

POLITECNICO DI TORINO



Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Confronto delle emissioni inquinanti
tra un propulsore diesel prototipale
ottimizzato per la combustione PCCI
e il corrispettivo Euro VI**

Relatori:

Prof. Ezio Spessa

Prof. Stefano D'Ambrosio

Candidato:

Massimiliano Sini

Anno accademico 2017 - 2018

A mio nonna

Anyone who stops learning is old, whether at twenty or eighty. Anyone who keeps learning stays young. The greatest thing in life is to keep your mind young.

[HENRY FORD]

Ringraziamenti

Desidero ringraziare innanzitutto i professori Spessa e d'Ambrosio che mi hanno dato la possibilità di partecipare a questo progetto e di poter svolgere la tesi nell'ambito della calibrazione motore, per il quale ho iniziato a nutrire sempre maggiore interesse dal momento in cui ho scelto la specialistica in propulsione dei veicoli terrestri.

Un ringraziamento particolare va all'Ing. Alessandro Mancarella per la sua costante disponibilità durante la mia intera permanenza in laboratorio.

Un'incalcolabile gratitudine va di certo alla mia famiglia poiché più di chiunque sa cosa hanno significato questi anni per me ed ha fatto in modo che fossero di crescita personale e che io stesso potessi essere fiero dei traguardi raggiunti.

Un grazie di cuore va a tutti i miei amici e colleghi con i quali ho condiviso questa parte fondamentale della mia vita e hanno fatto in modo che potessi chiamare "casa" anche Torino.

Ringrazio infine tutti coloro che ho incontrato dentro e fuori dal Politecnico e che, anche se ci ho solo scambiato qualche parola, sono stati di aiuto e conforto nei momenti di bisogno.

Sommario

Questa tesi è basata su un'esperienza di sei mesi su un propulsore diesel prototipale, fornito da *FPT Industrial*, presso l'*Internal Combustion Engine Advanced Laboratory* del Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino. Sono stato coinvolto nell'attività sperimentale riguardante la combustione *PCCI* (*Premixed Charge Compression Ignition*) supervisionata dai Professori Spessa e D'Ambrosio. In particolare ho avuto la possibilità di conoscere le principali caratteristiche dei sistemi che compongono il banco prova dinamico e di supportare il gruppo di ricerca nell'acquisizione dei dati e nell'analisi degli stessi. Lo studio svolto riguarda l'implementazione della combustione *PCCI*, un tipo di *Low Temperature Combustion*, al fine di ottenere basse emissioni di ossidi di azoto (NOx) e particolato (PM) da confrontare successivamente con quelle ottenute da un propulsore omologato *Euro VI* dal quale quello in esame è derivato. Dopo una prima descrizione della combustione tradizionale e l'analisi degli inquinanti da essa prodotti si spiega l'introduzione di quella *PCCI* con i relativi pro e contro. Si prosegue con una breve spiegazione del set-up sperimentale e delle tecniche statistiche utilizzate per l'ottimizzazione dei punti motore operanti in *PCCI* che verranno poi confrontati con quelli ottenuti in combustione convenzionale sul motore standard. Infine si analizzano i risultati in termini di emissioni inquinanti mostrandone i vantaggi e le problematiche per le quali vengono proposte una serie di soluzioni.

Indice

Ringraziamenti	III
Sommario	IV
Introduzione	1
1 Processo di combustione nei motori ad accensione per compressione	4
1.1 Combustione convenzionale	4
1.2 Modello di combustione di Dec	6
1.3 Parametri che influenzano il processo di combustione	9
2 Emissioni inquinanti nei motori ad accensione per compressione	11
2.1 Ossidi di azoto	11
2.1.1 Formazione degli ossidi di azoto	12
2.2 Particolato	13
2.2.1 Formazione del particolato	13
2.3 Idrocarburi incombusti	15
2.3.1 Formazione degli idrocarburi incombusti	15
2.4 Monossido di carbonio	16
2.4.1 Formazione del monossido di carbonio	16
3 Low Temperature Combustion	17
3.1 Modelli di combustione LTC	18
3.1.1 Homogeneous Charge Compression Ignition	18
3.1.2 Premixed Charge Compression Ignition	19
Modello di combustione LTC	21
4 Il set-up sperimentale	23
4.1 La sala di controllo	23
4.2 Il banco	25
4.2.1 Il freno dinamico	25
4.2.2 Main Relay Unit	26
4.2.3 Kistler Kibox	26
4.2.4 Universal Microprocessor System 10	27

4.3	I motori	27
4.3.1	F1C Euro VI	27
4.3.2	F1C PCCI	28
4.3.3	Sensori di pressione del motore	29
	Sensori in camera di combustione	29
	Sensori di pressione all'aspirazione	30
	Sensori di pressione allo scarico	31
4.3.4	Sensori di temperatura del motore	32
	Termocoppie	32
	Termistori	32
4.3.5	Sensori addizionali del motore	32
	Sonda lambda	32
	Flussimetri	32
	Misuratori della velocità angolare	34
4.4	Sistema di gestione del combustibile	35
4.5	I sistemi di raffreddamento dei fluidi del motore	36
4.5.1	CoolCon	36
4.5.2	Intercooler	37
4.5.3	Scambiatori di calore del ricircolo dei gas di scarico	38
4.6	Analizzatori delle emissioni inquinanti	39
4.6.1	Heated Chemiluminescence Detector	40
4.6.2	Heated Flame Ionization Detector	41
4.6.3	Non Dispersive Infrared Analyser	42
4.6.4	Paramagnetic Oxygen Detector	43
4.7	Misurazione del particolato	44
4.7.1	Smoke Meter	44
5	Design of experiments	45
5.1	Nozioni di base del DoE	46
5.1.1	Modello statistico di regressione edl secondo ordine	46
5.1.2	Principali parametri statistici	47
5.2	Procedura di ottimizzazione	48
6	Analisi dei dati sperimentali	50
6.1	Emissioni di ossidi di azoto	51
6.2	Emissioni di particolato	52
6.3	Consumo di combustibile	53
6.4	Rumore di combustione	54
6.5	Dosatura relativa	55
6.6	Emissioni di idrocarburi incombusti	56
6.7	Emissioni di monossido di carbonio	58
7	Conclusioni	60

Bibliografia	62
A Tabelle limiti emissivi per veicoli commerciali leggeri	63
B Schema installazione motore	64

Elenco delle figure

1	Andamento temporale del consumo medio di combustibile per veicoli Heavy-Duty	1
2	Limiti della legislazione europea per motori diesel heavy-duty [4]	2
3	Combustioni non convenzionali sul diagramma di <i>Kamimoto-Bae</i> [4]	3
1.1	Sviluppo del processo di combustione convenzionale [1]	5
1.2	Confronto tra il vecchio modello e quello di Dec [8]	6
1.3	Modello di combustione di <i>Dec</i> [8]	7
1.4	Getto di combustibile completamente sviluppato [4]	8
1.5	Evoluzione temporale delle principali grandezze durante la combustione [4]	8
2.1	Distribuzione bimodale delle particelle del particolato [4]	14
2.2	Meccanismi di formazione delle particelle di particolato [4]	14
3.1	Diagramma di <i>Kamimoto-Bae</i>	17
3.2	Esempio di segnale di pressione, <i>AHRR</i> , <i>luminosity</i> per la strategia <i>Late injection</i> [10]	19
3.3	Esempio di segnale di pressione, <i>AHRR</i> , <i>luminosity</i> per la strategia <i>Early injection</i> [10]	20
3.4	Modello di combustione <i>LTC</i> per motori <i>Heavy-Duty</i> [10]	22
4.1	Hardware e software di <i>PUMA</i> ed <i>IndiCom</i> [15]	24
4.2	<i>Working Page</i> di <i>Inca</i> [15]	24
4.3	Freno dinamometrico <i>AVL APA 100</i> [14]	25
4.4	<i>Main Relay Unit</i> [15]	26
4.5	<i>Hardware Kistler Kibox</i> [15]	26
4.6	<i>UMS10</i> [15]	27
4.7	Motore <i>F1C</i> tradizionale	28
4.8	<i>Kistler 6058A</i>	29
4.9	<i>Kistler 4007C</i>	30
4.10	<i>Kistler 4049B</i>	31
4.11	Termocoppia di tipo K	32
4.12	Debimetro a filo caldo	33
4.13	<i>Yokogawa AXF</i>	33
4.14	Encoder	34

4.15	Pico-turn	34
4.16	AVL KMA 4000	35
4.17	CoolCon	36
4.18	Intercooler	37
4.19	Disegni degli <i>EGR cooler</i> montati sui due motori in esame	38
4.20	AVL AMA i60[15]	39
4.21	Schema di un analizzatore <i>HCLD</i> [4]	40
4.22	Schema di un analizzatore <i>HFID</i> [4]	41
4.23	Schema di un analizzatore <i>NDIR</i> [4]	42
4.24	Schema di un analizzatore <i>POD</i> [4]	43
4.25	AVL Smoke Meter 415S	44
5.1	Schema di un generico processo	45
5.2	Punti motore in <i>PCCI</i> ottenuti tramite <i>DOE</i>	49
6.1	Confronto delle emissioni di ossidi di azoto	51
6.2	Confronto delle emissioni di particolato	52
6.3	Confronto sui consumi di combustibile	53
6.4	Confronto del rumore di combustione	54
6.5	Valori della dosatura acquisiti per l' <i>F1C</i>	55
6.6	Valori di lambda registrati per la versione <i>PCCI</i>	55
6.7	Confronto delle emissioni di idrocarburi incombusti	56
6.8	Abbattimento delle emissioni di idrocarburi incombusti sul <i>PCCI</i>	57
6.9	Confronto delle emissioni di monossido di carbonio	58
6.10	Abbattimento delle emissioni di monossido di carbonio sul <i>PCCI</i>	59
7.1	Configurazioni ottimali <i>EGR</i>	60
7.2	Residui carboniosi all'interno dell' <i>EGR cooler</i>	61
A.1	Limiti della legislazione europea per motori di veicoli commerciali leggeri diesel [4]	63
B.1	Schema di installazione dei due motori [13]	64

Elenco delle tabelle

1.1	Quadro riassuntivo dei parametri che influenzano la combustione [3]	9
4.1	Specifiche motore <i>F1C</i>	27
4.2	Dati tecnici sensore in camera di combustione	29
4.3	Dati tecnici sensore all'aspirazione	30
4.4	Dati tecnici sensore allo scarico	31
4.5	Dati tecnici sistema di misurazione del combustibile	35
5.1	Punti motore analizzati <i>F1C</i>	48
6.1	Punti motore con basse percentuali di conversione del <i>DOC</i>	59

Introduzione

Ora più che mai l'argomento "motori diesel" risulta essere uno dei più controversi nel campo automotive a causa del susseguirsi di numerosi scandali e, perché no, alla nascita di nuove mode e ideologie. Risulta quindi necessario analizzare vari aspetti prima di trarre delle conclusioni affrettate.

Innanzitutto si possono analizzare i *World Energy Outlook* pubblicati annualmente dall'*International Energy Agency*[4]. In particolare, si faccia riferimento allo *scenario 450*, presentato nell'edizione del 2010, nel quale si prospetta che le politiche governative, messe in atto da lì in avanti, portino nel lungo termine alla stabilizzazione della concentrazione atmosferica dei gas-serra a 450 parti per milione di CO₂ equivalente, come stabilito a Kyoto e Copenhagen. Nonostante ciò, l'*IEA* stima che anche nel 2035 più dell'80% dei veicoli commerciali leggeri avrà un motore a combustione interna e tra questi la maggior parte sarà ad alta efficienza, in grado di funzionare con combustibili alternativi o integrata in soluzioni ibride. Se consideriamo poi i veicoli commerciali pesanti, il grafico seguente¹ mostra come il consumo medio e quindi la CO₂ siano aumentati con l'introduzione delle normative ma anche come la stabilizzazione di queste ultime dal 2014 in poi ne abbia consentito un nuovo focus sulla riduzione. Se ne deduce quindi che il motore a gasolio non verrà sicuramente abbandonato nel breve termine ma continuerà ad essere utilizzato e sviluppato per via della sua superiore efficienza rispetto a quello a benzina. Infatti quello su cui è incentrato questo lavoro è direttamente derivato da uno in commercio per applicazioni *heavy-duty*.

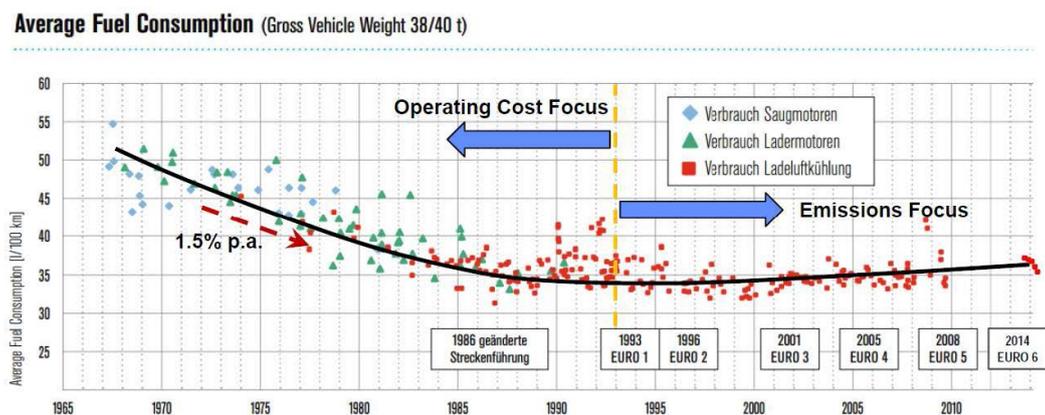


Figura 1 Andamento temporale del consumo medio di combustibile per veicoli Heavy-Duty

In secondo luogo bisognerebbe analizzare la normativa odierna, formulata per raggiungere gli obiettivi succitati. Essa è basata su due cicli di omologazione, ottenuti entrambi dai dati raccolti sull'utilizzo di veicoli commerciali pesanti su scala mondiale e volti ad analizzare due comportamenti differenti. Nella fattispecie, il *WHTC (World Harmonized Transient Cycle)* stabilisce una serie di requisiti da rispettare durante le fasi di transitorio del motore sia con partenza a caldo che a freddo, mentre il *WHSC (World Harmonized Steady Cycle)* regola l'uso in stazionario del motore in corrispondenza di valori di giri e coppia fissati e delle rampe fra di essi. Inoltre l'*Euro VI* ha anche introdotto degli standard riguardanti il numero di particelle di particolato prodotte (*PN*), requisiti dell'*OBD(On Board Diagnostic)* più restrittivi, test per la rilevazione delle emissioni *off-cycle*, per la conformità in servizio ed in condizioni di guida reale (*RDE*), utilizzando dei sistemi di misurazione portatili (*PEMS*). Nelle seguenti tabelle, si può notare come le emissioni di ogni inquinante siano state ridotte drasticamente rispetto all'*Euro I* grazie dapprima all'introduzione del *Common Rail* ed in seguito ai sistemi di post-trattamento dei gas di scarico. Tuttavia sono proprio questi ultimi dispositivi ad avere un impatto economico rilevante sul costo del veicolo a causa della loro complessità. Per completezza si riportano nell'appendice A le tabelle con i limiti legislativi per i veicoli commerciali leggeri, tratte da [4], poiché il motore in esame può anche equipaggiare veicoli omologabili come tali.

Stage	Date	Test	CO	HC	NOx	PM	PN	Smoke
			g/kWh				1/kWh	1/m
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	1999.10 EEV only	ESC & ELR	1.5	0.25	2.0	0.02		0.15
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10 ^a		0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.40	0.01	8.0×10 ¹¹	

a - PM = 0.13 g/kWh for engines < 0.75 dm³ swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min⁻¹

(a) Steady-state testing procedure

Stage	Date	Test	CO	NMHC	CH ₄ ^a	NOx	PM ^b	PN ^c
			g/kWh				1/kWh	1/kWh
Euro III	1999.10 EEV only	ETC	3.0	0.40	0.65	2.0	0.02	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16 ^c	
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03	
	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03	
Euro VI	2013.01	WHTC	4.0	0.16 ^d	0.5	0.46	0.01	6.0×10 ¹¹

a - for gas engines only (Euro III-V: NG only; Euro VI: NG + LPG)
b - not applicable for gas fueled engines at the Euro III-IV stages
c - PM = 0.21 g/kWh for engines < 0.75 dm³ swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min⁻¹
d - THC for diesel engines
e - for diesel engines; PN limit for positive ignition engines TBD

(b) Transient testing procedure

Figura 2 Limiti della legislazione europea per motori diesel heavy-duty [4]

Alla luce di tutto questo, le strategie di combustione avanzate, note genericamente come *LTC* (*Low Temperature Combustion*), si presentano come una valida alternativa alla situazione attuale. Sfortunatamente esse includono anche dei risvolti negativi riguardanti l'efficienza di combustione e la formazione di inquinanti generalmente tipici dei motori ad accensione comandata. Su tali basi è nata la collaborazione tra l'*ICEAL* (*Internal Combustion Engine Advanced Laboratory*) del Politecnico ed *FPT Industrial* al fine di investigare i vantaggi ed i limiti della combustione *PCCI* rispetto a quella convenzionale. In particolare verranno confrontati un motore *heavy-duty* ottimizzato per la prima e il corrispettivo *Euro VI* da cui deriva come spiegato al paragrafo 4.3.

