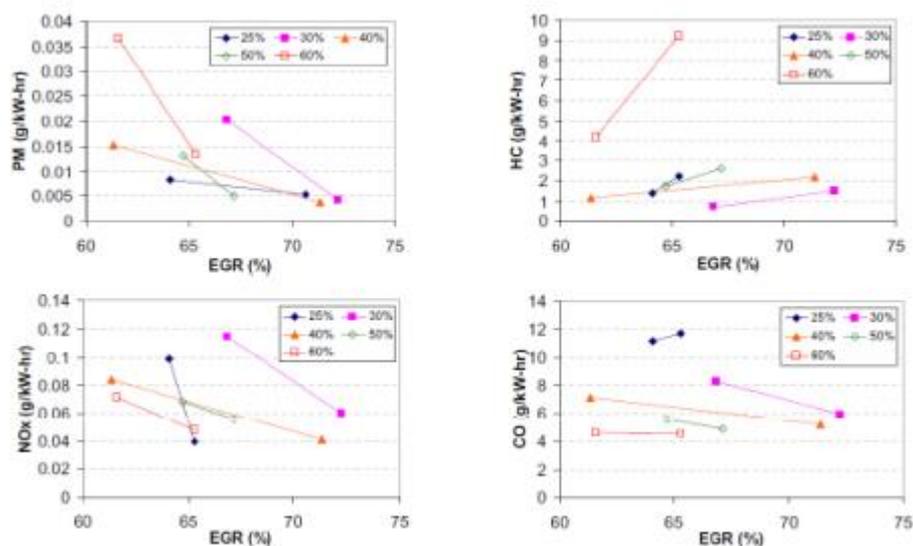


Figura 3.6 Emissioni inquinanti di un motore H-D in una combustione PCCI [14]

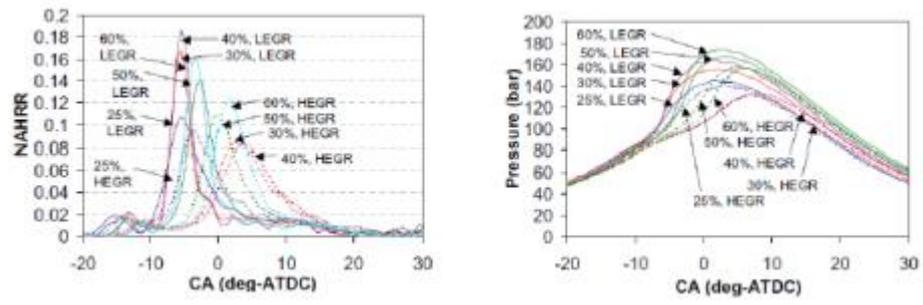
### 3.2.3. Influenza dell'EGR

Dagli studi condotti da W.L.Hardy e R.D.Reitz [15], si è evidenziata una riduzione del PM al crescere del grado di EGR su tutto il range di carico. Tale fenomeno ha dimostrato la difficoltà sul controllo della combustione PCCI mediante la variazione del grado di EGR. Nelle prove ad elevato grado di EGR non è stato possibile mantenere costante la temperatura dell'aria aspirata secondo il setup sperimentale utilizzato. Al crescere della quantità di EGR ricircolata, si è registrato un incremento della temperatura dell'aria aspirata. Le alte temperature dell'aria in ingresso al motore portano ad elevate temperature dei gas in camera che consentirebbero una rapida ossidazione del PM. Non ci si può comunque basare sulla temperatura dell'aria aspirata per fornire una spiegazione sulla riduzione del PM, in quanto si registrano un incremento degli HC (che dovrebbero ridursi al crescere della temperatura) ed una riduzione degli NO<sub>x</sub> non strettamente correlabile ad essa. La Figura 3.7 mostra l'andamento delle emissioni in funzione della percentuale di EGR ricircolata a diverse percentuali di carico massimo.



**Figura 3.7** Emissioni inquinanti in una combustione PCCI in funzione di EGR [12]

L'incremento dell'EGR per ogni valore di carico comporta un incremento dell'ignition delay che permette un migliore miscelamento di aria e combustibile. Inoltre ritarda l'evento di combustione fino a dopo il TDC e riduce la temperatura della miscela di precombustione. Per quanto riguarda gli HC, se la combustione si protrae fino a dopo il TDC, la corsa di espansione incrementa il miscelamento dei gas combusti con l'ossigeno in camera ma allo stesso tempo li raffredda incrementando l'emissione degli HC. Il raffreddamento rapido porta inoltre ad una incompleta combustione dei residui di combustibile depositati sulle pareti della camera che danno ulteriore contributo a questo tipo di emissioni. Le emissioni di CO dovrebbero crescere al crescere dell'EGR in quanto si riduce la disponibilità di ossigeno in camera. In tutti i casi ad eccezione dei punti al 25% del carico massimo, si registra una riduzione delle emissioni di CO al crescere del rapporto di equivalenza. Una possibile spiegazione del fenomeno risiede in un ignition delay maggiore per elevati gradi di EGR, che incrementa il tempo di miscelamento dei gas di scarico. Gli NOx seguono l'andamento previsto con una diminuzione al crescere del grado di EGR in quanto la loro formazione risulta influenzata dalle temperature raggiunte in camera. Per quanto riguarda i consumi specifici (BSFC), si registra un incremento degli stessi, dovuto ad una riduzione del rendimento della combustione che si protrae oltre il TDC. La Figura 3.8 mostra l'andamento del rilascio di calore per diversi gradi di EGR e per percentuali di carico massimo variabili.



**Figura 3.8.** *Andamento della pressione e del rilascio di calore in funzione di EGR e della percentuale del carico massimo. [15]*

## 4. Setup Sperimentale

In questo capitolo verrà descritto l'apparato sperimentale usato durante la tesi, suddiviso nelle sezioni di seguito, che comprende la parte Hardware della cella quindi sensori, freno dinamometrico, il motore stesso, la strumentazione per la misura degli inquinanti e la parte Software ovvero tutti i programmi utilizzati per il processing dei dati oltre a quelli per il comando della stessa cella

### 4.1. Caratteristiche Motore

Il propulsore oggetto della tesi è un 2.3 (2.2857) litri diesel 4 cilindri in linea Euro 6b per applicazioni low-duty, allestito per il test da FPT Industrial e inviato al laboratorio del Politecnico di Torino. Il motore raggiunge una potenza massima di 127 kW a 3600 rpm e una coppia massima di 400 Nm a 1500 rpm. Il tutto è equipaggiato con un sistema Bosch di iniezione elettronica common rail, un turbogruppo di sovralimentazione (eVGT) con un sistema elettronico di variazione dell'inclinazione delle palette del distributore della turbina (di modo da avere pale orientate radialmente a elevato numero di giri, dove si ha elevata portata e pale tangenziali, a basso numero di giri, in modo da prediligere la coppia) e un doppio circuito EGR per il ricircolo dei gas combusti (con doppio cooler) sia di tipo short route, quindi high pressure, e uno long route (low pressure) in funzione del punto in cui viene prelevato il gas. Di seguito si riporta una tabella riassuntiva dei parametri principali: In basso si trovano delle immagini raffiguranti il motore durante la fase di settaggio per la cella e uno schema qualitativo abbastanza fedele di tutto il blocco motore:

Caratteristiche motore	
Num. cilindri (i)	4
Cilindrata totale (iV)	2300 cm <sup>3</sup>
Potenza (Pu)	127 kW
C <sub>max</sub>	400 Nm
Valvole per cilindro	4
Sovralimentazione	Sistema eVGT
Alesaggio	88 mm
Corsa	94 mm
Lunghezza biella	146
Rapporto di compressione	16.2
TDC c.h.	0.7
Peso	204 Kg

**Tabella 4.1** Specifiche motore F1A



**Figura 4.1** Immagine del motore nr.1



Figura 4.2 Immagine motore nr.2

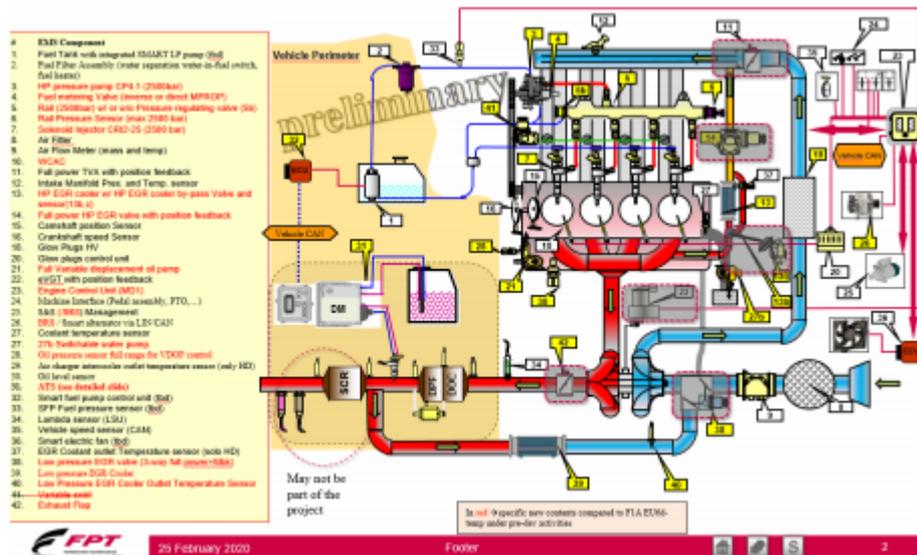
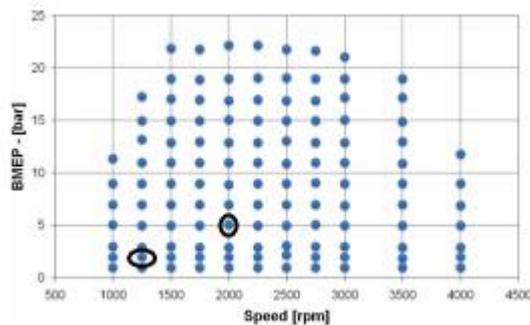


Figura 4.3 Architettura e layout del motore

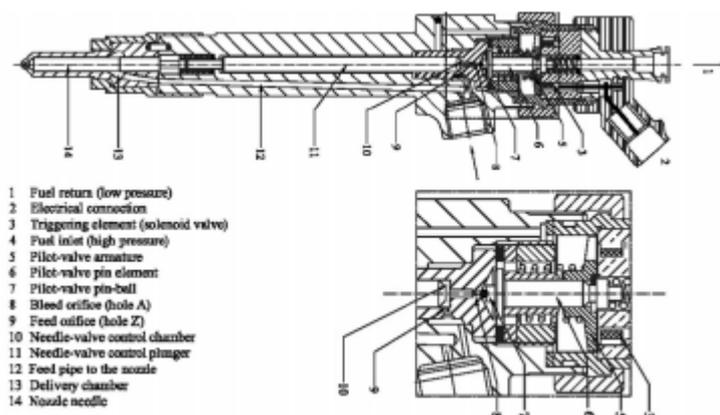


**Figura 4.4** Mappa preliminare motore F1A

Nell' F1A il sistema After-Treatment consta di un DOC (catalizzatore ossidante) che si occupa per l'appunto di ossidare HC e CO, a seguire un DPF, per il trattamento del particolato e un SCR, per la riduzione delle emissioni di NOx (che nonostante sia presente nel veicolo originale, non farà parte dell'attività di tesi, al fine di evitare problematiche dovute alla dosatura dell'urea e allo smaltimento dell'ammoniaca). Il tutto è ovviamente accoppiato come detto ad un doppio circuito EGR (vedi fig 4.3).

#### 4.1.1. Iniettori

In questo motore Diesel, si ha una modalità di iniezione diretta in camera (un iniettore per ciascun cilindro), una fase preliminare della calibrazione risulta essere la caratterizzazione degli iniettori, a comando solenoidale in questo caso (dotati di una pressione massima di 2500 bar).