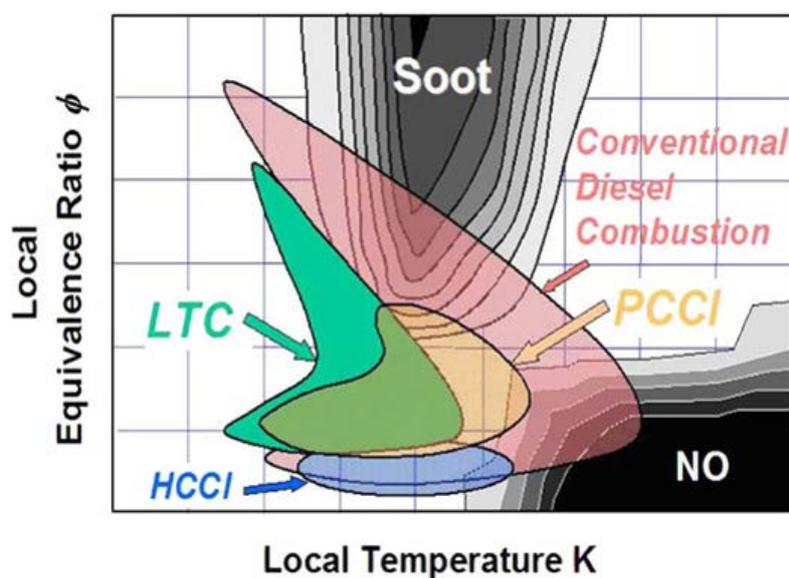


Figura 3 Combustioni non convenzionali sul diagramma di *Kamimoto-Bae*[4]

Capitolo 1

Processo di combustione nei motori ad accensione per compressione

I moderni motori ad accensione per compressione, come descritti in [3], sono caratterizzati da un così elevato rapporto volumetrico di compressione da provocare un tale aumento di temperatura dell'aria immessa nel cilindro che, usualmente, raggiunge i 1000 K. In tali condizioni viene iniettato, con pressioni comprese tra i 300 e i 2000 bar, il combustibile ad alta reattività nel cilindro al termine della fase di compressione cosicché il getto liquido che fuoriesce dai fori dell'iniettore, a velocità prossime ai 100 m/s, si disintegra in una miriade di goccioline. Quest'ultime, una volta a contatto con l'aria comburente calda, si vaporizzano e, miscelandosi con essa si accenderanno spontaneamente senza l'ausilio di un innesco esterno. Dato che l'iniezione avviene in corrispondenza del punto morto superiore il combustibile non ha abbastanza tempo per miscelarsi omogeneamente con l'aria. A tal proposito si avrà globalmente una dosatura povera mentre puntualmente si avranno zone ricche o prossime allo stechiometrico in cui avverrà la combustione.

1.1 Combustione convenzionale

Si è soliti effettuare un'analisi preliminare [3] dello sviluppo della combustione convenzionale con l'ausilio del diagramma in figura 1.1 riportante la pressione in camera di combustione, la frazione in massa del combustibile bruciato e l'energia termica rilasciata in funzione dell'angolo di manovella.

Osservando l'andamento schematico della pressione e della curva di rilascio termico è possibile suddividere la combustione in quattro fasi:

1. A-B: indicata generalmente come ritardo di accensione ovvero, l'intervallo di tempo che intercorre tra l'inizio dell'iniezione e quello della combustione dovuto ai seguenti fenomeni:
 - fisici, quali l'atomizzazione, l'evaporazione e la miscelazione del combustibile;
 - chimici dovuti alle fasi preliminari delle reazioni di ossidazione.

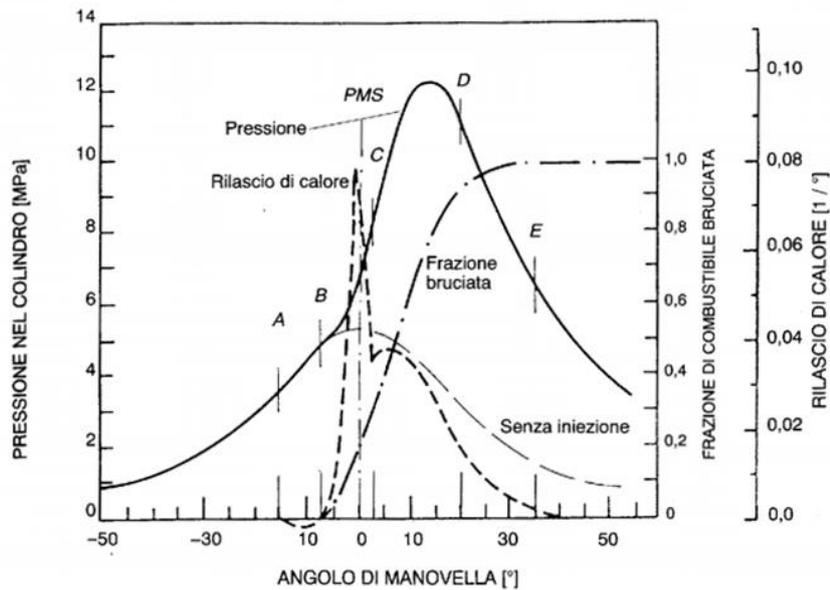


Figura 1.1 Sviluppo del processo di combustione convenzionale [1]

2. B-C: rappresenta la combustione premiscelata che si verifica nel momento in cui i primi nuclei raggiungono le condizioni favorevoli all'accensione. L'innalzamento di temperatura generatosi in questa fase, accelera la combustione del combustibile accumulatosi nella fase precedente che, bruciando tutto insieme, dà luogo ad un brusco gradiente di pressione. Un simile incremento, nonostante sia vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico, è la causa della caratteristica rumorosità di funzionamento di tali motori. Durante tale fase si realizzano inoltre le condizioni favorevoli per la formazione degli ossidi di azoto.
3. C-D: definita combustione diffusiva, si riferisce a quella parte del processo è regolata dalla velocità con cui le nuove frazioni di combustibile iniziano a bruciare. Di fatto, in tale fase, bisognerebbe garantire che tutto il combustibile iniettato trovi sufficiente ossigeno per reagire nonostante il continuo aumento di gas combusti in camera. Proprio tali condizioni favoriscono i processi di formazione del soot.
4. D-E: è il completamento della combustione dovuto al protrarsi delle reazioni chimiche anche ad iniezione terminata. È necessario che tale fase abbia la durata più breve possibile in modo da non inficiare sul rendimento del motore. In questo senso i moti turbolenti, innescati da particolari geometrie di camera e condotti d'aspirazione che portano al rimescolamento dei gas in camera, rivestono un ruolo molto importante.

1.2 Modello di combustione di Dec

Uno degli studi più significativi sulla combustione convenzionale[8] è stato effettuato da *John Dec* ed i suoi collaboratori presso il *Sandia National Laboratory* utilizzando un motore diesel ad accesso ottico e tecniche laser. Le informazioni così ottenute sono state organizzate in un modello concettuale, che ha permesso di comprendere più a fondo il processo, al fine di ottimizzarne l'efficienza e ridurne le emissioni. Per comprenderne appieno la sua importanza è però necessario un confronto col vecchio modello a partire dall'analisi della figura 1.2. Si nota infatti come originariamente si pensasse che il getto fosse composto da un nucleo liquido penetrante intatto all'interno del cilindro per tutta la durata dell'iniezione e attorno al quale si formasse una nube di aria e combustibile la cui dosatura aumentava muovendosi dal centro alla periferia. Si supponeva quindi che la combustione avvenisse nella zona in cui le condizioni erano più vicine allo stechiometrico ovvero in corrispondenza della periferia del getto.

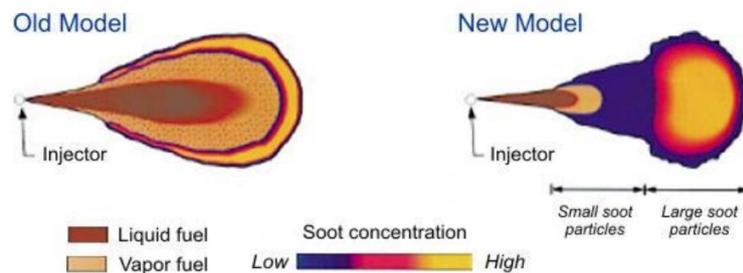


Figura 1.2 Confronto tra il vecchio modello e quello di Dec [8]

Tale concetto risulta oggi obsoleto poiché i sistemi ottici hanno evidenziato che l'accensione avviene simultaneamente in diversi punti a valle del getto. Quest'ultimo inoltre presenta una fase liquida nettamente più breve rispetto alla precedente. Infine si è osservato che tutte le particelle che non hanno ancora raggiunto la regione della fiamma diffusiva continuano a bruciare in fase premiscelata anche se teoricamente questa risulti terminata.

Si può ora procedere con l'analisi del modello facendo riferimento alla figura 1.3 che mostra schematicamente la sequenza temporale dello sviluppo del getto di combustibile a partire dall'inizio dell'iniezione fino allo sviluppo della fiamma diffusiva. Prendendo come punto di riferimento lo *Start Of Injection* (ASI indica *After Start of Injection*) si distinguono sei fasi[4]:

- Sviluppo iniziale del getto ($0^\circ - 4.5^\circ$ ASI): le prime immagini mostrano la penetrazione liquida del getto fino al punto in cui il combustibile liquido inizia a evaporare all'estremità. La regione di vapore cresce man mano che avanza all'interno del cilindro finché ai 4.5° ASI la testa del getto risulta completamente vaporizzata ed è possibile individuare una miscela uniforme di aria e combustibile il cui *Equivalence Ratio* (Φ) varia tra 2 e 4.
- Autoaccensione ($3^\circ - 5^\circ$ ASI): non è possibile individuare un punto preciso in corrispondenza del quale avvenga l'accensione ma la *Chemiluminescenza* si manifesta già

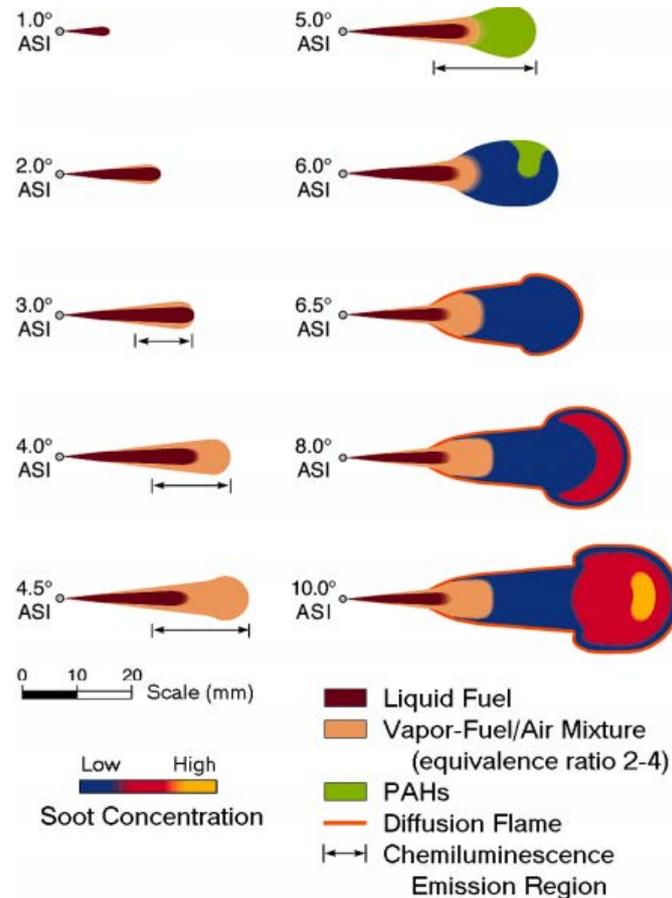


Figura 1.3 Modello di combustione di *Dec* [8]

da i 3° ASI nella parte finale del getto e raggiunti i 4.5° interesserà l'intero volume. Poi dai 5° ASI si inizia ad avere la rottura del getto e la formazione degli idrocarburi policiclici aromatici (*PAH*) precursori del soot. [8]

- Sviluppo fase premiscelata (4°- 6.5° ASI): inizia la combustione premiscelata in quella parte della miscela ricca di combustibile che porta ad una ripida crescita dell' *HRR* e della temperatura, parametro governante la formazione degli ossidi di azoto. Dai 6° ASI inizia la formazione di piccole particelle di soot a valle del getto.
- Sviluppo fase diffusiva (5.5°-6.5°): la fiamma si sviluppa alla periferia del getto in seguito all'interazione tra l'aria ed il combustibile incombusto e porta alla crescita del soot.
- Ultima parte della combustione premiscelata (7°-9° ASI): continua il suo sviluppo ed il suo avanzamento all'interno della camera. La concentrazione di soot continua ad aumentare finché si forma un vortice dove si concentrano le particelle di soot più

grandi. Per completezza si riporta in figura 1.4 l'immagine di un getto di combustibile completamente sviluppato.

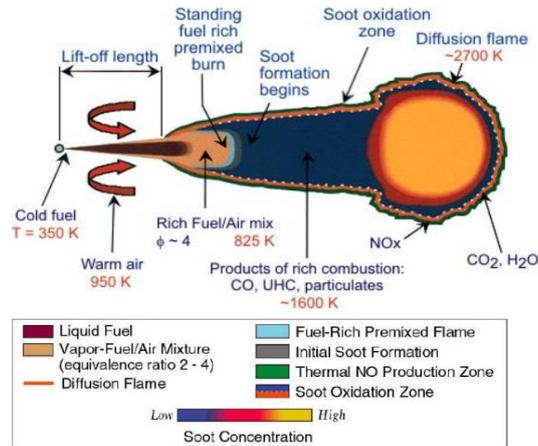


Figura 1.4 Getto di combustibile completamente sviluppato [4]

- Fasi finali della combustione (da 9° ASI fino alla fine dell'iniezione): il getto non subisce grandi cambiamenti poiché la fase diffusiva era già iniziata nel momento in cui l'ultima particella di combustibile premiscelata è bruciata. Il vortice creatosi in precedenza continua a crescere fino ad occupare l'intera sezione in testa al getto.

Si riassume nella figura 1.5, per le principali grandezze, la rispettiva evoluzione temporale durante la combustione:

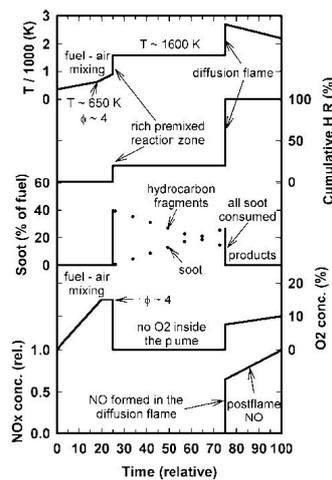


Figura 1.5 Evoluzione temporale delle principali grandezze durante la combustione [4]

1.3 Parametri che influenzano il processo di combustione

I motori destinati alla trazione sono soliti lavorare in condizioni ambientali differenti, coprire un range molto ampio di condizioni di funzionamento e adottare svariate soluzioni costruttive. Risulta quindi di primaria importanza analizzare l'influenza di tali parametri sul processo di combustione. In particolare si farà riferimento a quelli elencati di seguito:

- pressione di sovralimentazione p_{boost}
- temperatura dell'aria aspirata $T_{\text{air,asp}}$
- anticipo dell'iniezione θ_a
- rapporto geometrico di compressione ϵ
- injection rate
- pressione d'iniezione p_{inj}
- moto di swirl
- numero di fori del polverizzatore dell'iniettore
- numero di giri del motore

Per questione di immediatezza si riportano gli effetti sul ritardo di accensione e massa di combustibile iniettata, legati a ciascuno di questi, nella tabella 1.1 dove le frecce verso l'alto indicano un aumento, quelle verso il basso una diminuzione mentre il trattino indica che le grandezze non sono correlate.

Parametro variato	Influenza su	
	τ	m_{fuel}
$p_{\text{boost}} \uparrow$	\downarrow	-
$T_{\text{air,asp}} \uparrow$	\downarrow	-
$\theta_a \uparrow$	\uparrow	-
$\epsilon \uparrow$	\downarrow	-
injection rate \uparrow	-	\uparrow
$p_{\text{inj}} \uparrow$	-	\uparrow
Moto di swirl \uparrow	-	\uparrow
Numero fori polverizzatore \uparrow	-	\uparrow
Numero di giri motore $n \uparrow$	-	\uparrow

Tabella 1.1 Quadro riassuntivo dei parametri che influenzano la combustione [3]

Per la presente analisi:

- la pressione di sovralimentazione, l'anticipo d'iniezione, l'*injection rate*, la pressione d'iniezione ed ovviamente i giri verranno fatti variare all'interno di intervalli prestabiliti;
- la temperatura dell'aria aspirata, che deriva da un impianto di condizionamento esterno all'edificio in cui è situata la cella, verrà mantenuta costante così come tutte le altre condizioni ambientali;
- il rapporto geometrico di compressione ed il numero di fori del polverizzatore dell'iniettore varieranno solo da un motore all'altro;
- i moti di *swirl* non verranno monitorati.

Capitolo 2

Emissioni inquinanti nei motori ad accensione per compressione

Il differente processo di combustione dei motori *Compression Ignition*(CI) fa sì che le emissioni inquinanti prodotte siano diverse da quelle dei motori *Spark Ignition*(SI), come spiegato in [3] e [4] da cui sono state tratte anche le seguenti informazioni. Infatti all'interno della miscela di aria e combustibile possiamo trovare zone povere e zone ricche nonostante complessivamente il rapporto aria-combustibile sia mediamente più alto rispetto a quello dei motori a benzina. Come noto, la formazione del particolato è legata alle zone ricche mentre nelle zone ad alto contenuto di ossigeno e temperature elevate prevale la formazione degli ossidi di azoto. Inoltre la combustione in fase premiscelata causa l'improvviso innalzamento delle pressioni in camera e ciò influisce drammaticamente sul rumore di combustione. In base a tale premessa il PM e gli NOx risultano essere i principali inquinanti emessi dalla combustione diesel convenzionale e che quella *PCCI* mira a ridurre anche se a discapito di HC, CO, dei consumi e del rumore.

2.1 Ossidi di azoto

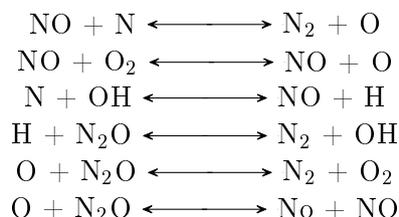
Durante la combustione a causa delle alte temperature O_2 e N_2 sono decomposti in O e N che poi si ricombinano per formare NO e NO_2 genericamente indicati con il termine NOx. Nei motori ad accensione comandata che operano in condizioni stechiometriche si ha praticamente solo monossido di azoto. Il diossido di azoto è presente in concentrazioni importanti solo nei motori ad accensione per compressione. I parametri che determinano la quantità degli ossidi di azoto sono i seguenti:

- la storia temporale dei gas combusti in camera ed il valore di picco della temperatura di combustione
- la concentrazione di ossigeno in camera a parità di temperature

Nella fase di espansione i gas combusti si raffreddano e le reazioni che coinvolgono gli NO si congelano causandone concentrazioni maggiori rispetto a quelle di equilibrio chimico alla temperatura dei gas di scarico.

2.1.1 Formazione degli ossidi di azoto

La produzione di questo inquinante è dovuta principalmente al meccanismo termico mentre una piccola parte è dovuta a quello “prompt” o deriva dal combustibile. Il meccanismo termico è descritto dalle seguenti sei equazioni:



le prime tre, note anche come meccanismo di *Zeldovich* esteso, spiegano come a causa delle alte temperature le molecole di ossigeno ed azoto, provenienti dalla carica aspirata del motore, vengano decomposte in O ed N che, ricombinandosi, danno luogo agli ossidi di azoto. Le altre coinvolgono l’N₂O come intermediario e si verificano principalmente nel caso di miscele povere, alte pressioni in camera ed in presenza di altri composti gassosi. Il fenomeno risulta quindi governato dalla temperatura che è legata alla costante di velocità di reazione tramite la legge esponenziale (2.1):

$$k = aT^b e^{-A/RT} \quad (2.1)$$

dove:

a, b, A costanti caratteristiche della reazione in esame, indipendenti da qualsiasi altro fattore

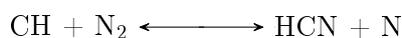
e base dei logaritmi naturali

R costante universale dei gas perfetti

T temperatura assoluta di riferimento

secondo *Arrhenius* infatti reagiranno solo le molecole che possiedono un’energia più grande di una certa quantità A . Tale energia verrà acquisita in seguito alle collisioni indotte dalle condizioni termiche esistenti. Il termine esponenziale è anche chiamato fattore di *Boltzman* ed esprime appunto la frazione delle collisioni che hanno un’energia maggiore di A .

Nel meccanismo prompt invece le reazioni che portano alla formazione degli ossidi di azoto sono promosse dagli atomi di azoto stesso. Questi reagiscono con i radicali CH formati nel fronte di fiamma e portano alla decomposizione dell’azoto molecolare ed alla formazione di acido cianidrico (si riporta di seguito la reazione di riferimento) che in presenza di ossigeno portano all’NO. Poiché tale meccanismo richiede un idrocarburo o un suo radicale risulta significativo soltanto nei sistemi a miscela molto ricca.



2.2 Particolato

Il particolato è costituito da qualsiasi sostanza proveniente dai gas scaricati di un motore a combustione interna che possa essere intrappolata su un filtro di campionamento alla temperatura di 125°F (52°C). Di solito quello dei motori diesel è composto da agglomerati di particelle di carbonio elementare che adsorbono altre specie, tra cui principalmente idrocarburi incombusti e solfati, per formare strutture con proprietà chimiche e fisiche complesse.

2.2.1 Formazione del particolato

La formazione del particolato avviene in un ambiente molto ricco ($\Phi > 4$) e a temperature relativamente basse (1600K) innescata dalla combustione premiscelata. Nelle fasi iniziali del processo dominano le reazioni di condensazione degli idrocarburi aromatici che portano alla formazione dei *PAH* (idrocarburi policiclici aromatici), noti per essere i precursori del soot. Successivamente nei pressi della fiamma diffusiva, dove la miscela è prossima allo stechiometrico e le temperature sono più alte anche le componenti alifatiche possono produrre soot in seguito a reazioni di pirolisi e cracking.

Sulla base di analisi condotte con metodi sia chimici che fisici, il particolato viene diviso in tre frazioni a loro volta suddivise come seguono:

- frazione solida:
 - particelle di carbonio elementare;
 - ceneri;
- frazione organica solubile:
 - materiale organico derivato dall'olio lubrificante;
 - materiale organico derivato dal combustibile;
- solfati:
 - da acido solforico;
 - dall'acqua;

La percentuale delle varie frazioni varia a seconda della tecnologia del motore, delle condizioni di prova e, nel caso dei solfati, dal tipo di combustibile utilizzato.

Vi sono tre diversi modi in cui il particolato si può formare:

- *NUCLEI MODE* Composte in minima parte da particelle carboniose e per la maggior parte da particelle solubili e solfati. Avviene principalmente nei collettori di scarico, nell'ambiente esterno e nei tunnel di diluizione del sistema di campionamento dove la temperatura è più bassa. La loro concentrazione dipende dalla diluizione e dal tempo di residenza. Costituiscono il 90% del numero delle particelle ma solo una piccola percentuale della massa, come si vede in figura 2.1.

- **ACCUMULATION MODE** Per lo più tutte le particelle carboniose su cui si deposita la frazione solubile. Costituiscono la maggior parte della massa ma solo una piccola porzione del numero totale.
- **COARSE MODE** Formate da particelle derivanti dall'usura di parti metalliche.

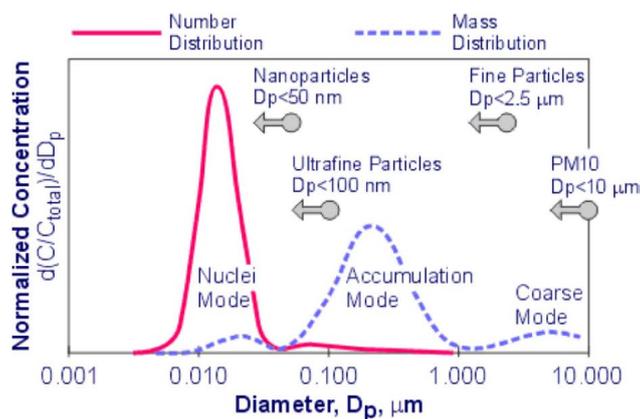


Figura 2.1 Distribuzione bimodale delle particelle del particolato [4]

Il particolato si forma secondo due meccanismi di seguito descritti e riportati in figura 2.2:

- Meccanismo diretto, noto anche come *HACA* (*Hydrogen Abstraction C₂H₂ Addition*), si origina dai *PAH* che si accrescono mediante la sequenza di reazioni rappresentata:
 - Sottrazione di un atomo di idrogeno ad un *PAH*
 - Addizione di acetilene
- Meccanismo indiretto in cui tutti gli alifatici si rompono per cracking termico

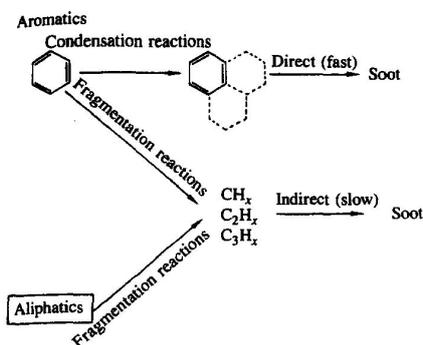


Figura 2.2 Meccanismi di formazione delle particelle di particolato [4]

2.3 Idrocarburi incombusti

Le emissioni organiche allo scarico del motore derivano dalla combustione incompleta degli idrocarburi costituenti il combustibile. La loro composizione comprende quasi quattrocento composti organici di maggiore massa molecolare rispetto a quelle delle benzine derivanti dal fatto che il gasolio comprende frazioni di idrocarburi con le temperature di ebollizione più elevate. Inoltre durante il processo di combustione, descritto in precedenza, una parte di questi è soggetta a reazioni di pirolisi che danno luogo ad emissioni di nuclei carboniosi che adsorbono la parte allo stato liquido e rendono difficile la determinazione di tale inquinante.

2.3.1 Formazione degli idrocarburi incombusti

Si elencano di seguito i meccanismi attraverso cui il combustibile sfugge al processo di combustione:

- **Overmixing.** A causa di un eccessivo mescolamento con l'aria locale, in alcune zone della camera la miscela può risultare troppo povera per autoaccendersi o sostenere la propagazione della fiamma nella camera.
- **Undermixing.** Per via di un insufficiente mescolamento con l'aria locale la miscela può risultare troppo ricca per soddisfare i requisiti precedentemente descritti.
- **Spray impingement.** Una parte del combustibile iniettato può raggiungere le pareti della camera ancora allo stato liquido e non riuscire ad evaporare e/o a venire a contatto con l'ossigeno.
- **Bulk quenching.** Si può verificare lo spegnimento della carica, nella fase di espansione, a causa dell'abbassamento delle temperature o del rapido mescolamento dell'aria.
- **Olio motore.** Lo strato di lubrificante a parete può infatti assorbire le molecole di combustibile e rilasciarle a combustione avvenuta.
- **Misfire.** Consiste nella mancata accensione della carica dovuta dalle variazioni cicliche del processo di combustione che nei motori CI rappresentano un fenomeno molto più raro rispetto ai SI. Nonostante ciò può verificarsi in condizioni sfavorevoli come le basse temperature e pressioni in camera durante la compressione o anticipi d'iniezione molto ritardati.

Le cause sopra elencate sono a loro volta influenzate da vari parametri come il ritardo di accensione, la temperatura dell'aria all'aspirazione e la forma della camera di combustione.

2.4 Monossido di carbonio

La concentrazione di tale inquinante allo scarico dei motori deriva dall'incompleta ossidazione di tale molecola a CO_2 principalmente a causa di un eventuale carenza di ossigeno, come nelle miscele ricche o durante la rapida espansione dei gas combusti che determina il congelamento delle reazioni di ossidazione.

2.4.1 Formazione del monossido di carbonio

La reazione a cui si fa riferimento è la seguente:



il processo di ossidazione da CO a CO_2 è più lento di quello che porta alla formazione del CO perciò una parte di questo la si ritrova allo scarico. Generalmente le temperature caratteristiche del il processo di combustione (prossime ai 3000 K) permettono il raggiungimento dell'equilibrio chimico tuttavia, nonostante ci sia sufficiente ossigeno per l'ossidazione del CO le concentrazioni allo scarico di questa specie risultano superiori a quelle previste. Infatti il repentino calo delle temperature durante la corsa di espansione "congela" le reazioni di ossidazione; se ne deduce che la cinetica chimica ha un ruolo fondamentale nella formazione di questo inquinante.

Capitolo 3

Low Temperature Combustion

La definizione di combustione a bassa temperatura, meglio nota in letteratura come *LTC* (*Low Temperature Combustion*), si riferisce a delle differenti strategie di controllo che hanno come obiettivo la diminuzione delle temperature raggiunte durante il relativo processo. Il diagramma di *Kamimoto-Bae* di figura 3.1 ne esemplifica il concetto.

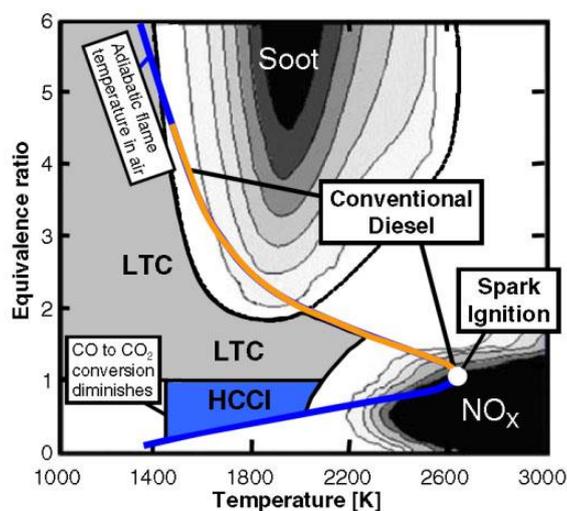


Figura 3.1 Diagramma di *Kamimoto-Bae*

I parametri sui cui si agisce per ottenere una combustione nell'intervallo indicato dal diagramma sono generalmente il grado di *EGR*, il cui utilizzo è limitato dall'aumento del soot, dall'instabilità di combustione e dal misfiring, ed il *SOI* che controlla la fase di miscelamento. Lo scopo di tali tecniche è ovviamente la riduzione simultanea dei NO_x e PM. In letteratura, le strategie più note sono l'*Homogeneous Charge Compression Ignition* (*HCCI*) e la *Premixed Charge Compression Ignition* (*PCCI*). Quest'ultima è la protagonista di tale lavoro.

3.1 Modelli di combustione LTC

3.1.1 Homogeneous Charge Compression Ignition

Tale strategia si riferisce ad un modello di combustione in cui la carica, caratterizzata da un grado di miscelazione molto simile a quello che si avrebbe su un motore ad accensione comandata, si autoaccende. Un simile risultato può essere raggiunto sia con l'iniezione diretta che indiretta. Affinché le condizioni ricercate si realizzino l'iniezione deve avvenire durante la corsa di aspirazione; come conseguenza però non si ha un controllo diretto della combustione dal momento che non si ha un innesco esterno e bisogna ricorrere al controllo dell'*injection timing*, della pressione di sovralimentazione e del grado di *EGR*. con questo modello di combustione si è in grado di ridurre simultaneamente sia gli NOx che il PM ma con un significativo aumento delle emissioni di HC, CO e del consumo di combustibile. Si sintetizzano di seguito i principali vantaggi dell'*HCCI*[14]:

- Elevata efficienza termodinamica. Dovuta all'aumento della velocità di combustione rispetto ad una combustione convenzionale poiché il processo risulta quasi isocoro, simile a quello del ciclo Otto, la cui efficienza risulta essere sempre superiore a quella del Diesel a parità di rapporto di compressione.
- Aumento del rapporto di compressione. Di fatto un motore *CI* che opera in *HCCI* ha un rapporto di compressione superiore rispetto a quello di un *SI* che da questo punto di vista risulta limitato a causa dell'insorgere della detonazione. Al contrario, nel caso dell'*HCCI* questo risulta obbligatorio al fine di raggiungere le condizioni di temperatura e pressione per l'autoaccensione.
- La riduzione dei principali inquinanti dei motori *CI*. La miscela raggiunge infatti una condizione di omogeneità prima dell'inizio della combustione che così risulta priva di fumo e con bassi livelli di ossidi di azoto.

Di seguito si riportano invece gli svantaggi peculiari di tale modello[14], ancora in fase di studio, ma prossimo all'attuazione stando ad alcune dichiarazioni:

- Difficoltà nel controllo della combustione. Come già accennato in precedenza infatti tale controllo avviene per mezzo dell'*EGR* che influisce sulla cinetica chimica del processo. A ciò si sommano fenomeni dinamici quali per esempio la maggiore velocità con cui il sistema di combustibile risponda rispetto a quello di aspirazione dell'aria durante i transitori.
- Implementazione solo su una parte limitata del piano quotato del motore. La limitazione sulla potenza massima esprimibile con tale strategia è data dal picco di pressione massima, dovuto alla combustione della miscela omogenea e legato alla resistenza meccanica dei componenti. Risulta quindi necessario attuare un'altra strategia di combustione agli alti carichi ed essere in grado di gestire in maniera ottimale la fase di transizione tra le due. A tal proposito si rende necessario un modello di controllo della combustione del tipo *closed loop*.

Insorgono problemi anche ai bassi carichi nel caso di partenze a freddo nei motori *CI*, pur se operanti in *HCCI*. Infatti l'accensione della carica avviene solo nel caso in cui si sia raggiunto il limite di infiammabilità del combustibile. In questi casi risulta quindi necessario un innesco esterno per mezzo di candele.

- Aumento delle emissioni di HC e CO. Poiché l'omogeneità della miscela può variare a seconda del punto di funzionamento del motore, può capitare che in certe zone della camera si verifichi un impoverimento della stessa che porta alla formazione di prodotti di una combustione parziale la cui possibile successiva ossidazione è limitata dalle basse temperature che non permettono il raggiungimento della temperatura di light-off del catalizzatore. A tale effetto si somma quello del wall impingement, dovuto all'iniezione durante la corsa di aspirazione, che porta all'aumento degli HC.

3.1.2 Premixed Charge Compression Ignition

A causa dei numerosi svantaggi dell'*HCCI*, la combustione *PCCI* ha iniziato a suscitare sempre più un maggiore interesse poiché non richiede una miscela completamente omogenea e l'evento di combustione risulta più facilmente controllabile. Anche in questo caso il processo è controllato dal *SOI* e dall'*EGR* e può essere implementato sia su motori ad iniezione diretta che indiretta.