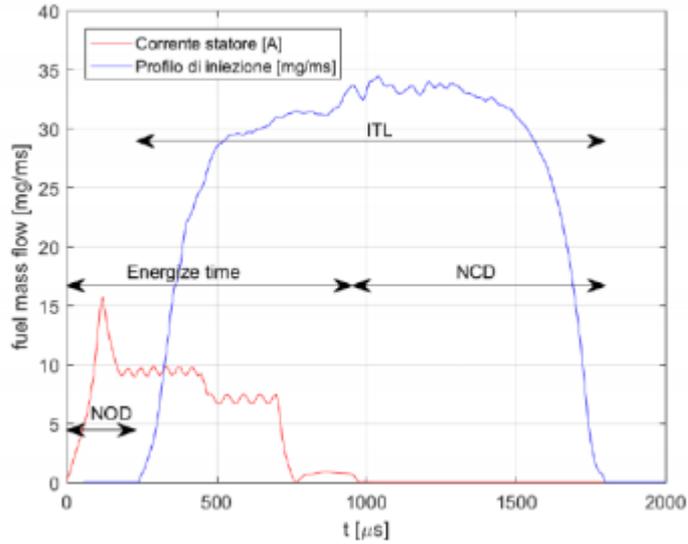


**Figura 4.5** Tipico iniettore a comando solenoidale CRI2-25



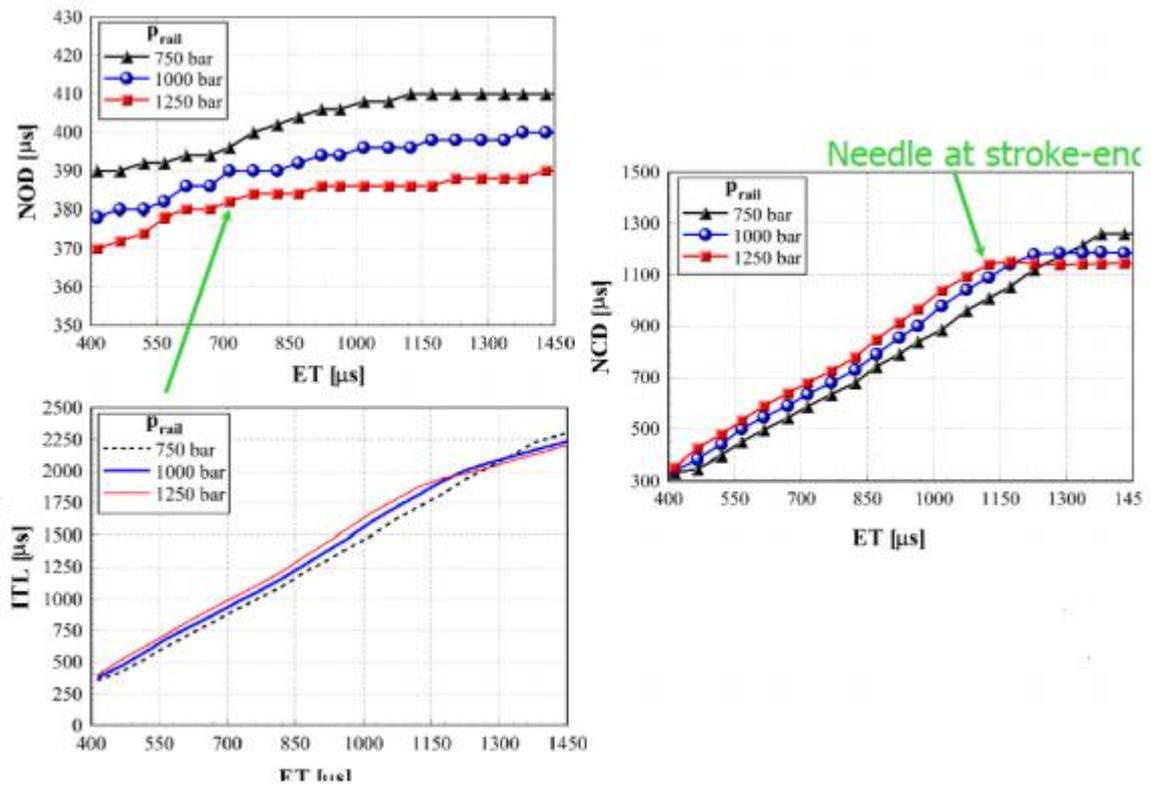
**Figura 4.6** *Iniettore motore F1A by FPT*

L'iniettore è comandato da un segnale di corrente che genera, interagendo con il solenoide all'interno dell'iniettore, una forza di spinta che supera o meno la forza di precarico della molla interna andando ad aprire/chiudere l'iniettore, può arrivare ad iniettare combustibile in camera anche a circa 2500 bar (vi è una dipendenza dal punto motore e dalle performance di quest'ultimo). E' importante eseguire una calibrazione poiché, nel momento in cui viene fornito il comando elettrico di apertura dell'iniettore, vi è un certo intervallo di tempo prima che si possa realizzare l'iniezione idraulica: da qui si sviluppa il concetto di Energizing Time (ET) ovvero il tempo in cui il segnale di corrente è effettivamente presente, NCD/NOD ovvero il tempo che si impiega per chiudere ed aprire l'iniettore rispettivamente. La somma di NCD ed ET decurtata di NOD corrisponde all' ITL ovvero l'effettiva durata temporale dell'iniezione. In questo modo possiamo capire come la durata idraulica sia relativamente maggiore di quella elettrica.



**Figura 4.7** *Profilo di iniezione*

Queste grandezze temporali variano in funzione della pressione del rail (fig. 4.8 in quanto essa può favorire o meno l'apertura o la chiusura dello spillo, ad esempio se la pressione sul rail salisse sarebbe minore il tempo per svuotare la control chamber con una diminuzione del NOD)



**Figura 4.8** *Variazione parametri temporali in funzione della pressione del rail*

## 4.2 Descrizione Cella Dinamica

Le prove sperimentali della tesi sono state svolte sul banco prova dinamico del Politecnico di Torino (ICE Advanced Laboratory), fig. 4.9 e 4.10. La cella dinamica è dotata di un freno dinamometrico, fig.4.13, che può funzionare secondo due condizioni operative, come freno in grado di riprodurre una coppia resistente o come motore elettrico in grado di trascinare il motore al quale è connesso. In questa è possibile svolgere simulazioni di tipo HIL (Hardware in the Loop), le quali permettono, attraverso un sistema di sensori, attuatori e modelli, di riprodurre in tutto o in parte, fisicamente e/o in software, il prodotto a cui sono destinate le unità da verificare. Il fine ultimo delle prove HIL è di utilizzare i banchi per anticipare le verifiche su componenti, sottosistemi e sistemi già in fase di progettazione e prototipazione, senza dover fisicamente disporre del prodotto finale a cui sono destinate. Infatti, i componenti reali installati rispondono ai segnali simulati come se stessero operando in un ambiente reale, poiché non sono in grado di distinguere segnali provenienti da un ambiente fisico da quelli prodotti da modelli software. Le prove effettuabili con questo tipo di cella dinamica consentono la determinazione delle performance del motore, soprattutto in termini di emissioni, in diversi punti operativi e condizioni di funzionamento del motore. Il motore installato in cella è strumentato con trasduttori di pressione, termocoppie e flussimetri di modo da avere il controllo di tutte le variabili utili ai fini dello svolgimento dei test.



**Figura 4.9** *Immagine cella dinamica nr.1*



**Figura 4.10** *Immagine cella dinamica nr.2*

### 4.2.1 Software utilizzati

La cella viene gestita dall'esterno tramite un software principale chiamato AVL PUMA OPEN 2.0, atto a coordinare tutti i componenti presenti nella cella e del settare i parametri di controllo di questa. Esso si occupa di gestire il freno dinamometrico e quindi la coppia resistente da applicare al motore (gestibile dal pannello di controllo), i sistemi come quello di raffreddamento tramite elettrovalvole e l'alimentazione aria e combustibile tramite la Firewire Front End Module.



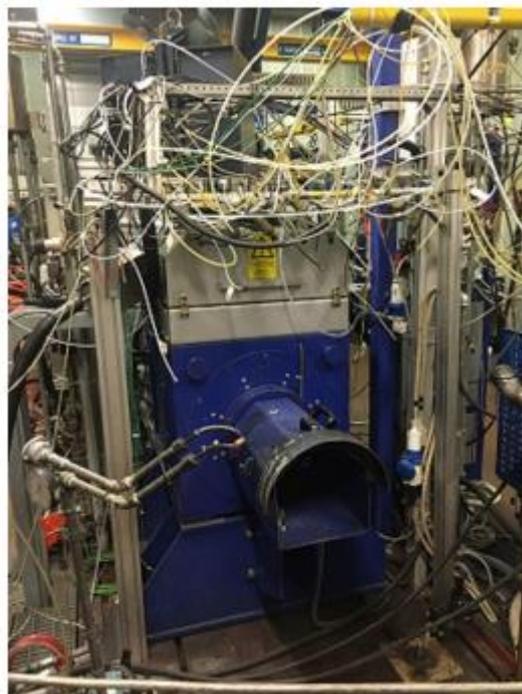
**Figura 4.11** *Software utilizzati nel banco prova*

Un altro software presente nel banco prova è AVL IndiCom, il quale si dedica alla gestione e al monitoraggio dei trasduttori di pressione ad alta frequenza collocati nei cilindri e sui collettori sia di aspirazione che di scarico oltre che al segnale della pinza amperometrica per il segnale delle iniezioni (che nel nostro caso corrispondono a 2 pilota più una main) e delle informazioni provenienti dall'encoder. Vi è quindi un dispositivo dedicato che permette la visualizzazione sullo schermo i segnali in output. Grazie a software è possibile calcolare in tempo reale ulteriori parametri importanti come ad esempio l'MFB50 o il SOI delle iniezioni per il controllo dell'efficienza della combustione. Il software ETAS Inca gestisce tutte le comunicazioni tra il banco prova e la ECU (la centralina del motore) e permette di controllare e settare tutte le variabili motore esclusivamente dipendenti dalla centralina (come ad esempio ritardi di iniezione (SOI), percentuali EGR o dei rispettivi flap parzializzanti), inserire le mappe volute e così da permettere di effettuare la vera e propria calibrazione degli attuatori presenti. Altri componenti presenti in cella possono essere la scatola Kistler Kibox, il quale è il responsabile degli interventi ciclo-ciclo sul motore durante il controllo con metodo pressure based, nel quale l'elaborazione dei dati deve essere molto rapida in modo da poter comunicare i dati velocemente al modulo ETAS ES 910 (che modificherà quindi il ciclo successivo). Il componente UMS10 ovvero un rapid prototyping device (Universal Microprocessor System 10) si occupa del controllo della posizione della turbina a geometria variabile e della valvola EGR, essendo esse controllate elettronicamente. Infine il sistema MRU (Main Relay Unit) è delegato alla coordinazione delle varie centraline tra cui la ECU. Esso è strettamente necessario

al funzionamento di quest'ultima perciò è sempre presente in cella. Per il post-processing dei dati in output da PUMA è stato utilizzato sia il software Mathworks Matlab sia OriginLab.

## 4.2.2 Freno dinamometrico

Un freno dinamometrico è utilizzato per la misura del momento meccanico, e indirettamente della potenza erogata da un motore. Può essere di tipo elettrico, magnetico o idraulico. Nella prima tipologia si distinguono quelli reversibili in grado di lavorare sia come motore che come macchina elettrica. Nella cella utilizzata è presente un freno AVL APA 100, una macchina a corrente alternata reversibile, che permette, funzionando come freno, di imporre una coppia resistente al moto, oppure funzionando come motore, di trascinare l'albero a gomiti e ottenere la caratteristica di marcia a vuoto. Esso possiede un albero principale con due uscite che consente di installare in cella due differenti propulsori alle due estremità dello stesso, ovviamente uno per volta. Il collegamento motore-freno avviene grazie ad un giunto, collegato lato motore al gruppo volano frizione, che ne permette anche l'avvio. Le caratteristiche principali: coppia e potenza nominali massime rispettivamente di 525 Nm e 220 kW ed una velocità di rotazione massima di 12000 rpm (con un momento di inerzia pari a 0.7 Kg $m^2$ ).



**Figura 4.12** *Immagine freno dinamometrico presente in cella*

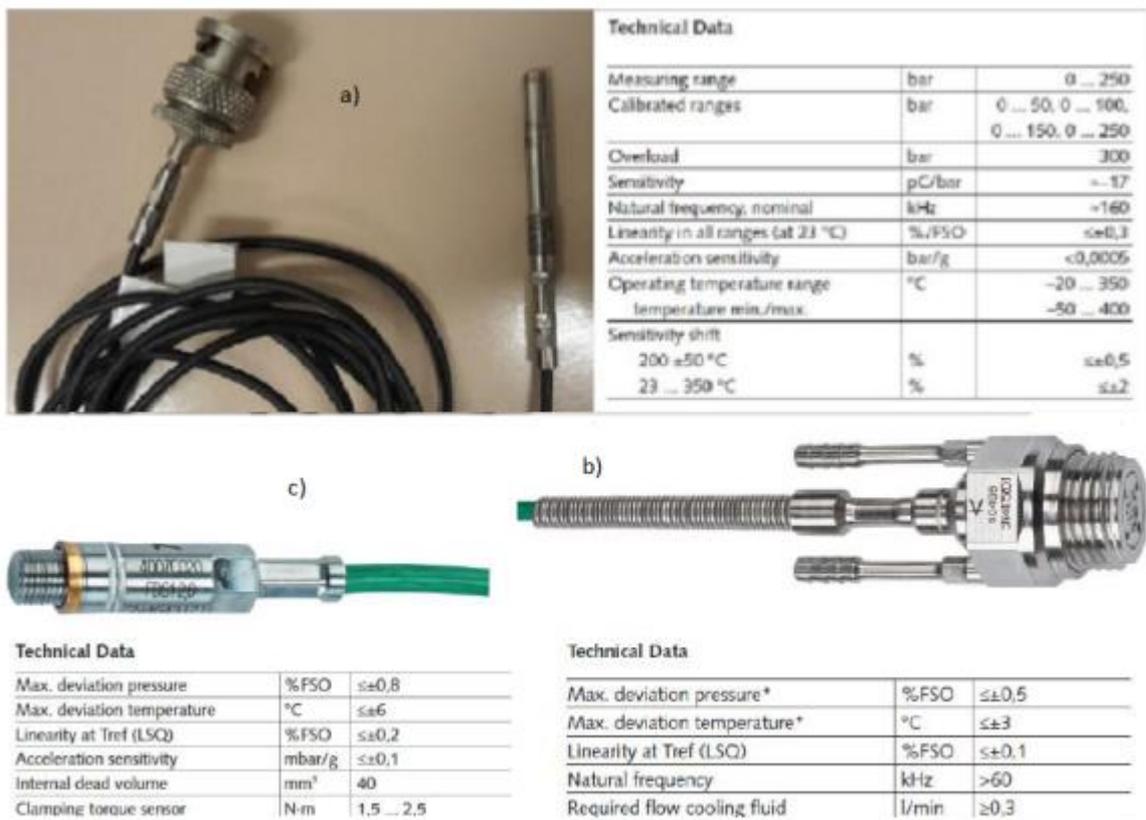
### 4.2.3 Sensori utilizzati

Il motore è stato strumentalizzato con una serie di sensori atti al monitoraggio di grandezze fondamentali da valutare ai fini delle prove stesse. I più utilizzati nei setup sperimentali di questo tipo sono i sensori di temperatura, pressione, sonde lambda e flussimetri.