L'*AHRR* risultante dal modello *PCCI* può essere diviso in quattro parti [10] e illustrato nelle seguenti figure. La combustione *PCCI* può essere ottenuta attraverso due diverse fasature dell'iniezione, quali:

1. *Late injection* in figura 3.2

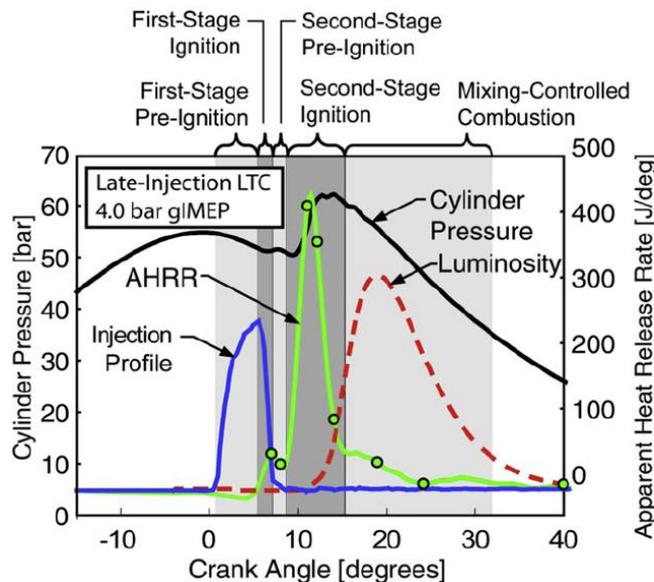


Figura 3.2 Esempio di segnale di pressione, *AHRR*, *luminosity* per la strategia *Late injection*[10]

2. *Early injection* in figura 3.3

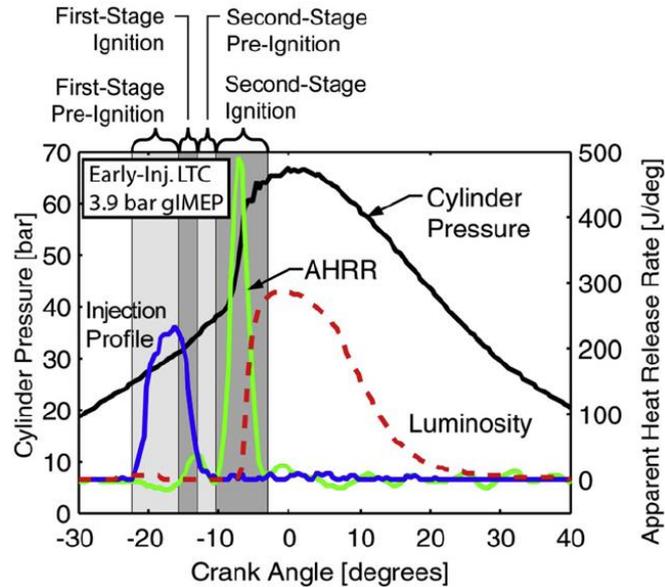


Figura 3.3 Esempio di segnale di pressione, *AHRR*, *luminosity* per la strategia *Early injection*[10]

Per entrambe, l'iniezione del combustibile termina prima dell'inizio della combustione. Nel caso in cui l'iniezione sia anticipata o avvenga nei condotti di aspirazione, sorgeranno problemi di incompleta vaporizzazione del combustibile e wall wetting; quest'ultimo può essere evitato utilizzando un cono dello spray dell'iniettore più stretto come è avvenuto quando è stata riprogettata la camera per il motore *PCCI*; l'elenco completo delle modifiche è riportato al paragrafo 4.3.

Al contrario nell'iniezione ritardata non si presentano tali problemi e l'utilizzo di un iniettore tradizionale facilita il passaggio alla combustione convenzionale quando necessaria, si veda il capitolo 7.

Per il motore in questione verrà implementata una strategia del tipo *early injection* con elevati gradi di *EGR*; si porrà perciò una maggiore attenzione nella descrizione di quest'ultima. Come accennato precedentemente, in questa strategia non viene raggiunto il massimo grado di omogeneità ma si cerca di avere un buon compromesso che permetta di rispettare il target prefissato per le emissioni inquinanti considerate più gravose spiegate al capitolo 2.

Di fatto l'iniezione nell'intorno dei 22° di manovella prima del punto morto superiore, le elevate portate di ricircolo dei gas di scarico e la riduzione del rapporto di compressione portano a condizioni tali per cui vengano soppressi gli ossidi di azoto e le particelle di particolato.

Modello di combustione LTC

Si presenta come un'evoluzione del modello di *Dec*, precedentemente descritto, e come questo è stato ottenuto attraverso l'utilizzo di tecniche laser [10]. Deriva a sua volta da un altro modello di combustione appartenente alla categoria delle *LTC* quale quello della *PPCI* (*Partially Premixed Compression Ignition*). Il suo campo di validità è limitato a quello dei motori diesel *heavy-duty* operanti a basso carico. Il modello in figura 3.4 mostra una struttura del getto di combustibile meno perturbata dalle superfici e dai moti turbolenti del cilindro se paragonato a quello classico di figura 1.3.

Come si nota in figura, il getto penetra imperturbato all'interno del cilindro per i primi 5°ASI dopodiché inizia a decelerare e ad intrappolare l'aria al suo interno. Tale meccanismo si propaga come un'onda fino alla parte terminale del getto come indicato dalla linea tratteggiata verticale. Si hanno poi le fasi seguenti.

- A 6°ASI inizia a manifestarsi la *chemiluminescenza* ed il primo stage di accensione della miscela, responsabile del primo picco dell'*HRR*. Infatti per le *LTC* le due fasi della combustione sono facilmente distinguibili perché le differenti condizioni di densità e temperatura della carica unite al maggiore miscelamento danno luogo a reazioni chimiche che procedono più lentamente rispetto al caso tradizionale, come si può notare dall'*Heat Release* delle figure 3.2 e 3.3.
- Dai 7°ASI l'onda supera la parte liquida del getto causando l'aumento dell'evaporazione sulla sommità di quest'ultimo e la riduzione della penetrazione. Successivamente i bordi del getto diventano sempre più ondulati fino a non essere più definiti.
- In corrispondenza dei 12°ASI si verifica il secondo stage di accensione ed il conseguente secondo picco dell'*HRR*, che genera un elevato gradiente di pressione in camera, causa a sua volta del notevole rumore di combustione precedentemente annoverato tra le limitazioni di tale strategia. Sempre durante tale fase appaiono i primi radicali OH e, in testa al getto, zone ricche di combustibile in prossimità delle quali iniziano a formarsi i precursori del soot.
- A 14°ASI le molecole di soot iniziano ad aggregarsi ma al progredire della combustione vengono gradualmente ossidati entro i 40°ASI.

Sempre l'analisi di tale modello porta alla luce una serie di problematiche:

- le zone a monte del getto risultano molto povere e, a causa delle basse velocità di reazione, non in grado di raggiungere il secondo stadio di accensione,
- Il moto discendente dello stantuffo abbassa le temperature in camera di combustione e non permette la completa ossidazione del combustibile. Si formeranno di conseguenza CO e HC che difficilmente verranno ossidati a causa del contenuto rilascio di calore in corrispondenza di quegli angoli di manovella,
- La figura 3.4 inoltre mostra come il getto vada ad impattare sulle pareti della *bowl*, rappresentata dalla linea curva continua sulla sommità del getto, causa di un ulteriore incremento degli HC per diluizione dell'olio lubrificante.

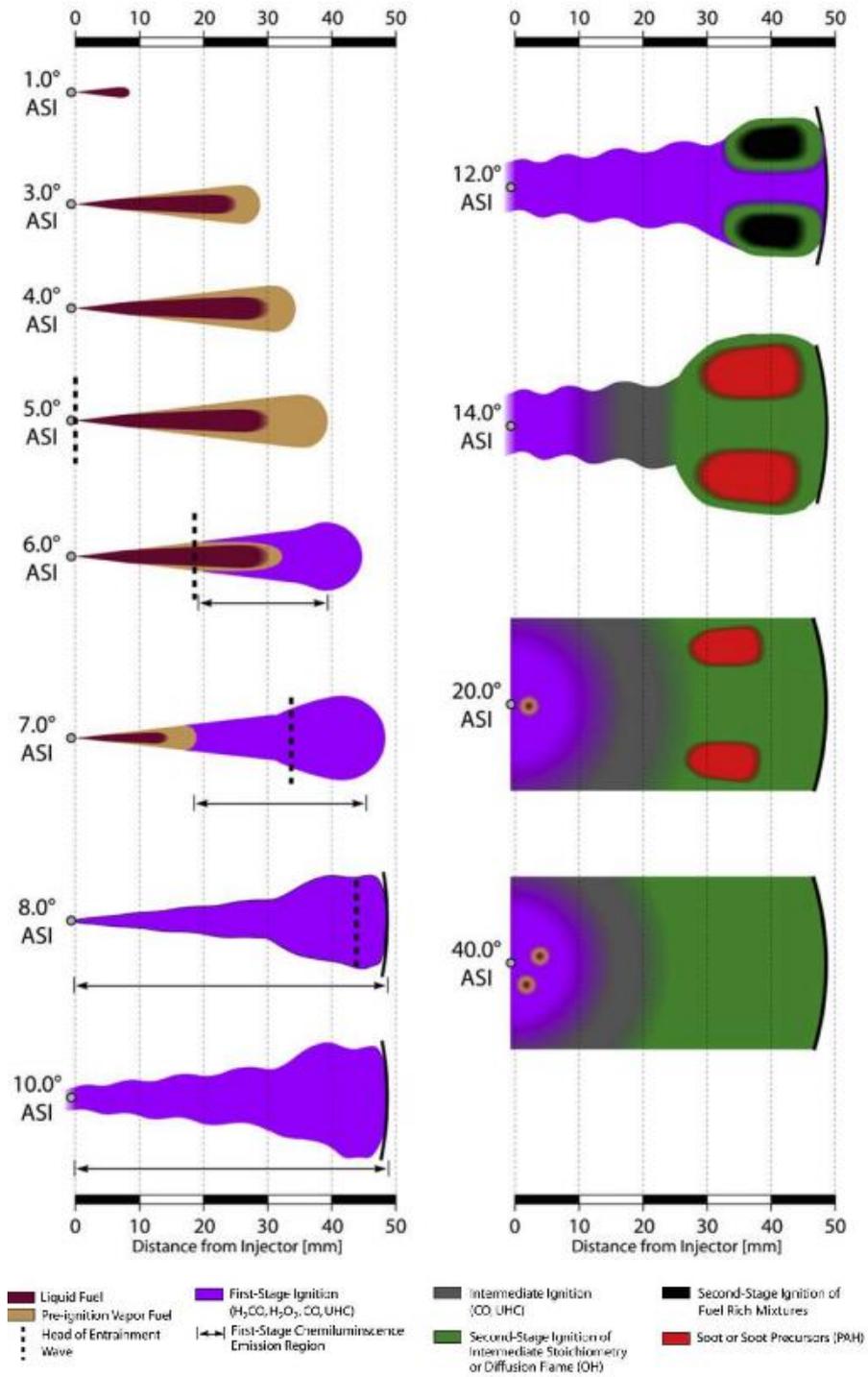


Figura 3.4 Modello di combustione LTC per motori Heavy-Duty[10]

Capitolo 4

Il set-up sperimentale

L'attività sperimentale, su cui il progetto è basato, è stata svolta interamente al banco prova dinamico dell'*ICEAL* (*Internal Combustion Engine Advanced Laboratory*) del Politecnico di Torino dove è installato un freno dinamometrico in grado sia di generare una coppia resistente, pari a quella cui il motore sarebbe soggetto se montato su vettura, sia di avviare il motore termico o trascinarlo come farebbe il veicolo durante le decelerazioni. I motori che ad esso sono stati accoppiati sono l'*F1C* ed una sua evoluzione, alla quale faremo riferimento d'ora in avanti come *F1C PCCI*, realizzati da *FPT Industrial* e appositamente strumentati per condurre dei test sulla combustione *PCCI*. La cella è equipaggiata sia dal punto di vista *hardware* che *software* da *AVL* e si presenta suddivisa in due ambienti principali: la sala di controllo ed il banco prova dove sono installati il motore ed i vari sistemi di controllo ed acquisizione dei dati.

4.1 La sala di controllo

In tale area troviamo la parte *hardware* e *software* dedicata al monitoraggio di tutte le attività della cella. Si descrivono di seguito i software utilizzati.

- Il *software* *AVL PUMA OPEN 1.3.2* sovrintende all'intero sistema di controllo e rende possibile l'acquisizione dei parametri di centralina, il monitoraggio e la gestione del sistema di raffreddamento, l'acquisizione dei principali parametri del banco attraverso la *FFEM* (*Fire Front End Module*) e la lettura dei dati dei vari sensori.
- Un altro *software* installato nella sala di controllo è *AVL IndiCom* dedicato esclusivamente alla gestione dei segnali provenienti dall'encoder, dai trasduttori di pressione ad alta frequenza installati sia all'aspirazione che allo scarico e da quelli installati su ogni singolo cilindro che vengono visualizzati in tempo reale, in funzione dell'angolo di manovella sullo schermo a destra di figura 4.1

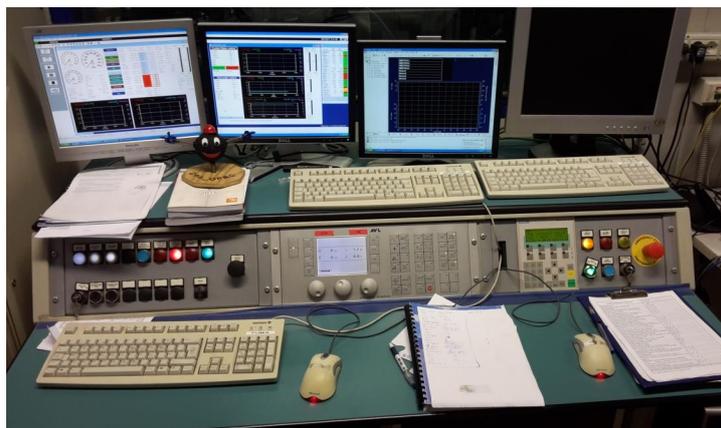


Figura 4.1 Hardware e software di PUMA ed IndiCom[15]

- La gestione dei parametri motore viene effettuata attraverso un software di ETAS, Inca, che permette il controllo di variabili e mappe di centralina opportunamente sbloccate da FPT per poterne indagare gli effetti su combustione ed emissioni. Sempre attraverso Inca è possibile caricare sul modulo ETK la calibrazione desiderata.

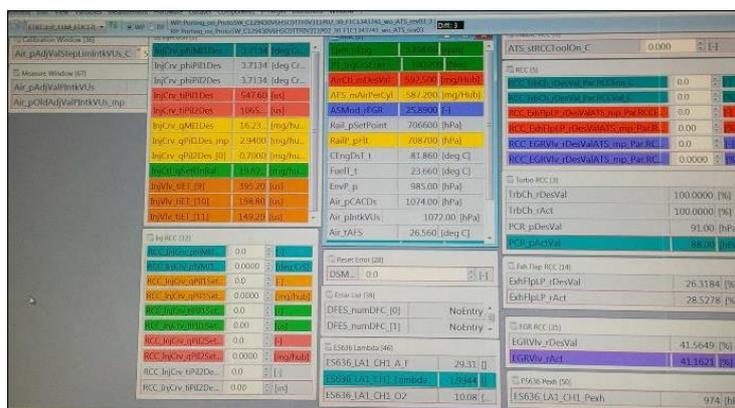


Figura 4.2 Working Page di Inca[15]

4.2 Il banco

4.2.1 Il freno dinamico

Il componente più importante è sicuramente il freno dinamometrico *AVL APA 100*. Consiste in una macchina reversibile il cui albero è coassiale a quello motore cui è collegato tramite un giunto sul lato del volano. Funziona sfruttando il principio secondo cui un conduttore che si muove in un campo magnetico genera una corrente indotta che si oppone al campo magnetico che l'ha generata. Tale funzionamento produce anche molto calore che viene dissipato tramite l'utilizzo di acqua refrigerante. La coppia e la potenza nominali sono rispettivamente pari a 525 Nm e 220 kW mentre la velocità massima di rotazione è di 12000 rpm.



Figura 4.3 Freno dinamometrico *AVL APA 100*[14]

4.2.2 Main Relay Unit

È il sistema che sovrintende e coordina tutte le varie centraline presenti tra cui l'*ECU*.



Figura 4.4 *Main Relay Unit*[15]

4.2.3 Kistler Kibox

Tale sistema è utilizzato per implementare le calibrazioni del tipo *model-based*, per cui l'elaborazione dei dati deve essere sufficientemente rapida da poter comunicare le variazioni al modulo *ETAS ES 910* in modo che apporti le modifiche già al ciclo successivo.



Figura 4.5 *Hardware Kistler Kibox*[15]

4.2.4 Universal Microprocessor System 10

Consiste in un dispositivo di prototipazione rapida reso necessario in seguito all'introduzione della *VGT* e della valvola *EGR* a controllo elettronico per l'*F1C PCCI*.



Figura 4.6 *UMS10*[15]

4.3 I motori

4.3.1 F1C Euro VI

L'*F1C* è un motore ad accensione per compressione sviluppato da *FPT Industrial* per veicoli *light-duty* e *heavy-duty*. Si riporta di seguito una tabella elencante i dati tecnici.

Caratteristiche motore	
Numero cilindri	4
Cilindrata totale	3000 cm ³
Potenza massima	129 kW
Coppia massima	430 Nm
Valvole per cilindro	4
Iniezione di combustibile	High pressure electronic CR
Sovralimentazione	VGT

Tabella 4.1 Specifiche motore *F1C*

Si precisa che il motore montato sul banco prova non presenta sistemi di post-trattamento dei gas di scarico mentre quello che equipaggia i veicoli di produzione presenta un *DOC* (*Diesel Oxydation Catalyst*), un *DPF* (*Diesel Particulate Filter*) ed un catalizzatore *SCR* (*Selective Catalyst Reduction*) di cui è comunque possibile simulare la contropressione generata grazie ad una valvola, posta a valle del silenziatore, che può essere regolata manualmente.

I test preliminari in combustione *PCCI*[12] effettuati su questo motore hanno permesso l'individuazione dei limiti d'implementazione di tale strategia su un propulsore di serie e hanno portato alla nascita della "versione *PCCI*".

4.3.2 F1C PCCI

Si presenta come un'evoluzione dell'*F1C* dal quale deriva. Tuttavia come quest'ultimo ha una cilindrata di 3.0 litri, un sistema d'iniezione *Common Rail* ed un sistema di ricircolo dei gas di scarico in configurazione *Short Route*. Differisce per via delle seguenti modifiche[13]:

1. una diversa forma della *bowl* della testa del cilindro;
2. un rapporto di compressione ridotto da 17.2 a 14.6;
3. un angolo del cono dello *spray* degli iniettori ridotto;
4. uno scambiatore per il raffreddamento dei gas di scarico riciccolati più grande;
5. un nuovo turbo-compressore più piccolo e con una *VGT* a controllo elettronico;
6. una valvola *EGR* a farfalla invece che a fungo;
7. una valvola a farfalla all'aspirazione.

Il motore ha come unico sistema di post-trattamento dei gas di scarico un catalizzatore ossidante; tuttavia è comunque possibile simulare la contropressione generata dalla presenza di altri sistemi come nel caso precedente. Si riporta nell'appendice B una rappresentazione schematica del motore tratta da [13].