#### **Sensori di pressione**

In ogni cilindro è presente un sensore di pressione Kistler 6058A sono posizionati al posto delle candele di preriscaldamento e misura la pressione in camera in ogni ciclo di combustione. Per via della precisione e resistenza alle temperature richieste, essi sono costituiti da un cristallo piezoelettrico. Il sensore è piezo-resistivo e necessita di un amplificatore di segnale denominato AVL microIFEM, che si occupa di filtrare e acquisire il segnale di pressione. Un sensore Kistler 4007C è posto nel collettore di aspirazione ed è in grado di misurare correttamente le pressioni fino a 200°C mentre sul condotto di scarico è presente un sensore Kistler 4049B, sempre di pressione ad alta frequenza piezo-resistivo, che dovendo resistere ad alte temperature, è stato equipaggiato di un circuito di raffreddamento dedicato per mantenere la temperatura entro certi valori sfruttando un controllo di tipo PID.

Altri sensori, sono presenti in prossimità di punti notevoli come uscita turbogruppo o in prossimità dei cooler EGR oltre che nei condotti del lubrificante.



**Figura 4.13** Sensori di pressioni utilizzati: a) camera b) scarico c) aspirazione

## Sensori di temperatura

Per la misura della temperatura vengono utilizzate delle termocoppie, costituite da due cavi di materiale differente uniti ad una estremità a creare una giunzione. Il loro funzionamento si basa sul principio fisico secondo il quale due materiali conduttori diversi generano una differenza di potenziale che varia in base alla temperatura. Nel momento in cui vi è un incremento di temperatura sulla giunzione di misura, si genera una tensione letta su voltmetro. Ad ogni valore di tensione corrisponde un valore tabulato di temperatura. Le termocoppie più utilizzate sono quelle in acciaio al Nichel, poco costose e con ampia varietà all'interno del loro range di funzionamento ( $-200 \div 1350\text{C}$ ). Sono state utilizzate quelle di tipo K che possono raggiungere i  $1260^\circ$  in un ambiente poco o non ossidante. Le termocoppie sono montate e fissate mediante giunti a compressione. Si trova in fig 4.14 una immagine rappresentativa.



**Figura 4.14** *Termocoppia di tipo K*

## **Altri sensori**

Un altro sensore usato è quello lambda che si trova normalmente anche sui normali veicoli e viene sfruttato per controllare la quantità di ossigeno nel condotto di scarico con un sistema ad anello chiuso. La maggior parte dei veicoli utilizza sonde di tipo EGO (Exhaust Gas Oxygen) che rilevano la differenza tra una miscela povera o ricca rispetto allo stechiometrico, quella utilizzata nell'attività è una sonda UEGO (Universal Exhaust Gas Oxygen) che è in grado di rilevare in modo proporzionale la quantità di ossigeno. Altro sensore importate è il flussimetro, un AVL blow-by meter, il cui compito è misurare la portata di blow-by, che è quella parte di miscela che sfugge alla combustione dirigendosi nella zona dove c'è l'albero motore. La forte differenza di pressione che c'è tra la parte superiore del pistone e la parte inferiore spinge parte dei gas incombusti nella zona inferiore attraverso gli spazi presenti sui segmenti. Nei normali veicoli questa portata viene filtrata prima di essere reimpressa a valle del compressore, mentre durante i test è stato svolto un il filtraggio e una misura diretta in modo da poterla tenere in conto nel calcolo della potenza prodotta. Sono presenti altri flussimetri della serie Yokogawa AXF per la misura della portata di acqua per l'EGR e il motore.

#### 4.2.4 Misura delle emissioni

In cella è presente un analizzatore AVL AMA i60 che acquisisce ed effettua le misure (senza eseguire una diluizione) delle specie inquinanti in uscita dal sistema di after treatment. Per poter acquisire le misurazioni, però, i gas vanno prima depurati delle particelle solide attraverso dei filtri ed inoltre bisogna eseguire di tanto in tanto una pulizia atto a eliminare il vapore acqueo che si accumula nei condotti dell'analizzatore. Ad ogni avvio l'analizzatore deve, oltre che riscaldarsi, calibrare lo zero e il fondo scala di ogni strumento: tale operazione viene fatta utilizzando alcuni gas campione chiamati "zero gas" e "span gas". Lo strumento consente di acquisire dati su tre differenti linee, ma alla fine ne vengono utilizzate due: una per le emissioni all'alimentazione, una per le emissioni allo scarico. Le emissioni vengono misurate anche all'alimentazione per poter effettuare successivamente il calcolo di alcune variabili come la composizione o la quantità dell'EGR [8].

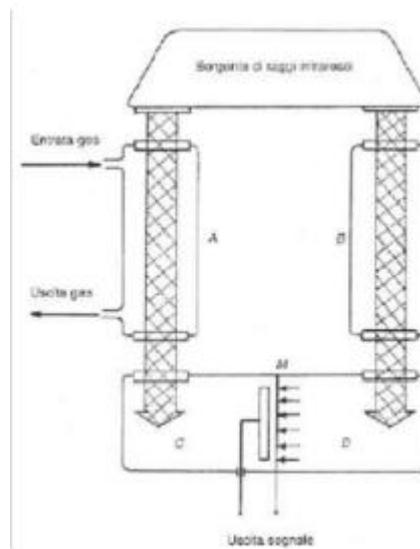


**Figura 4.15** *Armadio misura delle emissioni in cella*

All'interno dell'armadio vi sono quindi dei sotto moduli i quali misurano ognuno uno specifico inquinante:

1. HCLD (Heated Chemiluminescence Detector) è il modulo che misura la concentrazione di NO<sub>x</sub> sfruttando il fenomeno della chemiluminescenza. Difatti il composto NO reagisce con l'ozono (O<sub>3</sub>) producendo NO<sub>2</sub>. Se eccitati elettronicamente questi decadono a stati energetici inferiori emettendo quindi un fotone, intercettato da un ricevitore foto-elettrico. Così facendo è possibile misurare solamente la concentrazione di NO in quanto l'intensità luminosa è proporzionale alla loro concentrazione ma una volta inviati i gas in esame in un convertitore catalitico è possibile calcolare (mediante la reazione che li lega agli NO) anche la concentrazione NO<sub>2</sub>.
2. HFID è usato per misurare gli HC. Si basa sul fenomeno della produzione di una piccola quantità di ioni a seguito della combustione dell'O<sub>2</sub> molto inferiore a quella ottenuta bruciando un idrocarburo. Lo strumento dispone di due elettrodi e di un bruciatore: quando i gas da analizzare vengono bruciati si rileva un passaggio di corrente (dovuto alla produzione di ioni) che è proporzionale alla quantità di idrocarburi presenti nel gas che sta bruciando.
3. L'analizzatore NDIR (Nondispersive Infrared Detectors) esegue la misurazione di CO e CO<sub>2</sub>. Lo strumento si basa sul principio di assorbimento di specifiche lunghezze d'onda da parte di un gas esposto ad una sorgente di onde infrarosse. Nella figura sottostante (fig. 4.16) si vede come l'emettitore di raggi infrarossi invia le sue radiazioni verso le camere C e D che sono riempite con il gas che si vuole analizzare (CO o anidride carbonica) le quali sono separate da una membrana che è una delle due armature di un condensatore. Prima di arrivare alle celle C e D i raggi infrarossi devono attraversare altri due contenitori A e B, di cui il primo è riempito dei gas di scarico che si vogliono analizzare, mentre il secondo è riempito di azoto, usato come riferimento. Se il contenitore A non presenta tracce di gas che si vuole misurare allora le radiazioni che arriveranno alle celle C e D saranno le stesse, quindi l'aumento di temperatura nelle due camere sarà lo stesso e la membrana non si sposterà. Viceversa, se nel volume A è presente una certa concentrazione del gas che si vuole analizzare esso assorbirà le radiazioni e di conseguenza quelle che arriveranno alla cella C saranno minori rispetto a quelle che arriveranno alla D, provocando uno spostamento della membrana si

sposterà con una conseguente variazione della distanza tra le armature generando un segnale elettrico.



**Figura 4.16** *Schema funzionamento NDIR*

4. Gli analizzatori POD sono molto precisi e hanno una struttura semplice. Sono composti da un bilanciere diamagnetico montato su un filo di quarzo, immerso in un campo magnetico non uniforme generato da degli elettro-magneti. Le sfere vengono respinte dal campo magnetico raggiungendo una posizione di equilibrio grazie alla torsione del filo. Se viene cambiata la concentrazione di ossigeno nel volume contenente il sistema, cambia anche il campo magnetico e di conseguenza la posizione del bilanciere.
5. Lo Smoke Meter è un altro importante componente per la misura delle emissioni, si occupa di misurare la quantità di soot prodotto dal motore. Il funzionamento si basa sul costringere i gas da analizzare a passare attraverso un filtro "cartaceo" che trattiene le particelle solide carboniose. Successivamente il grado di "sporcamiento" del filtro viene analizzato tramite uno strumento foto-elettrico che misura l'intensità della luce riflessa dal filtro sporco, ricavandone uno Smoke number, che può essere considerato come un indice atto a valutare le emissioni di soot e lo "sporcamiento" del filtro.

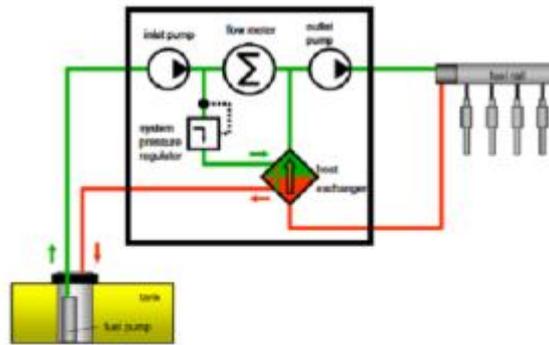


**Figura 4.17** *Smoke Meter AVL*

6. Infine vi è l'Opacimetro, ovvero uno strumento che può essere utilizzato al posto del fumimetro. Esso presenta il vantaggio di essere più facilmente utilizzabile durante i transitori nonostante sia meno preciso. Composto da una sorgente luminosa e da una fotocellula fra i quali vengono forzati a passare i gas che si vogliono analizzare. Più luce arriva al ricevitore meno opachi saranno i fumi, fornendo quindi delle misure sull'effettiva opacità dei fumi.

#### 4.2.5 Bilancia consumo

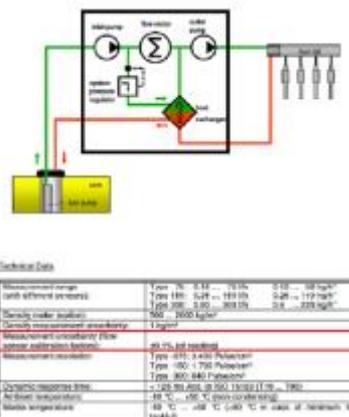
L'AVL KMA 4000 che si trova in cella è la bilancia di combustibile utilizzata per la misurazione continua del consumo di combustibile del motore. E' costituita da più strumentazioni tra cui un separatore di bolle, una pompa, un filtro, uno scambiatore di calore, un sensore di densità e un flussimetro. Il combustibile attraversa in ordine questi componenti ad una pressione circa costante. In ogni caso prima che il combustibile sia inviato al motore, esso attraversa prima un'ulteriore pompa e scambiatore ("Chiller") necessario alla regolazione finale della sua temperatura, la quale può essere modificata a seconda delle esigenze. La linea di ritorno del combustibile è collegata a monte della seconda pompa dopo aver attraversato un altro separatore di bolle.



Technical Data

Measurement range (with different sensors):	Type 75: 0.16 ... 75 l/h	0.12 ... 56 kg/h*
	Type 150: 0.32 ... 150 l/h	0.25 ... 110 kg/h*
	Type 300: 0.60 ... 300 l/h	0.6 ... 225 kg/h*
Density meter (option):	500 ... 2000 kg/m <sup>3</sup>	
Density measurement uncertainty:	1 kg/m <sup>3</sup>	
Measurement uncertainty (flow sensor calibration factors):	±0.1% (of reading)	
Measurement resolution:	Type -075: 3.400 Pulse/cm <sup>3</sup>	
	Type -150: 1.700 Pulse/cm <sup>3</sup>	
	Type -300: 840 Pulse/cm <sup>3</sup>	
Dynamic response time:	< 125 ms Acc. to ISO 16183 (T19 ... T90)	
Ambient temperature:	-10 °C ... +50 °C (non-condensing)	
Media temperature:	-10 °C ... +60 °C (+80 °C in case of minimum 1/3 tankful)	

Figura 4.18 Schema funzionamento bilancia combustibile [8]



Technical Data

Measurement range (with different sensors):	Type 75: 0.16 ... 75 l/h	0.12 ... 56 kg/h*
	Type 150: 0.32 ... 150 l/h	0.25 ... 110 kg/h*
	Type 300: 0.60 ... 300 l/h	0.6 ... 225 kg/h*
Density meter (option):	500 ... 2000 kg/m <sup>3</sup>	
Density measurement uncertainty:	1 kg/m <sup>3</sup>	
Measurement uncertainty (flow sensor calibration factors):	±0.1% (of reading)	
Measurement resolution:	Type -075: 3.400 Pulse/cm <sup>3</sup>	
	Type -150: 1.700 Pulse/cm <sup>3</sup>	
	Type -300: 840 Pulse/cm <sup>3</sup>	
Dynamic response time:	< 125 ms Acc. to ISO 16183 (T19 ... T90)	
Ambient temperature:	-10 °C ... +50 °C (non-condensing)	
Media temperature:	-10 °C ... +60 °C (+80 °C in case of minimum 1/3 tankful)	

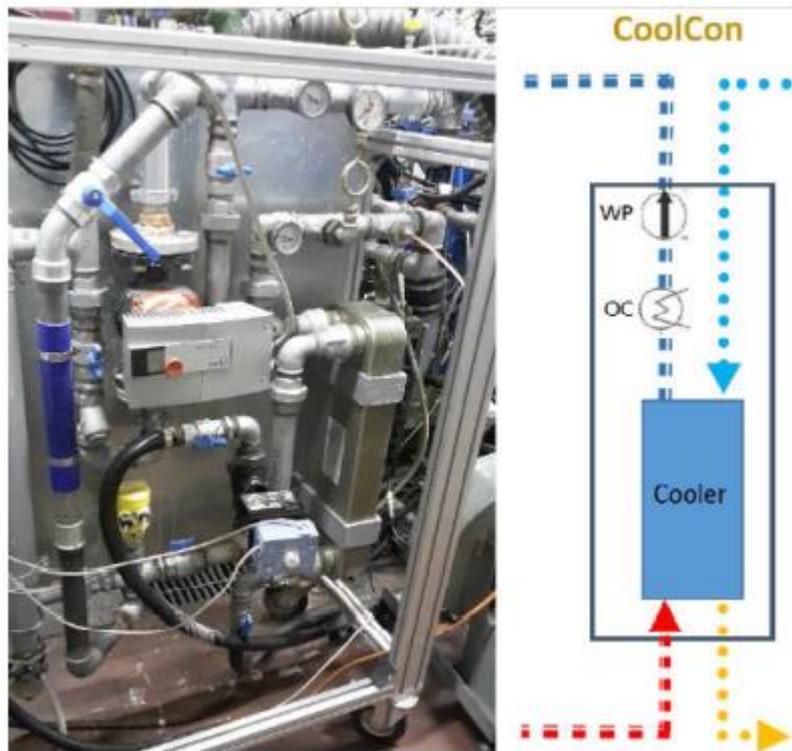
Figura 4.19 Bilancia combustibile AVL

## 4.2.6 Sistema di raffreddamento

Oltre agli Intercooler posti nel blocco motore che hanno il compito di riportare alla temperatura ottimale l'aria in ingresso al motore dopo la compressione del turbo o i gas ricircolati dalla valvola EGR nell'intake vi è anche un sistema di raffreddamento interno alla cella denominato CoolCon (fig.4.20). Il sistema dispone di uno scambiatore acqua-acqua e di una pompa che serve a compensare le perdite di carico aggiuntive dovute alle modifiche apportate al circuito rispetto a quello di base. Essa viene quindi regolata manualmente a seconda del regime di

rotazione del motore. Il CoolCon ha anche la possibilità di riscaldare l'acqua, cosa utile soprattutto nelle fasi di avvio motore a freddo.

Il controllo del sistema è gestito dal software PUMA che grazie a delle elettrovalvole controlla le quantità di refrigerante e temperature dei vari condotti.



*Figura 4.20 Sistema di raffreddamento CoolCon [8]*



**Figura 4.21** *Intercooler cella*

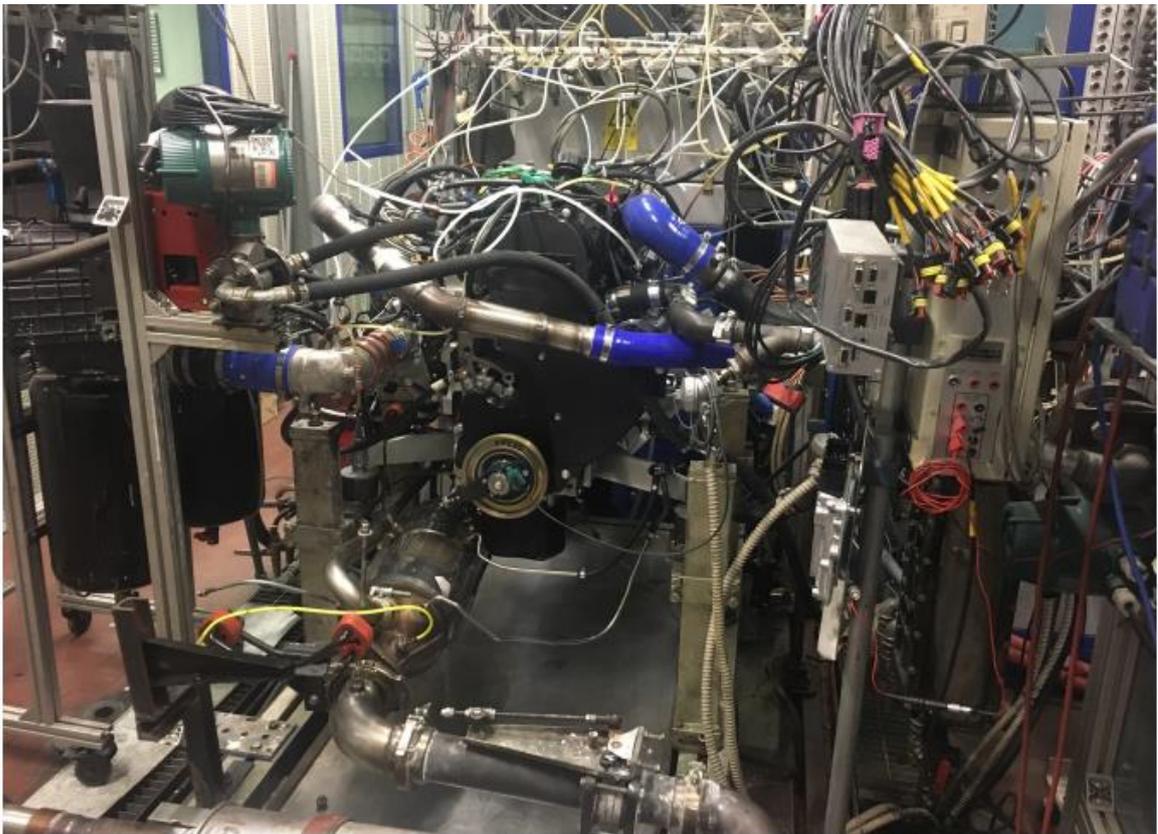
### 4.3 Installazione e problematiche affrontate

Nonostante la disponibilità del motore già dall'inizio di Settembre 2019 purtroppo non è stato possibile subito installarlo all'interno della cella dinamica per via di alcune criticità che ne hanno impedito l'installazione. Per prima cosa vi è stata la necessità di effettuare alcune lavorazioni per rispettare gli ingombri imposti dalla cella. È stato indispensabile allineare il volano motore con il giunto del freno dinamometrico e quindi regolare l'altezza dei 4 sostegni verticali dai quali il motore è sostenuto. Essendoci poco spazio in cella è stato ri-adattato sia il sistema di scarico e silenziatore sia il circuito del low pressure EGR che preleva i gas direttamente a valle del DPF. Questo ha portato all'ulteriore problematica di modificare i supporti del filtro e dello scarico, vincolati ai sostegni e alle guide della struttura che sorregge il motore. La maggior parte del lavoro effettuato consiste tuttavia nel montaggio dei sensori (alcuni provenienti dal motore F1C vecchio), nella predisposizione del motore all'inserimento di alcuni di questi, che mancavano al momento dell'arrivo direttamente da FPT Arbon. per predisporre l'inserimento delle termocoppie di tipo K (fig. 4.14), atte a misurare la temperatura dei gas di scarico e del trasduttore di pressione refrigerato Kiesler (fig. 4.13), è stato necessario smontare l'exhaust manifold che è stato successivamente forato in prossimità dell'uscita di ogni cilindro.

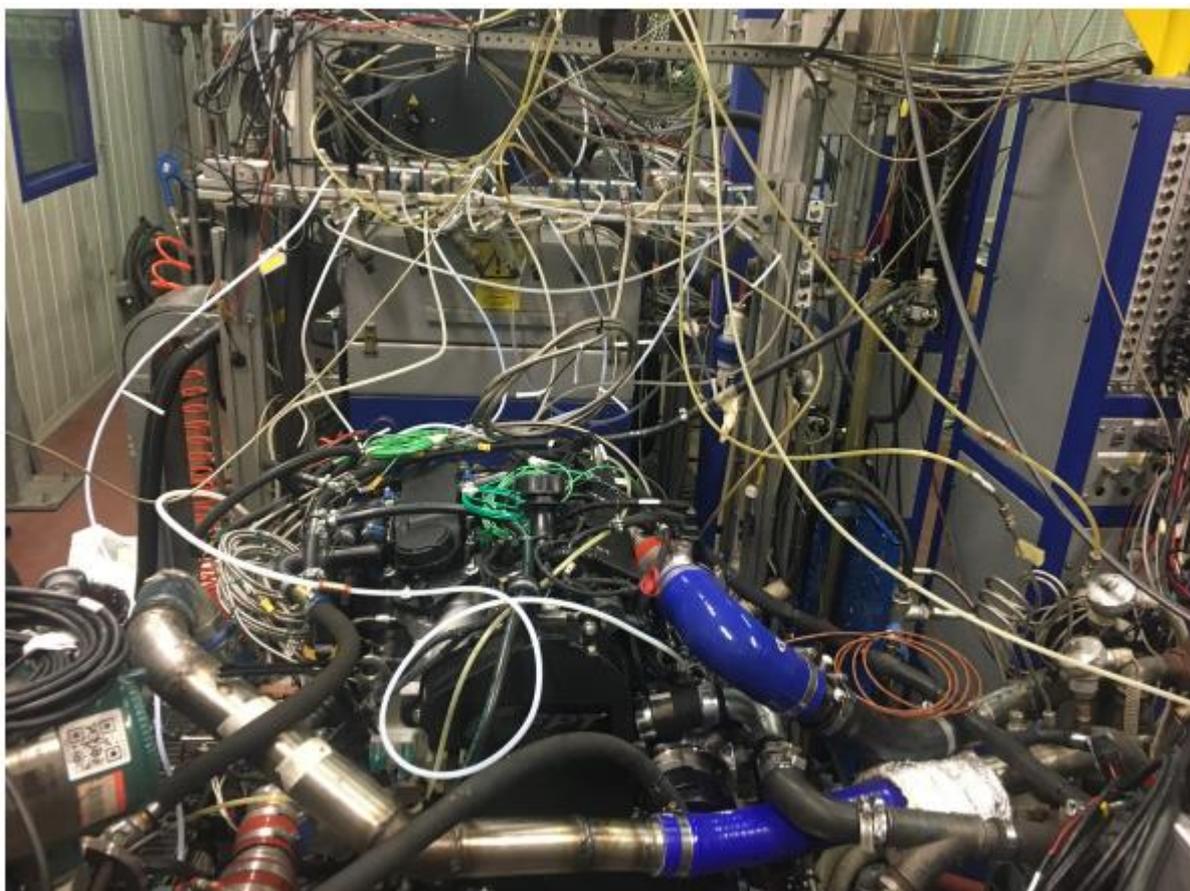
Una volta fatto ciò si è passato al montaggio dei trasduttori di pressione in camera con la relativa coppia di serraggio, cosa resa possibile solo una volta smontata l'intera parte dell'aspirazione. Tutti i trasduttori di pressioni Kiesler sono stati puliti mediante un bagno ad ultrasuoni al fine di rimuovere lo sporco accumulatosi durante i test precedenti. Infine sono stati predisposti altri attacchi e prese di pressione per l'inserimento dei rispettivi trasduttori in vari punti come l'uscita del DPF, l'ingresso del compressore, l'ingresso e l'uscita delle valvole EGR e dei cooler. Il tutto è stato ovviamente svolto in modo da equipaggiare completamente il motore di tutti i sensori necessari al prelievo dei dati utili ai fini delle analisi effettuate e che verranno effettuate fino alla fine dell'intero progetto.