Figura 4.7 Motore *F1C* tradizionale

4.3.3 Sensori di pressione del motore

Sensori in camera di combustione

Tutti i cilindri sono equipaggiati con quattro sensori di pressione piezo-resistivi *Kistler 6058A* come quello in figura 4.8. Dato che la configurazione del motore non ne permetteva il posizionamento sulla testata, sono stati montati al posto delle candele di preriscaldamento. Tali sensori necessitano di un amplificatore di segnale denominato *AVL microIFEM*. I dati tecnici sono riportati nella tabella 4.2.

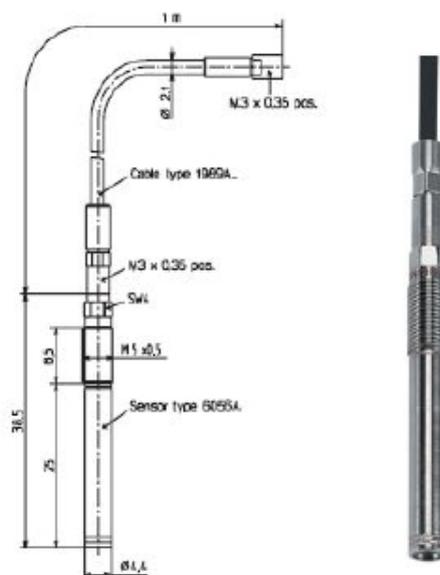


Figura 4.8 *Kistler 6058A*

Dati tecnici Kistler 6058A

Intervalli di misurazione [bar]	0 ÷ 50; 0 ÷ 100; 0 ÷ 250
Sovraccarico [bar]	300
Resistenza agli shock [g]	2000
Temperature [°C]	-20 ÷ 350; -50 ÷ 400
Coppia di serraggio [Nm]	1.2

Tabella 4.2 Dati tecnici sensore in camera di combustione

Sensori di pressione all'aspirazione

Nel cassoncino di aspirazione è stato invece installato un sensore di pressione ad alta frequenza *Kistler 4007C* di figura 4.9. Il suo principio di funzionamento si basa sul ponte di *Wheatstone*. La tabella 4.3 ne riassume le caratteristiche tecniche.

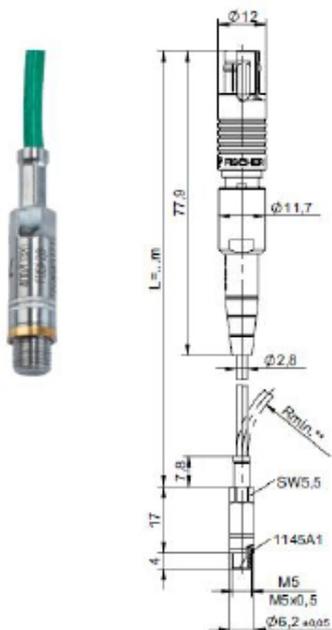


Figura 4.9 *Kistler 4007C*

Dati tecnici Kistler 4007C	
Intervalli di misurazione [bar]	0 ÷ 250
Sovraccarico [bar]	15; 25
Temperatura di riferimento [°C]	25
Temperature [°C]	0 ÷ 120
Coppia di serraggio [Nm]	20

Tabella 4.3 Dati tecnici sensore all'aspirazione

Sensori di pressione allo scarico

Anche in questo caso si è optato per un sensore di pressione ad alta frequenza ma con un circuito di raffreddamento autonomo reso necessario dalle alte temperature dei gas di scarico. Il raffreddamento è gestito da un controllore *PID* (*Proporzionale Integrata Derivativa*). Si riportano in tabella 4.4 le principali caratteristiche del *Kistler 4049B*, rappresentato in figura 4.10.

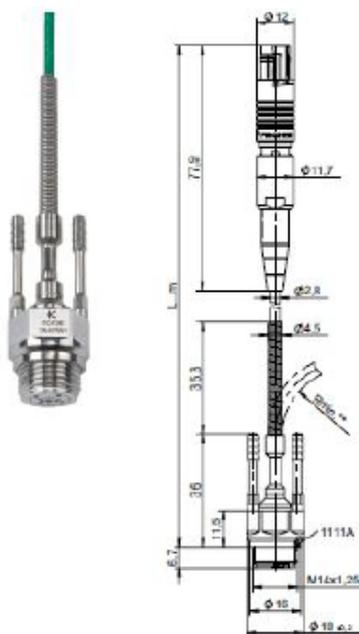


Figura 4.10 *Kistler 4049B*

Dati tecnici Kistler 4049B	
Intervalli di misurazione [bar]	0÷5; 0÷10
Sovraccarico [bar]	15; 30; 40; 100; 200; 400
Temperatura di riferimento [°C]	60
Temperature [°C]	-40÷200
Coppia di serraggio [Nm]	1.5÷2.5

Tabella 4.4 Dati tecnici sensore allo scarico

4.3.4 Sensori di temperatura del motore

Termocoppie

Si basano sul principio fisico secondo cui due materiali conduttori differenti generano una differenza di potenziale che è funzione della temperatura. In tale progetto sono state usate quelle dei tipi K, come in figura 4.11, e T in quei componenti del motore in cui si è ritenuto necessario monitorare la temperatura del fluido circolante.



Figura 4.11 Termocoppia di tipo K

Termistori

Il loro funzionamento si rifà al principio fisico secondo cui la resistenza di un materiale conduttore varia con la temperatura. Sul motore sono stati installati dei *PT100* allo scopo di monitorare le temperature dei liquidi refrigeranti di *EGR*, *intercooler* e motore stesso.

4.3.5 Sensori addizionali del motore

Sonda lambda

Tale sensore si trova di solito anche sui motori di serie per poter controllare secondo una logica ad anello chiuso la quantità di ossigeno nello scarico. Generalmente la maggior parte dei veicoli usa sensori di tipo *EGO* (*Exhaust Gas Oxygen*) che permettono solo di riconoscere uno scostamento dal valore stechiometrico. Nella fase sperimentale se ne preferisce invece uno di tipo *UEGO* (*Universal Exhaust Gas Oxygen*) che rileva la quantità di ossigeno in maniera proporzionale e permette il perseguimento di diversi target di lambda.

Flussimetri

Il debimetro è di sicuro quello più utilizzato in campo motoristico poiché destinato alla misurazione della portata d'aria misurata dal motore. Quello installato a banco è del tipo "a filo caldo" come quello in figura 4.12. Esso è costituito da un cilindretto di plastica con all'interno una membrana riscaldata da un resistore e raffreddata dal flusso d'aria aspirata.

Il principio di funzionamento si basa sul mantenimento della temperatura della membrana ad un valore costante. Ciò è possibile misurando la corrente che fluisce nel resistore inserito all'interno di un ponte di *Wheatstone* e che è proporzionale alla massa d'aria aspirata.



Figura 4.12 Debimetro a filo caldo

Il sensore dedicato alla misurazione della portata di *blow-by* è un *AVL blow-by meter*. Lo scopo di tale misurazione è quello di monitorare i fenomeni connessi a tali gas quali: un'eventuale perdita di potenza, la diluizione dell'olio, l'aumento delle emissioni inquinanti e l'entità della portata ricircolata a monte del turbo-compressore.

Vengono utilizzati altri flussimetri, ma della serie *Yokogawa AXF4.13*, per la misura della portata d'acqua nel circuito di raffreddamento del motore e dell'*EGR*.



Figura 4.13 *Yokogawa AXF*

Misuratori della velocità angolare

La misura della velocità angolare del motore e della posizione dell'albero motore è effettuata attraverso un trasduttore rotativo, indiretto, incrementale e di tipo digitale chiamato *encoder*. Tale dispositivo risulta costituito da un fotodiodo, tre fotocellule e un disco interposto fra questi e solidale all'albero motore. Il fotodiodo costituisce la sorgente luminosa che, attraversando il disco composto da settori opachi alternati da altri trasparenti, genera degli impulsi conteggiati dalle fotocellule antistanti. Le prime due fotocellule consentono l'individuazione del senso di rotazione mentre la terza legge il riferimento di zero.

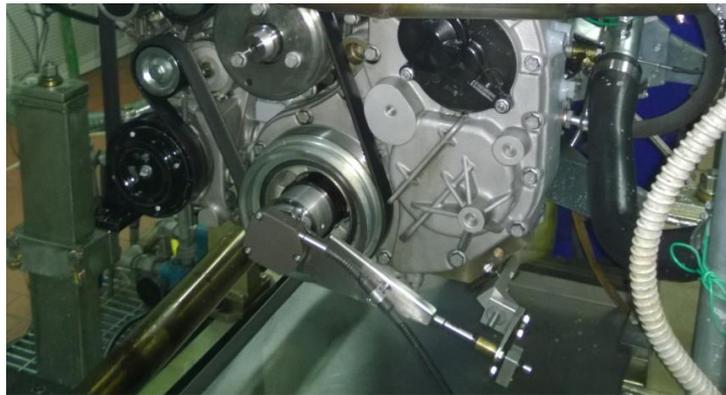


Figura 4.14 Encoder

Esclusivamente sul motore tradizionale è montato un sensore di velocità angolare del turbo gruppo, denominato *Pico-turn* e rappresentato in figura 4.15, per salvaguardarne l'intergrità.



Figura 4.15 Pico-turn

4.4 Sistema di gestione del combustibile

Il banco è equipaggiato con un sistema di misura in tempo reale del combustibile denominato *AVL KMA 4000*. Al suo interno il combustibile, proveniente da un serbatoio esterno, viene aspirato da una prima pompa che lo fa transitare in un misuratore volumetrico di portata, uno scambiatore di calore, un filtro ed un sensore di densità. La pressione è mantenuta costante da una valvola limitatrice di pressione. Una seconda pompa manda il combustibile al sistema d'iniezione del motore e ne ricircola il combustibile della linea di ritorno dopo averlo degassato. Si riportano lo schema tecnico 4.16 e la tabella 4.5 con i dati tecnici.

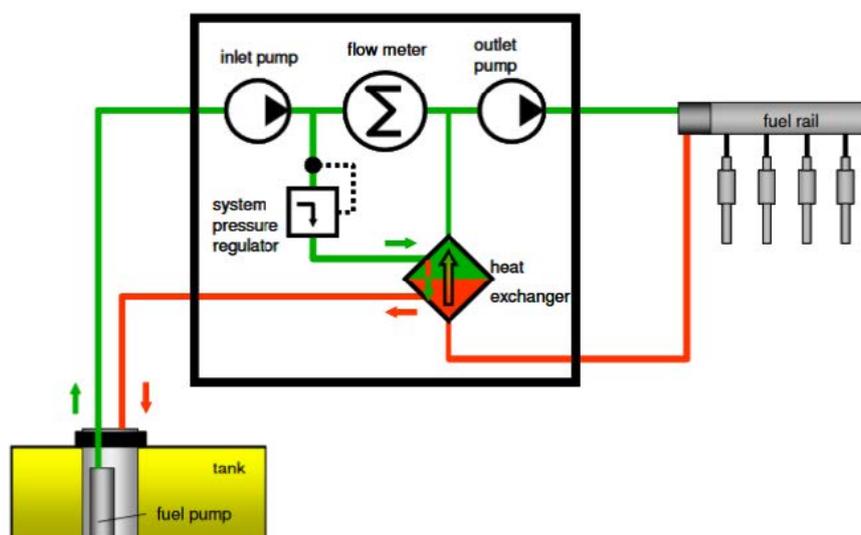


Figura 4.16 *AVL KMA 4000*

Dati tecnici AVL KMA 4000	
Intervallo di misurazione della portata [kg/h]	0.02÷380
Intervallo di misurazione della densità [kg/h]	0.5÷2
Errore percentuale sulla portata volumica	±0.1%
Errore percentuale sulla misura della densità	±0.03%
Errore percentuale sulla portata massica	±0.1%

Tabella 4.5 Dati tecnici sistema di misurazione del combustibile

4.5 I sistemi di raffreddamento dei fluidi del motore

4.5.1 CoolCon

Un circuito dell'acqua esterno gestisce l'intero sistema di raffreddamento del motore fatta eccezione per quello dello scambiatore dell'*EGR*. Il sistema è il *CoolCon* che è costituito da:

1. Uno scambiatore acqua-acqua dove la portata di acqua entrante è regolata da un controllore *PID* che a sua volta agisce su una valvola solenoidale
2. Una pompa di ricircolo che, essendo montata in serie alla pompa del motore, necessita della regolazione manuale della prevalenza in funzione del numero di giri
3. Un termostato che mantiene costante la temperatura a 85°C durante le prove svolte ed analizzate in questo lavoro
4. Un riscaldatore che, controllato da *PUMA*, riduce al minimo la fase di riscaldamento del motore.



Figura 4.17 *CoolCon*

4.5.2 Intercooler

L'aria in uscita dal compressore passa attraverso un *intercooler* ovvero, uno scambiatore acqua-aria il cui circuito è indipendente da quello descritto in precedenza. Dato che questo componente ha il compito aumentare la densità dell'aria per migliorare l'efficienza volumetrica del motore, la portata d'acqua che lo attraversa è controllata da un altro controllore *PID* per ottenere la temperatura desiderata dell'aria all'aspirazione.



Figura 4.18 *Intercooler*

4.6 Analizzatori delle emissioni inquinanti

Il progetto ha lo scopo di utilizzare la combustione *PCCI* per ridurre, almeno a basso carico, gli ossidi di azoto ed il particolato; è quindi indispensabile un sistema di analisi delle emissioni inquinanti come l'*AMA i60* prodotto da *AVL*, come quello in figura 4.20. Esso è equipaggiato con tre linee di prelievo:

1. la prima è posta a monte del catalizzatore ossidante (*Diesel Oxidation Catalyst*) al fine di valutare le emissioni *engine out*,
2. la seconda, nel caso del motore tradizionale, è situata nel *manifold* d'aspirazione per valutare l'incidenza dei gas di scarico riciccolati sulla massa di fluido aspirata effettivamente dal motore mentre, per la versione *PCCI* è spostata a valle del *DOC* per il calcolo delle emissioni *tail pipe*,
3. la terza è collegata all'aspirazione per misurare la concentrazione di CO_2 generalmente utilizzata per valutare la portata di *EGR*.

Le emissioni rilevate sono strettamente correlate al modo nel quale i campioni di gas di scarico vengono trattati. Nella fattispecie le quantità raccolte non devono reagire chimicamente per evitare che cambi la loro composizione, le particelle solide presenti devono essere eliminate dalla linea attraverso filtri preposti e bisogna evitare la formazione di vapore d'acqua all'interno delle linee di prelievo. Si precisa inoltre che viene sempre applicato un rapporto di diluizione come previsto dalle procedure di omologazione.

Si riportano di seguito una breve descrizione degli analizzatori presenti all'interno dell'*AMA i60* ed i loro relativi schemi di funzionamento, entrambi tratti da [4].



Figura 4.20 AVL AMA i60 [15]

4.6.1 Heated Chemiluminescence Detector

Misura la concentrazione di ossidi di azoto sfruttando gli effetti della *chemiluminescenza* dovuti alla reazione del NO con l'O₃, che produce ioni NO₂ i quali ritornano al loro stato normale emettendo fotoni poi catturati da un dispositivo foto-elettrico. Tale reazione avviene solo su una certa percentuale del gas che varia a seconda della temperatura; perciò è richiesto un preciso controllo su quest'ultima. Tuttavia questa procedura permette solo di misurare gli NO. Per gli NO₂ è infatti predisposto il prelievamento di un campione che, fatto passare attraverso una seconda linea interna allo strumento e dotata di catalizzatore (come nello schema di figura 4.21), produrrà NO + O consentendo così una misurazione analoga alla precedente. Per la calibrazione dello zero si utilizza azoto o aria pura mentre per il fondo scala una miscela di NO e NO₂ in concentrazioni note.

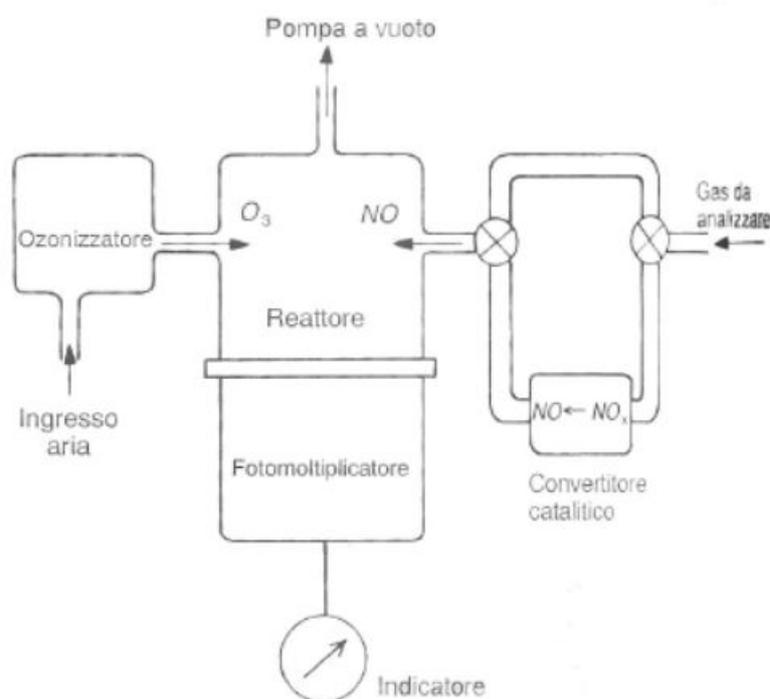


Figura 4.21 Schema di un analizzatore HCLD [4]

4.6.2 Heated Flame Ionization Detector

Misura gli idrocarburi incombusti basandosi sul fatto che una combustione di idrocarburi produce una grande quantità di ioni (proporzionale alla concentrazione di HC), rispetto a quella del solo idrogeno, che vengono poi rilevati da una coppia di elettrodi. Per chiarezza se ne riporta uno schema in figura 4.22. Durante la calibrazione dello strumento viene introdotta nel bruciatore solo una certa quantità di idrogeno ed aria mentre, durante la misurazione, vengono introdotti anche i gas prelevati da un'apposita linea riscaldata.