L'ulteriore problematica affrontata è stata quella relativa all'encoder atto alla misura della velocità angolare del motore e alla gestione di quei segnali che, una volta interfacciati con il software PUMA, permettono il controllo della cella. Difatti l'attacco utilizzato fino a quel momento dalla KiBox e Puma (compatibile con l'encoder utilizzato nel vecchio F1C) è risultato

diverso dall'attacco dell'encoder del nuovo motore F1A il che ha posto l'interrogativo sul rimontare, con conseguente ri-adattamento sul mozzo, quello precedente o adattare quello nuovo dal punto di vista del segnale. Il problema è stato poi risolto con la creazione di un nuovo attacco compatibile con l'encoder in cella. Una volta risolte le problematiche di ingombri e sensori il motore è stato montato in cella, cablato sia dal punto di vista elettrico che dei sensori (attacchi centralina, termocoppie e sensori di pressione) sia da quello idraulico e inquinanti (circuito refrigerante, aria e sensori di misura inquinanti), alimentato (centralina, iniettori e combustibile), e infine acceso per svolgere i primi test.



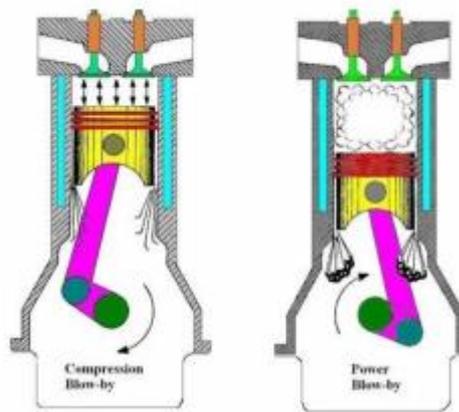
**Figura 4.22** *Montaggio motore prima del cablaggio nr.1*



**Figura 4.23** *Montaggio motore prima del cablaggio nr.3*

Il Blow-By indica il trafilamento gassoso che ha luogo tra i segmenti e la canna del cilindro. Nei motori che hanno un buon funzionamento meccanico esso è indicativamente dell'ordine di 0,4 – 0,6 % del flusso gassoso totale. Con il passare dei chilometri, in seguito all'usura dei segmenti e delle canne dei cilindri, esso tende ad aumentare. La diminuzione della pressione di compressione ne determina uno scadimento delle prestazioni. Inoltre, questo porta ad un aumento della pressione sotto il cielo del pistone ed in tutto il basamento. Questo fenomeno deleterio è il principale problema del blow-by poiché genera un ostacolo durante la discesa del pistone. L'elevata quantità di gas che in questo caso trafila nel basamento fuoriesce da quest'ultimo attraverso il sistema di sfiato che per motivi ecologici è collegato al sistema di aspirazione in modo da permettere il ritorno dei vapori in questione all'interno dei cilindri ove essi vengono bruciati. Inizialmente la pressione era scaricata nell'aria, ma il grosso problema è

che i gas passando attraverso l'olio sono ricchi di HC e quindi molto inquinanti. L'inquinamento generato dal blow-by obbliga quindi la reimmissione dei vapori in camera di combustione, iniettandoli nei condotti di aspirazione, prelevandoli dal coperchio delle valvole ma anche direttamente dal monoblocco. Esiste infatti un disoliatore, ovvero un percorso obbligato che i vapori devono seguire e dove devono perdere per effetto della condensa le goccioline di olio, soprattutto nelle fasi di resa medio-alta del motore, ed ha inoltre la funzione di rompi-fiamma al fine di non creare esplosioni nel condotto.



**Figura 4.24** *Meccanismo del Blow-By*

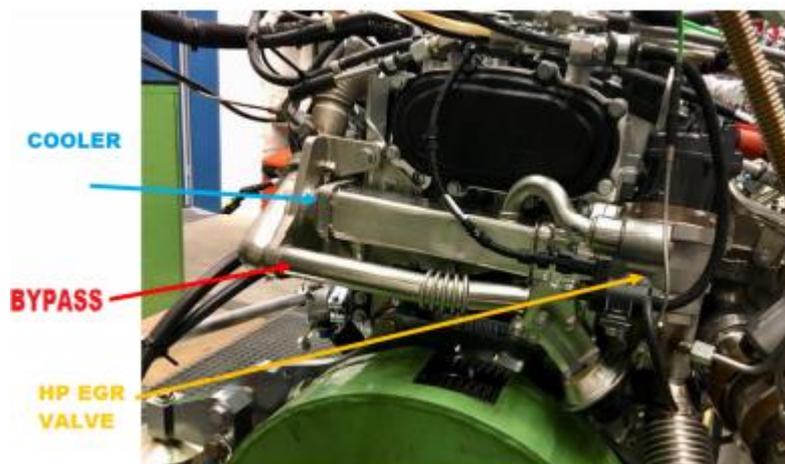
## 5. Test Sperimentali

In questo capitolo sono presentati i risultati sperimentali e la procedura seguita per ottenere gli stessi. Nelle immagini seguenti vengono mostrati gli attuatori del motore quali:

- flap allo scarico;
- attuatore valvola *EGR High Pressure*;
- attuatore valvola *EGR Low Pressure*;
- bypass *EGR High Pressure*;
- attuatore turbina VGT;



**Figura 5.1** Valvola *EGR LP* e Turbogruppo *VGT*



**Figura 5.2** Valvola *EGR HP* e relativo Cooler



**Figura 5.3** Exhaust flap

La nomenclatura da centralina usata per queste variabili per la comprensione della rispettiva apertura o chiusura è illustrata della tabella sottostante (tab.5.1).

<b>Posizione attuatori</b>	
Flap allo scarico	0 OPEN - 100 CLOSED
HP Actuator	100 OPEN - 0 CLOSED
LP Actuator	100 OPEN - 0 CLOSED
VGT Actuator	0 OPEN (min boost) - 100 CLOSED (max boost)

**Tabella 5.1** Tabella attuatori

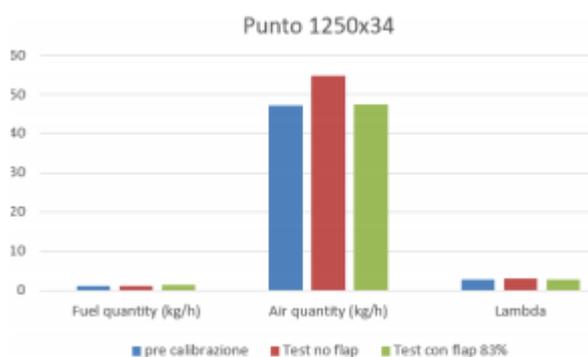
Le prove invece, esse sono state realizzate su due punti motore, uno a basso carico ed uno a medio carico in modo da analizzare gli effetti e le differenze tra l'uso del Flap allo scarico e i due ricircoli di gas di scarico, quello LONG e quello SHORT (da notare che quest'ultimo rimane inutilizzato ad alti carichi).

#### **Punti motore testati**

Numero di giri basso carico x Coppia 1250x34 (2 bar bmep)

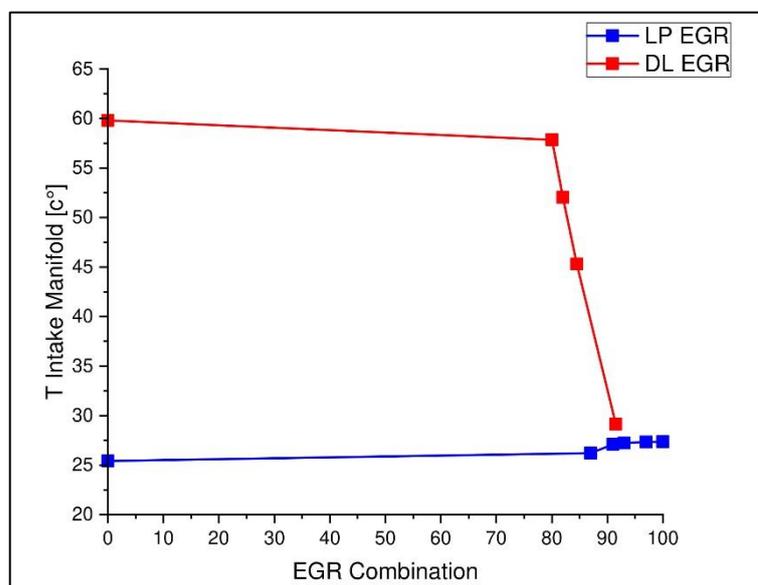
## 5.1. Calibrazione Flap di scarico

Una volta installato il motore, il flap di scarico risultava sprovvisto di calibrazione. Quest'ultimo viene usato, soprattutto, a basso carico per creare una depressione tale da incrementare l'EGR RATE, dando la possibilità di regolare diversamente gli attuatori delle valvole EGR, ciò a un impatto sui consumi di combustibile e sulle emissioni. Avendo a disposizione dei dati preliminari sulla quantità di aria in ingresso al motore misurata dal debimetro e altre variabili dipendenti con attuatore in funzione oltre che una stima approssimata sui punti in cui il Flap viene utilizzato grazie a dei modelli realizzati su GT-POWER, ma non sapendo al contempo la curva di calibrazione di quest'ultimo sono stati effettuati dei test iterativi (a basso carico) ottenendo la percentuale di parzializzazione del FLAP che permettesse di minimizzare l'errore tra i valori misurati dai test e quelli misurati in precedenza.



**Figura 5.4** Valori calibrazione flap

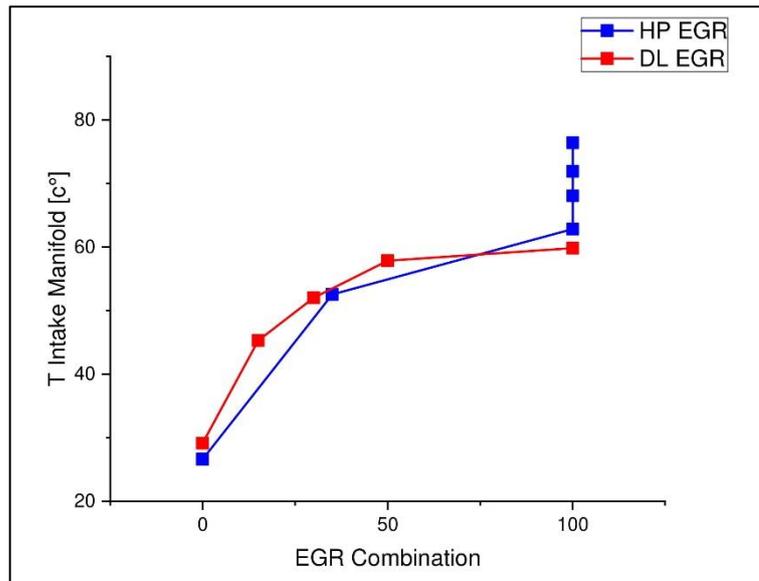
## 5.2. Emissioni Inquinanti



**Figura 5.5** Confronto Temperatura del collettore di aspirazione prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL

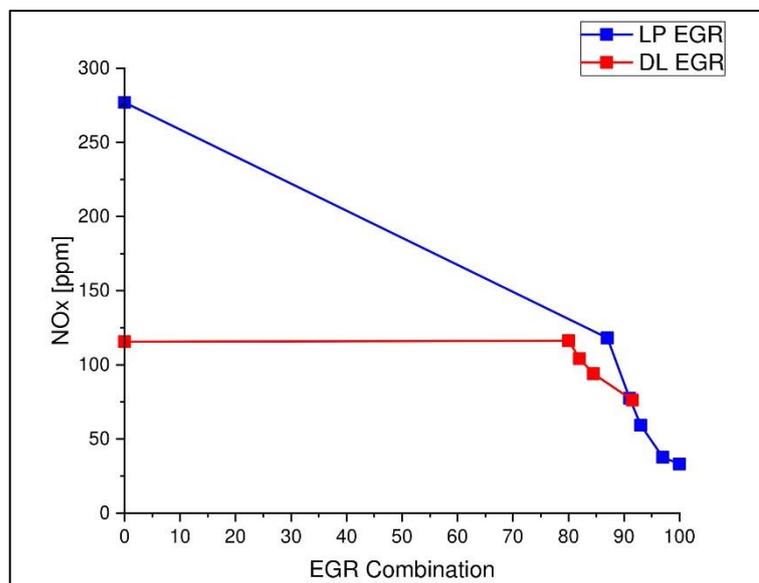
Quando il circuito LP è tutto aperto le temperature nel collettore di aspirazione sono basse e NOx risultano anch'essi bassi, man mano che si chiude il circuito LP la temperatura è più o meno la stessa ma gli NOx prodotti aumentano come si può notare da (Figura 5.7), ciò è dovuto presumibilmente alla mancanza di diluizione della carica in camera.

Nel caso dell'utilizzo del circuito in DL notiamo che un apertura del circuito LP causa una riduzione della temperatura all'ingresso del collettore di aspirazione, tale temperatura rimane sempre superiore al caso in cui si utilizza solo il circuito LP con circuito HP totalmente chiuso. La temperatura nel collettore di aspirazione è strettamente collegata alle emissioni di ossidi di azoto, come è possibile notare nei grafici seguenti (Figura 5.7, 5.8). Poiché di conseguenza vi è un'influenza della temperatura in camera di combustione. Tuttavia il circuito del DL garantisce delle emissioni di NOx più basse (nelle combinazioni analizzate), probabilmente perché l'effetto di diluizione dell'EGR è predominante rispetto alla temperatura.

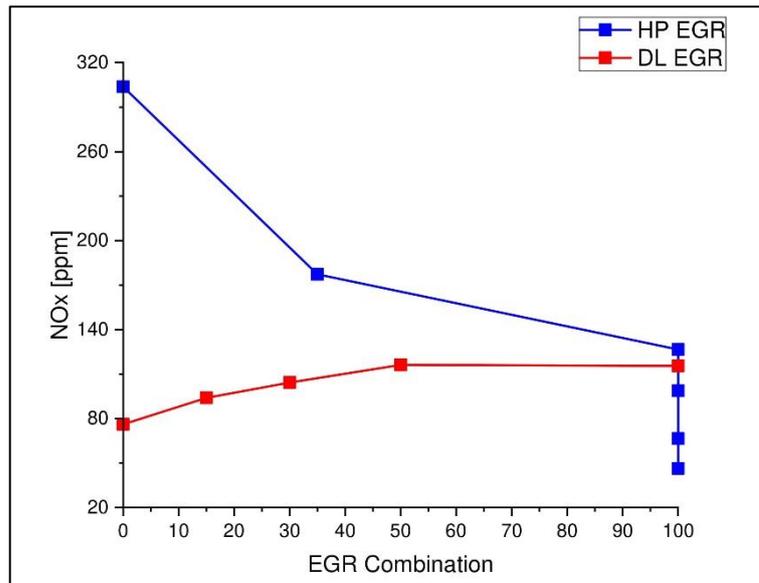


**Figura 5.6** Confronto Temperatura del collettore di aspirazione prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL

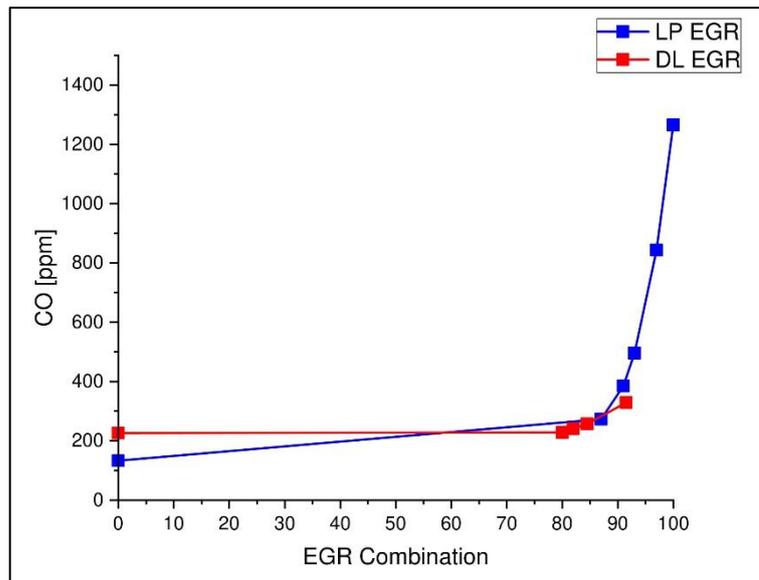
La Figura 5.6 mette in evidenza che le due temperature sono molto simili, ma non avendo una misura della portata di EGR per ciascun circuito non è possibile stabilire la causa precisa, poiché l'apertura della valvola EGR LP nell'utilizzo il DUAL LOOP non è un indice dei gas che scorrono effettivamente nel circuito, in quanto bisogna considerare le condizioni di pressione a monte e a valle dei due circuiti.



**Figura 5.7** Confronto NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL

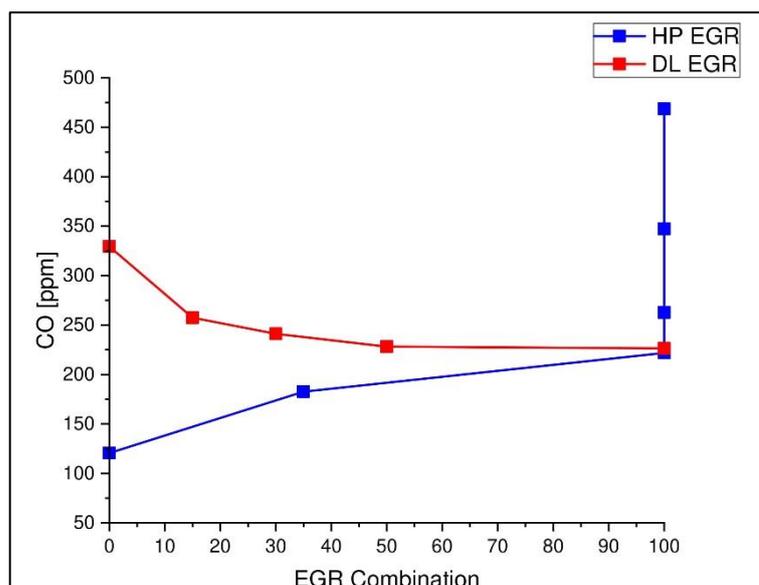


**Figura 5.8** Confronto NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



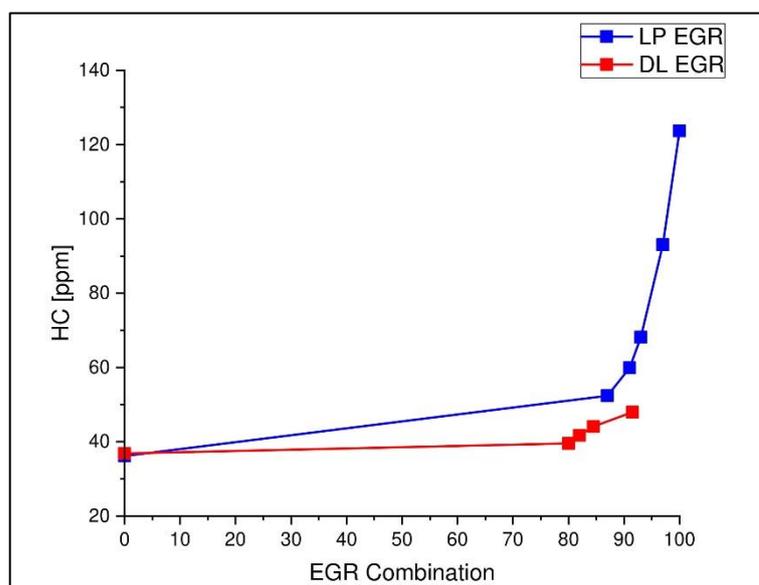
**Figura 5.9** Confronto CO prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL

La figura 5.9 evidenzia come un utilizzo eccessivo del circuito LP va ad aumentare in maniera cospicua le emissioni di CO, probabilmente perché una mancanza di ossigeno porta ad una ossidazione incompleta degli idrocarburi, mentre nei punti considerati con l'utilizzo del DL le emissioni sono confrontabili.

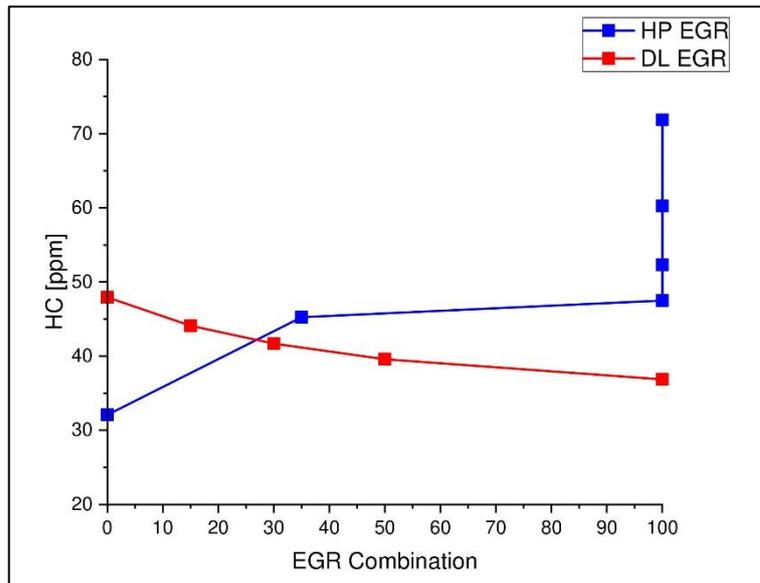


**Figura 5.10** Confronto CO prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL

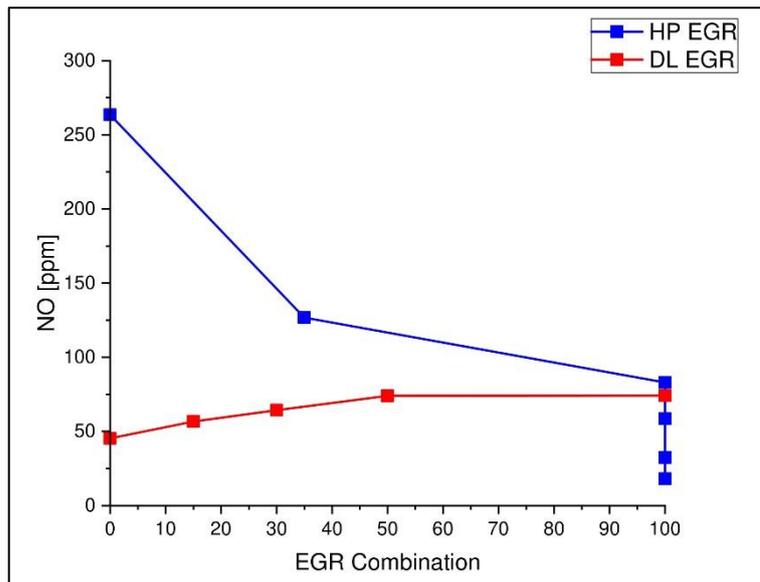
Con il solo utilizzo del circuito HP si hanno delle emissioni più basse di CO, probabilmente per un'ossidazione migliore della carica, mentre nel momento in cui utilizzo il circuito HP tutto aperto vi è un aumento delle emissioni di CO in quanto presumibilmente vi è un deterioramento della combustione.



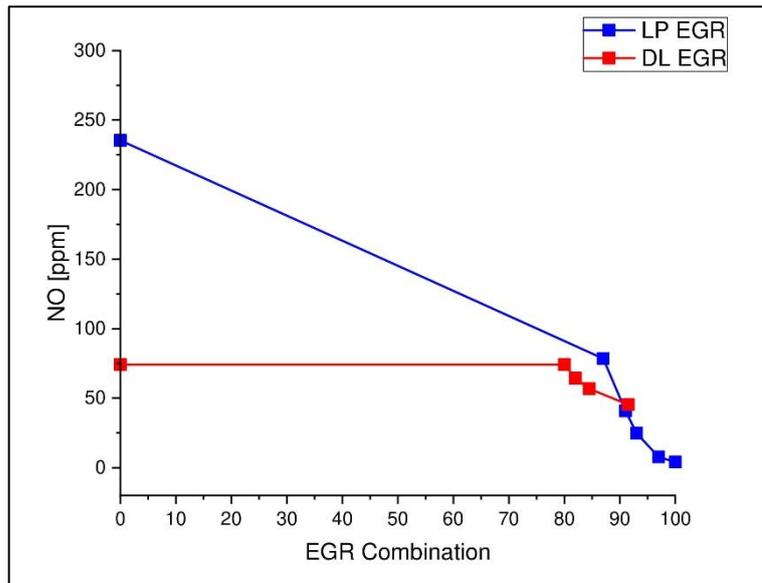
**Figura 5.11** Confronto HC prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



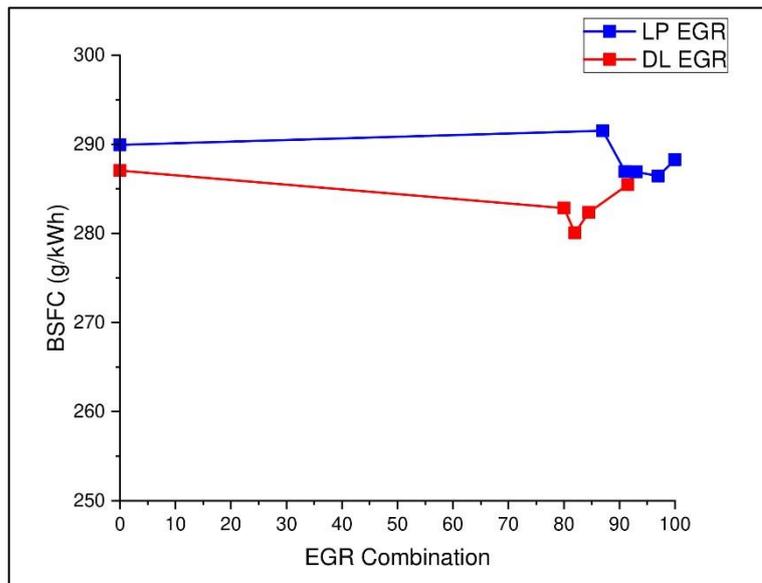
**Figura 5.12** Confronto HC prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