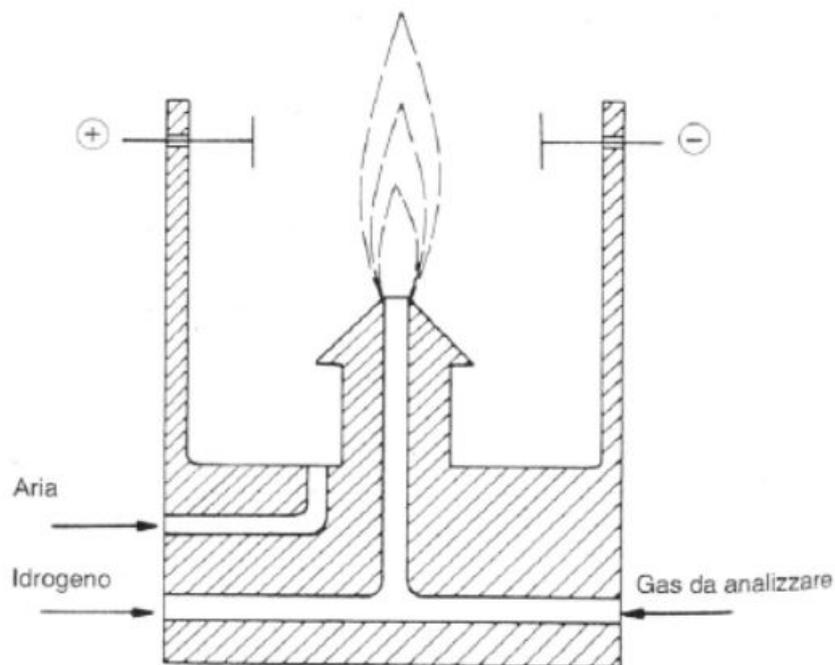


Figura 4.22 Schema di un analizzatore HFID [4]

4.6.3 Non Dispersive Infrared Analyser

Misura le concentrazioni di CO e CO₂ in base al principio secondo cui un gas esposto ad una radiazione infrarossa ne assorbe solo la parte corrispondente ad una determinata lunghezza d'onda legata alla composizione atomica della specie. Il dispositivo si presenta costituito da due celle contenenti gas differenti e divise da una membrana flessibile, come in figura 4.23. Le differenti capacità di assorbimento delle due specie creano un gradiente di temperatura che si traduce poi in un gradiente di pressione a cavallo della membrana. Essendo quest'ultima solidale alla seconda armatura di un condensatore la corrente generata varierà in relazione alla distanza dalla prima. Infine un *chopper* interposto tra la sorgente della radiazione e le due celle dei gas consentirà di generare un segnale intermittente che potrà poi essere amplificato.

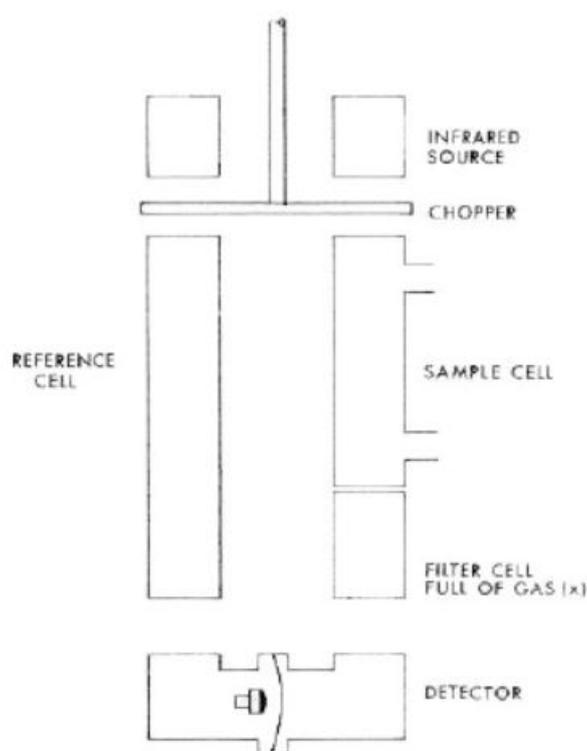


Figura 4.23 Schema di un analizzatore *NDIR* [4]

4.6.4 Paramagnetic Oxygen Detector

Risulta essere il sistema più accurato per la misurazione dell'ossigeno poiché sfrutta le sue proprietà paramagnetiche. Il sistema, rappresentato in figura 4.24, è composto da una barra di torsione con all'estremità due sfere ed immersa in un campo magnetico dove assume una posizione di equilibrio. Quando viene introdotto dell'ossigeno si ha un'alterazione del campo che si riflette nel raggiungimento da parte della barra di una nuova posizione di equilibrio, rilevata da un sensore ottico. Successivamente un circuito ad anello chiuso riporta il bilanciante nella sua posizione di riferimento per mezzo di un solenoide. La corrente necessaria a far ciò è collegata alla pressione parziale dell'ossigeno di cui permette la misurazione. Per la calibrazione dello zero viene utilizzato azoto puro mentre per il fondo scale una miscela di ossigeno e azoto la cui concentrazione è nota.

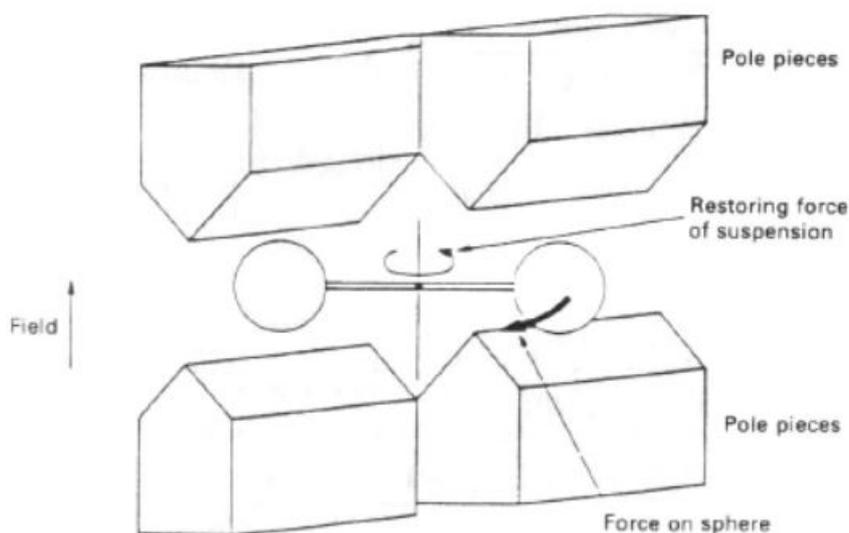


Figura 4.24 Schema di un analizzatore *POD* [4]

4.7 Misurazione del particolato

La determinazione delle emissioni di particolato richiede l'utilizzo di un appropriato sistema di campionamento e diluizione atto a simulare il suo comportamento in atmosfera. Tale sistema deve garantire una sufficiente diluizione di aria per evitare la condensazione dell'acqua nel sistema di campionamento e mantenere la temperatura dei gas di scarico ad un valore prossimo ai 325 K (52°C) in corrispondenza del filtro.

4.7.1 Smoke Meter

La misura del particolato è effettuata dall' *AVL Smoke Meter 415S*. All'interno di tale dispositivo, per mezzo di una pompa a diaframma, viene raccolto un campione di gas che viene fatto passare attraverso uno specifico nastro di carta bianca. Successivamente un sensore fotoelettrico misura la percentuale della radiazione che, proveniente da una sorgente di luce, viene riflessa dal filtro annerito.

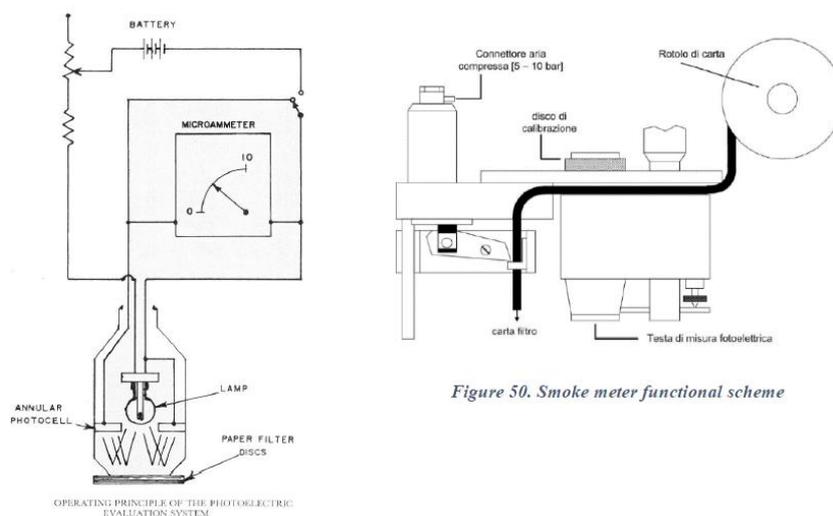


Figura 4.25 *AVL Smoke Meter 415S*

Capitolo 5

Design of experiments

La pianificazione degli esperimenti consiste nell'organizzazione dei dati sperimentali secondo schemi che rendano robuste le soluzioni[6]. In particolare si consideri un generico processo come una serie di operazioni, influenzate da fattori controllabili e non, che consentano, partendo da dei dati di input, di ottenere degli output. Gli obiettivi di tale studio [5] possono essere riassunti nei due punti seguenti:

- determinare quali variabili influiscono maggiormente sull'output y ;
- determinare un metodo per la definizione dei fattori controllabili in modo che l'output sia il più vicino possibile al valore nominale e quindi gli effetti delle variabili non controllabili siano minimizzati.

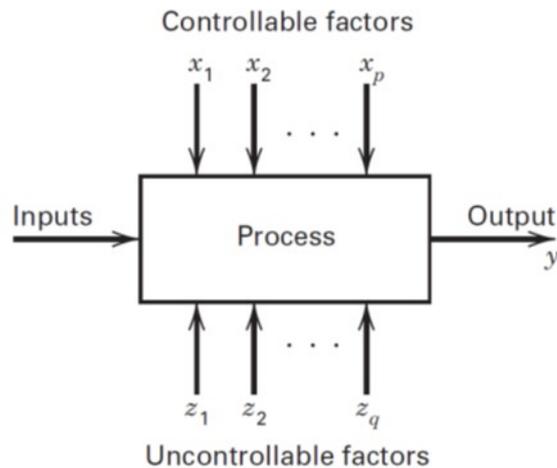


Figura 5.1 Schema di un generico processo

A tal proposito, un primo approccio potrebbe essere quello di scegliere una combinazione dei fattori di input, testarla ed analizzare i risultati. Questa strategia, che possiamo

genericamente indicare come *best-guess approach*, è usata di frequente da quegli sperimentatori in possesso di grandi conoscenze teoriche e tecniche sul sistema in esame. Tuttavia anche in questi casi si hanno due grandi svantaggi:

- la prima combinazione dei dati di input potrebbe non dare i risultati desiderati così come le successive e di conseguenza il processo di ricerca della combinazione ideale si protrarrebbe indefinitamente;
- la prima combinazione dei dati produce un risultato accettabile che però potrebbe non essere il migliore ottenibile in assoluto.

Un'altra strategia ampiamente utilizzata è quella nota con il nome *one-factor-at-a-time*. Essa consiste nello scegliere un punto di partenza e variare un fattore alla volta tra quelli presi in considerazione lasciando costanti tutti gli altri. Una volta fatto ciò per tutte le variabili si analizza come ciascuna di queste influisca sull'output. Il più importante svantaggio di un simile approccio è quello di non considerare una possibile interazione tra i vari fattori.

Il modo corretto di condurre un esperimento dove entrano in gioco molte variabili è quello *fattoriale* in cui i fattori vengono variati insieme. Tale pianificazione permette allo sperimentatore di investigare sia gli effetti individuali di ogni fattore che le loro interazioni.

5.1 Nozioni di base del DoE

Con il termine *Design of Experiment* si indica un processo di pianificazione dell'esperimento che porti ad acquisire dei dati adatti per essere analizzati con metodi statistici e che portino a conclusioni valide ed oggettive. In particolare, nei casi in cui i dati siano affetti da errori sperimentali, l'analisi statistica risulta più che mai obbligatoria. Le basi su cui è fatta la pianificazione degli esperimenti sono la casualità e la ripetibilità. Col primo termine indichiamo sia il materiale sperimentale a disposizione sia l'ordine in cui le varie prove vengono effettuate. Col secondo ci riferiamo alla possibilità di ottenere gli stessi risultati ripetendo indipendentemente una prova con una determinata combinazione di fattori.

Per impostare la procedura ottimale è inoltre necessario stabilire un modello di regressione statistica, che per il caso in esame sarà un polinomiale del secondo ordine, e uno per creare i set di prove da effettuare come il *V-optimal* utilizzato dal gruppo di ricerca dell'*ICEAL*.

5.1.1 Modello statistico di regressione edl secondo ordine

La costruzione dell'esperimento comporta la selezione di un modello empirico per la descrizione dei risultati. Esso consiste in una relazione quantitativa tra la risposta del sistema e le variabili sperimentali. In molti casi un polinomio di basso ordine risulta appropriato. Fra i più utilizzati si trova quello del secondo ordine come quello riportato di seguito:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{11} x_{11}^2 + \beta_{22} x_{22}^2 + \epsilon \quad (5.1)$$

I metodi per la stima dei parametri in molti modelli di regressione lineare sono spesso chiamati *model fitting*. Il modello (5.1) è detto lineare perché l'equazione è una funzione lineare dei parametri β . Le variabili indipendenti x sono spesso chiamati regressori.

5.1.2 Principali parametri statistici

Lo studio del comportamento del modello scelto comporta l'analisi di alcuni parametri statistici. I più importanti sono riportati di seguito:

R^2 Noto anche come coefficiente di determinazione, viene utilizzato per verificare la bontà del modello di regressione scelto. Tuttavia un valore alto di quest'ultimo non implica che il modello scelto sia quello giusto; infatti aggiungendo variabili al modello il suo valore crescerà anche nel caso in cui queste non fossero statisticamente significative. La variabile in questione è espressa come segue:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (5.2)$$

dove:

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (5.3)$$

è la somma dei quadrati degli errori;

$$SST = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (5.4)$$

è la somma totale dei quadrati;

$$SSR = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2 \quad (5.5)$$

SSR è la somma dei quadrati di regressione

R_{adj}^2 Dato che a volte R^2 risulta poco attendibile si preferisce utilizzarne una versione statisticamente "aggiustata":

$$R_{\text{adj}}^2 = 1 - \frac{SSE/n - p}{SST/n - 1} = 1 - \frac{n-1}{n-p}(1 - R^2) \quad (5.6)$$

dove n rappresenta il numero di prove considerate e p è il numero dei regressori del modello.

PRESS Un altro coefficiente significativo è la somma dei quadrati degli errori di predizione. Per calcolarlo si sceglie una prova generica $y_{(i)}$ e si adatta il modello di regressione alle rimanenti $n - 1$ prove. Così facendo è possibile trovare l'errore di predizione per

la prova considerata. Tale procedura viene poi ripetuta per ogni prova. La somma di tutti gli i -esimi errori così calcolati permette di ottenere il coefficiente desiderato:

$$PRESS = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_{(i)})^2 \quad (5.7)$$

Infine il PRESS può essere calcolato per avere un'approssimazione di R^2 come segue:

$$R^2 = 1 - \frac{PRESS}{SST} \quad (5.8)$$

5.2 Procedura di ottimizzazione

Il progetto ha lo scopo di ottimizzare la combustione *PCCI* per i seguenti punti motore:

Punti di funzionamento del motore	
Giri motore e relative pressioni medie effettive	
1000	1.13, 2.97, 3.94
1400	1.13, 2.97
2000	1.13, 2.26, 2.97, 5.02, 6.75, 7.55, 8.39
2500	1.13, 2.26, 2.97, 5.03, 6.74, 7.54, 8.38
3000	1.13, 2.26, 2.97, 5.03, 6.74, 7.54

Tabella 5.1 Punti motore analizzati *FIC*

Il massimo carico raggiunto in *PCCI* è pari a 8.4 bar di p_{me} (pressione media effettiva) in seguito alle modifiche descritte in[13].

La procedura è composta di varie fasi riguardanti sia l'attività sperimentale che l'analisi dei dati raccolti. Si effettuano innanzitutto i test preliminari per capire gli effetti che alcuni parametri di centralina hanno sulla combustione *PCCI*. Nel caso in esame saranno i seguenti:

1. Start of Injection
2. Posizione del flap allo scarico
3. Posizione della valvola all'aspirazione
4. Posizione della valvola dell'*EGR*
5. Posizione della *VGT*(*Variable Geometry Turbine*)
6. Pressione del rail

Per ciascuno di questi viene stabilito un intervallo di variazione e il minimo numero di test da effettuare. Successivamente si passerebbe alla scelta del modello di regressione ma in tal caso questo è già noto da precedenti attività sperimentali ed è stato descritto precedentemente. Si possono così eseguire i calcoli con appositi programmi e, una volta acquisiti i dati, attraverso considerazioni statistiche, si passa alla calibrazione e validazione del modello. Infine, ottenuto un modello robusto, si passa all'ottimizzazione dei punti motore. Questi sono poi ripetuti al banco al fine di ottenere la mappa di funzionamento in *PCCI* di figura 5.2. Per ulteriori informazioni o chiarimenti si rimanda a [5] da cui è tratto tale capitolo.

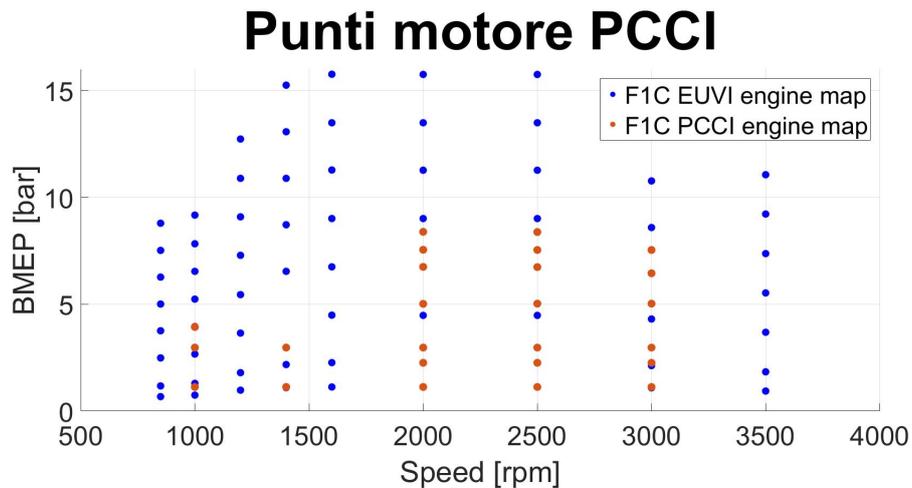


Figura 5.2 Punti motore in *PCCI* ottenuti tramite *DOE*

Si precisa che la procedura descritta brevemente in questo capitolo riguarda solo la calibrazione del motore prototipale poiché il tradizionale, essendo un motore omologato, ne era già provvisto.

Capitolo 6

Analisi dei dati sperimentali

Una parte fondamentale del lavoro di ricerca è l'analisi dei dati sperimentali. Nel caso dell'*F1C* omologato *Euro VI* ci si è limitati a portare il motore sul punto di funzionamento d'interesse poiché disponeva della calibrazione di *FPT* mentre, per la sua versione *PCCI*, i parametri di centralina sono stati impostati da *Inca* sulla base dei set ottenuti tramite *DoE* e verifica al banco. I dati sono stati poi acquisiti dai software *Puma* ed *Indicom* ed esportati su un file di testo. Quest'ultimo è stato elaborato attraverso due script di *Matlab* per il calcolo rispettivamente delle emissioni *brake specific* e l'etichettatura delle variabili secondo le convenzioni di *FPT* e del gruppo di ricerca del Politecnico. Si rendono necessarie alcune precisazioni:

- poiché non è mai stato montato alcun sistema di post-trattamento dei gas di scarico sul motore tradizionale mentre la sua versione *PCCI* presenta un catalizzatore ossidante, i dati seguenti sono del tipo *engine-out*;
- alcuni punti non corrispondono esattamente a quelli della mappa sottostante, che sono stati scelti sulla base di determinate percentuali del carico a *full load* ad ogni velocità angolare della versione *Euro VI*, come spiegato in [13], perciò è stata effettuata un'interpolazione lineare tra i punti adiacenti;
- per motivi grafici si è preferito esprimere le emissioni di ossidi di azoto e particolato utilizzando distacchi percentuali da quelle del motore omologato mentre quelle di idrocarburi incombusti e ossidi di azoto come multipli di quelle del precedente.

Nei paragrafi successivi i risultati vengono presentati per mezzo di grafici riportanti, sulla mappa del motore omologato, i punti motore esplorati in *PCCI* con i relativi risultati opportunamente adimensionalizzati per motivi di confidenzialità di informazioni industriali, utilizzando la formula (6.1).

$$Valore_{PCCI,adimensional} = \frac{(Valore_{PCCI} - Valore_{STD})100}{Valore_{STD}} \quad (6.1)$$

6.1 Emissioni di ossidi di azoto

I risultati in termini di ossidi di azoto sono congruenti con quanto visto al capitolo 3. Si ha infatti una riduzione dell'emissione in tutti i punti considerati con un picco intorno all'80% ai bassi carichi. Ciò è dovuto principalmente all'inibizione del meccanismo di *Zeldovich* da parte dell'*EGR* che causa:

- la diminuzione della temperatura in camera, che è il parametro governante l'intero meccanismo;
- la diminuzione dell'aria in camera di cui ne prende il posto.

Alla luce di ciò, si potrebbero fare le seguenti osservazioni circa l'utilizzo di un sistema di post-trattamento dei gas di scarico per tale inquinante:

- modificare le condizioni di funzionamento del catalizzatore *SCR* (*Selective Catalyst Reduction*), necessario quando il motore è montato su veicolo, come accennato in [13];
- riesaminare le scelte fatte per l'intero sistema di post-trattamento.

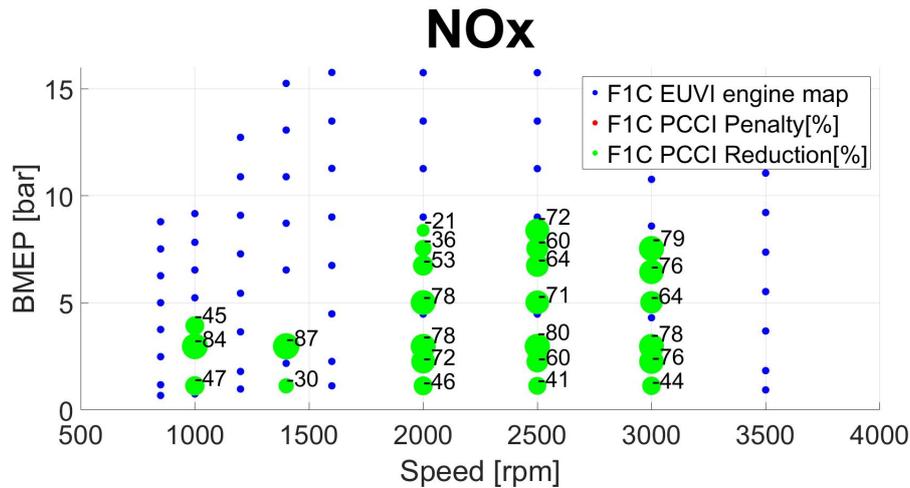


Figura 6.1 Confronto delle emissioni di ossidi di azoto

6.2 Emissioni di particolato

I risultati, anche in questo caso, rispecchiano quelli desiderati per i seguenti motivi:

- la maggiore omogeneità della miscela rispetto a quella di un diesel convenzionale evita la nascita di zone ricche inibendo così il meccanismo diretto;
- le temperature basse, tipiche della *PCCI*, impediscono le reazioni di cracking termico degli alifatici che caratterizzano il meccanismo indiretto.

Si nota in particolare che per la maggior parte dei punti considerati si ha una massa di particolato quasi nulla; tuttavia sarebbe necessario verificare il numero di particelle emesse che, anche se nanoscopiche e dal peso trascurabile, potrebbero essere confrontabili con quelle dell'*Euro VI*. Non risulterebbe quindi necessario il filtro antiparticolato, montato sui veicoli equipaggiati col tradizionale, nel il campo di funzionamento considerato, poiché i valori *engine out* rispettano già le restrizioni imposte a quelli *tail pipe*. In tal modo, nell'utilizzo su strada del veicolo, le rigenerazioni sarebbero meno frequenti.

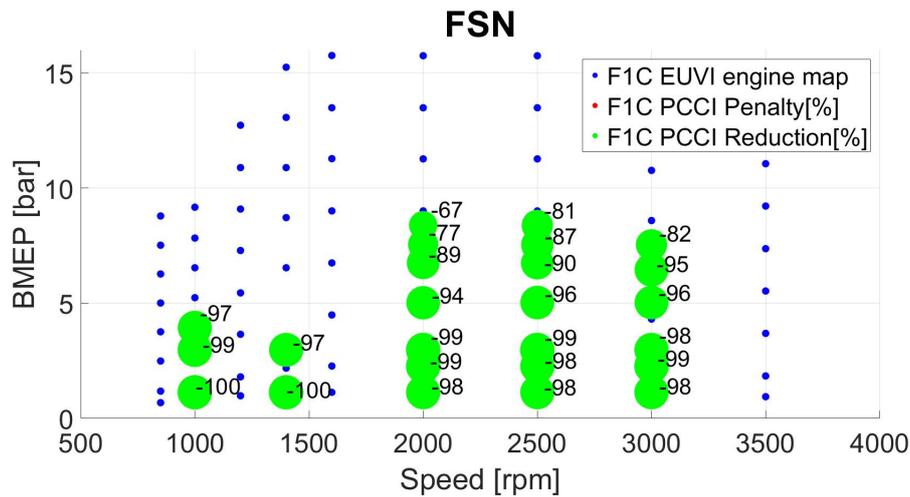


Figura 6.2 Confronto delle emissioni di particolato

6.3 Consumo di combustibile

Traguardi simili per le emissioni di ossidi di azoto e particolato hanno portato a degli inevitabili svantaggi non solo per quanto riguarda gli inquinanti rimanenti ma anche in termini di consumo di combustibile. I valori riportati nel grafico 6.3, nonostante i picchi massimi intorno al 10%, presentano comunque risultati accettabili.

Inoltre le percentuali riportate non incidono direttamente sul *Total Cost of Ownership* del veicolo perché, come visto nei paragrafi precedenti, si ha un risparmio di urea e combustibile per via delle meno frequenti rigenerazioni rispettivamente di *SCR* e *DPF*. Bisognerebbe quindi valutare l'effettiva penalità caso per caso.

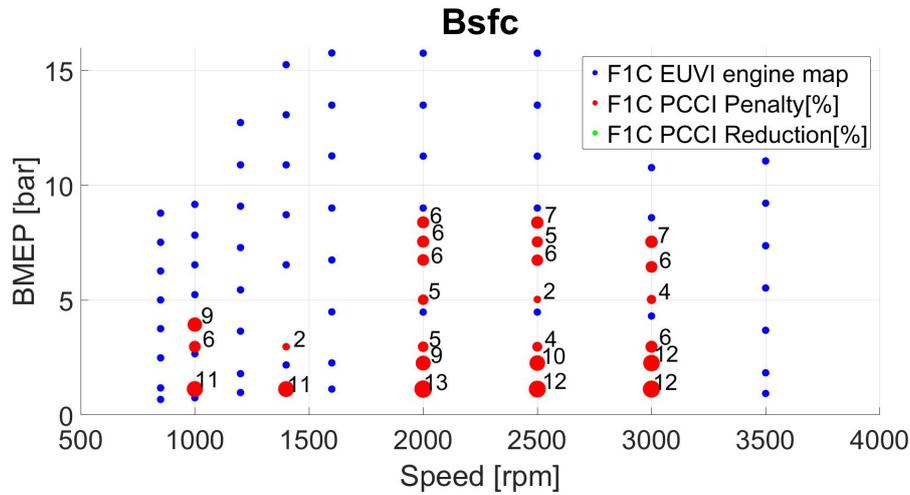


Figura 6.3 Confronto sui consumi di combustibile

6.4 Rumore di combustione

Un'altra limitazione riguardante l'implementazione della combustione *PCCI* è l'incremento del rumore di combustione generalmente già abbastanza elevato per i motori diesel. Ciò è principalmente dovuto alla maggior quantità di combustibile che brucia nella fase premiscelata come spiegato al capitolo 1.1. Nel grafico seguente è riportato solo l'incremento del rumore, espresso in *Decibel* e calcolato con la formula (6.2), rispetto a quello rilevato sul motore tradizionale:

$$\Delta_{PCCI,dB} = (Noise_{PCCI} - Noise_{STD}) \quad (6.2)$$

dove *Noise* indica il rumore di combustione calcolato dalla traccia di pressione dei relativi trasduttori in camera.

I dati esposti sono relativi al cilindro 1 di entrambi i motori.

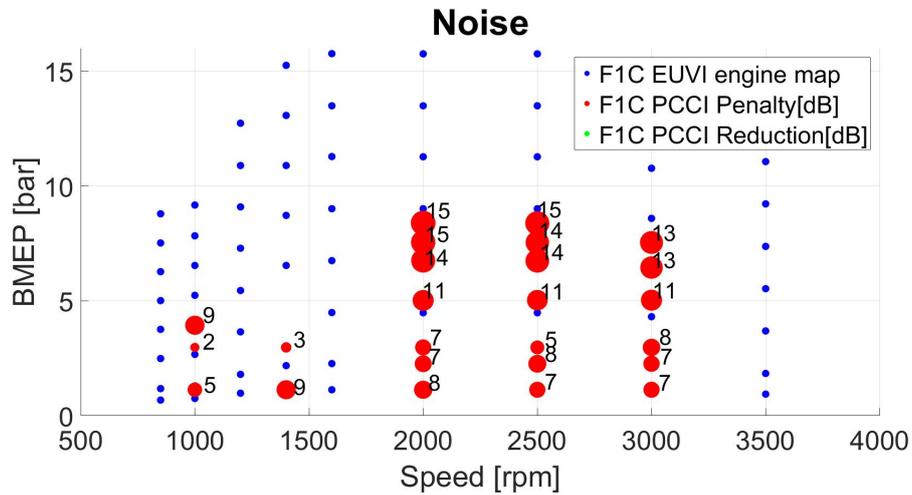


Figura 6.4 Confronto del rumore di combustione

6.5 Dosatura relativa

Si espongono di seguito i grafici riportanti le dosature relative acquisite dalle sonde *UEGO* dei due motori, indicate generalmente come:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} \quad (6.3)$$

Si nota come i valori del motore *PCCI* siano più bassi a seguito delle elevate portate di *EGR*.

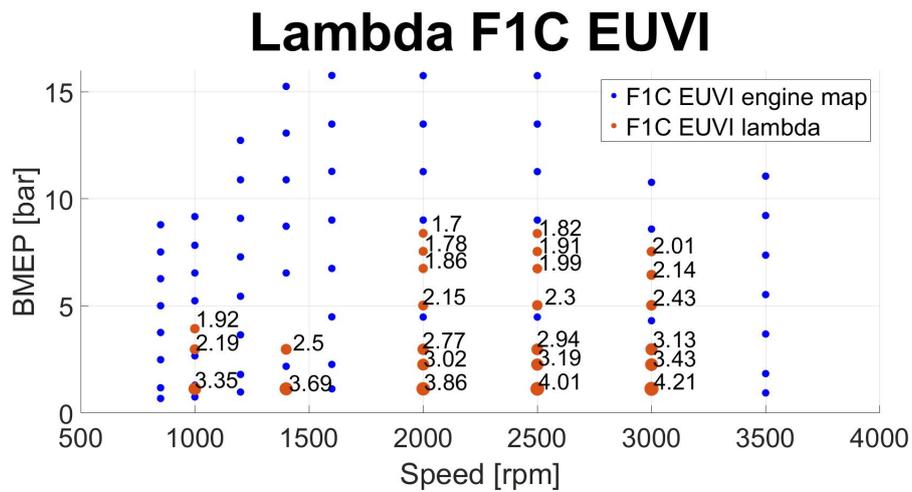


Figura 6.5 Valori della dosatura acquisiti per l'*F1C*

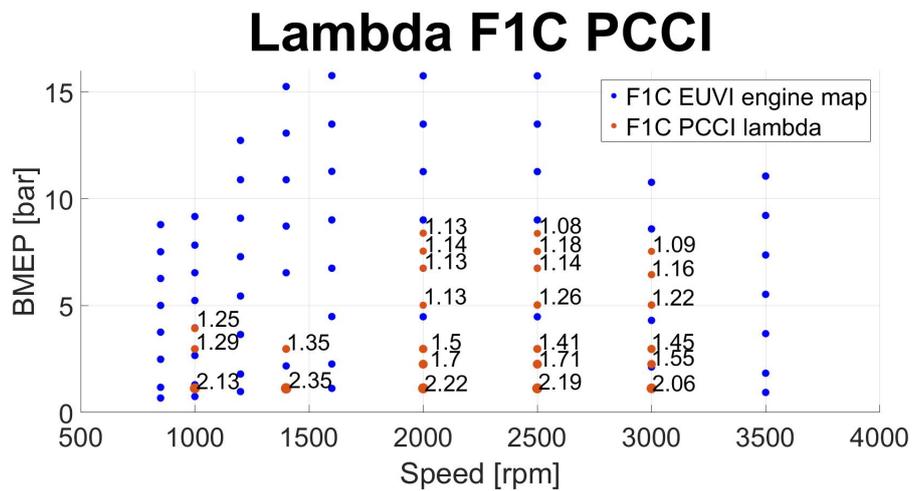


Figura 6.6 Valori di lambda registrati per la versione *PCCI*

6.6 Emissioni di idrocarburi incombusti

Come già accennato al capitolo 3, i risultati mostrano come queste emissioni siano particolarmente critiche. Tale criticità è causata principalmente da:

- le elevate percentuali di *EGR* che, oltre ad aumentare la quantità di idrocarburi incombusti in camera, diluiscono la carica del cilindro e aumentano la capacità termica della stessa causando così la diminuzione delle temperature di combustione e conseguentemente dei gas di scarico;
- lo *Start Of Injection* molto anticipato che porta ad un calo di efficienza della combustione e all'impatto del getto con le pareti della camera;
- il moto discendente dello stantuffo nella corsa di espansione che contribuisce ad un ulteriore abbassamento delle temperature in camera ed al conseguente congelamento delle reazioni di ossidazione.

Si riportano in figura 6.7 i risultati espressi tramite la formula(6.5):

$$HC_{PCCI,adimensional} = n * HC_{STD} = \frac{HC_{PCCI} - HC_{STD}}{HC_{STD}} \quad (6.4)$$

dove n è il coefficiente moltiplicativo delle emissioni del motore omologato Euro VI che sono indicate col pedice *STD(standard)*.

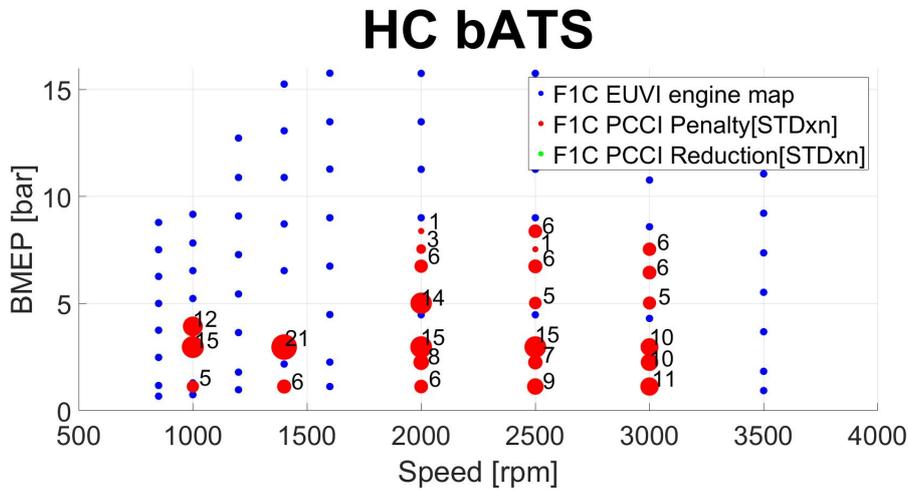


Figura 6.7 Confronto delle emissioni di idrocarburi incombusti

La sigla *bATS*(*before After Treatment System*) indica che i valori emissivi sono stati acquisiti prima del sistema di post-trattamento dei gas di scarico.