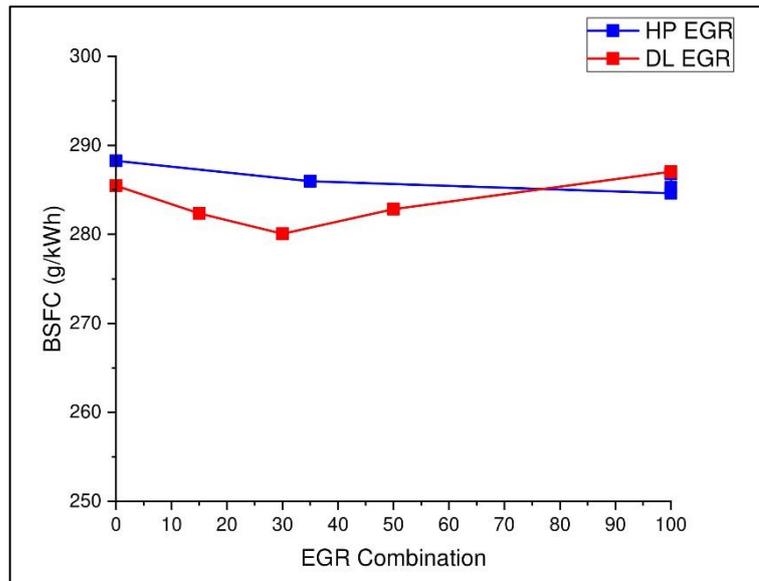
**Figura 5.13** Confronto NO prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



**Figura 5.14** Confronto NO prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



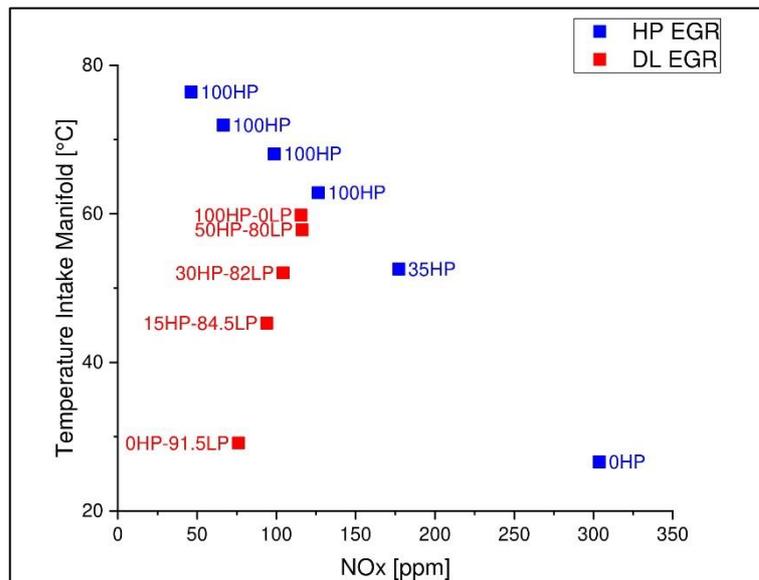
**Figura 5.15** Confronto BSFC prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



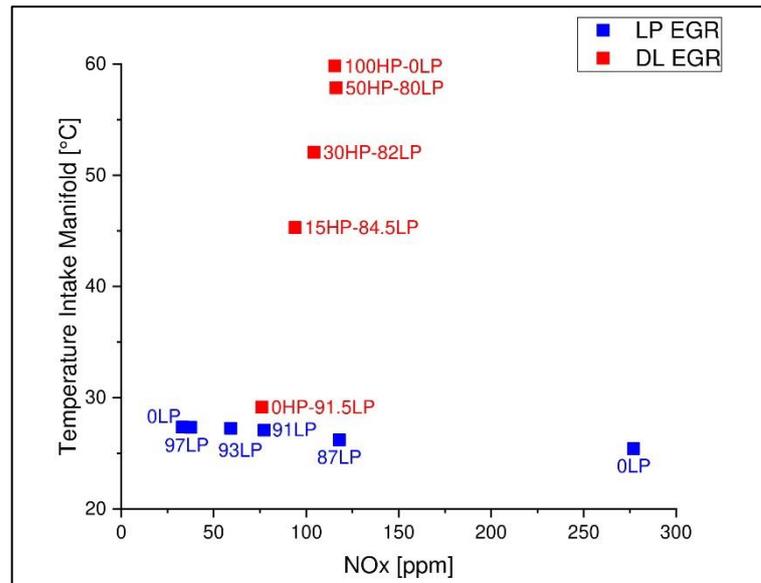
**Figura 5.16** Confronto BSFC prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL

Dalle figure 5.15, 5.16 si vede come con l'utilizzo del circuito DL l'efficienza della combustione risulta migliorata rispetto al caso con solo circuito LP, ma risulta più bassa nel caso dell'utilizzo del solo circuito HP.

### 5.2.1. TRADE-OFF



**Figura 5.17** Trade-Off tra la temperatura ingresso collettore di aspirazione e NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



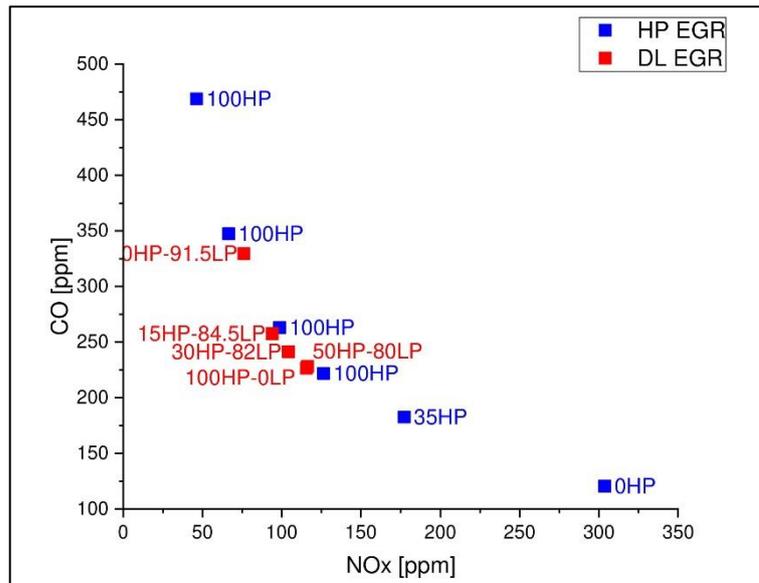
**Figura 5.18** Trade-Off tra la temperatura ingresso collettore di aspirazione e NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL

Dai due Trade-Off visibili nelle figure 5.17 e 5.18 si nota che quando ho il circuito LP tutto aperto ho Temperature in ingresso del collettore di aspirazione basse e NOx bassi, quando chiudo il circuito LP la Temperatura è più o meno la stessa ma noto un aumento degli NOx, ciò è probabilmente imputabile alla mancanza di diluizione della carica in camera.

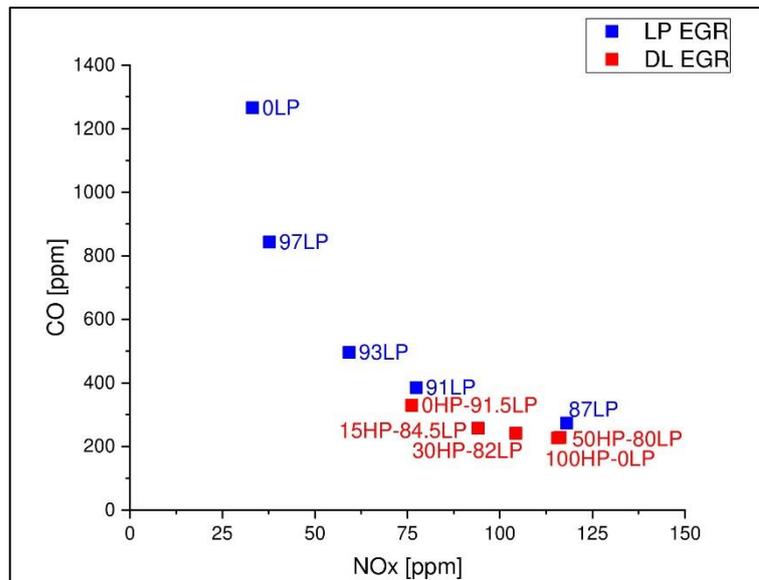
Utilizzando il circuito DL chiudendo il circuito LP e variando la parzializzazione del circuito HP aumento la Temperatura di ingresso del collettore di aspirazione e quindi aumentano di conseguenza gli NOx.

Col circuito HP l'effetto predominante è quello di diluizione della carica su quello della temperatura del collettore di aspirazione, man mano che chiudo il circuito HP viene meno la diluizione della carica quindi ho tanti NOx.

Noto anche che l'utilizzo del circuito DL rispetto al solo LP genera delle Temperature più alte.

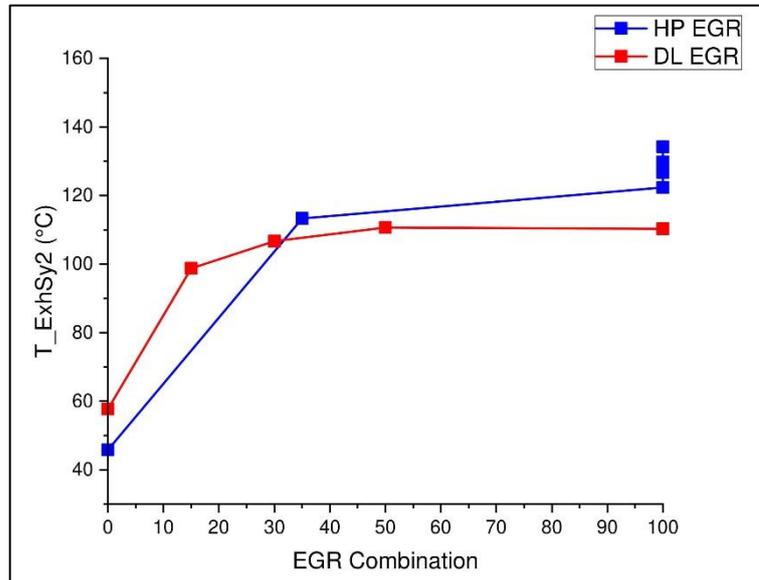


**Figura 5.19** Trade-Off tra CO e NOx prodotti dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL

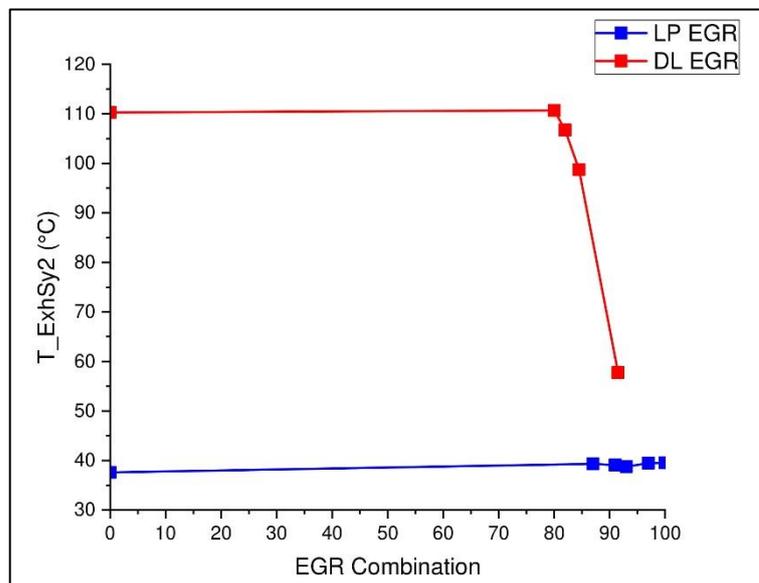


**Figura 5.20** Trade-Off tra CO e NOx prodotti dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL

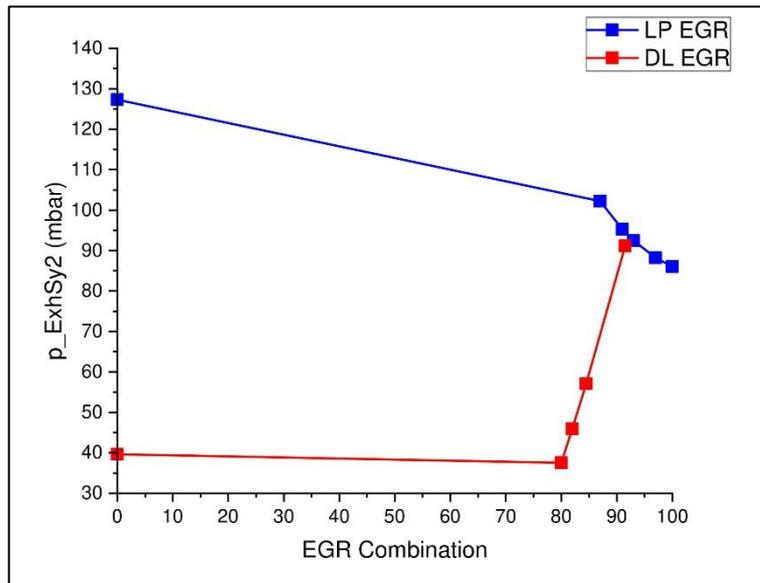
### 5.3. Parametri di sistema



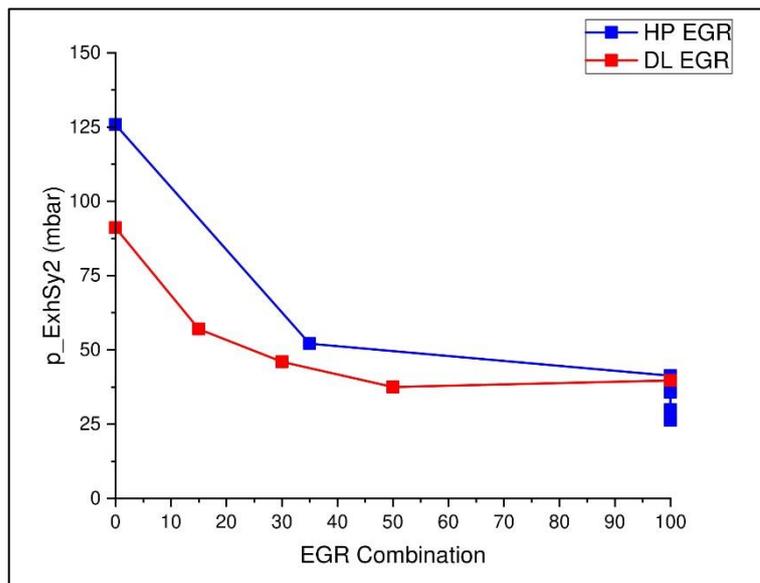
**Figura 5.21** Confronto Temperature after HP EGR cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



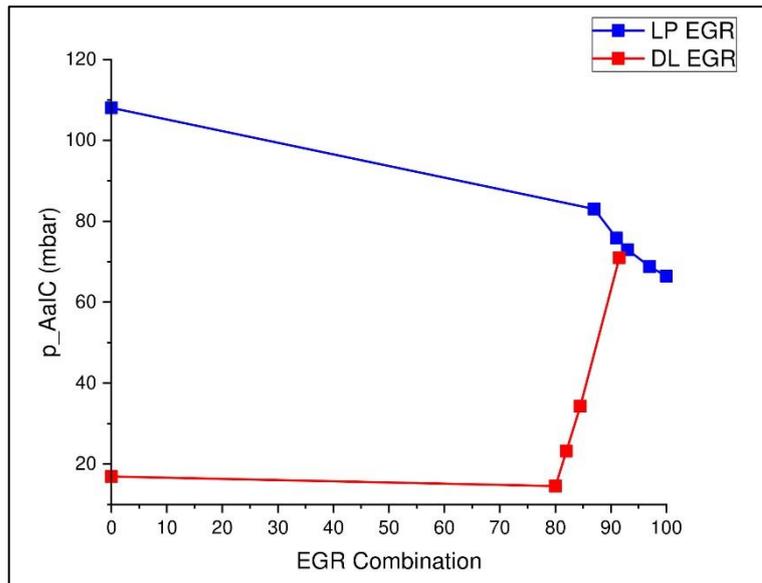
**Figura 5.22** Confronto Temperature after HP EGR cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



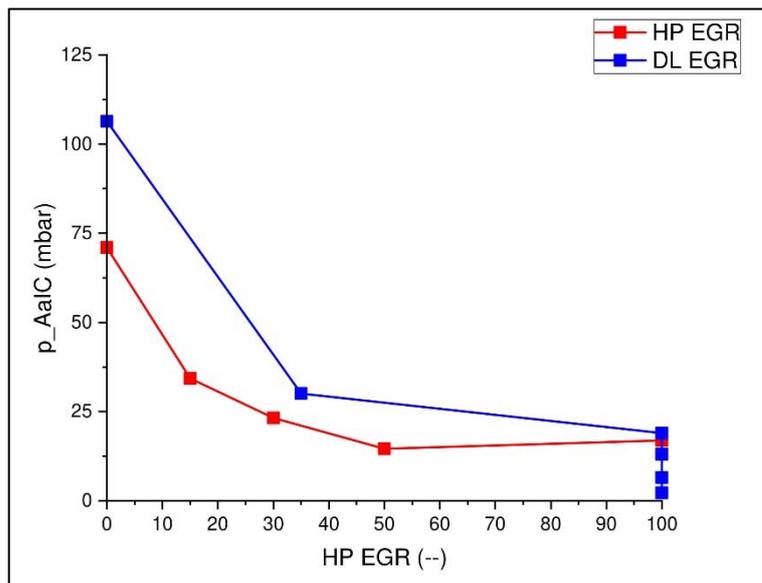
**Figura 5.23** Confronto Pressure after HP EGR cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



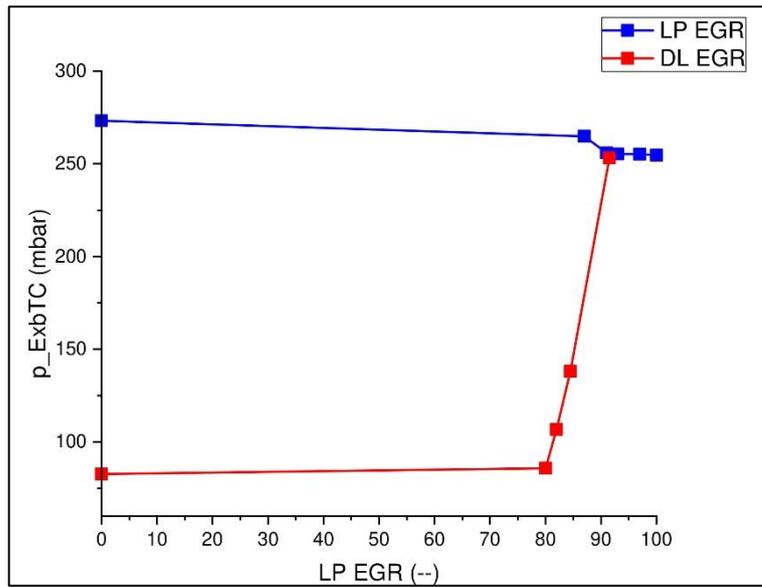
**Figura 5.24** Confronto Pressure after HP EGR cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



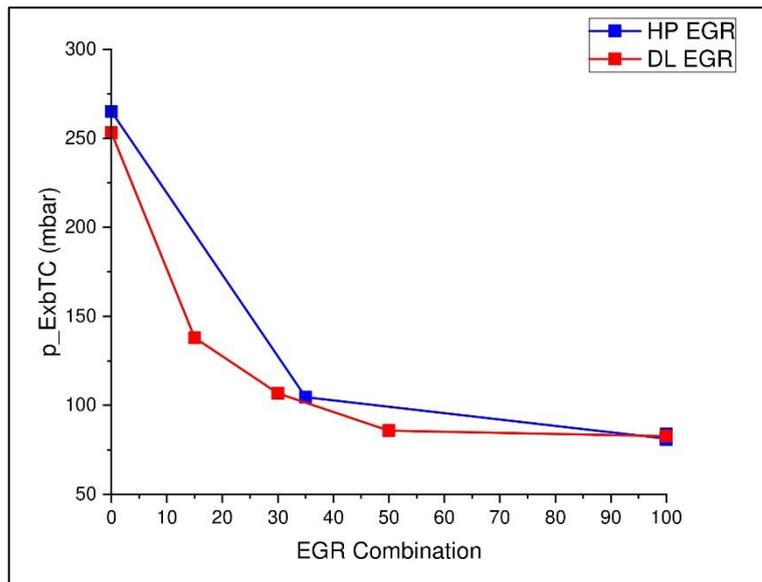
**Figura 5.25** Confronto Pressione dell'aria dopo inter-cooler prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



**Figura 5.26** Confronto Pressione dell'aria dopo inter-cooler prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL



**Figura 5.27** Confronto Exhaust pressure before turbocompressor prodotta dal circuito LP (con HP chiuso) e il DL



**Figura 5.28** Confronto Exhaust pressure before turbocompressor prodotta dal circuito HP (con LP chiuso) e il DL

## 5.4. Conclusioni e sviluppi futuri

Questa tesi descrive l'installazione sul banco di prova di un motore diesel light-duty per veicoli commerciali. FPT Industrial ha fornito il motore F1A che è stato adattato alla sala prova dinamica del Politecnico attraverso processi di lavorazione. In seguito si è proceduto a dotare il motore con l'attrezzatura per i test, come sensori di misurazione e analizzatori di scarico.

La fase d'installazione è risultata complessa per diversi problemi, che hanno causato un allungamento del tempo necessario per il suo completamento. Di conseguenza, è stato possibile eseguire un numero limitato di test concentrandosi principalmente sull'analisi del funzionamento del sistema EGR e il suo impatto sul motore. Nella parte finale di questa attività è stata affrontata l'indagine preliminare del sistema Dual Loop EGR da utilizzare come punto di partenza per studi futuri e più avanzati.

Il sistema Dual Loop EGR è composto da due circuiti indipendenti, ciò comporta l'utilizzo di strategie di calibrazione e ottimizzazione più avanzate al fine di controllare i due circuiti contemporaneamente. Per queste ragioni, durante questa attività non è stato possibile indagare a fondo sulla DL EGR a causa di problemi di stabilità. Nonostante la complessità, il DL EGR consente di migliorare il trade-off tra le specie inquinanti. L'LP EGR, in combinazione con l'HP EGR, abbassa la temperatura della carica aspirata, determinando una riduzione delle emissioni di NOx in uscita dal motore. Inoltre, influisce sul processo di combustione, aumentando il ritardo di accensione che dovrebbe essere vantaggioso anche in termini di riduzione di soot, anche se a causa del malfunzionamento degli strumenti di misura, quest'ultimo effetto non si è potuto provare sperimentalmente. Infine, le emissioni sia di CO e HC che vengono generate rappresentano il principale svantaggio di questo sistema.

Dai risultati evidenziati nei paragrafi precedenti si possono trarre alcune considerazioni:

- Il flap allo scarico risulta essere molto utile nell'aumentare la percentuale del tasso di EGR anche a parità di apertura dell'attuatore della valvola HP. Così si può agire regolando diversamente la valvola HP, consumando di meno e producendo delle quantità inferiori di incombusti HC e CO;
- Il flap allo scarico presenta una sensibilità ridotta fino al 70% di parzializzazione e un impatto minimo sulle variabili principali, mentre comincia a diventare influente da suddetta percentuale;
- Il consumo di combustibile risulta pressochè costante a basso carico;

### Possibili sviluppi Futuri

- Effettuare in futura la calibrazione del motore in particolare i parametri di calibrazione della centralina, prendendo in considerazione anche strategie di combustione avanzate (descritte in precedenza) come fatto in passato;
- Investigare il funzionamento del Dual Loop su tutto il range operativo del motore;

# Bibliografia

- [1] J.E. Dec, A Conceptual Model of DI diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imagin, SAE Technical Paper 970873, 1997.
- [2] Federico Millo, Propulsori termici, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2015).
- [3] Ezio Spessa, Controllo delle emissioni di inquinanti, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2015).
- [4] Magdi K. Khair,Hannu Jaaskelainen, Combustion in diesel engines, [www.dieselnet.com](http://www.dieselnet.com), 2010.
- [5] Patrick Flynn, Russell Durrett, Gary Hunter et al., Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Empirical Validation, SAE Paper No. 1999-01-0509, 1999.
- [6] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke, Handbook of Diesel Engines, Heidelberg : Springer, 2010.
- [7] Giancarlo Ferrari, Motori a combustione interna, Torino : Il capitello, 2008.
- [8] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Higher Education, 1988, pg. 578.
- [9] C.A Amann, D.C Siegla, Diesel particulates - what they are and why, Aerosol Science and Technology 1, 73-101, 1982.
- [10] Joseph W. Worthington, 60 Years of CO Analysis by NDIR Gas Analyzers,.
- [11] J.E. Dec, Advanced compression ignition engines: understandic the incylinder processes, ELSEVIER, Proceedings of the Combustion Institute 32, 2727–2742, 2009.
- [12] Y.Iwabuchi, K.Kawai,T. Shoji,Y. Takeda Trial of new concept diesel combustion system - Premixed Compression-Ignited Combustion, SAE Technical Paper No. 0185, 1999.
- [13] K. Khair Magdi, Jaaskelainen Hannu,Low temperature combustion, [www.dieselnet.com](http://www.dieselnet.com) , 2010.
- [14] M.Musculus, P.Miles, L. Pickett, Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion, ELSEVIER, [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com), 2013
- [15] W.L.Hardy, R.D.Reitz, A study of the effects of High EGR, high equivalence ratio and mixing time on emission levels in a Heavy-Duty diesel engine for PCCI combustion, SAE Technical Paper No. 0026, 2006

- [16] T.Kanda, T.Hakozaki, T.Uchimoto, J.Hatano, N.Kitayama, H.Sono PCCI operation with fuel injection timing set close to TDC, SAE Technical Paper No. 0920, 2006.
- [17] B.Liu, M.Jia, Z.Peng An investigation of multiple-injection strategy in a diesel PCCI combustion engine, SAE Technical Paper No. 1134, 2010.
- [18] Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants, ECE/TRANS/180/Add.4.
- [19] S.d'Ambrosio, R.Finesso, E.Spessa Calculation of mass emissions, oxygen mass fraction and thermal capacity of the inducted charge in SI and diesel engines from exhaust and intake gas analysis, ELSEVIER, Fuel, 152-166, 2011.