Poiché il motore *PCCI* è dotato di un catalizzatore ossidante si è cercato di capire se fosse possibile il totale abbattimento degli HC ma è stato riscontrato che le basse temperature allo scarico non permettono il raggiungimento di quelle di *light-off* del catalizzatore. Ne conseguono le seguenti percentuali di conversione, dove si è scelto il 75% come soglia di distinzione tra colore verde (efficienza di conversione sufficiente) e rosso (efficienza di conversione scarsa) nel grafico di figura 6.8.

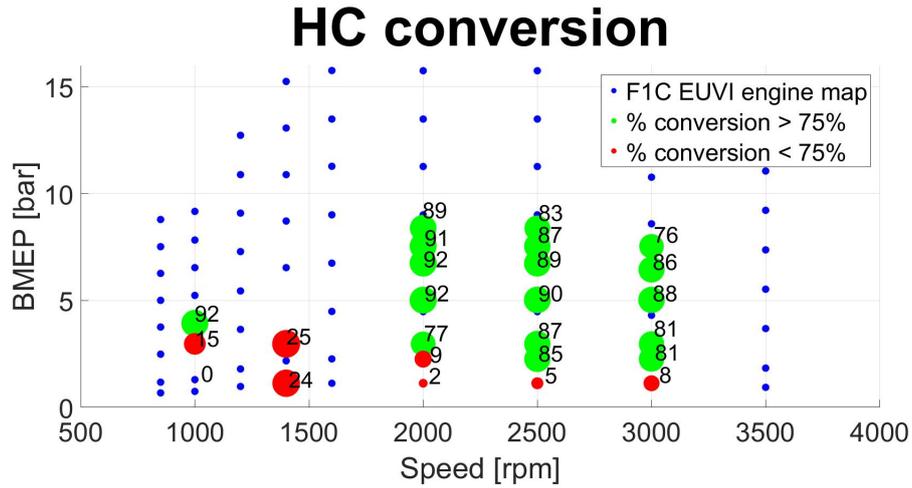


Figura 6.8 Abbattimento delle emissioni di idrocarburi incombusti sul PCCI

Si precisa che i pallini rossi sono rappresentati con una scala differente per essere più facilmente distinguibili.

6.7 Emissioni di monossido di carbonio

Anche in questo caso la situazione è critica con picchi emissivi 47 volte superiori a quelli del motore tradizionale. La cause sono ovviamente da ricercare ne:

- le elevate portate di *EGR* che riducono l'ossigeno a disposizione per l'ossidazione e abbassano le temperature;
- lo *Start Of Injection* molto anticipato che porta ad un calo di efficienza della combustione e quindi ad un'ossidazione incompleta dell'inquinante considerato;
- il moto discendente dello stantuffo durante l'espansione che contribuisce ad un ulteriore abbassamento delle temperature in camera ed al conseguente congelamento delle reazioni di ossidazione.

Come per gli idrocarburi incombusti si riportano in figura 6.9 i risultati anche in questo caso espressi tramite la formula(6.5), analoga alla precedente:

$$CO_{PCCI,adimensional} = n * CO_{STD} = \frac{CO_{PCCI} - CO_{STD}}{CO_{STD}} \quad (6.5)$$

dove n è il coefficiente moltiplicativo delle emissioni del motore omologato Euro VI che sono indicate col pedice *STD(standard)*.

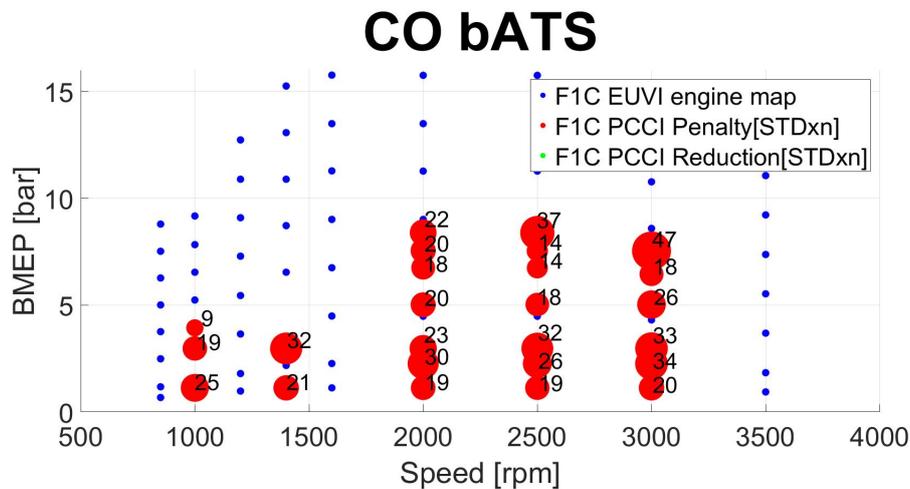


Figura 6.9 Confronto delle emissioni di monossido di carbonio

Analogamente a quanto visto per gli idrocarburi incombusti il catalizzatore ossidante non è in grado di sopperire ad una simile differenza perciò si rimanda al capitolo 7 per una breve valutazione di alcune soluzioni possibili a tale problema per i punti di funzionamento nella tabella 6.1:

Punti di funzionamento del motore	
Giri motore e relative pressioni medie effettive	
1000	1.13, 2.97, 3.94
1400	1.13, 2.97
2000	1.13, 2.26, 2.97
2500	1.13, 2.26, 2.97
3000	1.13, 2.26, 2.97

Tabella 6.1 Punti motore con basse percentuali di conversione del *DOC*

Nonostante i mediocri risultati in termini di percentuale di conversione per i punti a bassissimo carico, in quelli rimanenti si hanno dei valori superiori rispetto a quelli riscontrati per gli HC.

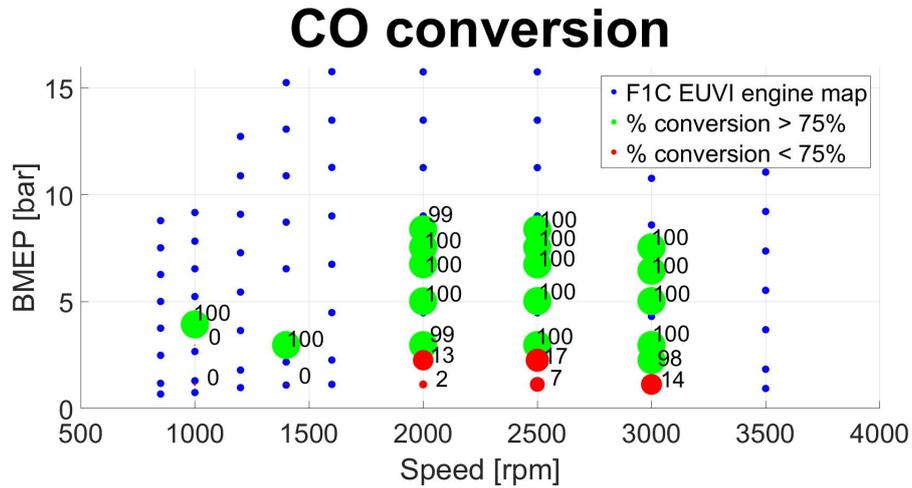


Figura 6.10 Abbattimento delle emissioni di monossido di carbonio sul PCCI

Si precisa che, per motivi grafici, i pallini rossi sono rappresentati con una scala differente.

Capitolo 7

Conclusioni

Alla luce dei risultati visti al capitolo precedente emergono una serie di problematiche:

- a giri e carichi bassi il catalizzatore ossidante non è in grado di raggiungere la temperatura di *light-off* e ne conseguono emissioni di HC e CO eccessivamente alte. Tra le possibili soluzioni si citano:
 - utilizzo di un catalizzatore ossidante in posizione *close-coupled* (ipotizzata), che essendo più vicino alle valvole di scarico beneficerà di temperature maggiori che gli consentiranno di raggiungere quella di *light-off*;
 - un mini-catalizzatore ossidante prima del *cooler EGR* (in fase di realizzazione), che per via delle minori dimensioni potrà raggiungere più facilmente e velocemente la temperatura di *light-off*;
 - utilizzo di *EGR* caldo come nei punti in figura 7.1 (attuata), poichè temperature più alte all'aspirazione portano ad averne di superiori allo scarico;

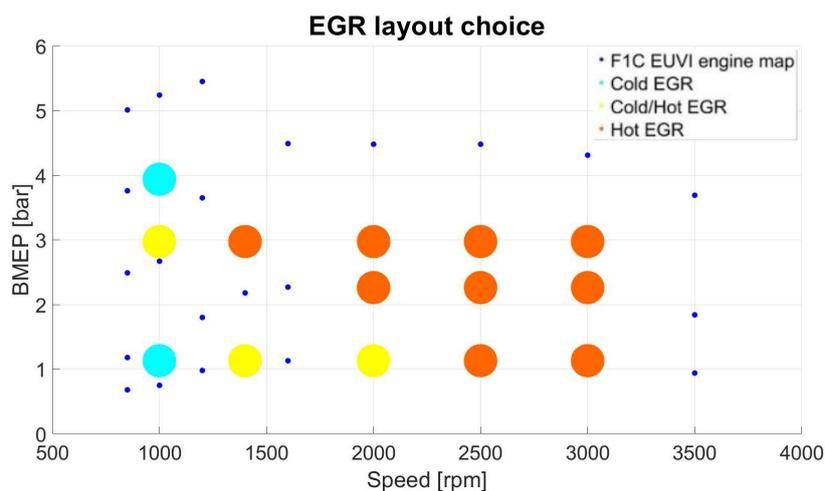


Figura 7.1 Configurazioni ottimali *EGR*

- ai carichi medi si ha un deterioramento della combustione nel caso si utilizzi *EGR* caldo. Si è perciò ipotizzata come soluzione:
 - utilizzo di una linea di *by-pass* del *cooler EGR* che ne permetta l'utilizzo a tali regimi e l'aggiramento ai bassi;
- ai carichi alti è obbligatorio il funzionamento in combustione convenzionale che prevedrà:
 - l'implementazione di opportune strategie di centralina per i transitori di passaggio da *PCCI* a convenzionale e viceversa;
 - l'utilizzo di sistemi di post-trattamento anche per ossidi di azoto e particolato;
- i punti ottimizzati per la combustione *PCCI* sul motore prototipale non sempre risultano ripetibili a causa dell'intasamento^{7.2} del *cooler EGR* perciò si prospettano:
 - adozione di uno scambiatore differente con canali di passaggio più ampi ma comunque in grado di dissipare la stessa potenza termica;
 - introduzione di un catalizzatore ossidante prima dello scambiatore che avrebbe un duplice effetto poiché eliminando, o perlomeno riducendo, le emissioni di HC ne eviti la condensazione causa l'intasamento.



Figura 7.2 Residui carboniosi all'interno dell'*EGR cooler*

Bibliografia

- [1] Giancarlo Ferrari, *Motori a Combustione Interna*, Società Editrice Esculapio, 2016.
- [2] J.B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Higher Education, 1988.
- [3] Federico Millo, *Propulsori Termici*, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016).
- [4] Ezio Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti*, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016).
- [5] Daniele Iemmolo, Roberto Vitolo, *Esercitazione: Design of Experiments*, Corso di controllo delle emissioni di inquinanti, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016).
- [6] Giulio Barbato, *Misurare per decidere*, Società Editrice Esculapio, 2011.
- [7] Hannu Jääskeläinen, Magdi K. Khair, *Combustion in Diesel Engines*, DieselNet.com, 2010.
- [8] J.E. Dec, C. Westbrook, *Diesel Combustion: An integrated view combining laser diagnostics. Chemical kinetics and empirical validation*, SAE 1999-01-0509.
- [9] Hannu Jääskeläinen, Magdi K. Khair, *Low temperature combustion*, DieselNet.com, 2010.
- [10] M.Musculus, P.Miles, L. Pickett, *Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion*, ELSEVIER, 2013.
- [11] 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.
- [12] Stefano d'Ambrosio, Daniele Iemmolo, Alessandro Mancarella, Roberto Vitolo, *Preliminary optimization of the PCCI combustion mode in a diesel engine through a design of experiments*, ELSEVIER, 2016
- [13] Stefano d'Ambrosio, Daniele Iemmolo, Alessandro Mancarella, *Performance and Emission Comparison between a Conventional Euro VI Diesel Engine and an Optimized PCCI Version and Effect of EGR Cooler Fouling on PCCI Combustion*, SAE, 2018
- [14] Andrea Luigi Pala, *Experimental study of PCCI combustion in a conventional heavy-duty Euro VI diesel engine and optimization by means of statistical techniques*, Master Thesis Project, 2015.
- [15] Alessandro Bonasera, *Analisi sperimentale di metodi per il controllo della combustione in un motore diesel heavy-duty Euro VI e valutazione dell'incertezza di misura delle emissioni inquinanti*, Tesi di laurea magistrale, 2017.

Appendice A

Tabelle limiti emissivi per veicoli commerciali leggeri

Category†	Stage	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
			g/km					
Compression Ignition (Diesel)								
N ₁ , Class I ≤1305 kg	Euro 1	1994.10	2.72	–	0.97	–	0.14	–
	Euro 2 IDI	1998.01	1.0	–	0.70	–	0.08	–
	Euro 2 DI	1998.01 ^a	1.0	–	0.90	–	0.10	–
	Euro 3	2000.01	0.64	–	0.56	0.50	0.05	–
	Euro 4	2005.01	0.50	–	0.30	0.25	0.025	–
	Euro 5a	2009.09 ^b	0.50	–	0.23	0.18	0.005 ^f	–
	Euro 5b	2011.09 ^d	0.50	–	0.23	0.18	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
	Euro 6	2014.09	0.50	–	0.17	0.08	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
N ₁ , Class II 1305–1760 kg	Euro 1	1994.10	5.17	–	1.40	–	0.19	–
	Euro 2 IDI	1998.01	1.25	–	1.0	–	0.12	–
	Euro 2 DI	1998.01 ^a	1.25	–	1.30	–	0.14	–
	Euro 3	2001.01	0.80	–	0.72	0.65	0.07	–
	Euro 4	2006.01	0.63	–	0.39	0.33	0.04	–
	Euro 5a	2010.09 ^c	0.63	–	0.295	0.235	0.005 ^f	–
	Euro 5b	2011.09 ^d	0.63	–	0.295	0.235	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
	Euro 6	2015.09	0.63	–	0.195	0.105	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
N ₁ , Class III >1760 kg	Euro 1	1994.10	6.90	–	1.70	–	0.25	–
	Euro 2 IDI	1998.01	1.5	–	1.20	–	0.17	–
	Euro 2 DI	1998.01 ^a	1.5	–	1.60	–	0.20	–
	Euro 3	2001.01	0.95	–	0.85	0.78	0.10	–
	Euro 4	2006.01	0.74	–	0.45	0.39	0.06	–
	Euro 5a	2010.09 ^c	0.74	–	0.350	0.280	0.005 ^f	–
	Euro 5b	2011.09 ^d	0.74	–	0.350	0.280	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
	Euro 6	2015.09	0.74	–	0.215	0.125	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
N ₂	Euro 5a	2010.09 ^c	0.74	–	0.350	0.280	0.005 ^f	–
	Euro 5b	2011.09 ^d	0.74	–	0.350	0.280	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
	Euro 6	2015.09	0.74	–	0.215	0.125	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹

Figura A.1 Limiti della legislazione europea per motori di veicoli commerciali leggeri diesel [4]

Appendice B

Schema installazione motore

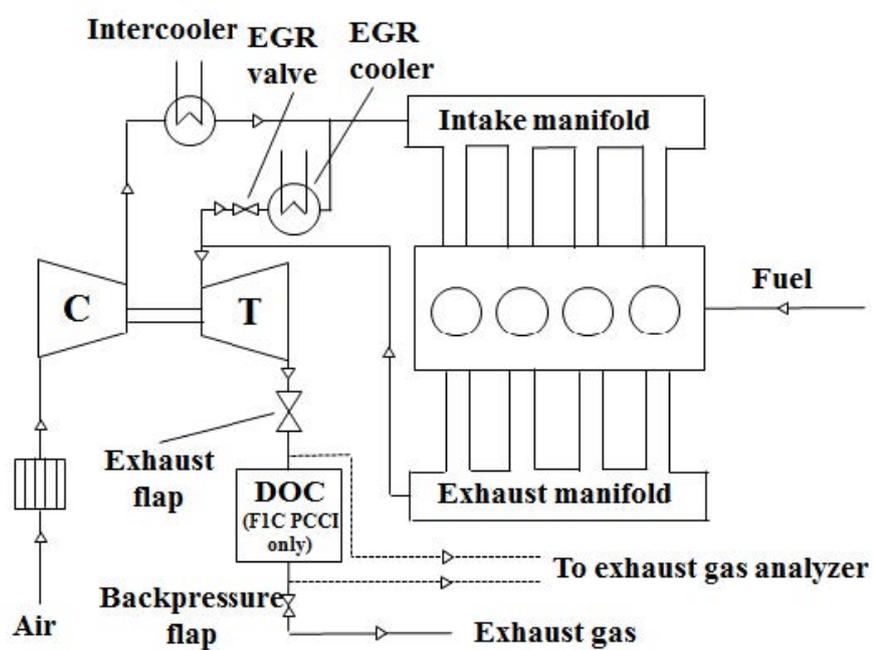


Figura B.1 Schema di installazione dei due motori [13]